

Нет автора

Журнал Холодильная техника 1969 года №12

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 621.3
ББК 31.352
Н57

Н57 **Нет автора**
Журнал Холодильная техника 1969 года №12 / Нет автора – М.: Книга по Требованию, 2021. – 62 с.

ISBN 978-5-458-64674-1

ISBN 978-5-458-64674-1

© 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.

дупредительного ремонта, но и в течение всего года, что позволяет полностью обеспечить предприятия указанными деталями.

В настоящее время заводы не выпускают запасные части к снятым с производства компрессорам 4БАУ-19, ПБСД-2-18, ПБСД-4-18, 7АГ, АГК-56 и др. Между тем на холодильниках и хладокомбинатах работает около 190 компрессоров указанных марок. Демонтировать такое количество машин и заменять их новыми экономически нецелесообразно и не представляется возможным, так как это потребует остановки холодильников, изготовления новых фундаментов, переделки коммуникаций трубопроводов и электросетей.

Министерству химического и нефтяного машиностроения СССР необходимо организовать на одном из машиностроительных заводов изготовление запасных частей к компрессорам, снятым с производства.

Вследствие конструктивного несовершенства выпускаемых промышленностью маслоотделителей значительное количество масла попадает в охлаждающие батареи холодильных камер. Летом 1969 г. на Пермском холодильнике Росмясорыбторга резко ухудшился температурный режим в камерах хранения. Проверкой было установлено сильное загрязнение внутренней поверхности труб маслом.

В сентябре 1969 г. поочередно была проведена продувка охлаждающих батарей камер в дренажный ресивер с выпуском масла через маслосборник ресивера. В результате продувки охлаждающих батарей было удалено более тонны смазочного масла, после чего в короткий срок был достигнут проектный температурный режим во всех камерах.

Росмясорыбторгом предложено всем холодильникам в период зимнего ремонта продувать батареи горячими парами аммиака.

Очень важно при проведении планово-предупредительного ремонта привлекать маши-

нистов к ремонту холодильных установок. Это позволяет своевременно проводить операции по отсосу системы, испытания на давление, лучше соблюдать правила техники безопасности.

Качество и своевременное проведение ремонта в установленные графиками сроки во многом зависят от материальной заинтересованности ремонтных бригад. Поэтому Росмясорыбторгом дано указание о переводе ремонтников (слесарей, токарей, электромонтеров, машинистов и ремонтно-строительных рабочих) на сдельную оплату труда. Для осуществления перевода на сдельную оплату труда необходимо в ближайшее время разработать и утвердить сборник норм времени и расценок на проведение ремонтных работ на холодильниках и фабриках мороженого.

При разработке норм времени и расценок на ремонт оборудования следует положить в основу применяемые рядом холодильников местные нормы времени и расценок, а также широко организовать хронометраж ремонтных работ. Эту важную работу целесообразно поручить нормативно-исследовательской лаборатории Росмясорыбторга.

При ремонте аммиачной системы малейшее несоблюдение правил технической эксплуатации и техники безопасности может привести к несчастным случаям. Поэтому необходимо разработать инструкции по производству ремонта и правила техники безопасности при проведении ремонтных работ. До их составления надо проводить подробный инструктаж ремонтных бригад по каждому виду работ.

Во время планово-предупредительного ремонта следует ремонтировать двери, изоляционные конструкции, полы, красить, белить и дезинфицировать камеры.

Правильно проведенный зимний планово-предупредительный ремонт обеспечит бесперебойную работу холодильников в летне-осенний период года.

О потребности в запасных частях к поршневым холодильным компрессорам

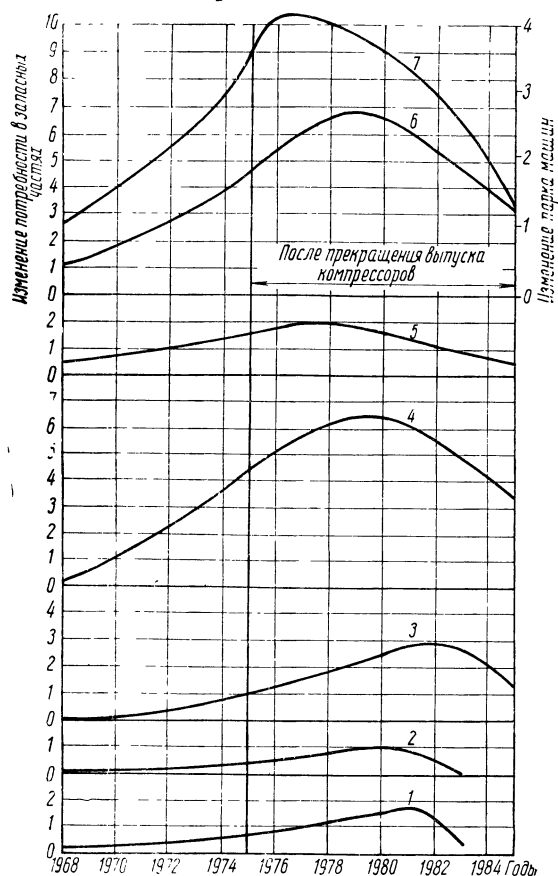
Э. М. БЕЖАНИШВИЛИ, И. Г. ХАЗАНОВ

Всесоюзный научно-исследовательский, проектно-конструкторский и технологический институт холодильного машиностроения

621.572.041

Во ВНИИхолодмаше проведена работа по выявлению потребности на 1969—1985 гг. в запасных частях для оборудования, выпускаемого заводами холодильного машиностроения. Предложены изменения поставляемых завода-

ми с оборудованием обязательных комплектов запасных частей, обеспечивающих срок службы основного оборудования до определенного планового ремонта. Аналогичные изменения обязательных комплектов запасных частей



Изменение потребности в запасных частях к поршневым холодильным компрессорам по ГОСТ 6492-68 (в относительных единицах):

1 — группа Ia; 2 — группа Ib; 3 — группа II; 4 — группа III; 5 — группа IV; 6 — в целом по отрасли; 7 — парк машин.

