

Нет автора

Журнал Холодильная техника 1966 года №5

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 621.3
ББК 31.352
Н57

Н57 **Нет автора**
Журнал Холодильная техника 1966 года №5 / Нет автора – М.: Книга по Требованию, 2021. – 63 с.

ISBN 978-5-458-64600-0

ISBN 978-5-458-64600-0

© 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 первозданном 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.

ный объем водяных паров при низких давлениях велик, возникает необходимость в их отделении перед вакуумными насосами путем конденсации или абсорбции. Применение абсорбции дает возможность при наличии заданной температуры охлаждающей воды отсасывать пары более низкого давления, чем в процессе конденсации.

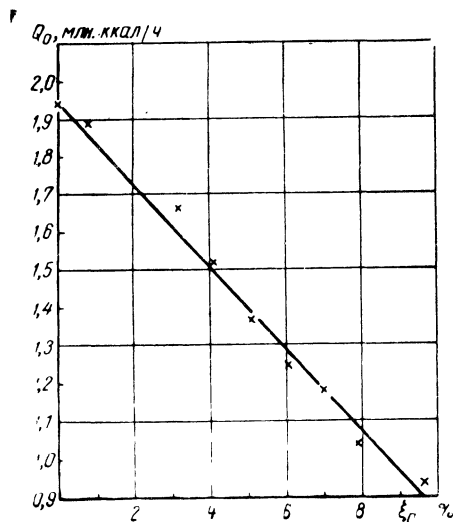


Рис. 2. Зависимость холодопроизводительности машины от содержания азота в блоке абсорбер—испаритель.

Так, при температуре охлаждающей воды 24°C равновесное парциальное давление водяных паров над раствором бромистого лития в воде составляет $5\div 7 \text{ мм рт.ст.}$ Для конденсации паров при этом давлении необходима охлаждающая вода с температурой $2\div 6^{\circ}\text{C}$.

Для отделения водяных паров путем конденсации необходима специальная холодильная машина. Она может быть выполнена в виде дополнительного компрессорного агрегата с часовой производительностью, соответствующей заданной величине отсасываемых паров.

Гораздо целесообразнее применение абсорбции паров с помощью циркулирующего в системе раствора бромистого лития. Такая система сравнительно проста и осуществляется путем включения в абсорбционную бромистолитиевую машину дополнительного абсорбера с подачей в него раствора из основного абсорбера. Головной образец бромистолитиевой машины (см. рис. 1) снабжен системой для удаления паровоздушной смеси, включающей дополнительные абсорберы 12 и 13 и ротационные вакуум-насосы 8 и 10 [2].

Содержание азота		Холодопроизводительность Q_0 , млн.ккал/ч
$g_a, \%$	$\xi_a, \%$	
0	0	1,94
1,95	0,8	1,89
8,45	3,2	1,66
11,05	4,08	1,51
14,3	5,1	1,37
17,55	6,05	1,26
20,8	7,0	1,18
24,0	7,9	1,04
30,0	9,5	0,94

Чтобы удалить паровоздушную смесь из блока абсорбер—испаритель 5, ее направляют из наиболее холодной части абсорбера в дополнительный абсорбер 12 через вентиль 7, который служит для регулирования количества подаваемой смеси.

В дополнительный абсорбер через вентиль 14 поступает слабый раствор из основного абсорбера. Дополнительный абсорбер охлаждается холодной водой, получаемой в испарителе машины, либо (при высокой концентрации раствора) более теплой водой, получаемой путем смешивания холодной воды из испарителя с речной водой. Поскольку температура раствора в дополнительном абсорбере по сравнению с основным ниже, в нем дополнительно абсорбируется водяной пар. Смесь обогащается воздухом, отсасывается вакуум-насосом 8 и выбрасывается в атмосферу. Слабый раствор сливается через гидрозатвор 16 из дополнительного абсорбера в основной.

Аналогично происходит удаление паровоздушной смеси из блока генератор—конденсатор 6. В этом случае используется дополнительный абсорбер 13, вентили 9 и 15, гидрозатвор 17 и вакуум-насос 10.

Расходы холода и электрической энергии, затрачиваемые на удаление паровоздушной смеси, малы и не играют роли в тепловом балансе машины.

Рассмотренная система прошла испытания, которые показали ее высокую надежность и способность обеспечивать нормальную работу машины в течение длительного времени.

ЛИТЕРАТУРА

1. Розенфельд Л. М. и др. Характеристики крупного бромистолитиевого холодильного агрегата. «Холодильная техника», 1966, № 3.
2. Розенфельд Л. М., Карнаух М. С. Заявка на авторское свидетельство № 941256/24—6.

О РАСЧЕТЕ ДВУХПРОВОДНЫХ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ДЛЯ МОРСКИХ СУДОВ

В. М. ШАМШИН, А. А. МУНДИНГЕР

Известны две основные схемы двухпроводных высокоскоростных (со скоростью движения воздуха в трубопроводах до $25 \div 30$ м/сек) систем кондиционирования воздуха, применяющихся на морских судах: с промежуточным холодоносителем — пресной водой и с непосредственным испарением холодильного агента.

Схема двухпроводной высокоскоростной системы кондиционирования воздуха с промежуточным холодоносителем изображена на рис. 1.

