

**Нет автора**

**Журнал Холодильная техника 1969 года №2**

**Москва  
«Книга по Требованию»**

УДК 621.3  
ББК 31.352  
Н57

Н57 **Нет автора**  
Журнал Холодильная техника 1969 года №2 / Нет автора – М.: Книга по Требованию, 2021. – 64 с.

**ISBN 978-5-458-64664-2**

**ISBN 978-5-458-64664-2**

© 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

# О внутреннем теплообмене в ребристых воздухоохладителях непосредственного охлаждения

Доктор техн. наук А. А. ГОГОЛИН

Всесоюзный научно-исследовательский институт холодильной промышленности

536.24:621.565.945

При проектировании воздухоохладителей для кондиционирования воздуха принято среднюю температуру наружной поверхности трубок и ребер  $t_n$  определять путем графического построения на  $d, i$ -диаграмме по известному тепло-влажностному отношению и начальному состоянию воздуха [1].

Для дальнейшей расчёта холодильной установки необходимо найти способ вычисления температуры кипения холодильного агента  $t_a$  по перепаду температур  $t_n - t_a$ .

Автором было показано [2], что

$$t_n - t_a = \frac{\theta}{1 + \zeta} = \frac{q_F}{k(1 + \zeta)}. \quad (1)$$

Здесь  $\theta$  — средний логарифмический перепад температур между воздухом и холодильным агентом, °С;

$q_F$  — удельная тепловая нагрузка на 1 м<sup>2</sup> наружной поверхности, ккал/(м<sup>2</sup>·ч);

$k$  — коэффициент теплопередачи, ккал/(м<sup>2</sup>·ч·град);

$\zeta$  — соотношение внешних и внутренних тепловых сопротивлений в ребристой поверхности.

$$\zeta = \frac{R_n}{R_m + R_a} = \frac{1}{\frac{1 - E_n}{E_n} + \beta \frac{\alpha_n}{\alpha_a}}, \quad (2)$$

где  $R_n$  и  $R_a$  — термические сопротивления на наружной и внутренней поверхностях, м<sup>2</sup>·ч·град/ккал;

$R_m$  — тепловое сопротивление металла поверхности, м<sup>2</sup>·ч·град/ккал;

$E_n$  — коэффициент эффективности всей ребристой поверхности трубок и ребер;

$\beta$  — степень оребрения — отношение наружной поверхности трубок и ребер к внутренней поверхности трубок;

$\alpha_n$  — условный (приведенный) коэффициент теплоотдачи, отнесенный к наружной поверхности, ккал/(м<sup>2</sup>·ч·град);

$\alpha_a$  — коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности, ккал/(м<sup>2</sup>·ч·град).

При выпадении влаги в виде росы

$$\alpha_n = \alpha_n \xi_n,$$

а в виде инея

$$\alpha_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n \xi_n} + \frac{\delta_{ин}}{\lambda_{ин}}},$$

где  $\alpha_n$  — конвективный коэффициент теплоотдачи, ккал/(м<sup>2</sup>·ч·град);

$\xi_n$  — коэффициент влаговыпадения на наружной поверхности;

$\delta_{ин}$  — толщина слоя инея, м;

$\lambda_{ин}$  — теплопроводность инея, ккал/(м·ч·град).

В уравнении (2) тепловое сопротивление контакта между трубками и ребрами  $R_k$  включено в тепловое сопротивление металла  $R_m$  и учитывается коэффициентом эффективности  $E_n$  [2]:

$$E_n = E_p \chi + \frac{1 - E_p \chi}{\beta}, \quad (3)$$

где  $E_p$  — коэффициент эффективности ребра, вычисляемый по обычной методике с использованием коэффициента теплоотдачи  $\alpha_n$ ;

$\chi$  — коэффициент, учитывающий тепловое сопротивление контакта.

Для ребер накатных и насадных с последующей металлизацией  $\chi = 1$ ; для ребер с «воротником», насаженных на обезжиренную трубку и работающих при конденсации влаги («водяной контакт»),  $\chi = 0,95 - 0,98$ ; для ребер с контактом путем механического нажатия в зависимости от качества исполнения для средних условий работы воздухоохладителя:

$\beta$ . . .	10	15	20	25
$\chi$ .	0,7—0,86	0,6—0,8	0,55—0,75	0,5—0,7

Как видно, с повышением степени оребрения  $\beta$  значительно снижается  $\chi$ , а следовательно, и  $E_n$ . Поэтому в воздухоохладителях с высокими значениями  $\beta$  абсолютно необходима металлизация всей поверхности после насадки ребер на трубки.