предложены для оборудования, поставляемого на экспорт.

Определена потребность в сменных деталях по каждому наименованию на 1969—1970 гг., проведен расчет среднегодовых норм расхода запасных частей и планов их выпуска на заводах отрасли. Установлен объем специализированных производств.

Расчеты проводили по разработанной в институте методике¹.

На основе полученных данных построены графики изменения потребности в запасных частях для эксплуатируемого парка поршневых компрессоров холодопроизводительностью от 4000 до 1200000 ккал/ч (ГОСТ 6492-68) на период до 1985 г. (см. рисунок).

Как видно из рисунка, максимальная потребность в запасных частях приходится на 1978—1979 гг. (в 5—6 раз превысит потребность в 1968 г.), т. е. через 3—4 года после прекращения выпуска компрессоров данных моделей. В дальнейшем потребность в запасных частях будет снижаться в связи с уменьшением парка компрессоров, постепенно заменяемых новыми моделями.

В табл. 1 приведены весовые соотношения компрессоров и запасных частей, необходимых для бесперебойной работы компрессоров в течение всего срока службы¹.

Ниже описывается методика расчета потребности по каждой сменной детали.

Необходимое количество сменных деталей любого наименования j на рассчитываемый λ год определяется по формуле

$$(\Phi_j)_\lambda = \Pi_\lambda K' K'' n n_z, \quad (1)$$

стоимость сменных деталей — по формуле

$$(C_j)_\lambda = C (\Phi_j)_\lambda, \quad (2)$$

где λ — индекс рассчитываемого года (1970, 1971, 1974 и т. д.);

Π_λ — парк компрессоров, эксплуатируемых в рассчитываемом году;

K', K'' — поправочные коэффициенты, соответственно учитывающие несовпадение ресурсов деталей с межремонтными сроками и возможность восстановления деталей без их замены;

¹ Бежанишвили Э. М., Ермакова П. И. Определение потребности в запасных частях для холодильных компрессоров. «Холодильная техника», 1968, № 9.

Таблица 1

Группа компрессоров и характерный представитель группы	Вес компрессора, кг	Вес запасных частей	
		кг	в % от веса компрессора
Ia (ФВ-6)	50	23,72	46,0
Ib (ФУБС-12)	95	8,20	8,7
II (АУ-45)	270	73,82	27,4
III (АУ-200)	1500	723,85	48,2
IV (АО-1200)	10500	8094,22	77,2

n — число деталей одного наименования, подлежащих замене при данном ремонте;

n_z — коэффициент, определяющий долю машин (в общем парке), проходящих в данном году один из видов ремонта — текущий ($n_z = n_{\text{тек}}$), средний ($n_z = n_{\text{ср}}$) или капитальный ($n_z = n_{\text{кап}}$);

C — стоимость одной детали.

Величина n_z — функция ремонтного цикла и межремонтного периода.

Следовательно, число машин, проходящих в данном году тот или иной ремонт, может быть определено по формулам

$$N_{\text{тек}} = \Pi_{\lambda} n_{\text{тек}} \quad (3)$$

$$N_{\text{ср}} = \Pi_{\lambda} n_{\text{ср}} \quad (4)$$

$$N_{\text{кап}} = \Pi_{\lambda} n_{\text{кап}} \quad (5)$$

В табл. 2 приведены значения n_z (в процентах от общего парка машин).

Таблица 2

Группа компрессоров	$n_{\text{тек}}$	$n_{\text{ср}}$	$n_{\text{кап}}$
Ia	70,0	—	30,0
Iб	70,0	30,0	—
II	55,0	24,0	20,0
III	65,0	20,0	15,0
IV	55,0	24,0	21,0

Данные табл. 2 показывают, что доля компрессоров в общем парке машин, проходящих за данный год тот или иной вид ремонта, для всех групп примерно одинакова. Текущий ремонт проходят 55—70% компрессоров, средний — 20—30% и капитальный — 15—30%.

При этом для компрессоров групп II, III, IV из общей стоимости запасных частей на текущие ремонты приходится 14—17, на средние — 20—33 и на капитальные — 53—63%.

Рассмотрим методику расчета среднегодовых норм расхода сменных деталей.

Количество запасных деталей j -го наименования, необходимое для проведения любого вида ремонта, рассчитывается по формуле

$$(n_j)_z = (n - n_0) K' K'', \quad (6)$$

где n_0 — число сменных деталей того же наименования, входящих в обязательный комплект запасных частей, поставляемых совместно с оборудованием.