Высоконапорный вентилятор подает в центральный кондиционер наружный воздух (в некоторых системах — смешанный с рециркуляционным). В теплообменный аппарат поступает пресная вода, зимой нагретая в паровом водонагревателе, а летом охлажденная в испарителях холодильной установки до $7 \div 8^\circ\text{C}$.

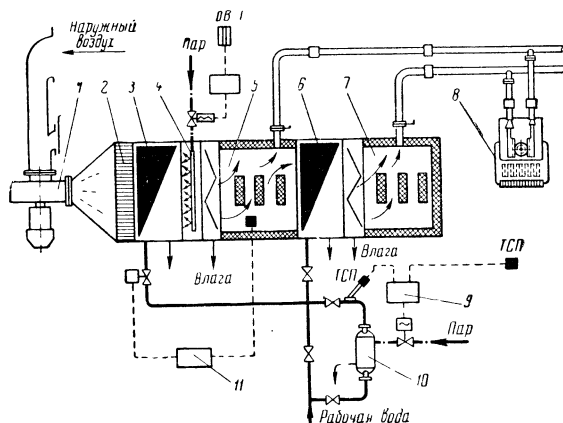


Рис. 1. Схема двухпроводной высокоскоростной системы кондиционирования воздуха с промежуточным холодоносителем:

1 — высоконапорный вентилятор; 2 — воздушный фильтр; 3 — первичный теплообменный аппарат; 4 — увлажнительное устройство; 5 — первичная воздухоподогревательная камера; 6 — вторичный теплообменный аппарат; 7 — вторичная воздухоподогревательная камера; 8 — потолочные эжекционные воздухоподогреватели; 9 — дифференциальный регулятор температуры; 10 — паровой водонагреватель; 11 — пропорционально-шаговый регулятор температуры.

С помощью пропорционально-шагового регулятора температуры, воздействующего на клапан с моторным приводом подачи воды в теплообменный аппарат 3, в первичной воздухоподогревательной камере летом и зимой поддерживается температура около 18°C . Во вторичной камере летом поддерживается температура около 12°C , а зимой в зависимости от изменения температуры наружного воздуха $23 \div 46^\circ\text{C}$.

Это достигается изменением температуры рабочей воды с помощью дифференциального регулятора, воздействующего на клапан с моторным приводом подачи пара в водонагреватель. От камер 5 и 7 воздух подается в потолочные эжекционные воздухоподогреватели, установленные в обслуживаемых системой помещениях. Смешивая в различных пропорциях воздух с разными параметрами, но не изменяя суммарное количество его, регулируют температуру в каждом помещении.

На рис. 2 представлена схема двухпроводной высокоскоростной системы кондиционирования воздуха с непосредственным испарением холодильного агента. Принципиальное отличие ее от схемы, изображенной на рис. 1, — в наличии воздухоохладителя. Зимой в первичной камере поддерживается температура около 18°C , а летом $23 \div 46^\circ\text{C}$ в зависимости от температуры наружного воздуха. На расчетном летнем режиме воздух подается в помещение только из вторичной камеры, температура в которой $10 \div 12^\circ\text{C}$. На переходном летнем режиме может добавляться очищенный наружный воздух из первичной камеры.

Расчет систем кондиционирования воздуха, приведенных на рис. 1 и 2, до стадии выбора теплообменных аппаратов практически одинаков.

Теплопритоки для летнего режима определяются по известным формулам. Теплопритоки от солнечной радиации, людей и приборов для зимнего режима не учитываются: они составляют запас по теплу. Рассчитывают количество подаваемого в помещения воздуха, как правило, по летнему режиму.

Статистический анализ позволяет установить процентное соотношение теплопритоков, характерное для большинства судов (в %):

Теплопритоки:

через ограждения	29÷31
от солнечной радиации через ограждения	25÷27
от солнечной радиации через остекление	21÷23
от людей	16÷18
от электроприборов	4÷5

Как видно из приведенных данных, суммарные радиационные теплопритоки (через ограждения и остекление) составляют около 50% всех теплопритоков. Поэтому их точный подсчет особенно важен.

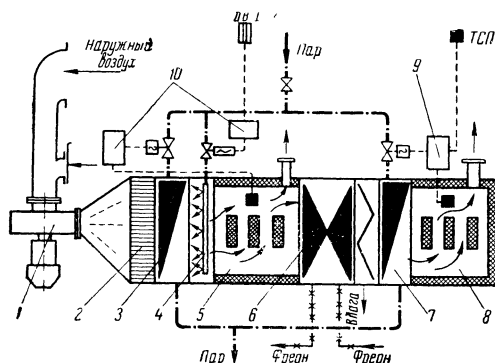


Рис. 2. Схема двухпроводной высокоскоростной системы кондиционирования воздуха с непосредственным испарением холодильного агента:

1 — высоконапорный вентилятор; 2 — воздушный фильтр; 3 — первичный воздухонагреватель; 4 — увлажнительное устройство; 5 — первичная воздухоподогревательная камера; 6 — воздухоохладитель; 7 — вторичный воздухонагреватель; 8 — вторичная воздухоподогревательная камера; 9 — дифференциальный регулятор температуры; 10 — пропорционально-шаговые регуляторы температуры.

