

Нет автора

Журнал Холодильная техника 1969 года №11

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 621.3
ББК 31.352
Н57

Н57 **Нет автора**
Журнал Холодильная техника 1969 года №11 / Нет автора – М.: Книга по Требованию, 2021. – 64 с.

ISBN 978-5-458-64673-4

ISBN 978-5-458-64673-4

© 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.

Испытание на герметичность разъемных соединений фреоновых трубопроводов

Д. М. САТАНОВСКИЙ, Ю. А. РАХМАНОВ

Ленинградский технологический институт холодильной промышленности

621.572

Одна из причин утечек фреона из систем холодильной установки — несовершенство конструкций трубных соединений, а также нарушение их плотности, в частности, в результате вибраций.

Авторами¹ проведены испытания на плотность ряда резьбовых соединений. Наилучшие результаты показали штуцерно-торцевые соединения [1] и соединения с уплотнительным

металлическим кольцом (рис. 1). В штуцерно-торцевом соединении надежное уплотнение достигалось применением прокладки из фторопласта-4, установленной в замкнутом пространстве между штуцером и ниппелем с тем, чтобы при ее сжатии фторопласт не вытекал (рис. 1, а).

В соединении с уплотнительным металлическим кольцом использовали кольцо из оловянистой бронзы, которое насаживали на трубу и прижимали к конусной поверхности штуцера накидной гайкой (рис. 1, б). Под действием усилия, создаваемого накидной гайкой, уплотнительное кольцо деформировалось, плотно обжимало трубу и обеспечивало хорошее уплотнение.

Испытания на плотность в условиях повышенной вибрации проводили на специальном вибрационном стенде типа «Аскания», изготовленном в ГДР. Стенд позволяет испытывать детали весом до 5 кг при частоте от 10 до 1000 гц и ускорении до 10 g.

Каждое соединение, подлежащее испытанию, монтировали с двумя или тремя (для тройника) трубками, на концах которых укрепляли запорные вентили.

Перед испытанием систему заправляли фреоном-12 из баллона до давления 9 кгс/см^2 и проверяли на плотность. Затем в трубных соединениях повышали давление до 15 кгс/см^2 и проверяли плотность этих соединений.

Для проверки плотности использовали водную ванну и галоидный течеискатель ГТИ-3. До начала испытаний каждую систему выдерживали под давлением примерно в течение суток. Давление в системе измеряли манометром.

Далее систему устанавливали на вибростенде и в течение часа проверяли при частоте 20, 40, 60 и 80 гц и ускорении 5 g. Контролем служили дополнительные испытания при частоте 30 гц и ускорении 10 g.

Плотность соединений во время вибрационных испытаний определяли галоидными течеискателями ГТИ-3 и лампой.

Эти два соединения при всех режимах испытаний показали высокую надежность уплотнения.

Авторами испытаны также фланцевые соединения фреоновых трубопроводов, применяю-

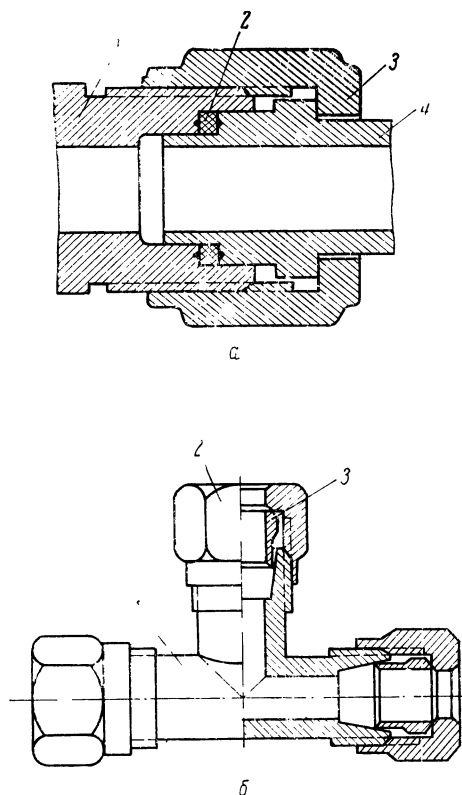


Рис. 1. Соединения фреоновых трубопроводов: а — штуцерно-торцевое; 1 — штуцер; 2 — прокладка; 3 — накидная гайка; 4 — ниппель; б — с уплотнительным металлическим кольцом; 1 — корпус; 2 — накидная гайка; 3 — уплотнительное кольцо.

¹ В работе принимали участие инженер Т. М. Бирюков и механик В. М. Коновалов.

щихся обычно для труб с условным проходом ≥ 20 мм [2, 3].

Попытки определить необходимые усилия затяжки болтов фланцевых соединений с прокладками из различных материалов делались неоднократно [4—6]. Однако в литературе нет данных об эффективности фланцевых соединений с прокладками из фторопласта, работающих в условиях фреоновых холодильных установок. Для сравнения различных уплотняющих прокладок нами проведено их испытание на специальном стенде с применением жестких пластин соответствующего размера, имитирующих фланцы. Усилие на пластины создавалось прессом. Рабочей средой для получения внутреннего давления служил фреон-12, а также сжатый азот из баллона.

Схема стенда для испытаний представлена на рис. 2, а.