Из уравнений (1) и (2) можно вывести уравнение

$$\vartheta_{\text{вн}} = \frac{t_n - t_a}{\theta} = 1 - \frac{1}{\frac{1}{E_n} + \beta \frac{\alpha_n}{\alpha_a}} \quad (4)$$

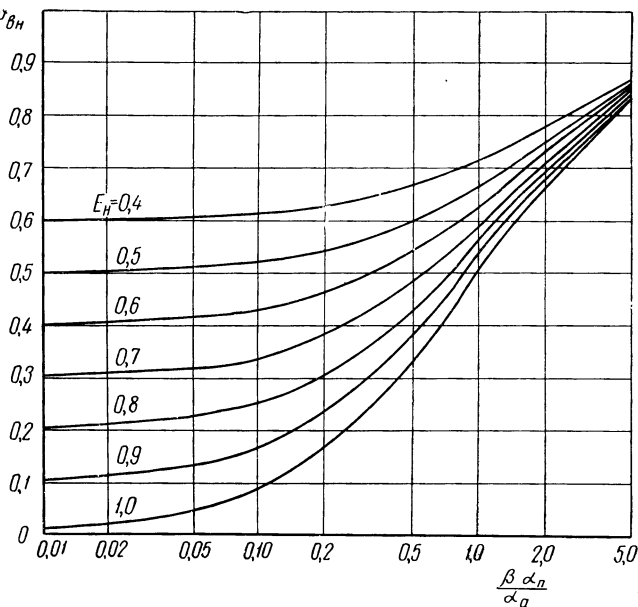
Величины  $\vartheta_{\text{вн}}$  в значительной степени зависят от отношения наружного и внутреннего коэффициентов теплоотдачи, отнесенных к одной и той же поверхности  $\left(\beta \frac{\alpha_n}{\alpha_a}\right)$ . Нетрудно заметить, что при  $\beta \frac{\alpha_n}{\alpha_a} = \infty$   $\vartheta_{\text{вн}} = 1$ , а при  $\beta \frac{\alpha_n}{\alpha_a} = 0$   $\vartheta_{\text{вн}} = 1 - E_n$ . Как следует из уравнения (4) и из физического смысла,  $\vartheta_{\text{вн}}$  не может быть больше единицы.

На рисунке графически изображено уравнение (4) в виде зависимости  $\vartheta_{\text{вн}}$  от отношения  $\beta \frac{\alpha_n}{\alpha_a}$  для разных значений  $E_n$ .

Отношение коэффициентов теплоотдачи  $\beta \frac{\alpha_n}{\alpha_a}$  изменяется в довольно широких пределах. В среднем для различных условий можно принимать его значения, руководствуясь табл. 1.

При этом меньшие значения отношения соответствуют меньшей степени оребрения и наоборот. Из рисунка видно также, что в гладкотрубных воздухоохладителях и батареях ( $E_n = 1$  и малые значения  $\frac{\alpha_n}{\alpha_a}$ ) с достаточной степенью приближения можно пренебречь разностью температур  $t_n - t_a$ . Наоборот, при большой степени оребрения и прочих равных условиях температура наружной поверхности повышается, а разность температур  $t_n - t_a$  становится главной частью общего перепада температур  $\theta$ .

В уравнении (4) все величины связаны. Как  $E_n$ , так и  $\beta$  зависят от высоты ребра; при постоянной тепловой нагрузке на  $1 \text{ м}^2$  наружной поверхности величина этой нагрузки на  $1 \text{ м}^2$  внутренней поверхности ( $q_{\text{вн}}$  ккал/( $\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ )), определяющая значение  $\alpha_a$ , будет изменяться пропорционально степени оребрения  $\beta$  и т. д. По-



Зависимость отношения внутреннего перепада температур к общему  $\vartheta_{\text{вн}}$  от отношения коэффициентов наружного и внутреннего теплообмена  $\beta \frac{\alpha_n}{\alpha_a}$  для различных значений коэффициента эффективности поверхности  $E_n$ .

этому уравнение (4) позволяет довольно просто рассчитать существующую поверхность. Определять же конструктивные размеры поверхности по заданным условиям можно лишь путем подбора, который облегчается с помощью расчета на электронно-вычислительной машине.

Наряду со степенью оребрения большое значение при вычислении  $\vartheta_{\text{вн}}$  по уравнению (4) имеет отношение коэффициентов теплоотдачи  $\frac{\alpha_n}{\alpha_a}$ . Если величины наружного коэффициента теплоотдачи более или менее изучены и близки к возможным пределам, то в отношении внутреннего коэффициента теплоотдачи возможности интенсификации далеко не исчерпаны.

Таблица 1

Назначение воздухоохлаждателей	Холодильный агент	Толщина слоя инея $\delta_{\text{ин}}$ , мм	Удельная тепловая нагрузка $q_F$ , ккал/( $\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ )	Наружный коэффициент теплоотдачи $\alpha_n$ , ккал/( $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ )	$\beta \frac{\alpha_n}{\alpha_a}$
Камерное охлаждение	Аммиак	2	100	22	0,25—0,35
То же	Фреон-12	2	100	22	0,60—0,80
Автономные кондиционеры	Фреон-22	0	400	50	0,40—0,50

Долгое время значительное внимание уделялось созданию малоаммиакоемких охлаждающих систем за счет уменьшения заполнения объема батарей жидким аммиаком, что приводило к снижению внутреннего коэффициента теплоотдачи  $\alpha_a$ . Между тем получающее все большее распространение воздушное охлаждение с интенсивной теплопередачей не может далее базироваться на этих устаревших принципах. В воздухоохладителях надо добиваться малой аммиакоемкости уменьшением самого внутреннего объема за счет сокращения диаметра труб воздухоохладителя и увеличения степени его оребрения  $\beta$ .

Автором было показано [1], что увеличение степени оребрения способствует также и уменьшению усушки продуктов в камере при той же металлоемкости батарей.