Общее число сменных деталей одного наи-

менования, необходимое на весь срок службы компрессора, определяется по формуле

$$N_j = K_0 \left[\sum_{z=1}^{z=m_{\text{тек}}} (n_j)_{\text{тек}} + \sum_{z=1}^{z=m_{\text{ср}}} (n_j)_{\text{ср}} + \sum_{z=1}^{z=m_{\text{кап}}} (n_j)_{\text{кап}} \right], \quad (7)$$

где K_0 — коэффициент, учитывающий возможную замену деталей при профилактических осмотрах и при устранении случайных отказов, равный 1,0—1,5;

$m_{\text{тек}}, m_{\text{ср}}, m_{\text{кап}}$ — число текущих, средних и капитальных ремонтов.

Среднегодовые нормы расхода сменных деталей на один компрессор рассчитываются по формуле

$$T_j = \frac{N_j}{A}, \quad (8)$$

где A — полный срок службы компрессора, годы.

В настоящее время отсутствует технически обоснованная методика определения объема и номенклатуры обязательных комплектов запасных частей. Это подтверждается различиями в объеме и номенклатуре комплектов, поставляемых заводами-изготовителями даже для компрессоров одной базы (компрессоры АУ-45, ФУ-40, ФВ-20).

Как указывалось выше, обязательные комплекты запасных частей должны обеспечивать срок службы основного оборудования до определенного планового ремонта. Для холодильного оборудования таким плановым ремонтом может быть средний ремонт.

Объем и номенклатура запасных частей должны определяться в соответствии с ресурсами деталей компрессора. Например, если ресурс поршневых колец составляет 4000 ч, а средний ремонт наступает через 12000 ч, то следует поставлять с компрессорами два комплекта поршневых колец.

В обязательные комплекты не должны входить сменные детали, ресурс которых выше межремонтного срока. Однако это не распространяется на ответственные детали, которые даже при незначительных дефектах следует заменять, чтобы их отказы не привели к аварийной остановке компрессора (болты шатуна, пальцы поршня и др.).

Очевидно, что рациональный и технически обоснованный объем обязательных комплектов запасных частей связан с установленным гарантийным сроком. Имеющиеся данные под-

тверждают возможность пересмотра гарантийных сроков некоторых компрессоров. При этом следует учесть, что срок службы основного оборудования, обеспеченного обязательным комплектом запасных частей, должен быть несколько больше срока коммерческой гарантии.

Важное значение имеет оптимальная комплектация запасными частями оборудования, поставляемого на экспорт. Учитывая тяжелые условия эксплуатации холодильного оборудования в странах с тропическим климатом, отсутствие ремонтных баз и возможную неподготовленность местного обслуживающего персонала к работе с импортным оборудованием, обязательные комплекты должны быть увеличены в объеме и в отличие от внутрисоюзных поставок скомплектованы с учетом возможности проведения среднего ремонта. В табл. 3 приведены рекомендуемые сроки службы компрессоров, которые должны обеспечиваться обязательными комплектами запасных частей.

Для обеспечения сроков, указанных в табл. 3, не требуется значительного изменения объема поставляемых запасных частей. Обязательные комплекты необходимо лишь дополнить в основном поршневыми кольцами, пластинами клапанов и некоторыми резино-техническими изделиями. В результате изменений комплектов запасных частей их общая стоимость по всей отрасли холодильного машиностроения возрастет всего на 8% (из расчета плана производства на 1969 г.).

Парк эксплуатируемых машин состоит не только из новых (выпускаемых в настоящее

Таблица 3

Группы компрессоров	Срок службы компрессоров			
	поставляемых для внутреннего рынка		поставляемых на экспорт	
	календарные годы	часы наработки	календарные годы	часы наработки
Ia	4	24000	5	30000
Iб	5	15000	6	18000
II	4	12000	5	15000
III	3	12000	4	16000
IV	2	10000	3	15000

время), но и старых (снятых с производства) компрессоров, а также из компрессоров, не вошедших в ГОСТ 6492—68. Эти компрессоры также нуждаются в сменных деталях.

Заводы отрасли, кроме сменных деталей к компрессорам, поставляют приборы защиты и регулирования, разнообразную промышленную запорную арматуру, а также по просьбе потребителей отдельные корпусные детали, не являющиеся сменными.

Заводы отрасли удовлетворяют также заявки на поставку запасных частей на экспорт по заказ-нарядам внешнеторговых организаций.

Все указанные поставки являются структурными составляющими плана производства запасных частей.

Анализ структуры плана производства запасных частей показал, что для ряда заводов отрасли план производства запасных частей должен быть пересмотрен.

Тепловые испытания экранированного герметичного компрессора

ФГэ 0,7 ~ 3 и агрегата ВСэ 0,7 ~ 3

И. А. ЭЛЬКИН, В. С. ШЕВЧЕНКО

Харьковское опытно-конструкторское бюро
холодильных машин

Канд. техн. наук В. Б. ЯКОБСОН

Всесоюзный научно-исследовательский институт
холодильной промышленности

621.57.041—213.4

В экранированном компрессоре в отличие от обычного герметичного статор отделен от ротора тонким экраном и не омывается фреоном [1, 2].

Экранированный компрессор сохраняет основные преимущества герметичного компрессора — надежность, компактность, меньший вес, более высокие, чем у открытого компрессора, энергетические показатели. Вместе с тем очистить и осушить систему здесь значительно легче, чем в обычной герметичной машине; ста-

тор в случае необходимости можно заменить на месте эксплуатации.