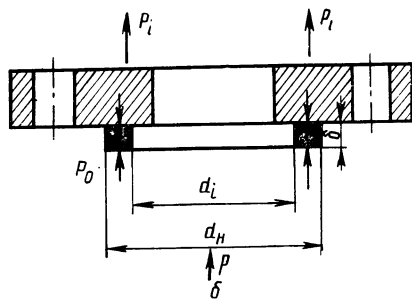
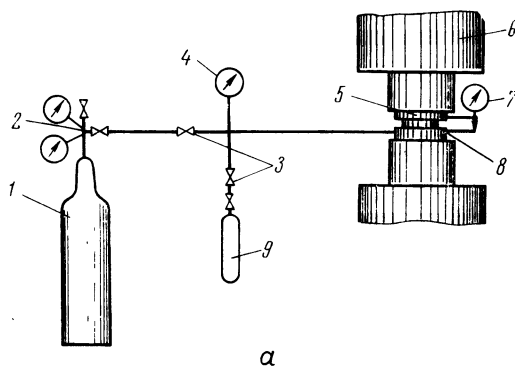


Рис. 2. Схема стенда для испытаний фланцевых соединений фреоновых трубопроводов (а) и схема усилий, действующих на прокладку фланцевого соединения (б): 1 — баллон со сжатым азотом; 2 — редуктор; 3 — запорный вентиль; 4 — образцовый манометр; 5 — пластины, имитирующие фланцы; 6 — гидравлический пресс; 7 — индикатор деформации прокладки; 8 — испытываемая прокладка; 9 — баллон с сжатым фреоном.

Во время опытов прокладки сначала сжи-

избыточное давление (от 0 до 50 кгс/см²) до обнаружения неплотностей, о которых можно было судить по появлению пузырьков фреона в водяной рубашке, окружающей стыки уплотнения.

Как показали наши опыты, прокладку достаточно выдерживать под давлением в течение 3—5 мин.

После достижения внутреннего давления 50 кгс/см² последовательно уменьшали нагрузку, создаваемую прессом, и на каждом этапе вновь создавали внутреннее избыточное давление до обнаружения неплотностей.

Полученные в результате испытаний опытные данные представлены графически на рис. 3.

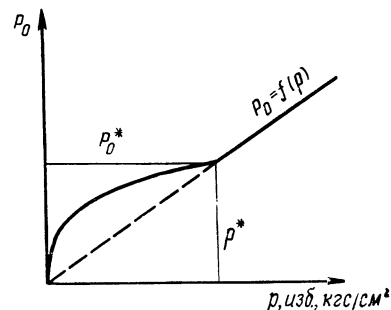


Рис. 3. Зависимость усилия предварительной затяжки болтов фланцевых соединений от внутреннего давления.

Величина общего усилия предварительной затяжки болтов фланцевых соединений P_0 , после достижения которой зависимость $P_0 = f(p)$, где p — внутреннее давление, становится линейной, названа критической и обозначена P_0^* .

В области, расположенной выше критического значения усилия P_0^* , характеризующего прокладку, опытные точки практически располагаются на прямой, проходящей через начало координат.

Схема усилий, действующих на прокладку фланцевого соединения, показана на рис. 2, б. Величины d_i , d_n и d_0 — соответственно внутренний, наружный и средний диаметры прокладки (мм), b и δ — ширина и толщина прокладки (мм).

$$d_0 = \frac{d_i + d_n}{2}; \quad b = \frac{d_n - d_i}{2}.$$

Усилие (кгс), разгружающее прокладку,

$$P_i = \frac{F \pi d_i^2}{4}.$$

Зависимость уплотняющего усилия $P_1 =$

$=P_0 - P_i$, полученная при испытаниях, в области $P_0 > P_0^*$ также оказалась линейной.

Были испытаны прокладки из фторопласта, алюминия, паронита и маслореостойкой резины.

С целью получения для всех прокладок сопоставимых по величине усилий (кгс/мм) последние приводились к единице длины средней окружности прокладки, т. е.

$$\bar{P}_0 = \frac{P_0}{\pi d_0}; \quad \bar{P}_1 = \frac{P_1}{\pi d_0};$$

$$\bar{P}_0^* = \frac{P_0^*}{\pi d_0}; \quad \bar{P}_1^* = \frac{P_1^*}{\pi d_0}.$$

На рис. 4 представлена зависимость $\bar{P}_0 = f(p)$ для прокладок из различных материалов.

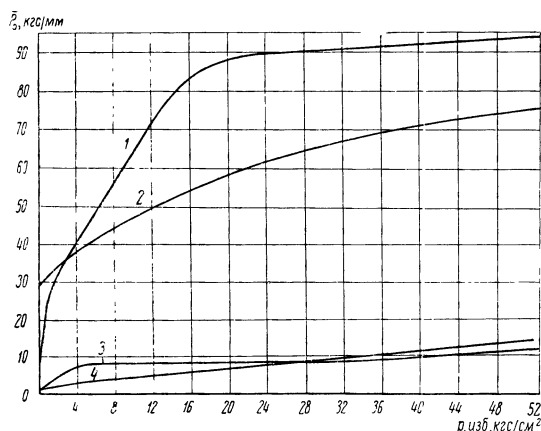


Рис. 4. Зависимость $\bar{P}_0 = f(p)$ для прокладок из различных материалов.