После определения суммарных теплопритоков и теплопотерь в d, i -диаграмме строится процесс обработки воздуха в центральном кондиционере и ассимилирующий процесс в обслуживаемых системой помещениях. На рис. 3 показан процесс обработки в d, i -диаграмме для летнего режима при условии, что на расчетном летнем режиме воздух в помещении подается только из вторичной воздухоподогревательной камеры. На рисунке: 1 — расчетные параметры наружного воздуха; 1—2 — нагрев воздуха в вентиляторе; 3 — температура стенки теплообменного аппарата; 2—4 — охлаждение воздуха в теплообменном аппарате; 4—5 — нагрев воздуха в трубопроводах; 5—7 — ассимилирующий процесс в помещении. Для построения этого процесса предвари-

тельно находят тепловлажностное отношение в помещении ϵ_n , определяемое по формуле

$$\epsilon_n = \frac{\sum Q_n}{W}, \text{ где } Q_n \text{ — суммарные теплопри-}$$

токи с учетом тепловыделения от людей; W — суммарные влаговыделения; 6 — параметры воздуха на выходе из эжекционного воздухоподогревателя (после смешения подаваемого воздуха с воздухом помещения); 8 — параметры воздуха в коридорах. В случае использования рециркуляционного воздуха точкам 1 и 2 соответствуют 1' и 2'. Если точка 7 построенного по лучу ϵ_n процесса при заданной в помещении температуре не находится в зоне комфортной относительной влажности (около 50%), то процесс путем подбора строится заново.

Количество воздуха, подаваемого в помещение (или производительность кондиционера), определяется по формуле

$$G_B = \frac{\sum Q_n}{i_7 - i_5}.$$

Соответствие санитарным нормам температуры воздуха на выходе из воздухоподогревателя проверяют, учитывая коэффициент эжекции:

$$t_{\text{вых}} = \frac{k_a t_7 + t_n}{k_a + 1},$$

где k_a — коэффициент эжекции (для потолочных воздухоподогревателей $k_a = 0,2 \div 0,3$).

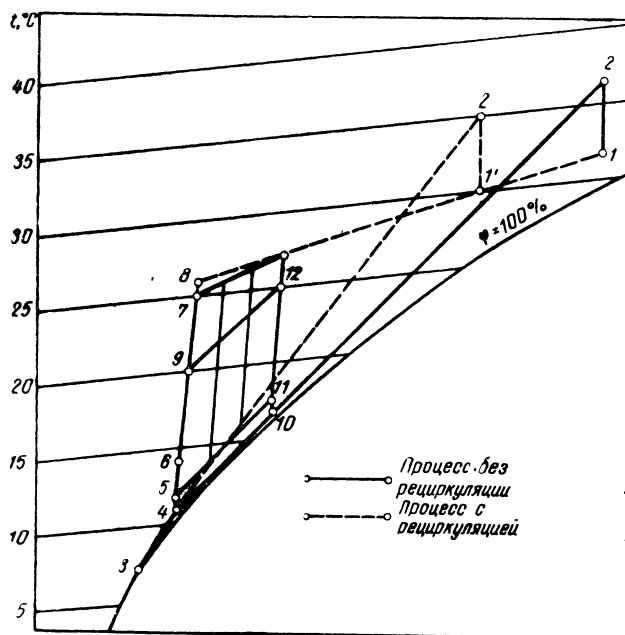


Рис. 3. Схема процесса обработки воздуха в установке, работающей на летнем режиме.

Потолочные распределители подают воздух, настилая его по потолку, в обитаемую зону, скорость в которой не должна превышать 0,25 м/сек. Это позволяет увеличить перепад температур между воздухом в помещении и подаваемым до $\Delta t = 12 \div 14^\circ\text{C}$.

Диапазон индивидуального регулирования температуры в помещениях устанавливают для переходных летнего и зимнего режимов. Для определения переходного летнего режима должны быть известны параметры наружного воздуха, при которых включается холодильная установка кондиционера (обычно $t = 23^\circ\text{C}$, $\phi = 85\%$). При постоянном, определенном ранее количестве воздуха строится процесс в d, i -диаграмме для летнего режима (см. рис. 3). Предварительно определяют теплопритоки $\Sigma Q_{\text{п}}$, затем точку i_9 :

$$i_9 = i_5 + \frac{\Sigma Q_{\text{п}}}{G_{\text{в}}}.$$

Диапазон индивидуального регулирования температуры должен обеспечивать относительную влажность в зоне комфорта $40 \div 60\%$. Обычно он составляет $4 \div 5^\circ\text{C}$. На рис. 3 линия 9—12 определяет диапазон индивидуального регулирования параметров воздуха в помещении при параметрах наружного воздуха, соответствующих включению холодильной установки. Точка 12 строится так, чтобы $4-5 = 10-11$ и $5-9 = 11-12$. Точка 10 характеризует температуру на выходе из первичного теплообменного аппарата, отрезок 10—11 — нагрев воздуха в трубопроводах.