Харьковским опытно-конструкторским бюро холодильных машин были разработаны экранированный компрессор ФГэ 0,7~3 номинальной холодопроизводительностью 700 ккал/ч и агрегат ВСэ 0,7~3 с этим компрессором, унифицированные с герметичным компрессором ФГ 0,7~3 и агрегатом ВС 0,7~3 Харьковско-го завода холодильных машин [1, 3].

Основное назначение экранированных агрегатов — заменить открытые агрегаты типа ФАК.

Компрессор ФГэ 0,7~3 двухцилиндровый, диаметр цилиндра 36 мм, ход поршня 18 мм, синхронная скорость вращения 1500 об/мин, холодильный агент — фреон-12. Экран изготовлен из нержавеющей стали толщиной 0,3 мм. Зазор между статором и экраном 0,05 мм, между ротором и экраном 0,3 мм. Номинальная мощность (0,25 кВт) установленного в компрессоре электродвигателя ДГХ 0,25 меньше, чем в компрессоре ФГ 0,7~3 (0,35 кВт).

Центробежный масляный насос (большей производительности, чем в обычном компрессоре) обеспечивает подачу масла на экран для его охлаждения. В масляной ванне предусмотрен охлаждающий змеевик, через который проходит всасывающий пар до поступления его в кожух.

Тепловые испытания экранированного компрессора и агрегата были проведены Харьковским опытно-конструкторским бюро холодильных машин совместно с ВНИХИ.

Компрессор испытывали по методике, предусмотренной ГОСТ 10613—63 [4].

Основные технические характеристики компрессора показаны на рис. 1.

Холодопроизводительность экранированного компрессора (рис. 1, а) на номинальном среднетемпературном режиме (температура кипения —15, конденсации 30°C) составила 670 ккал/ч, что на 7% меньше, чем холодопроизводительность на этом же режиме обычного герметичного компрессора. На номинальном высокотемпературном режиме (5; 40°C) холодопроизводительность была в 2 раза больше, чем на среднетемпературном — 1400 ккал/ч. Это на 3% меньше, чем у компрессора ФГ 0,7~3.

Снижение холодопроизводительности экранированного компрессора обусловлено его более высоким температурным уровнем и подогревом всасываемого пара в змеевике, охлаждающем масло.

При повышении температуры конденсации на 1°C холодопроизводительность снижалась, как и у обычных герметичных компрессоров, на 1,5—2%.

Потребляемая мощность (рис. 1, б) на номинальном среднетемпературном режиме составила 0,39 кВт. По сравнению с потребляемой мощностью обычного герметичного компрессора она возросла на 5—7%. В известных зарубежных конструкциях компрессоров разница значительнее. В данном случае сравнительно небольшое отрицательное влияние

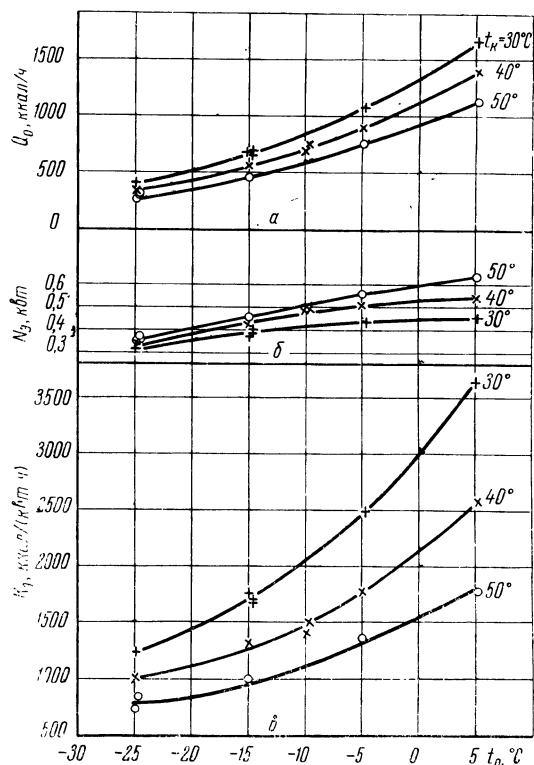


Рис. 1. Основные технические характеристики компрессора ФГэ 0,7~3:

а — холодопроизводительность; б — потребляемая мощность; в — удельная холодопроизводительность.

экрана объясняется в первую очередь его малой толщиной и рациональным выбором встроенного электродвигателя.

Электрическая удельная холодопроизводительность (рис. 1, в) на номинальном среднетемпературном режиме составила 1720 ккал/(кВт·ч), т. е. на 10% меньше, чем у компрессора ФГ 0,7~3. Однако по сравнению с открытым компрессором 2ФВ 4/4,5 агрегата ФАК 0,7 экранированный компрессор энергетически более совершенен: его удельная холодопроизводительность выше на ~20%. Это связано в первую очередь с большими механическими и электрическими потерями открытого компрессора.

Испытания агрегата проводили в соответствии с методикой, изложенной в ГОСТ 13370—67 [5].

Основные технические характеристики агрегата ВСэ 0,7~3 показаны на рис. 2 (для сравнения приведены также технические характеристики обычного герметичного агрегата ВС 0,7~3 и открытого агрегата ФАК 0,7).