Кривая 1 показывает зависимость $\bar{P}_0 = f(p)$ для паронитовой прокладки ($\delta=1$, $d_n=76$, $b=10$ мм), кривая 2 — для алюминиевой прокладки ($\delta=4$, $d_n=75$, $b=7$ мм), кривая 3 — для фторопластовой прокладки ($\delta=4$, $d_n=75,5$, $b=5,75$ мм), кривая 4 — для резиновой прокладки ($\delta=1,1$, $d_n=75$, $b=9,5$ мм).

Из рис. 4 видно, что наилучшими являются резиновая и фторопластовая прокладки. Для достижения герметичности опытного соединения с этими прокладками уплотняющее усилие требовалось в несколько раз меньшее, чем для прокладок из алюминия и паронита.

Испытания показали, что фторопластовые прокладки можно применять неоднократно, причем усилия предварительного сжатия при повторном использовании будут меньше, чем при первичном.

Величина усилия предварительного сжатия фланцевого соединения зависит также от

толщины прокладки δ и ее ширины b . Это можно проследить по данным испытаний фторопластовых прокладок.

На рис. 5 изображена зависимость $\bar{P}_0 = f(p)$ для фторопластовых прокладок различного сечения (табл. 1). Все прокладки имеют одинаковый наружный диаметр.

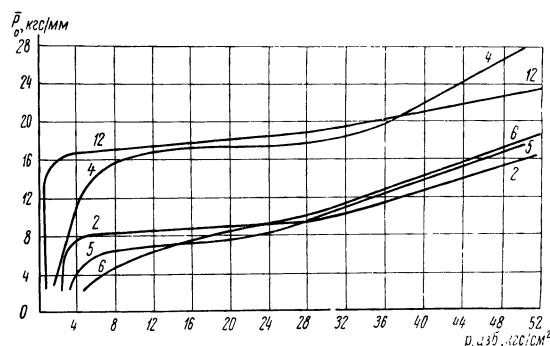


Рис. 5. Зависимость $\bar{P}_0 = f(p)$ для фторопластовых прокладок различного сечения (см. табл. 1)

Таблица 1

Номер прокладок	δ , мм	b , мм
2	4	5,75
4	4	10
5	2,7	3,25
6	2,6	5,75
12	0,9	5,3

Как видно из рис. 5, прокладки № 2, 5, 6 требуют меньших усилий предварительной затяжки при соответственно равных внутренних давлениях.

В качестве характеристики уплотняющего действия прокладки введем коэффициент

$$k = \frac{\bar{P}_1}{p} = \frac{P_1}{\pi d_0 p}.$$

На величину k влияют форма и размеры поперечного сечения прокладок. Испытывали прокладки, имеющие в сечении круглую, прямоугольную и ромбовидную формы.

Если обозначить все «критические» величины значком «*», то получим

$$\bar{P}_1^* = k p^*. \quad (1)$$

В то же время

$$\bar{P}_1^* = \bar{P}_0^* - p^* \cdot \frac{d_1^2}{4d_0}. \quad (2)$$

Тогда

$$p^* = \frac{\bar{P}_0^*}{k + \frac{d_i^2}{4d_0}} \quad (3)$$

В уравнении (3) критическое давление выражено через известные величины, характеризующие прокладку.

Анализ зависимости $\bar{P}_0 = f(p)$ показывает, что до критической точки она может быть описана уравнением

$$\bar{P}_0 = A p^m, \quad (4)$$

а в области за критической точкой уравнением

$$\bar{P}_0 = k p + \bar{P}_i. \quad (5)$$

Значения коэффициентов k , A и показателя степени m по данным испытаний для некоторых фторопластовых прокладок представлены в табл. 2.

Таблица 2

Номер прокладки	b , мм	δ , мм	A	m	k
1	3,75	3,55	5,5	0,2	17,9
2	5,75	4,0	7,1	0,1	9,4
3	8,0	4,0	3,3	0,333	19,0
4	10,0	4,0	9,04	0,22	41,5
5	3,25	2,7	3,16	0,25	18,0
6	5,75	2,6	1,41	0,6	11,7
7	7,75	2,75	6,7	0,25	21,8
8	3,75	1,8	3,55	0,38	19,7
9	5,9	1,75	9,0	0,1	24,8
10	9,4	0,95	12,6	0,167	68

На основании данных рис. 5 и табл. 2 можно рекомендовать для применения во фланцевых соединениях холодильных установок фторопластовые прокладки толщиной $\delta = 3-4$ мм и шириной $b = 4-6$ мм.

Требуемое усилие предварительной затяжки в зависимости от заданного внутреннего давления выбирается по графику на рис. 5 или соответственно по формулам (4) или (5). В последнем случае значения коэффициентов A , m и k берутся по табл. 2.

Проведенные испытания позволяют сделать вывод о целесообразности применения фторопластовых прокладок для уплотнения фланцевых соединений фреоновых систем. Лучшими являются прокладки толщиной ~ 4 мм и шириной 4-6 мм.

Полученные данные можно использовать для расчета усилий предварительных затяжек фланцевых соединений с фторопластовыми прокладками.

ЛИТЕРАТУРА

- ГОСТ 5890—68. Соединения труб штуцерно-торцевые.
- Холодильная техника. Энциклопедический справочник. Т. 1, Госторгиздат, 1960, стр. 309.
- Комаров Н. С. Справочник холодильщика, 1962.
- Ковачева З. А., Колядина Н. Г., Езжев А. П., Голован Э. Н. Выбор резин для уплотнения фреоновых холодильных машин. «Холодильная техника», 1967, № 1.
- Макаров Г. В. Уплотнительные устройства. М., «Машиностроение», 1965.
- Уплотнения. Под ред. В. К. Житомирского, 1964.