При увеличении степени оребрения повышаются внутренней удельной тепловой нагрузки при постоянной наружной будет интенсифицировать процесс кипения аммиака. Таким образом, это мероприятие оказывается полезным во многих отношениях.

Значения внутреннего объема  $V_l$ , приходящегося на единицу наружной поверхности  $F_m^2$ , приведены в табл. 2.

Таблица 2

Вид поверхности	Внутренний диаметр трубок $d_a$ , мм	Степень оребрения $\beta$	Отношение $\frac{V}{F}$ , л/м <sup>2</sup>
Гладкотрубная батарея . . . . .	51	1,1	11,5
Рёбристая батарея . . . . .	51	7,5	1,9
Воздухоохладитель . . . . .	30	7,5	1,1
Воздухоохладитель . . . . .	20	20,0	0,25

Не говоря уже о гладкотрубной батарее, применение воздухоохладителей с большой степенью оребрения и малым диаметром трубок позволяет сократить внутренний объем в 4—8 раз по сравнению с ребристыми батареями. Если же учесть втрое большую величину коэффициентов теплопередачи в воздухоохладителях, то объем их при той же холодопроизводительности будет уменьшаться в 12—24 раза. Это намного превышает возможности снижения аммиакоемкости за счет частичного заполнения.

Повышение степени оребрения приводит к значительному росту удельной тепловой нагрузки по внутренней поверхности  $q_{Fa}$ . При обычных значениях наружной тепловой нагрузки  $q_F = 100 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$  и при  $\beta = 20 \div 25$

величина  $q_{Fa} = 2000 \div 2500 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ , что соответствует тепловым нагрузкам в интенсивных испарителях, служащих для охлаждения рассола. При таких больших удельных тепловых нагрузках и малых диаметрах труб меняется картина протекания аммиака по трубам воздухоохладителя.

Если в камерных батареях с диаметром труб 50 мм и небольшими удельными тепловыми нагрузками  $q_{Fa}$  [до 300—400 ккал/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})] при верхней подаче аммиака жидкость стекает по нижней образующей труб, то в современных воздухоохладителях [ $d_a = 20 \text{ мм}$  и  $q_{Fa} = 2000 \div 2500 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ ] аммиачная парожидкостная смесь очевидно идет сплошным потоком.

Это, в частности, подтверждают проведенные во ВНИИХИ [3] испытания воздухоохладителя при указанных выше условиях. При кратности циркуляции жидкости свыше 15—20 не было обнаружено различия в коэффициентах теплопередачи при верхней и нижней подаче аммиака, что свидетельствует об одинаковой структуре потока парожидкостной смеси в обоих случаях.

По данным Чуклина [4], коэффициенты теплоотдачи от стенки к аммиаку в этом случае должны достигнуть 1000—1500 ккал/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}). Интенсивность теплоотдачи увеличится еще больше (до 3000—3500 ккал/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}) при протекании переохлажденного аммиака со скоростью около 1 м/сек, как это было предложено в свое время автором [5].

### Выводы

Отношение внутреннего перепада температур к общему в воздухоохладителе зависит от степени оребрения и коэффициента эффективности поверхности, а также от отношения коэффициентов теплоотдачи на внутренней и наружной поверхностях.

Составлены уравнения для вычисления внутреннего перепада температур. Большое значение имеет тепловое сопротивление в месте контакта трубок и ребер, особенно при высокой степени оребрения.

Целесообразно создавать малоаммиакоемкие испарительные системы для воздушного охлаждения не путем частичного заполнения жидкостью большого внутреннего объема, а сокращением этого объема за счет уменьшения диаметра трубок и повышения степени их оребрения с созданием высокой интенсивности теплообмена на внутренней поверхности трубок.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Гоголин А. А. Осушение воздуха в поверхностных воздухоохладителях кондиционеров. «Холодильная техника», 1963, № 4.

2. Гоголин А. А. Кондиционирование воздуха в мясной промышленности. Изд-во «Пищевая промышленность», 1966.
3. Бордо Э. Ф. Интенсификация камерного холодильного оборудования. Отчет ВНИИ № 2823, 1966.
4. Чуклин С. Г., Никульшина Д. Г., Чепурненко В. П. Новые охлаждающие системы холодильников. Госторгиздат, 1963.
5. Гоголин А. А. Непосредственное охлаждение с использованием холодильного агента в качестве холодоносителя. «Холодильная техника», 1964, № 2.

## Определение числа секций конденсаторов с воздушным охлаждением

Канд. техн. наук В. Б. ЯКОБСОН

Всесоюзный научно-исследовательский институт холодильной промышленности

621.57.044

Эффективность холодильной машины в большой мере зависит от разностей температур конденсации и окружающей среды, а также холодного источника и кипения.

Влияние конечной разности температур в процессах конденсации и кипения на эффективность машины особенно велико в малых холодильных машинах, где преимущественно применяются теплообменные аппараты с воздушным охлаждением.

Для выявления этого влияния принятые методы оценки основных теплообменных аппаратов холодильной машины оказываются недостаточными.

Совершенство испарителей и конденсаторов в настоящее время определяется коэффициентом теплопередачи

$$k = \frac{Q}{F \theta_m}, \quad (1)$$

где  $Q$  — тепловая нагрузка аппарата;  
 $F$  — теплопередающая поверхность;  
 $\theta_m$  — средняя логарифмическая разность температур.