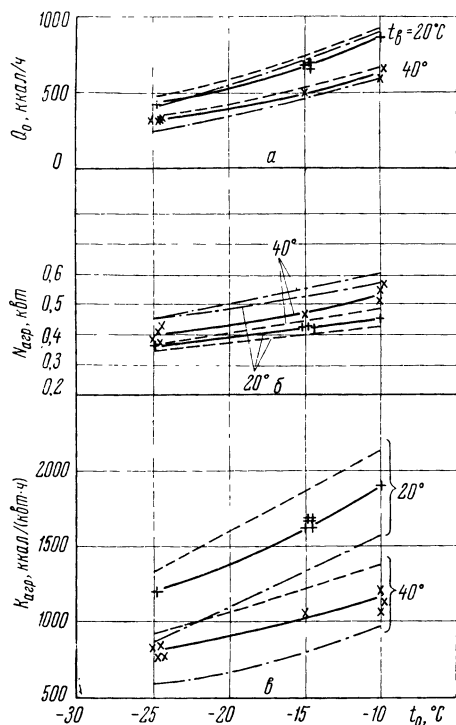


Рис. 2. Основные технические характеристики агрегатов ВСэ 0,7~3, ВС 0,7~3 и ФАК 0,7:

а — холодопроизводительность; б — потребляемая мощность; в — удельная холодопроизводительность; ———— ВСэ 0,7~3, ———— ВС 0,7~3; - - - - - ФАК 0,7.

Во время испытаний температура воздуха у входа в конденсатор поддерживалась 20 и 40°C.

На номинальном среднетемпературном режиме холодопроизводительность агрегата оказалась равной 700 ккал/ч, потребляемая мощность 0,43 кВт, электрическая удельная холодопроизводительность 1640 ккал/(кВт·ч). Последняя величина на 13% ниже, чем у агрегата ВС 0,7~3, но на ~20—30% выше, чем у ФАК 0,7.

Преимущества нового агрегата хорошо видны из сравнения характеристик агрегата ВСэ 0,7~3, заменяемого им открытого агрегата ФАК 0,7 и агрегата Е 5012 с экранированным компрессором австрийской фирмы «Фригополь» (см. таблицу).

На рис. 3 приведены значения температуры обмотки $t_{об}$ электродвигателя экранированного компрессора (и для сравнения — электродвигателя обычного герметичного компрессора) при работе агрегата на среднетемпературном режиме. Во время испытаний она не превыша-

Показатели	Марка агрегата		
	ВСэ 0,7~3	ФАК 0,7	Е 5012
Холодопроизводительность, ккал/ч*	700	700	680
Потребляемая мощность, кВт	0,43	0,53—0,58	0,57
Скорость вращения компрессора, об/мин	1440	450	1400
Габаритные размеры, мм:			
длина	600	615	480
ширина	410	440	400
высота	360	455	350
Вес (сухой), кг	51	81	44

* При $t_0 = -15^\circ \text{C}$, $t_\delta = 20^\circ \text{C}$.

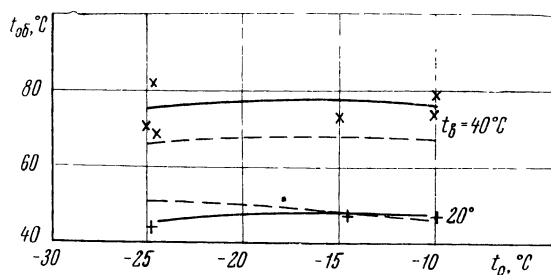


Рис. 3. Температура обмотки электродвигателя: ———— ВСэ 0,7~3; - - - - - ВС 0,7~3.

ла 80°C, т. е. была значительно ниже максимально допустимой.

Проверка пусковых характеристик [4, 5] показала, что в наиболее трудном пусковом режиме, т. е. при температуре кипения 5—10, конденсации 50 и окружающего воздуха (при включении агрегата) 40°C, пуск осуществляется при понижении напряжения на 25% от номинального.

Общий уровень шума агрегата равнялся 63—64 дБА.

Испытания автоматической защиты агрегата в основных аварийных режимах [5], а именно: прекращение работы вентилятора, прекращение всасывания фреона, повышение температуры окружающего воздуха до 60°C, выпадение фазы электродвигателя компрессора при работе, пуск на двух фазах — показали, что защита предохраняет электродвигатель компрессора от сгорания.

При эксплуатации партии агрегатов ВСэ 0,7~3 в производственных условиях в течение нескольких лет повреждения экрана не произошло и дефектов, связанных с конструктивными особенностями новой машины, не обна-

ружено. Замена статора при выходе его из строя производилась на месте эксплуатации и трудностей не вызывала.

В настоящее время Ярославский завод холодильных машин ведет подготовку к серийному выпуску экранированных компрессоров ФГэ 0,7~3 и агрегатов ВСэ 0,7~3.

ЛИТЕРАТУРА

1. Элькин И. А. Холодильный агрегат. Авторское свидетельство № 181139. «Открытия. Изобретения.

Промышленные образцы. Товарные знаки», 1966. № 9.

2. Элькин И. А. Герметичный компрессор с вынесенным статором. «Холодильная техника», 1967, № 8.
3. Зеликовский И. М., Якобсон В. Б. Новые герметичные компрессоры и агрегаты. «Холодильная техника», 1966, № 1.
4. ГОСТ 10613—63. Компрессоры поршневые герметичные фреоновые малой холодопроизводительности. Методы испытаний.
5. ГОСТ 13370—67. Агрегаты герметичные фреоновые малой холодопроизводительности. Методы испытаний.