Современные роторные скороморозильные агрегаты

С. Я. МЕКЕНИЦКИЙ
Институт Гипрохиммонтаж

А. Г. ИОНОВ
Калининградский технический институт
рыбной промышленности и хозяйства

621.565.912

В последнее время на рефрижераторных рыбопромысловых судах для замораживания рыбы применяются воздушные конвейерные морозилки и многоплиточные аппараты.

Основное достоинство воздушных конвейерных морозилок — высокая механизация и автоматизация трудоемких процессов уклад-

ки рыбы, взвешивания, передвижения блок-форм и их разгрузки. В плиточных аппаратах за счет контакта продукта с поверхностью плиты замораживание происходит значительно интенсивнее, чем в воздушных морозилках, но механизировать и автоматизировать технологические операции в них сложнее.

Роторные полуавтоматические скороморозильные агрегаты МАР удачно сочетают преимущества обоих типов морозильных установок: воздушных конвейерных морозилок — непрерывность процесса замораживания, механизированная загрузка и выгрузка рыбы, незначительные трудозатраты — и многоплоточных аппаратов — интенсивный теплообмен, хорошая подпрессовка, малый расход электроэнергии.

В настоящее время созданы три модификации скороморозильного агрегата типа МАР: МАР-8А (для работы на рассоле), МАР-8АМ (на рассоле и аммиаке) и АРСА-15 (на аммиаке). Их техническая характеристика приведена в табл. 1.

Морозильные агрегаты МАР-8А с 1965 года успешно эксплуатируются на БМРТ «Гижига» (АтлантНИРО). Накопленный опыт их эксплуатации позволил Калининградскому опытному заводу судового и рыбообрабатывающего оборудования Минрыбхоза СССР создать улучшенную модификацию — агрегат МАР-8АМ (рис. 1).

В конструкцию внесены следующие изменения:

вместо сварных блок-форм из нержавеющей

стали применены блок-формы из алюминиевого проката, обладающие высоким коэффициентом теплопроводности и хорошими механическими свойствами;

Таблица 1

Показатели	Модификация		
	МАР-8А	МАР-8АМ	АРСА-15
Производительность*, <i>т/сутки</i>	6,6	8—11	15
Количество блок-форм, <i>шт.</i>	19	23	27
Единоновременная емкость, <i>кг</i>	836	1012	1188
Температура охлаждающей среды, °С	—35	—35÷—42	—40÷—42
Установленная мощность электродвигателя, <i>квт</i> . .	2,2	2,2	2,2
Габариты, <i>мм</i>			
длина	3530	4345	4300
ширина	3570	4000	4200
высота	2280	2360	2750
Вес, <i>кг</i>	7900	7500	8000

* Производительность указана при начальной температуре рыбы 20°C, средине конечной температуре замораживания —18°C (МАР-8А), —25°C (МАР-8АМ и АРСА-15).

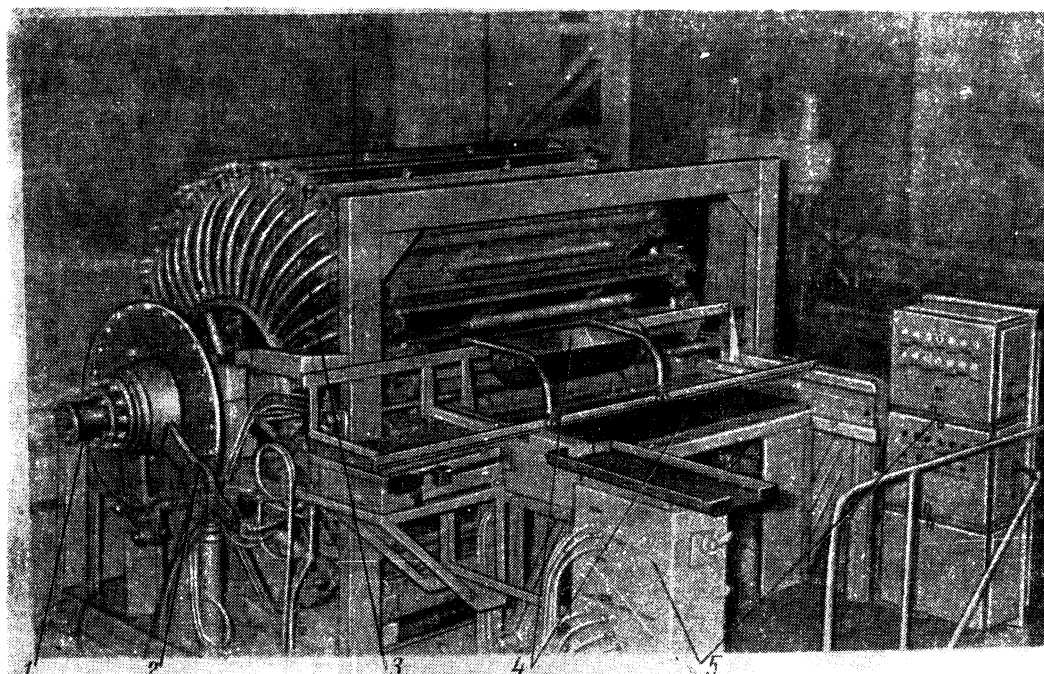


Рис. 1. Скороморозильный агрегат МАР-8АМ: 1 — вал ротора; 2 — привод поворота ротора; 3 — морозильная блок-форма; 4 — загрузочное устройство; 5 — пульты управления.