На рис. 4 представлена схема процесса обработки воздуха в d, i -диаграмме для зимнего режима. Здесь 1 — параметры наружного воздуха; 1—2 — нагрев воздуха в вентиляторе; 2—3 — нагрев воздуха в первичном теплообменнике; 3—4 — увлажнение воздуха; 4—5 — нагрев воздуха во вторичном теплообменнике; 6 — параметры воздуха после смешения в воздухораспределителе; 7 и 8 — параметры воздуха в помещении (диапазон индивидуального регулирования). Если используется рециркуляционный воздух, точкам 1, 2 и 3 соответствуют 1', 2' и 3'. Температура за первичным воздухонагревателем принимается $18 \div 20^\circ\text{C}$, за вторичным не выше 50°C , в помещениях $18 \div 22^\circ\text{C}$ при относительной влажности около 50% . По зимнему режиму проверяется правильность выбора производительности центрального кондиционера по летнему режиму:

$$G_{\text{в}}^{\text{зим}} = \frac{\Sigma Q_{\text{п}}^{\text{зим}}}{i_5 - i_7}.$$

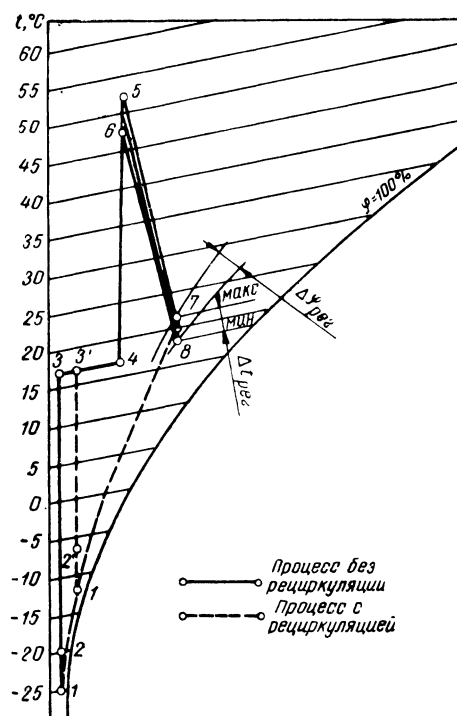


Рис. 4. Схема процесса обработки воздуха в установке, работающей на зимнем режиме.

Для схемы с промежуточным холодоносителем при обработке всего воздуха в первичном и вторичном воздухонагревателях расход холода на расчетном режиме составит

$$Q = Q_I + Q_{II} = G_{\text{в}}(i_2 - i_4);$$

для промежуточных режимов

$$Q = G_{\text{в}}(i_2 - i_{10}) + mG_{\text{в}}(i_{10} - i_4),$$

где m — часть воздуха, проходящая через вторичный воздухонагреватель ($m < 1$).

Для зимнего режима определяется диапазон индивидуального регулирования температуры в помещениях и производится выбор наклона характеристики дифференциального регулятора температуры рабочей воды (для схемы с промежуточным холодоносителем) или воздуха во вторичной камере (для схемы с непосредственным испарением). В d, i -диаграмме (см. рис. 4) точка 7 характеризует параметры воздуха в помещении при подаче его только из вторичной воздухораспределительной камеры. Диапазон индивидуального регулирования температуры в помещениях регламентируется зоной комфорта с относительной влажностью $40 \div 60\%$, чему обычно соответ-

ствуется диапазон температур не более 6°C. Для обеспечения этого условия достаточно подавать в помещения из первичной воздухораспределительной камеры воздуха не более 25—40% общей производительности центрального кондиционера. Поэтому целесообразен расчет воздухопроводов первой ступени на подачу 50% общего количества обрабатываемого воздуха, позволяющий существенно снизить вес и габариты системы в целом. Наклон характеристики дифференциального регулятора температуры для второй ступени определяется в диапазоне температур $-25 \div +10^\circ\text{C}$ при условии, что в помещениях поддерживается постоянная температура и подается неизменное количество воздуха: $t_{\text{п}} = \text{const}$, $G_{\text{в}} = \text{const}$. Температура воздуха на выходе из вторичной воздухораспределительной камеры для промежуточных расчетных режимов определяется по формуле

$$t_{\text{вых}} = t_{\text{п}} + \frac{Q}{c_p G_{\text{в}} \xi}; \quad Q = f(\Delta t) = f'(t_{\text{н.в}}).$$

Обычно производят расчеты для определения $t_{\text{вых}}$ при трех-четырех значениях температуры наружного воздуха в заданном диапазоне, после чего строят характеристику регулятора в координатах $t_{\text{н.в.}}$, $t_{\text{вых}}$.

Выводы

В статье приведены основные рекомендации по расчету двухпроводных высокоскоростных систем кондиционирования воздуха для морских судов.

Эти рекомендации позволяют рассчитывать системы как с промежуточным холодоносителем, так и с непосредственным испарением холодильного агента.

Определение диапазона индивидуального регулирования температуры и наклона характеристики дифференциального регулятора температуры на зимнем режиме позволит правильно выбрать необходимое оборудование и приборы автоматического регулирования.

УДК 536.24.001.24

К РАСЧЕТУ ТЕПЛООБМЕНА ВО ФРЕОНОВЫХ АППАРАТАХ С НАКАТАННЫМИ ТРУБАМИ

В. Д. ВАЙНШТЕЙН — московский завод «Компрессор»

В аппаратуре для фреоновых холодильных машин (конденсаторы, испарители, теплообменники, воздухоотделители) широко применяются медные трубы, оребренные снаружи методом накатки.

На заводе «Компрессор» ребра накатываются на трубах диаметром 20×3 мм из меди марки МЗ (ГОСТ 617—64). Профиль трубы с накатанными ребрами показан на рисунке.