О наружном теплообмене пластинчатых поверхностей

Доктор техн. наук А. А. ГОГОЛИН

Всесоюзный научно-исследовательский институт холодильной промышленности

536.24

В воздухоохладителях и конденсаторах воздушного охлаждения широко используются пластинчатые поверхности, для которых до сих пор нет обоснованных расчетных данных. При их расчете применяют обобщенные уравнения, в частности Карасиной и Антуфьева, выведенные из опытов с поверхностями других типов и с другими геометрическими и температурными параметрами.

В современных пластинчатых, как и в других ребристых поверхностях, наружный теплообмен происходит в основном на ребрах, составляющих обычно 90—96% всей наружной поверхности. Поэтому при выведении уравнений для наружного теплообмена надо исходить из гидродинамических условий протекания воздуха в каналах, образованных пластинами, а не из условий поперечного обтекания трубок. Последние можно рассматривать лишь как турбулизаторы потока воздуха, создающие переменное по длине проходное сечение.

Теплообмен в каналах при принудительной конвекции определяется уравнением

$$Nu = f\left(Re, Pr, \frac{L}{d_9}, \frac{T_n}{T_{ст}}\right), \quad (1)$$

где Nu , Re , Pr — критерии подобия Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля;

$\frac{L}{d_9}$ — отношение длины пластины по ходу воздуха к эквивалентному диаметру проходного сечения;

$\frac{T_n}{T_{ст}}$ — отношение абсолютной тем-

пературы потока воздуха к температуре стенки (средней температуре пластинчатой поверхности).

Физические величины, входящие в критерии подобия, принято относить к средней температуре потока воздуха. Вследствие небольших перепадов температур $T_n - T_{ст}$, применяемых при расчете воздухоохладителей и воздушных конденсаторов холодильных машин, влияние

отношения $\frac{T_n}{T_{ст}}$ в них невелико ($\pm 1-3\%$) и им можно пренебречь. Невелико также и влияние критерия Прандтля. При изменении температуры воздуха от -40 до $+40^\circ\text{C}$ и барометрического давления от 735 до 760 мм рт. ст. оно составляет всего $\pm 0,7\%$. Поэтому можно считать в указанном выше интервале температур и барометрических давлений критерий Прандтля постоянным и равным 0,71.

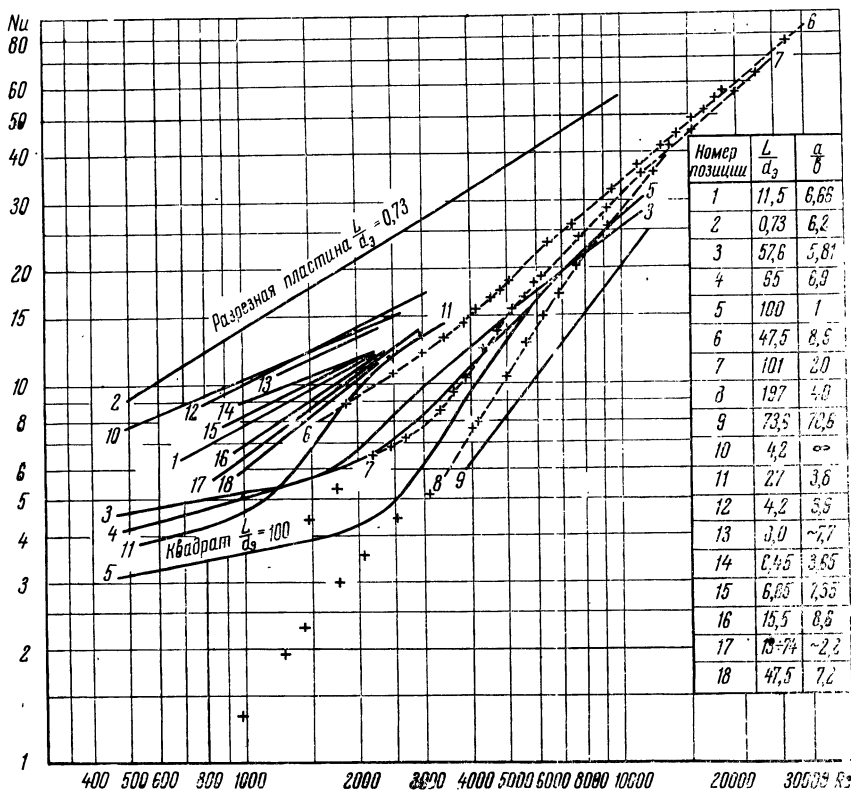
При этих допущениях, принимая обычную степенную форму функции в уравнении (1), его можно написать в следующем виде:

$$Nu = c Re^n \left(\frac{L}{d_9}\right)^m. \quad (2)$$

Для уточнения значений c , n и m автором были обобщены данные как собственных опытов, так и опытов других исследователей (табл. 1). При этом обобщении коэффициенты теплоотдачи относились к суммарной наружной поверхности трубок и пластин и к перепадам между температурой воздуха и усредненной температурой всей наружной поверхности; скорость воздуха — к суженному трубкам-