предусмотрен перегружатель замороженных блоков рыбы;

увеличено количество блок-форм с 19 до 23 (при тех же габаритных размерах).

Улучшены конструкции загрузочного устройства и механизма раскрытия блок-форм.

Основные узлы агрегата: вал ротора, морозильные блок-формы, загрузочное устройство с бункером, дозатором и весами, привод поворота ротора, пульты управления (гидро- и электроавтоматика), контрольное устройство, изоляционный контур и др.

В декабре 1968 г. и феврале 1969 г. на Лиепайском рыбоконсервном комбинате были проведены комплексные технологические испытания головного образца агрегата МАР-8АМ. Цель испытаний — проверка надежности и работоспособности агрегата, выявление основных технических характеристик и рациональных режимов эксплуатации.

Схема подключения агрегата к холодильной установке изображена на рис. 2. Агрегат работал на рассоле хлористого кальция и аммиаке. Циркуляция рассола осуществлялась насосом производительностью $8 \text{ м}^3/\text{ч}$. Жидкий аммиак к агрегату подавался центробежным насосом производительностью $30 \text{ м}^3/\text{ч}$ (температура кипения аммиака $-40 \div -42^\circ\text{C}$) при напоре 32 мм вод. ст.

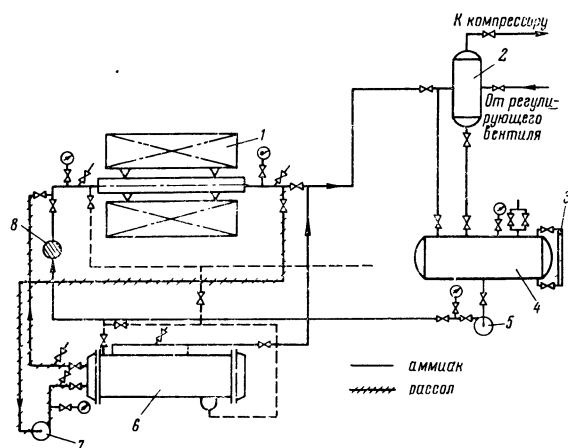


Рис. 2. Схема подключения скороморозильного агрегата МАР-8АМ к холодильной установке:

1 — агрегат МАР-8АМ; 2 — отделитель жидкости; 3 — указатель уровня; 4 — циркуляционный ресивер низкого давления; 5 — аммиачный насос; 6 — испаритель; 7 — рассольный насос; 8 — аммиачный фильтр.

На рассоле агрегат проработал 48, на аммиаке — 110,5 ч. Режимы работы агрегата приведены в табл. 2.

Таблица 2

Охлаждающая среда	Температура охлаждающей среды, $^\circ\text{C}$		Температурный перепад
	на входе в агрегат $t_{\text{вх}}$	на выходе из агрегата $t_{\text{вых}}$	
Рассол . . .	-36	$-31,5$	4,5
Аммиак . . .	$-42,8$	$-40,3$	2,5

Примечание: температура воздуха в изолированном контуре составляла при работе на рассоле $-25,4$, аммиаке $-30,2^\circ\text{C}$.

В процессе работы агрегата на аммиаке особое внимание обращали на распределение аммиака по блок-формам. Как показали испытания, распределение холодильного агента было равномерным, о чем свидетельствовал ровный слой инея на блок-формах.

Замораживали салаку, треску и камбалу с начальной температурой $6 \div 12^\circ\text{C}$, которые укладывали перед замораживанием в пакеты из парафинированной крафт-бумаги. Продолжительность замораживания регулировали часовым программным устройством. Температуру рыбы измеряли прибором типа ПИТ конструкции ВНИИХ в центральном слое блока на глубине $30 \div 35 \text{ мм}$ в девяти точках (рис. 3). В табл. 3 приведены температуры в точках измерений.

На агрегате МАР-8АМ по сравнению с агрегатом МАР-8А достигнуто сокращение продолжительности замораживания на $25 \div 30 \text{ мин}$ при одновременном понижении конечной температуры в центре блока на $8 \div 10^\circ\text{C}$. Температурное поле блоков рыбы в основном равномерное, в пределах $-22 \div -30^\circ\text{C}$.

На продолжительность замораживания и температуру в центральном слое блока влияют толщина блока и величина поверхности контакта рыбы с морозильной плитой, которые, в свою очередь, зависят от веса и укладки загружаемой рыбы, ее размеров и формы.