Чем выше значение коэффициента теплопередачи, тем интенсивнее теплопередающий аппарат.

Но совершенство конденсатора и испарителя как элементов холодильной машины характеризуется для первого из них разностью температур конденсации и окружающей среды (воды или воздуха) у входа в конденсатор

$$\theta_{к1} = t_k - t_{в1} \quad (2)$$

и для второго — разностью температур охлаждаемой среды у входа в испаритель и кипения

$$\theta_{и1} = t_{в1} - t_0. \quad (3)$$

Чем больше эти разности, тем ниже энергетические коэффициенты холодильной машины.

В холодильной технике широко распространены теплообменные аппараты, в которых воз-

можны различные значения  $\theta_{к1}$  и  $\theta_{и1}$  при одинаковых значениях  $\theta_m$ . К ним в первую очередь относятся многосекционные конденсаторы и испарители.

Скорость воздуха в этих аппаратах обычно выбирается в относительно узких пределах независимо от числа секций. Так, в конденсаторах с принудительным движением воздуха вековая скорость практически не выходит за пределы 3—6 кг/(м<sup>2</sup> · сек), тогда как число секций в выполненных конструкциях изменяется от 1 до 8 [1—6].

Но если аппарат, имеющий заданную теплопередающую поверхность, изготовить с большим числом секций, то живое сечение секции сократится и соответственно уменьшится расход воздуха. При разном числе секций коэффициент теплопередачи  $k$  в случае постоянной скорости воздуха в оребренных аппаратах может иметь различные значения [1, 5] в зависимости от характера оребренной поверхности. Если принять в первом приближении  $k = \text{const}$ , то при заданных поверхности  $F$  и тепловой нагрузке  $Q$  величина  $\theta_m$ , как следует из уравнения (1), останется неизменной.

Однако в связи с сокращением расхода воздуха температура его у выхода из конденсатора возрастет и соответственно поднимется средняя температура воздуха, а значит, и температура конденсации. В качестве примера на рис. 1 показано изменение температур в конденсаторах с одной и четырьмя секциями при постоянной температуре окружающей среды  $t_{0.с}$ .

По тем же причинам в многосекционном испарителе понизится температура кипения. Следовательно, энергетические показатели холодильной машины с многосекционными конденсатором и испарителем окажутся ниже, чем у машины с аппаратами, имеющими ту же теплопередающую поверхность, но меньшее число секций.

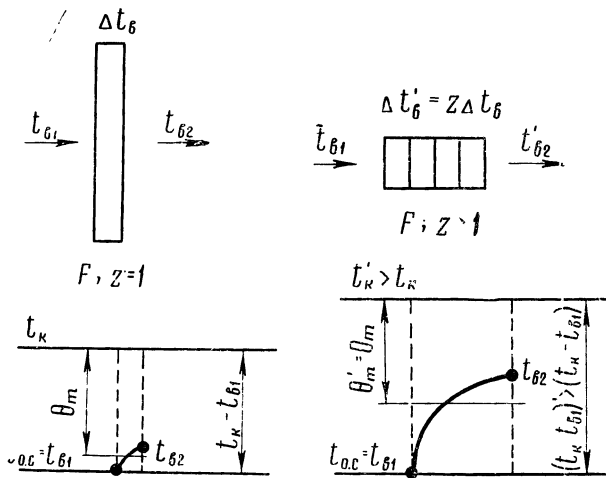


Рис. 1. Изменение температур в конденсаторах с одной и четырьмя секциями.

Для оценки совершенства теплообменных аппаратов холодильных установок с этой точки зрения целесообразно ввести условный коэффициент теплопередачи, характеризующий конденсатор и испаритель как элемент холодильной машины:

$$k' = \frac{Q}{\theta_1 F}, \quad (4)$$

где  $\theta_1$  для конденсатора равна  $t_\kappa - t_{B1}$  и для испарителя —  $t_{B1} - t_0$ .

Очевидно, что аппараты с одинаковыми значениями  $k$ , но более высокими значениями  $k'$  совершеннее. В связи с этим обычный тепловой расчет аппаратов холодильных машин целесообразно дополнить определением условных коэффициентов теплопередачи  $k'$ .

Рассмотрим влияние числа секций конденсатора на коэффициент  $k'$  в двух основных случаях, встречающихся при разработке малых холодильных агрегатов с воздушным конденсатором.

I. Заданная теплопередающая поверхность конденсатора распределяется между несколькими секциями. При этом возможно изменение высоты или ширины аппарата и изменение числа вентиляторов.

II. К заданной секции конденсатора присоединяются одна или несколько дополнительных секций. Это наиболее простой и распространенный способ создания ряда унифицированных конденсаторов.

### I. Увеличение числа секций при постоянной поверхности конденсатора

Тепловая нагрузка конденсатора

$$Q_{\text{кд}} = \frac{F_y}{z} W_y \gamma c_p \Delta t_B, \quad (5)$$

где  $F_y$  — узкое (живое) сечение конденсатора при  $z=1$ ;

$z$  — число секций;

$W_y \gamma$  — весовая скорость воздуха в узком сечении конденсатора;

$c_p$  — теплоемкость воздуха;

$\Delta t_B$  — повышение температуры воздуха, охлаждающего конденсатор,

$$\Delta t_B = t_{B2} - t_{B1}, \quad (6)$$

$t_{B1}, t_{B2}$  — температура воздуха до и после конденсатора.