Таблица 1

Показатели	Автор [1]	Автор [2]	Иоффе [3]	Марьямов [4]	Осипова [5]	Гудман [6]	Шепера [7]
Диаметр трубки d_t , мм	16	10	12; 12,5	$2,5 \times 18$	27; 20	12,7	10; 8,2
Шаг трубок по фронту S_t , мм	33,3	25	26	9	—	38,2	19—51
Расположение трубок	Коридорное		Шахматное	—			
Шаг ребер S_p , мм	3	1,95	3,5—4,5	3,0	5; 10; 15	3,6	2,3—5,1
Число рядов трубок	6	2	3	3—11	1	1×7	1
Отношения							
$\frac{L}{d_s}$	47,5	15,5	4,2—8,4	19—69,5	2,55—17,3	8,0	1,84—14
$\frac{S_t}{d_t}$ или $\frac{L}{d_t}$	2,06	2,54	2—3,25	3,6	1,85—5,55	3,78	2,5—5,1
$\frac{S_p}{d_t}$	0,187	0,195	0,35	—	0,18—0,75	0,275	0,23—1,03

Рис. 1. Зависимость Nu от Re для пластинчатых поверхностей и прямоугольных каналов:

прямоугольные каналы: 1 — Норрис и Стрэд; 2—5 — Лондон и Кэйс [8]; 6—8 — Вашингтон и Маркс; 9 — Ильин; 10 — Польгаузен; 11 — Лондон и Кэйс [8] (плоская трубка переменного сечения); пластинчатые поверхности: 12 — Иоффе [3]; 13 — Гудман [6]; 14 — Осипова [5]; 15 — Шеперд [7]; 16 — автор [12]; 17 — Марьямов [4]; 18 — автор [1].

ми проходному сечению. Эквивалентный диаметр определяется по следующему известному уравнению:

$$d_s = \frac{2ab}{a+b}, \quad (3)$$

где a — расстояние в свету между ребрами, м;
 b — расстояние в свету между трубками, м.

Зависимость Nu от Re для разных поверхностей носит различный характер (рис. 1.)

При малых отношениях $\frac{L}{d_s}$, в условиях срыва пограничного слоя, она в логарифмическом масштабе приблизительно выражается прямой (линии 2 и 10 на рис. 1) с уклоном (показатель степени n) около 0,5—0,6, характерным и для случая наружного обтекания коротких тел, например поперечного обтекания трубок. При больших отношениях $\frac{L}{d_s}$ с полным развитием пограничного слоя эта зависимость выглядит сложнее.

В области ламинарного движения, при $Re < 2000$ —2500, наклон линии $Nu =$

$=f(Re)$ невелик, затем в переходной области с $Re=2000-10000$ он резко возрастает и в ряде случаев становится больше единицы, а в области развитого турбулентного движения снова несколько уменьшается и равняется примерно 0,8 (см. линии 1—11 на рис. 1).

Весьма интересно протекание линии 11, построенной по данным Лондона и Кэйса для прямоугольного канала переменного сечения [8]. Как видно из рис. 1, для этого случая переходный режим наступает уже при $Re=600-800$ и кончается при $Re=2500$, что меньше обычного примерно в 4 раза.

На рис. 1 нанесены также зависимости $Nu=f(Re)$ для пластинчатых поверхностей по результатам известных опытов (табл. 1). При обычных весовых скоростях воздуха $w_{\text{в}}=2-6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{сек})$ и шаге ребер $S_p=2-5 \text{ мм}$ интервал чисел Рейнольдса составляет 500—2500. При малых величинах $\frac{L}{d_3}$ характер протекания зависимости близок к наружному обтеканию ($n=0,5$). При больших $\frac{L}{d_3}$ (около 50) $n=0,8$, что сближает этот процесс с процессом протекания воздуха в канале с переменным сечением для переходной области.

Зависимость n от $\frac{L}{d_3}$ приведена на рис. 2.

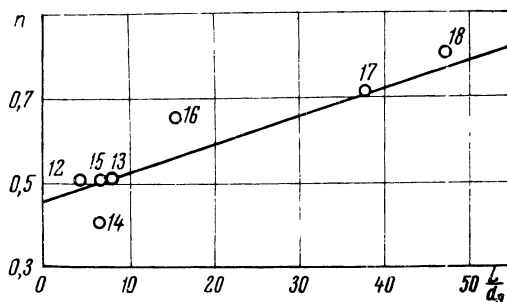


Рис. 2. Определение показателя степени n в уравнении (2) по данным разных исследователей (обозначения по рис. 1).

Ее можно выразить уравнением (4) и данными табл. 2.

Таблица 2

$\frac{L}{d_3}$	5	10	15	20	30	40	50
n	0,483	0,516	0,55	0,582	0,648	0,714	0,780

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{L}{d_3}. \quad (4)$$

Уравнение (2), полученное на основании теории подобия, может применяться лишь к геометрически подобным поверхностям. Отсутствие геометрического подобия по ходу воздуха компенсируется в уравнении (2) поправочным множителем $\left(\frac{L}{d_3}\right)^m$. Геометрическое подобие в поперечном сечении может быть охарактеризовано двумя геометрическими симплексами: $\frac{S_T}{d_T}$ и $\frac{S_P}{d_T}$, где S_T и S_P соответственно шаг трубок и ребер, а d_T — наружный диаметр трубок.

В современных пластинчатых поверхностях обычно $\frac{S_T}{d_T} = 2-3$, а $\frac{S_P}{d_T} = 0,2-0,3$. Эти же соотношения имело большинство пластинчатых поверхностей (табл. 1).