При испытаниях был установлен наиболее рациональный вес рыбы, загружаемой в одну ячейку окантовки, который составил для мелкой трески и салаки 11 кг , для камбалы 10 кг . Если вес рыбы, загруженной в ячейку, был меньше, то площадь контакта рыбы с морозильной плитой уменьшалась, в результате образовывались пустоты (очаги), существенно влиявшие на конечную температуру замораживания в очаговых местах блока, которая

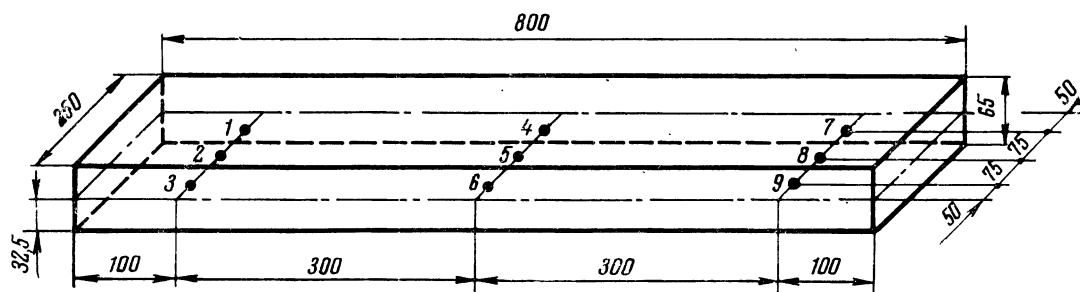


Рис. 3. Схема измерений температуры в блоке рыбы.

Таблица 3

Охлаждающая среда	Продолжительность замораживания, мин	Температура в точках измерений, °C								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Рассол	165	-20,2	-20,4	-19,6	-22,6	-30	-27,6	-25,4	-23,1	-22,5
Аммиак	150	-22,5	-25,5	-30,2	-27,5	-30,3	-28,5	-27,5	-33	-31
	120	-20,5	-20,0	-16,3	-16,5	-23,1	-23,2	-25,0	-24,2	-21,6
	110	-23,0	-25,5	-23,0	-22,0	-26,0	-23,2	-14	-11,8	-14,5
	100	-21,0	-22,0	-22,0	-11,8	-15,0	-14	-15,0	-12	-13,7

составляла $-6 \div -12^{\circ}\text{C}$. При последующем хранении за счет перераспределения аккумулярованного холода она быстро выравнивалась. Динамика понижения температуры в очаговых точках блока рыбы приведена на рис. 4.

Установлено, что для достижения в центре блока рыбы температуры $-22 \div -24^{\circ}\text{C}$ продолжительность замораживания при охлаждении аммиаком должна быть 120—135, при рассольном — 165 мин. В этом случае суточная производительность морозильного агрегата составит соответственно около 11 и 8 т.

Замороженные блоки имели хорошую подпрессовку и правильную геометрическую форму, позволившую упаковывать их в стандартную тару.

МАР-8АМ может работать непрерывно в течение нескольких суток без оттаивания инея, так как его незначительный слой (0,5—1 мм) не оказывает заметного влияния на продолжительность замораживания. Время оттаивания парами аммиака 80 мин.

Агрегат показал высокую надежность в работе.

Испытания морозильного агрегата МАР-8АМ создали предпосылки для дальнейшего усо-

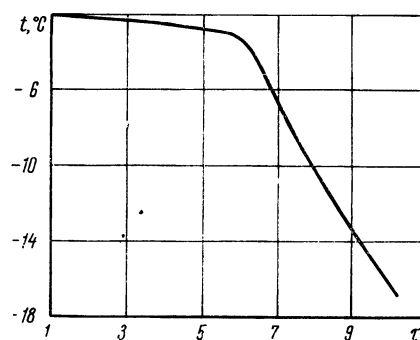


Рис. 4. Динамика понижения температуры в очаговых точках блока рыбы.

вершенствования агрегатов этого типа: перевод на охлаждение фреонами — безопасными холодильными агентами, что имеет большое значение для рефрижераторных рыбопромысловых судов.

На выставке «Инрыбпром-68» в Москве была представлена новая модификация роторного скороморозильного агрегата АРСА-15. Агрегат получил высокую оценку отечественных и зарубежных специалистов.

Сопоставление различных типов теплопередающих поверхностей кожухотрубных конденсаторов

Канд. техн. наук Г. Н. ДАНИЛОВА, канд. техн. наук О. П. ИВАНОВ
Ленинградский технологический институт холодильной промышленности

621.57.044

Кожухотрубные конденсаторы можно сопоставлять по методу, предложенному в работах [1, 2].

В настоящей статье изложена сущность метода с учетом особенностей теплообмена в конденсаторах и выполнено на его основе сопоставление эффективности применения различных трубок и агентов в конденсаторах холодильных машин.

Для оценки тепловой эффективности конденсаторов используется энергетический коэффициент E , представляющий отношение количества переданного тепла Q (вт/м²) к затрачиваемой на проталкивание воды энергии N (вт/м²):

$$E = \frac{Q}{N}. \quad (1)$$

Аппараты сравнивают по величине E , весомым и габаритным показателям. Можно проводить сравнение и по величине N при одинаковых значениях энергетического коэффициента E .

Для того чтобы не быть связанными конкретными величинами Q и размерами конденсаторов, сравниваем E и N трубных пучков, выполненных из различных трубок при конденсации на них разных агентов с соответствующими значениями E и N какого-либо пучка, выбранного за эталон.

Энергетический коэффициент для кожухотрубных конденсаторов рассчитывают следующим образом.

При заданной тепловой производительности аппарата поверхность определяется удельным теплосъемом, который зависит от температуры конденсации, температурного напора, скорости воды, термических сопротивлений стенки трубки и загрязнений.

С увеличением скорости воды при прочих равных условиях повышается теплосъем и расходуемая на перекачку воды мощность.