Чем больше секций, тем меньше (при постоянной скорости) расход и больше подогрев воздуха.

При  $z=1$  величина  $\Delta t_B = \Delta t_{B \text{ min}}$ .

Из уравнения (5) при  $Q_{\text{кд}} = \text{const}$

$$\Delta t_B = z \Delta t_{B \text{ min}}. \quad (7)$$

Тепловая нагрузка конденсатора может быть выражена согласно уравнению (1) также в виде

$$Q_{\text{кд}} = kF \theta_m, \quad (8)$$

где

$$\theta_m = \frac{\Delta t_B}{2,3 \lg \frac{\theta_1}{\theta_2}}, \quad (9)$$

$$\theta_1 = t_\kappa - t_{B1}, \quad (10)$$

$$\theta_2 = t_\kappa - t_{B2}. \quad (11)$$

Для конденсаторов с одной и несколькими секциями из уравнений (7) и (9)

$$\frac{\Delta t_{B \text{ min}}}{2,3 \lg \frac{(\theta_1)_{z=1}}{(\theta_2)_{z=1}}} = \frac{z \Delta t_{B \text{ min}}}{2,3 \lg \frac{\theta_1}{\theta_2}}, \quad (12)$$

где  $(\theta_1)_{z=1}, (\theta_2)_{z=1}$  — значения  $\theta_1$  и  $\theta_2$  при  $z=1$ . Отсюда

$$\lg \frac{\theta_1}{\theta_2} = z \lg \frac{(\theta_1)_{z=1}}{(\theta_2)_{z=1}}. \quad (13)$$

Однако

$$\theta_2 = \theta_1 - \Delta t_B = \theta_1 - z \Delta t_{B \text{ min}}. \quad (14)$$

После преобразований получим

$$\theta_1 = z \frac{\Delta t_{B \text{ min}}}{1 - \left(1 - \frac{\Delta t_{B \text{ min}}}{(\theta_1)_{z=1}}\right)^z}. \quad (15)$$

На рис. 2, а показана зависимость  $\frac{\theta_1}{(\theta_1)_{z=1}} =$

$=f(z)$  для нескольких значений  $\frac{\Delta t_{в min}}{(\theta_1)_{z=1}}$ . Из рис. 2, а видно, что с увеличением числа секций превышение температуры конденсации над температурой окружающего воздуха быстро возрастает. Так, при  $\frac{\Delta t_{в min}}{(\theta_1)_{z=1}} = 0,5$  разность

между температурой конденсации и температурой воздуха у входа в конденсатор увеличивается примерно в 2 раза при применении вместо одной секции четырех той же суммарной поверхности и примерно в 3 раза при применении шести секций. Вместе с тем, вследствие повышения температуры воздуха, обдувающего компрессор, ухудшаются показатели работы компрессора [7].

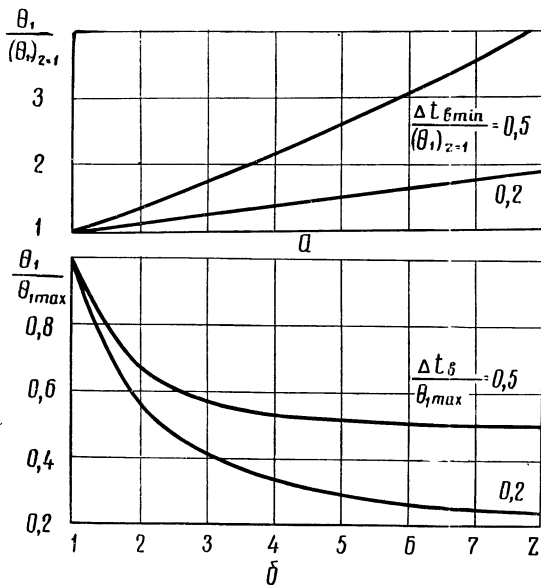


Рис. 2. Влияние числа секций: а — вариант I; б — вариант II.

## II. Увеличение поверхности конденсатора, пропорциональное числу секций

Определим, какой эффект дает последовательное добавление секций конденсатора.

В этом случае

$$Q_{кд} = F_y W_y \gamma c_p \Delta t_{в} \quad (16)$$

и

$$Q_{кд} = k F_1 z \theta_m, \quad (17)$$

где  $F_1$  — поверхность одной секции.

При постоянных тепловой нагрузке конденсатора, узком сечении и скорости воздуха согласно уравнению (16)

$$\Delta t_{в} = \frac{Q_{кд}}{F_y W_y \gamma c_p} = \text{const.} \quad (18)$$

При постоянном коэффициенте теплопередачи из уравнения (17)

$$\theta_m = \frac{\theta_{\max}}{z}, \quad (19)$$

где  $\theta_{\max}$  — значение  $\theta_m$  при  $z=1$ .