Технические данные трубы длиной 1 м

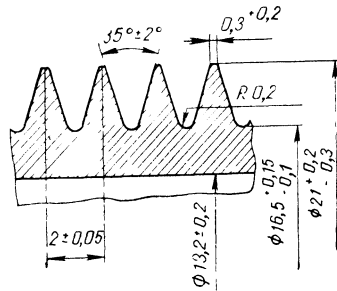
Наружная поверхность $F_{\text{н}}$, м^2	0,145
Внутренняя поверхность $F_{\text{вн}} = \pi d_{\text{вн}}$, м^2	0,0415
Основная поверхность (т. е. поверхность цилиндра, диаметр которого равен диаметру d_0 основания ребер) $F_0 = \pi d_0$, м^2	0,0518
Отношение наружной поверхности к внутренней $\frac{F_{\text{н}}}{F_{\text{вн}}}$	3,5
Коэффициент оребрения, т. е. отношение наружной поверхности к основной $\beta = \frac{F_{\text{н}}}{F_0}$	2,8
Вес трубы до оребрения, кг	1,425

Вес оребренной трубы (уменьшение веса оребренной трубы по сравнению с неоребренной вызвано удлинением трубы в процессе накатки ребер), кг 1,38

Для расчета теплопередачи аппаратов с медными накатанными трубами обычно рекомендуется пользоваться общими методами расчета ребристых труб [1, 2]. Однако медные накатанные трубы обладают особенностями, отличающими их от ребристых труб других типов: малой высотой ребер, относительно большой их толщиной и значительной поверхностью контакта ребра с трубкой (при наилучшем осуществлении самого контакта). Поэтому при тех сравнительно небольших перепадах температур, которые приняты в холодильной технике, изменение температуры по высоте ребра очень мало, и в практических расчетах им можно пренебречь.

Приняв это допущение, можно упростить методику расчета теплопередачи аппаратов с медными накатанными трубами, приблизив ее к методике расчета аппаратов с гладкими трубами.

Действительно, постоянство температуры на наружной поверхности накатанных труб приближает их по свойствам к гладким. Однако у накатанных труб имеется существенное отличие от гладких, а именно меняющийся по длине трубы наружный диаметр — важная величина, входящая в формулы теплопередачи в качестве определяющего размера.



Профиль трубы с накатанными ребрами.

Чтобы учесть эту особенность медных накатанных труб, мы можем представить себе их неоребрёнными, но с переменным наружным диаметром. В таком случае методика их расчета должна основываться на следующих положениях.

1. Коэффициент теплоотдачи к наружной поверхности трубы определяется по формулам для гладких труб. При этом в качестве определяющего размера вместо наружного диаметра следует принимать средний диаметр ребер:

$$d_{ср} = 0,5(d_n + d_0).$$

Для рассматриваемых труб

$$d_{ср} = 0,5(16,5 + 21) = 18,75 \text{ мм.}$$

Принимая средний диаметр в качестве определяющего размера, учитывают тот факт, что на разных участках трубы наружный диаметр различный*.

* Более строго было бы определять величину среднего диаметра по формуле

$$d_{ср.кв} = \sqrt{0,5(d_n^2 + d_0^2)}.$$

При этом будет соблюдено условие равенства частей поверхности трубы снаружи и внутри цилиндра с диаметром $d_{ср.кв}$. Однако разница между $d_{ср.кв}$ и $d_{ср}$ мала, и на результатах расчета такое уточнение не сказывается. Для труб, изображенных на рисунке, $d_{ср.кв} = 18,9 \text{ мм.}$

2. При определении коэффициента теплопередачи необходимо учитывать фактическое соотношение наружной и внутренней поверхностей трубы (в нашем случае $\frac{F_n}{F_{вн}} = 3,5$). На-

пример, коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности, может быть подсчитан по формулам (тепловым сопротивлением металла трубы при расчетах фреоновых аппаратов пренебрегают):

а) без учета загрязнений поверхности трубы

$$k_n = \frac{1}{\frac{F_n}{\alpha_{вн} F_{вн}} + \frac{1}{\alpha_n}} = \frac{1}{\frac{3,5}{\alpha_{вн}} + \frac{1}{\alpha_n}};$$

б) при загрязнениях

$$k_n = \frac{1}{\frac{3,5}{\alpha_{вн}} + 3,5 \sum \frac{\delta_{вн}}{\lambda_{вн}} + \sum \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_n}}.$$

Проиллюстрируем возможность расчета аппаратов с медными накатанными трубами по указанной методике на примере расчета теплоотдачи при конденсации фреона на наружной поверхности горизонтальных труб.

Наиболее полно этот случай теплообмена исследован Е. Е. Соколовой, которая провела серию экспериментов с ребристыми трубами разных типов [3, 4]. В соответствии с разработанной ею методикой расчета коэффициент теплоотдачи, отнесенный к основной поверхности трубы, определяется по формуле

$$\alpha_p = \epsilon_p \alpha, \quad (1)$$

где α — коэффициент теплоотдачи гладкой трубы, наружный диаметр которой равен d_0 ;

ϵ_p — коэффициент, учитывающий влияние оребрения. Он показывает, во сколько раз теплосъем с погонного метра ребристой трубы больше, чем с погонного метра гладкой (при одинаковых условиях теплообмена).

Соколовой выведена формула для определения ϵ_p в зависимости от геометрических размеров ребристых труб, а для исследованных ею труб — готовые числовые значения ϵ_p .