Относя тепло и расходуемую мощность к единице внутренней поверхности трубки, получим

$$E = \frac{q_F}{N_F} = \frac{k \theta_m}{N_F}. \quad (2)$$

Здесь q_F и N_F — удельный теплосъем и расход мощности на передвижение воды, вт/м²;

k — коэффициент теплопередачи, вт/(м²·град);

θ_m — средний логарифмический температурный напор.

Коэффициент теплопередачи конденсатора

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{a,пр}}}, \quad (3)$$

где α_B — коэффициент теплоотдачи со стороны воды;

$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ — сумма термических сопротивле-

ний загрязнений и стенки трубки;

$\alpha_{a,пр}$ — коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося агента, приведенный к внутренней поверхности.

Мощность N_F может быть подсчитана [1, 2] с учетом сопротивления по длине, местных сопротивлений на входе в трубку и выходе из нее по формуле

$$N_F = 0,125 \left(\xi_0 + \frac{\psi_1}{\frac{l}{d}} + \frac{\psi_2}{\frac{l}{d}} \right) \rho w^3, \quad (4)$$

или

$$N_F = 0,125 (\xi_0 + 0,015) \rho w^3, \quad (5)$$

где $\xi_0 = \frac{0,3164}{\sqrt{Re}}$ — коэффициент сопротивления

трению по длине;

ψ_1 — коэффициент сопротивления на входе в трубку, равный 1,0;

ψ_2 — коэффициент сопротивления на выходе из трубки, равный 0,5;

$\frac{l}{d}$ — относительная длина пучка (во всех приводимых ниже расчетах была принята равной 100);

d — внутренний диаметр трубки, мм;

ρ — плотность воды, $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$;
 ω — скорость воды в трубках конденсатора, $\text{м}/\text{сек}$.

Таким образом, энергетический коэффициент конденсатора характеризуется выражением

$$E = \frac{q_F}{0,125 (\xi_0 + 0,015) \rho \omega^3} \quad (6)$$

Для определения q_F при конденсации фреона на пучках оребренных трубок используется методика, изложенная в работе [3] для расчета q_F ; при конденсации NH_3 на гладкотрубном пучке — методика, изложенная в работе [4].

Габаритные и весовые показатели различных аппаратов сопоставляются при одинаковых энергетических коэффициентах.

Тогда при одинаковой для различных пучков производительности аппарата и равных θ_m получаем

$$Q_i = Q_0; E_i = E_0; N_i = N_0; \quad (7)$$

$$\text{или} \quad \frac{k_i F_i}{N_{Fi} F_i} = \frac{k_0 F_0}{N_{F0} F_0},$$

$$\frac{k_i}{k_0} = \frac{N_{Fi}}{N_{F0}} = \frac{q_{Fi}}{q_{F0}} = \frac{F_0}{F_i} \quad (8)$$

Здесь индекс i относится к рассматриваемому, а 0 — к эталонному пучку. Имея сопряженные значения мощностей при $E_i = E_0$, можно найти отношения теплосъема и поверхностей аппаратов. Для этого необходимо произвести соответствующие расчеты и построить графики зависимостей $E = f(N_F)$.

Соотношение объемов, занимаемых конденсаторами,

$$\frac{V_i}{V_0} = \frac{F_i \omega_i}{F_0 \omega_0} = \frac{N_{F0} \omega_0}{N_{Fi} \omega_i} \quad (9)$$

Здесь ω — коэффициент компактности, характеризующий внутреннюю поверхность теплообмена, заключенную в 1 м^3 пространства,

$$\omega = \frac{F_{\text{вн}}}{V} \quad (10)$$

Соотношение общей длины трубок

$$\frac{L_i}{L_0} = \frac{F_i d_0}{F_0 d_i} = \frac{N_{F0} d_0}{N_{Fi} d_i} \quad (11)$$

Соотношение весов пучка

$$\frac{G_i}{G_0} = \frac{g_i L_i}{g_0 L_0} = \frac{N_{F0} g_i d_0}{N_{Fi} g_0 d_i} \quad (12)$$

где g — вес 1 пог. м трубки.

Соотношение стоимости пучка

$$\frac{B_i}{B_0} = \frac{G_i b_i}{G_0 b_0} = \frac{N_{F0} g_i d_0 b_i}{N_{Fi} g_0 d_i b_0} \quad (13)$$

где b — стоимость 1 т трубок.

Для стальных трубок $b = 1043$ руб., для медных трубок с учетом затрат на накатку $b = 2200$ руб.

Если графики зависимостей $E = f(N_F)$ в логарифмической системе координат изображаются параллельными линиями [2], формулы (11—13) дадут одинаковые соотношения поверхностей, объемов и весов во всем интервале рассматриваемых скоростей воды. В противном случае для равных значений E и соответствующих им величин сопряженных мощностей и скоростей воды будут разные соотношения между поверхностями, весами и стоимостями сравниваемых пучков.

Такой метод был применен для сопоставления конденсаторов, составленных из пучков, характеристика которых дана в табл. 1.