Для конденсаторов с одной и несколькими секциями из уравнений (17), (18) и (19)

$$\frac{\Delta t_{в}}{z \cdot 2,3 \lg \frac{\theta_{1 \max}}{\theta_{2 \max}}} = \frac{\Delta t_{в}}{2,3 \lg \frac{\theta_1}{\theta_2}}, \quad (20)$$

где  $\theta_{1 \max}$ ,  $\theta_{2 \max}$  — значения  $\theta_1$  и  $\theta_2$  при  $z=1$ . Отсюда

$$\lg \frac{\theta_1}{\theta_2} = z \lg \frac{\theta_{1 \max}}{\theta_{2 \max}}. \quad (21)$$

После преобразования получим

$$\theta_1 = \frac{\Delta t_{в}}{1 - \left(1 - \frac{\Delta t_{в}}{\theta_{1 \max}}\right)^z}. \quad (22)$$

Условный коэффициент теплопередачи

$$k' = \frac{Q_{кд}}{F \Delta t_{в min}} \cdot \frac{1 - \left[1 - \frac{\Delta t_{в min}}{(\theta')_{z=1}}\right]^z}{z}. \quad (23)$$

На рис. 2, б показана зависимость  $\frac{\theta_1}{\theta_{1 \max}} = f(z)$  для нескольких значений  $\frac{\Delta t_{в}}{\theta_{1 \max}}$ . С увеличением числа секций влияние каждой последующей секции быстро падает и после четвертой — шестой секции становится весьма малым.

Влияние добавления каждой последующей секции  $i$  в аппарате из  $z$  секций на среднюю логарифмическую разность температур можно определить из следующих соображений.

При изменении числа секций от 1 до  $z$  средняя логарифмическая разность температур изменяется от  $\theta_{\max}$  до  $\theta_z$ . Добавление секции  $i$  является причиной следующего относительного уменьшения средней логарифмической разности температур

$$\delta \theta_i = \frac{\theta_{i-1} - \theta_i}{\theta_{\max} - \theta_z}; \quad (24)$$

с учетом уравнения (19) получим

$$\delta \theta_i = \frac{\frac{\theta_{\max}}{i-1} - \frac{\theta_{\max}}{i}}{\theta_{\max} - \frac{\theta_{\max}}{z}}.$$

После преобразований

$$\delta\theta_i = \frac{z}{i(i-1)(z-1)}. \quad (25)$$

В конденсаторе из шести секций третья секция дает 20% общего уменьшения разности температур, четвертая секция 10%, пятая 6%, шестая 4%.

Отсюда ясно, что добавление большего числа секций совершенно нецелесообразно; эффективность пятой и шестой секций несравненно ниже, чем второй и третьей.

Для проверки полученных зависимостей автором были испытаны два основных типа конденсаторов, принятых в герметичных агрегатах Харьковского завода холодильных машин: десятирубный, с диаметром рабочего колеса вентилятора  $D=250$  мм, применяемый в агрегате ВС 0,45~3, и двенадцатитрубный, с  $D=290$  мм (от агрегата ВС 0,7~3).

Проводилось определение влияния числа секций по варианту II. В первом случае испытывали конденсаторы с 1, 2 и 3 секциями, во втором — с 2, 3 и 5 секциями. Кроме того, двенадцатитрубные конденсаторы с 4 и 5 секциями и  $D=290$  мм были испытаны также в составе агрегата ВС 1,1~3.

Опыты показали снижение условных коэффициентов теплопередачи  $k'$  при увеличении числа секций и в слабой степени — при возрастании тепловой нагрузки (рис. 3). Вместе с тем снижались коэффициенты  $k$ , что было связано в основном с понижением скорости воздуха и повышением внутреннего гидравлического сопротивления конденсатора.

На рис. 4 представлена зависимость весовой скорости в узком сечении конденсаторов от числа секций. В связи с различиями в выполнении отдельных образцов конденсаторов и вентиляторов в однотипных моделях наблюдались отклонения скорости до 6% от средней величины.

Добавление каждой секции снижает скорость воздуха при  $D=290$  мм примерно на 12%, а при  $D=250$  мм на 15—20%.

Весовая скорость воздуха, подаваемого вентилятором с  $D=250$  мм, находилась в пределах 3—5 кг/(м<sup>2</sup>·сек), а вентилятором с  $D=290$  мм — 3,5—5,5 кг/(м<sup>2</sup>·сек).

В связи с изменениями  $k$  уравнение (17) принимает вид

$$\theta_{\text{кл}} = k_z F_1 z \theta_m, \quad (26)$$

где  $k_z$  — коэффициент теплопередачи конденсатора, состоящего из  $z$  секций.

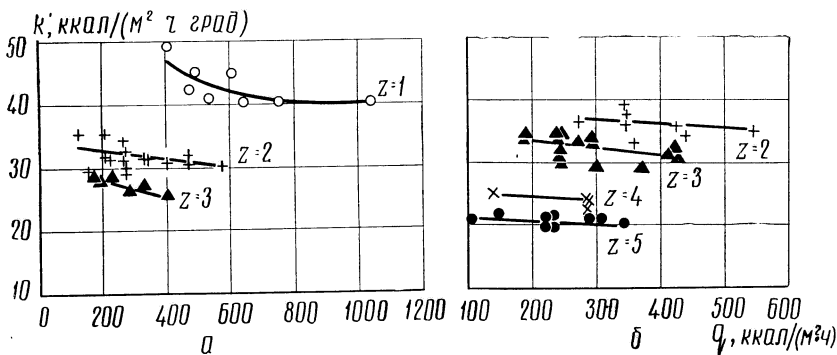


Рис. 3. Условные коэффициенты теплопередачи  $k'$  конденсаторов: а— $D=250$  мм; б— $D=290$  мм.