Коэффициент теплоотдачи α в уравнении (1) подсчитывается по формуле Нуссельта:

$$\alpha = C \sqrt[4]{\frac{r \gamma^2 \lambda^3}{\mu_h (t_k - t_w) d_0}}. \quad (2)$$

Из медных накатанных труб, исследованных Соколовой, рассмотрим ту, которая меньше других отличается от труб, выпускаемых в настоящее время. Характеристика этой трубы приведена ниже:

Диаметр основания ребер d_0 , мм . . . 16
 Наружный диаметр ребер d_n , мм . . . 20,4
 Коэффициент оребрения $\beta = \frac{F_n}{F_0}$. . . 2,78
 Коэффициент в формуле (1) ϵ_p 2,67
 Средний диаметр ребер d_{cp} , мм . . 0,5 (16+20,4)=18,2

Определим двумя способами величину теплоотдачи Q с указанной трубы.

При расчете по предлагаемой методике в формулу (2) вместо диаметра d_0 нужно подставить d_{cp} . В связи с этим значение коэффициента теплоотдачи, подсчитываемого по формуле (2), уменьшится в

$$\sqrt[4]{\frac{d_{cp}}{d_0}} = \sqrt[4]{\frac{18,2}{16}} = 1,033 \text{ раза (на } 3,3 \% \text{)}.$$

Новое значение коэффициента теплоотдачи (обозначим его α') надо будет отнести ко всей наружной поверхности трубы, равной

$$F_n = \beta F_0 = 2,78 F_0.$$

Следовательно, теплоотдачей с медной накатанной трубы будет равен

$$Q = \alpha' F_n \theta = \frac{\alpha}{1,033} \cdot 2,78 F_0 \cdot \theta = 2,69 \alpha F_0 \theta \text{ ккал/ч.}$$

Если же рассчитывать теплопередачу по той методике, которая принята для ребристых труб, то величина теплоотдачи будет

$$Q = \epsilon_p \alpha F_0 \theta = 2,67 \alpha F_0 \theta \text{ ккал/ч.}$$

Результаты расчета по предложенной методике и по методике, основанной на экспериментах с ребристыми трубами, практически совпали, причем расхождение не превышает 1%. Это доказывает правильность принятого

в основу расчета положения о постоянстве температуры по высоте ребра для случая конденсации фреона на наружной поверхности труб. Но поскольку, как уже указывалось, для всей аппаратуры, применяемой в холодильной технике (не только для конденсаторов), характерны относительно малые перепады температур, очевидно, что аналогичные результаты будут получаться при расчете и других случаев теплообмена. Поэтому предложенный метод может быть использован при расчетах любых аппаратов с медными накатанными трубами.

Приведенное рассуждение позволяет лучше уяснить физический смысл коэффициента ϵ_p (учитывающего влияние оребрения) в формуле (1). Численно этот коэффициент всегда меньше геометрического коэффициента оребрения $\beta = \frac{F_n}{F_0}$. Для труб с высокими ребрами

это объясняется в основном изменением температуры по высоте ребра. Для медных же накатанных труб, у которых такого изменения практически не происходит, разница между величинами ϵ_p и β невелика и определяется самой методикой расчета, а именно — выбором определяющего размера (d_0 вместо d_{cp}) в формуле (2).

ЛИТЕРАТУРА

1. Холодильная техника. Энциклопедический справочник. Т. 1, Госторгиздат, 1960.
2. Розенфельд Л., Ткачев А., Гуревич Е. Примеры и расчеты холодильных машин и аппаратов. Госторгиздат, 1960.
3. Слепая Е. Определение коэффициентов теплоотдачи при конденсации пара фреона-12 на гладкой и ребристых трубах. «Холодильная техника», 1952, № 1.
4. Соколова Е. Исследование теплоотдачи при конденсации фреона-22. «Холодильная техника», 1957, № 3.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УСТАНОВОК ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ СУХОГО ЛЬДА И СЖИЖЕННОГО УГЛЕКИСЛОГО ГАЗА

Ю. Е. ТАЛЯНКЕР — московский завод «Компрессор»

Возможные циклы получения сухого льда рассмотрены во многих работах по холодильной технике. Практическое распространение получили циклы двух видов, которые различаются по способу конденсации углекислого газа (CO_2). В циклах высокого давления CO_2 конденсируется водой, а в циклах среднего и низкого давления, выполненных по принципу каскадных холодильных циклов,—кипящим холодильным агентом специальной холодильной установки.

В настоящей работе дан термодинамический анализ циклов высокого давления и каскадных циклов, предназначенных для получения как сухого льда, так и сжиженного CO_2 в различных эксплуатационных условиях.

Расчеты выполнены для возможного интервала температур охлаждающей воды. Температура охлаждаемого агента на выходе из промежуточных холодильников и конденсатора принята равной 10, 20 и 30°C, а для каскадных циклов также и 40°C. Поскольку расчеты сделаны для ряда температур охлаждения, на всех режимах принято, что сконденсировавшийся CO_2 не переохлаждается.

Цикл высокого давления рассчитан по промежуточным давлениям трехступенчатого комбинированного поршневого компрессора, который может использоваться для получения сжиженного CO_2 и сухого льда. В каскадных циклах среднего давления принято двухступенчатое сжатие CO_2 до давления конденсации 19 и 36 *ата*, а в каскадном цикле низкого давления—одноступенчатое сжатие до 9 *ата*. Температура кипения аммиака принята на 3°C ниже температуры конденсации CO_2 . При отсутствии смазки цилиндров компрессора, когда теплообменные поверхности не покрываются масляной пленкой, такой перепад температур может быть получен при относительно небольших габаритах конденсатора-испарителя.