В качестве сопоставляемых трубок были выбраны:

— медные накатные, исследованные в работе [5], позволяющие получить высокие коэффициенты теплоотдачи, причем трубка № 3 (табл. 1) по степени оребрения и диаметру близка к отечественной, а трубка № 4 имеет большую степень оребрения;

Таблица 1

Номер пучка и трубки	Тип трубок	Диаметр, мм			Шаг ребер S , мм	Толщина ребер, мм			$\frac{F_{\text{нар}}}{F_{\text{вн}}} = \epsilon_p$	Шаг пучка z , мм	$\frac{z}{d_n} \left(\frac{z}{D} \right)$	Коэффициент компактности ω , $\text{ж}^2/\text{м}^3$	Вес 1 пог. м трубки g , кг	Литература
		внутренний d	наружный d_n	ребер D		торца δ_T	средняя $\delta_{\text{ср}}$	основания δ_0						
I	Стальные гладкие	20	25	—	—	—	—	—	1,25	34	1,36	54,5	1,395	ГОСТ
II	Медные накатные	13,2	16,5	21	2,0	0,3	1,1	1,7	3,6	27,0	1,28	57,0	1,38	[6]
III	То же	13,8	15,9	18,54	1,13	0,3	0,3	0,3	3,77	23,7	1,28	76,5	0,605	[5]
IV	„	16,0	20,0	29,0	2,15	0,5	0,5	0,5	7,62	37,3	1,28	36,1	1,270	[5]

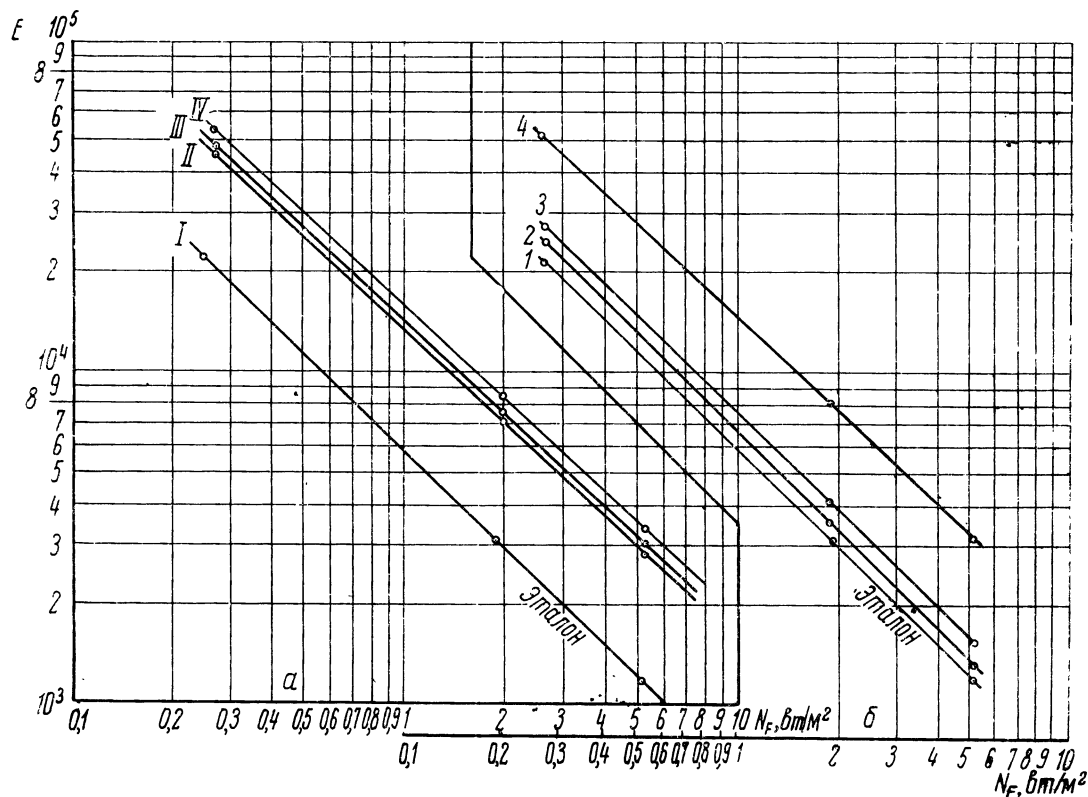


Рис. 1. Зависимость $E=f(N_F)$:

a — для трубок согласно табл. 1 (фреоны-12 и 113); *б* — для стальных трубок; 1 — фреоны-12 и 113; 2 — фреоны-22, 142 и 11; 3 — фреон-21; 4 — NH_3 .

- медные накатные, широко применяемые в отечественной практике [6];
- стальные гладкие, используемые в аммиачной аппаратуре.

Относительный шаг $\frac{z}{d_n}$, или $\frac{z}{D}$, взят по грациям отечественных аппаратов.

Холодильными агентами выбраны фреоны-12, 22, 142, 11, 113, а также фреон-21, который в последнее время находит применение в бинарных циклах паросиловых установок.

При сопоставлении приняты следующие условия работы конденсаторов: скорость движения воды в трубках конденсатора $w=1; 2; 3$ м/сек, температурный напор $\theta_m=8^\circ\text{C}$, термическое сопротивление загрязнений

$$\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{\text{загр}} = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал},$$

температура конденсации $t_k=30^\circ\text{C}$.

При указанной температуре рассматриваемые холодильные агенты имеют следующие значения комплекса $B = \sqrt[4]{\frac{r \cdot \gamma^2 \lambda^3}{\mu}}$, учитывая

значения комплекса $B = \sqrt[4]{\frac{r \cdot \gamma^2 \lambda^3}{\mu}}$, учитывая

Рис. 2. Зависимость $N_F=f(w)$:
○ — трубка № 1;
△ — трубки №№ 2, 3; □ — трубка № 4.