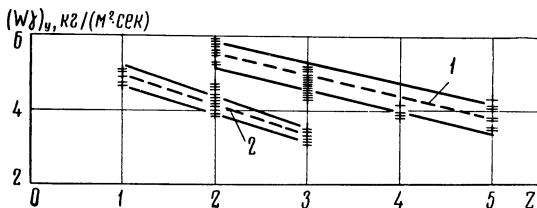


Рис. 4. Зависимость весовой скорости в узком сечении конденсаторов от числа секций: 1— $D=290$  мм; 2— $D=250$  мм.

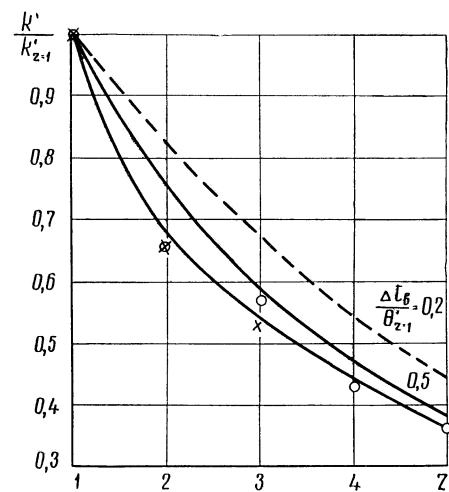


Рис. 5. Отношение  $\frac{k'}{k_{z=1}}$ , полученное по расчету и результатам опытов автора:  $\times$ — $D=250$  мм;  $o$ — $D=290$  мм; —  $k = \text{const}$ ; - - -  $k \neq \text{const}$ .

Тогда изменяется уравнение (19)

$$\theta_m = \frac{\theta_{\max}}{z \frac{k_{z=1}}{k_z}} \quad (27)$$

$$\theta_1 = \frac{\Delta t_B}{1 - \left(1 - \frac{\Delta t_B}{\theta_{1 \max}}\right)^{\frac{k_z}{k_{z=1}} \cdot z}} \quad (28)$$

На рис. 5 представлено отношение  $\frac{k'}{k_{z=1}}$ , полученное по результатам опытов автора. Для совмещения кривых, относящихся к разным сериям опытов, в обоих случаях было найдено отношение  $\frac{k'}{k_{z=1}}$  при  $z=2$ , после чего масштаб общей кривой изменен так, чтобы получить  $k'_{z=1} = 1$ .

На рис. 5 нанесены кривые, построенные по уравнению (22) при  $k = \text{const}$  и по уравнению (28).

Проведенные опыты позволяют определить максимальные тепловые нагрузки конденсаторов, при которых соблюдается условие  $t_k - t_{B1} = 10^\circ\text{C}$ , в случае последовательного присоединения ряда дополнительных секций (рис. 6).

Как видно из рис. 6, добавление четвертой и пятой секций почти не вызывает снижения температуры конденсации.

В таблице указаны допустимые максимальные тепловые нагрузки  $Q_{\text{кд}}$  и соответствующие им удельные тепловые нагрузки  $q_{\text{кд}}$ .

Величина, размерность	Число труб в секции конденсатора	Число секций				
		1	2	3	4	5
$Q_{\text{кд}}, \text{ккал/ч}$	10 12	420 580	800 1040	750 1040	— —	— 1100
$q_{\text{кд}}, \text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$	10 12	450 —	310 360	270 320	240	200

Данные таблицы показывают быстрое падение допустимой удельной тепловой нагрузки с ростом числа секций: при увеличении  $z$  с 1 до 3 (десятитрубный конденсатор) и с 2 до 5 (двенадцатитрубный) величина  $q_{\text{кд}}$  уменьшается на 40—45%.

Результаты опытов наглядно показывают, что унифицированные конденсаторы должны состоять из 1—3 и не более 4 одинаковых секций.

Применение конденсаторов с большим числом секций целесообразно только в случаях, когда выпуск таких аппаратов очень мал и обеспечение наиболее полной унификации является основным требованием.