Для конденсации CO_2 при давлении конденсации 36 *ата* используется одноступенчатый аммиачный цикл, а при 9 и 19 *ата* — двухступенчатый. В циклах с давлением конденсации 19 и 36 *ата* процесс получения сухого льда принят двухступенчатым, а при 9 *ата* — одноступенчатым.

На основании расчетов построен график (рис. 1), на котором представлена адиабатическая работа сжатия, теоретически необходимая для получения 1 кг сухого льда или 1 кг сжиженного CO_2 при различных температурах конденсации CO_2 в цикле высокого давления или аммиака в каскадных циклах. Тепло, отводимое охлаждающей водой, в 2—2,5 раза больше работы сжатия (рис. 2).

Из рис. 1 и 2 видно, что каскадные циклы экономичны только при производстве сухого льда и высокой температуре охлаждающей воды. По мере снижения температуры воды преимущество каскадных циклов по сравнению с циклом высокого давления пропадает. В случае сжижения CO_2 более экономичен цикл высокого давления.

Из трех каскадных циклов, выбранных для анализа, более экономичен цикл среднего давления с давлением конденсации CO_2 19 *ата*.

Приведенными графиками удобно пользоваться при сравнительных расчетах. Так, в качестве иллюстрации рассмотрим затраты энергии по количеству и по стоимости при получении 1000 кг сжиженного CO_2 и 1000 кг сухого льда в установке высокого давления при температуре конденсации 30°C и в каскадной установке при давлении конденсации CO_2 19 *ата* (—22°C) и температуре конденсации аммиака 30°C (см. таблицу).

Показатели	Сжижение CO_2		Получение сухого льда	
	установка высокого давления	каскадная установка	установка высокого давления	каскадная установка
Адиабатическая работа сжатия, ккал/кг	64,5	70,5	148	127
Расход электроэнергии, квт · ч/1000 кг	150	164	345	296
Тепло, отводимое водой, ккал/кг	114	160	304	286
Расход воды, м ³ /1000 кг	11,4	16,0	30,4	28,6
Стоимость электроэнергии, руб/1000 кг	1,50	1,64	3,45	2,96
Стоимость воды, руб/1000 кг	0,68	0,96	1,82	1,72
Суммарные расходы, руб/1000 кг	2,18	2,60	5,27	4,68

Адиабатическая работа сжатия, необходимая для сжижения 1 кг CO_2 , и адиабатическая работа сжатия, потребная для получения 1 кг сухого льда, взяты из графика на рис. 1. По адиабатической работе сжатия определен расход электроэнергии на привод компрессора, затрачиваемый на получение 1000 кг сжиженного CO_2 , а также на получение 1000 кг сухого льда. При этом полный к.п.д. компрессора с электродвигателем принят равным 50%, а стоимость электроэнергии 1 коп. за 1 квт·ч.

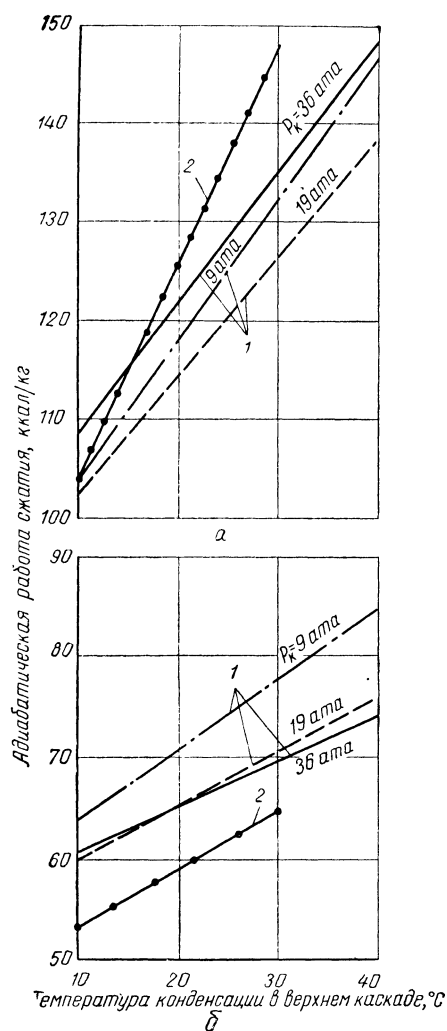


Рис. 1. Адиабатическая работа сжатия, теоретически необходимая для получения 1 кг сухого льда (а) или 1 кг сжиженного CO_2 (б) при различных температурах конденсации CO_2 в цикле высокого давления или аммиака в каскадных циклах: 1 — каскадные циклы; 2 — цикл высокого давления.

Количество тепла, отводимого охлаждающей водой в углекислотных промежуточных холодильниках компрессора и в конденсаторе, дано на рис. 2 в расчете на 1 кг сжиженной углекислоты и на 1 кг сухого льда. Расход охлаждающей воды определен при условии ее нагрева на 10°C , а стоимость воды 6 коп. за 1 м^3 .