На рис. 3 дана зависимость $Nu=f\left(\frac{L}{d_3}\right)$ для двух чисел Рейнольдса ($Re=1000$ и 2000). В эту зависимость вошли результаты опытов с поверхностями, имеющими указанные выше геометрические отношения. Из опытов Осиповой и Шеперда, проведенных в широком диапазоне симплексов $\frac{S_T}{d_T}$ и $\frac{S_P}{d_T}$, взяты были лишь

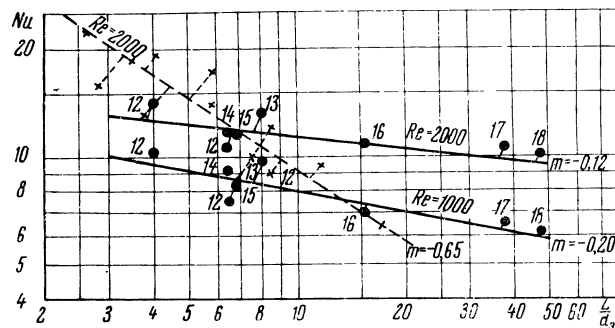


Рис. 3. Зависимость Nu от отношения $\frac{L}{d_3}$ для пластинчатых поверхностей по данным разных исследователей (обозначения по рис. 1).

поверхности, геометрически подобные принятым нами.

Из рис. 3 видно, что наклон линий $Nu=f\left(\frac{L}{d_3}\right)$, или, что то же самое, показатель степени m в уравнении (2) может быть выражен уравнением (5) и цифровыми значениями, приведенными в табл. 3.

Таблица 3

Re	500	1000	1500	2000	2500	3000
m	-0,24	-0,20	-0,16	-0,12	-0,08	-0,04

$$m = -0,28 + 0,08 \frac{Re}{1000}. \quad (5)$$

Нетрудно заметить, что при $Re=3500$ значение m будет равно нулю (см. рис. 1), а при более высоких значениях Re установленная нами зависимость сменится обратной. При этом Nu будет увеличиваться с ростом $\frac{L}{d_9}$, как это и принималось многими специалистами на основании опытов Антurfьева, проведенных с большими значениями Re .

Наличие двух противоположных зависимостей Nu от $\frac{L}{d_9}$ видно из графика (рис. 4), построенного по данным испытаний круглорезистых поверхностей Лапиным и Шуригом [9]. Такая же картина может быть прослежена и по опытам Шеперда.

Пунктиром на рис. 3 нанесена зависимость $Nu = f\left(\frac{L}{d_9}\right)$ для поверхностей Осиповой ($Re = 2000$), не обладающих геометрическим подобием с остальными поверхностями. Наибольшие значения Nu получаются при $\frac{S_r}{d_r} = 2,5$ и $\frac{S_p}{d_r} = 0,75$, а наименьшие — при $\frac{S_r}{d_r} =$

$=7,5$ и $\frac{S_p}{d_r} = 0,25$. Опыты Осиповой с отношениями $\frac{S_r}{d_r} = 2,5$ и $\frac{S_p}{d_r} = 0,25$ совпадают с зависимостью для остальных геометрически подобных поверхностей.

Как видно из рис. 3, пунктирная линия имеет значительно больший уклон ($m = -0,65$). Она может служить для ориентировочной оценки критериев Nu в пластинчатых поверхностях, не имеющих геометрического подобия с выбранными нами для вывода зависимости (5).

Наличие переменных показателей степени у Re и $\frac{L}{d_9}$ в уравнении (2) приводит к тому, что коэффициент C также не является постоянным, а состоит из двух множителей A и B , являющихся функциями соответственно $\frac{L}{d_9}$ и Re :

$$C = AB; \quad (6)$$

$$A = 0,518 - 0,02315 \left(\frac{L}{d_9}\right) + 0,000425 \left(\frac{L}{d_9}\right)^2 - 0,000003 \left(\frac{L}{d_9}\right)^3; \quad (7)$$

$$B = 1 - 0,24 \left(\frac{Re}{1000} - 1,5\right) = 1,36 - 0,24 \frac{Re}{1000}. \quad (8)$$

Величины A даны в табл. 4, а B — в табл. 5.

На рис. 5 показана зависимость Nu от Re по уравнению (2). Ее характер соответствует зависимости, приведенной на рис. 1. Эту зависимость нельзя применять в других интервалах Re и $\frac{L}{d_9}$, а также для поверхностей с резко отличными значениями $\frac{S_r}{d_r}$ и $\frac{S_p}{d_r}$. Она выведена

Таблица 4

$\frac{L}{d_9}$	5	10	20	30	40	50
A	0,4125	0,326	0,201	0,125	0,080	0,0475

Таблица 5

Re	500	1000	1500	2000	2500
B	1,24	1,12	1,00	0,88	0,76

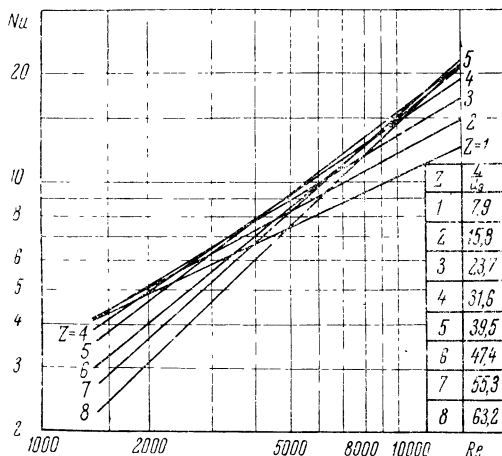


Рис. 4. Зависимость Nu от Re для круглорезистых поверхностей с различным числом рядов трубок Z [9].