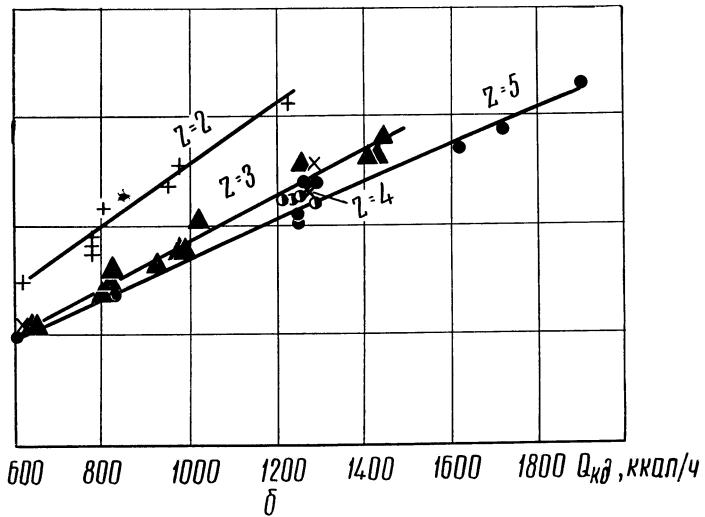
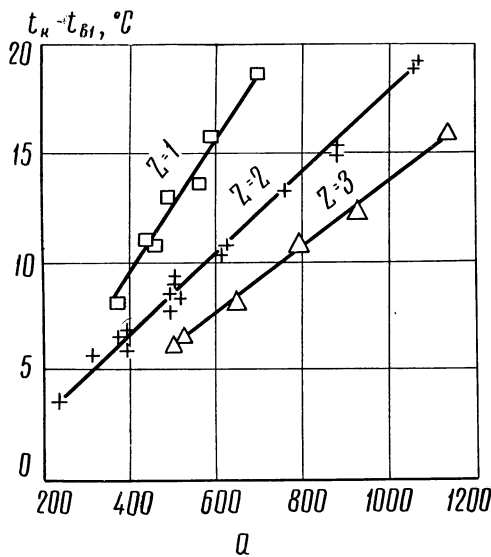


Рис. 6. Максимальные тепловые нагрузки конденсаторов:  
а— $D=250$  мм; б— $D=290$  мм.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Иоффе Д. М. Конденсаторы с воздушным охлаждением для малых холодильных агрегатов. Госторгиздат, 1958.
2. Иоффе Д. М. Исследование технико-экономических характеристик и разработка градации конденсаторов с воздушным охлаждением. «Холодильная техника», 1963, № 6.
3. Тихомиров В. А. Малошумные вентиляторы для малых холодильных агрегатов. «Холодильная техника», 1964, № 6.
4. Якобсон В. Б., Гиршик Л. Ф., Зеликовский И. М., Тихомиров В. А. Разработка ряда унифицированных герметичных агрегатов. Сб. «Новые исследования в области холодильной техники», Цинтипищепром, 1967.
5. Гоголин А. А. Осушение воздуха холодильными машинами. Госторгиздат, 1962.
6. Pazdega V. «Průmysl potravin», 1965, № 5.
7. Якобсон В. Б. Теплообмен холодильных компрессоров с окружающей средой. «Холодильная техника», 1965, № 5.

# Экспериментальные характеристики фреонового центробежного компрессора малой производительности

Канд. техн. наук А. Б. БАРЕНБОЙМ

Одесский технологический институт пищевой и холодильной промышленности

621.57.041

Центробежные компрессоры малой производительности применяются для кондиционирования воздуха, замораживания и хранения пищевых продуктов на транспорте, охлаждения радиоэлектронной аппаратуры и других целей, когда предъявляются требования особой компактности и небольшого веса.

В целях накопления данных для расчета и проектирования центробежных компрессоров малой производительности в ОТИПХП проведены теплотехнические и газодинамические испытания малорасходной ступени центробежного компрессора при работе на фреоне-113

Схема проточной части экспериментальной ступени компрессора показана на рис. 1. Ступень состоит из рабочего колеса полуоткрытого типа с сильно загнутыми назад лопатками, бездиффузорной улитки, всасывающего и нагнетательного патрубков.

Рабочее колесо имеет следующие геометрические размеры:  $D_2=0,135$  м;  $\beta_1=26^\circ$ ;  $\beta_2=15^\circ$ ;  $z=8$ ;  $b_1=0,011$  м;  $\delta=0,002$  м;  $\frac{D_1}{D_2}=0,45$ ;  $\frac{d_0}{D_0}=0,4$ ;  $\frac{b_2}{D_2}=0,069$ .

Лопатки колеса выполнены с учетом возможности уменьшения их ширины в процессе дальнейшей доводки ступени. Для колес различной ширины предусмотрен набор сменных улиток, спроектированных по закону постоянства циркуляции.

Компрессор испытывали в цикле газового кольца с частичной конденсацией пара [1].

Производительность компрессора изменяли с помощью вентиля на линии всасывания.

Температуру и давление паров фреона определяли в сечениях  $a=a$  и  $c=c$  (см. рис. 1). По окружности за колесом в шести точках были установлены малогабаритные трубки для измерения полного давления с углом нечувствительности к скосу потока  $\pm 35^\circ$ . Датчики давления ориентировали по расчетному углу потока. Статические давления за колесом измеряли через дренажные отверстия в стенках каналов. Места замеров параметров потока показаны на рис. 1.

Давления регистрировали батарейными манометрами, заполненными тетрабромэтаном. Температуру паров измеряли лабораторными термометрами с ценой деления  $0,1^\circ$ . Расход холодильного агента определяли объемным способом и по тепловому балансу конденсатора; расхождение не превышало 3%.

Характеристики центробежного компрессора при различных скоростях вращения представлены на рис. 2\*. При снятии характеристик поддерживали постоянное давление всасывания, соответствующее температуре кипения  $283,2^\circ\text{K}$ . Перегрев составлял  $2-4,5^\circ$ .

На рис. 2 каждому значению скорости вращения соответствует определенная кривая изменения температуры конденсации  $T_k$ . При по-

\* В испытаниях принимали участие Э. И. Музыченко, С. Н. Поляков, Г. А. Гернер.