Из приведенного примера видно, что при сжижении CO_2 экономичнее установка высоко-

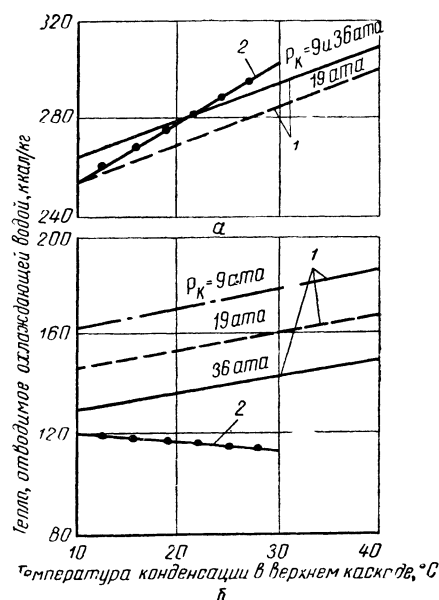


Рис. 2. Тепло, отводимое охлаждающей водой в углекислотных промежуточных холодильниках компрессора и в конденсаторе, взятое в расчете на 1 кг сухого льда (а) и на 1 кг сжиженного CO_2 (б): 1 — каскадные циклы; 2 — цикл высокого давления.

го давления, а при производстве сухого льда — каскадная установка. Но при этом необходимо принимать во внимание ряд дополнительных факторов.

Установка высокого давления практически не может работать при температуре конденсации выше 30°C , тогда как каскадная может работать при больших температурах. Установка высокого давления проще по конструкции и в эксплуатации, чем каскадная.

Для осушки CO_2 используются адсорбционные осушители, а для очистки ее от масла (при установке компрессора со смазкой цилиндров) — фильтры с активированным углем. На регенерацию осушителей и фильтров дополнительно расходуется 8% энергии [1]. В

каскадных установках осушку можно выполнить методом вымораживания, на что расходуется незначительное количество энергии.

В установке высокого давления сжиженный CO_2 разливают по баллонам при помощи основного компрессора, дополнительный расход энергии в котором на разливку невелик. В каскадных установках для этой цели должен применяться специальный насос, увеличивающий, по экспериментальным данным ВНИИХ, расход энергии на 5%.

При транспортировке сжиженного CO_2 под высоким давлением вес тары в 4 раза превышает вес CO_2 . Вес тары уменьшается в 10 раз при транспортировке сжиженного CO_2 под давлением 9 атм [2]. В настоящее время ряд организаций разрабатывает транспортные средства

для перевозки CO_2 при пониженном давлении. В этом случае бесспорно преимущество каскадной установки.

Таким образом, при выборе схемы углекислотной установки необходимо учитывать ее назначение, условия эксплуатации, экономичность и качество получаемой продукции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гродник М. Г., Быкова Э. Н., Величанский А. Я. Очистка и осушка углекислого газа в схемах углекислотных установок. «Холодильная техника», 1962, № 5.

2. Тезиков А. Д. Производство и применение сухого льда. Госторгиздат, 1960.

УДК 664.8.031:536.24

РАСЧЕТ ТЕПЛОПРИТОКА К ПОЛУЗАГЛУБЛЕННЫМ ОВОЩЕХРАНИЛИЩАМ

Канд. техн. наук Р. Д. ОКТЯБРЬСКИЙ, Н. А. МИРОНОВ

Для хранения овощей и картофеля требуются большие помещения, оборудованные санитарно-техническими средствами, обеспечивающими заданный температурно-влажностный режим в соответствии с нормативными требованиями [1].

Чтобы поддерживать в хранилищах стабильную температуру, их целесообразно устраивать полузаглубленными и обсыпать грунтом (см. рисунок).

В период хранения (9—10 месяцев) овощи и картофель выделяют тепло, влагу и углекислый газ [2].

Для удаления из хранилища углекислого газа необходима система приточно-вытяжной вентиляции, которая в холодное время года одновременно обеспечивает вывод избытка тепла и влаги. Однако для поддержания допустимых температурно-влажностных параметров воздуха в хранилищах (например, для картофеля $t=4^\circ\text{C}$ и $\phi=90\%$) одной вентиляции недостаточно. В связи с этим возникла необходимость применять воздухоохладители.

На температурно-влажностный режим полузаглубленного хранилища влияют тепло- и влаговыделения хранимой продукции, сезонные колебания температуры окружающего грунта, влагопоступления из грунта вследствие диффузионной паропроницаемости ограж-

дающих конструкций, параметры и количество приточного воздуха. В настоящее время нет достаточно точных и обоснованных методов расчета требуемой производительности воздухоохладителей с учетом всех основных факторов, влияющих на температурно-влажностный режим сооружения.

Предлагаемый метод расчета пригоден для хранилищ, теплофизические свойства ограждений которых близки к теплофизическим показателям грунта (например, железобетонные ограждения), а также для хранилищ, термическим сопротивлением ограждений которых можно пренебречь (например, металлическая или тканевая обшивка каркаса ограждения).

Общее количество тепла, подлежащее удалению из хранилища, складывается из теплопритоков с воздухом приточной вентиляции; через необсыпные ограждения (закрытые люки, ворота, двери и т. д.), через обсыпные ограждения, а также тепловыделений в процессе конденсации при осушке воздуха в воздухоохладителе; от светильников и от хранящихся продуктов.

Все тепло, за исключением поступающего через обсыпные ограждения, можно определить по общеизвестным формулам, а тепло, выделяемое овощами или картофелем, установить по справочным данным [2].