

Разность температур по обе стороны потолка и пола

Потолок холодильной камеры рассматривается как внутренняя стена, когда камера расположена в здании и имеется достаточное пространство между потолком камеры и потолком здания для свободной циркуляции воздуха. Таким же образом, если потолок камеры омывается наружным воздухом, потолок рассматривается как наружная стена. Это действительно и для полов, за исключением случая, когда пол ка-

Наружная расчетная температура, °C —40 —35
ра зимой, °C
Расчетная температура почвы, °C 7 10

меры укладывается на плиту, размещенную на почве. Вообще температура почвы под плитой колеблется несущественно в течение года и всегда значительно ниже наружной расчетной температуры по сухому термометру для данного района в летний период. Значения температур почвы, используемые для определения разности температур по обе стороны пола в холодильных камерах, приведены ниже. Эти данные основаны на наружной расчетной температуре по сухому термометру для определенного района зимой.

Если пол низкотемпературной камеры укладывается непосредственно на почву, то необходимо принять меры для предотвращения миграции и последующего замерзания почвенной воды под полом, так как силы расширения, возникающие при замерзании воды, вызывают вспучивание почвы, что может быть причиной серьезных повреждений строительных конструкций. Для предупреждения вспучивания почвы следует регулировать температуру почвы под камерой, а также подводить теплоту к поверхностному слою почвы, когда температура его приближается к температуре замерзания. Для поддержания температуры почвы выше точки замерзания при-меняют каналы для подачи теплого воз-

духа, электронагревательные элементы, трубчатые змеевики для циркуляции рассола или раствора антифриза.

Влияние солнечной радиации

Температура наружной поверхности стен холодильника всегда значительно выше температуры окружающей среды, если стены холодильника расположены таким образом, что они получают избыточное количество теплоты от солнечной радиации или другого горячего тела. Простым примером этого явления слу-

—30 —25 —20 —15 —10 —5 0
12 15 17 20 22 25 27

жит повышенная температура поверхности автомобиля, стоящего на солнце. Температура металлической поверхности на много выше температуры окружающей среды. Величина разности температур поверхности и окружающей среды зависит от количества солнечной энергии, воздействующей на поверхность, и от отражательной способности данной поверхности. Вспомните, что лучистая энергия отражается или поглощается любым непрозрачным материалом, на которую она попадает. Светлые гладкие поверхности отражают больше и поглощают меньше лучистой энергии, чем темные шероховатые поверхности. Следовательно, температура поверхности светлоокрашенных гладких стен будет несколько ниже температуры темных и шероховатых стен при одинаковой солнечной радиации.

Любое повышение температуры наружной поверхности увеличивает разность температур по обе стороны стены, поэтому при расчете разности температур по обе стороны освещенных солнцем стен должна быть скорректирована для компенсации влияния солнечной радиации. Поправочные величины для освещенных солнцем стен приведены в табл. 10-3. Эти значения прибавляются к нормальной разности температур.

Поправка (в °С) на солнечную радиацию

Поверхность	Восточная стена	Южная стена	Западная стена	Плоская крыша
Темного цвета, например				
Шиферная кровля	5	3	5	11
Гудроновое покрытие				
Черная краска				
Среднего цвета, например				
Неокрашенное дерево	3	2	3	8
Кирпич				
Красная черепица				
Темный цемент	2	1	2	5
Красная, серая или зеленая краска				
Светлого цвета, например				
Белый камень				
Светлый цемент				
Белая краска				

Примечания:

1. Величины, указанные в таблице, прибавляются к нормальной разности температур при расчете теплопритока для компенсации влияния солнечной радиации.

2. Данные таблицы нельзя использовать при расчете систем кондиционирования воздуха.

Расчет теплопритока через ограждения

При определении теплопритока через ограждения камеры необходимо учитывать теплоприток через все стены, пол и потолок. Если некоторые стены или части стен имеют неодинаковую конструкцию и различные коэффициенты теплопередачи, то для них следует выполнить отдельные расчеты теплопритоков. Стены, имеющие одинаковые коэффициенты теплопередачи и разность температур по обе стороны, рассматриваются вместе. Если разница в величинах коэффициентов теплопередачи незначительная, а площадь поверхности стен небольшая, то при расчетах такие стены или части стен группируют вместе.

Пример 10-5. Малая холодильная камера размером 5 м × 7 м × 3 м размещена в юго-восточном углу магазина в районе, где наружная расчетная температура по сухому термометру летом 35°C, а зимой -6°C (рис. 10-3). Южная и восточная стены камеры являются также и стенами здания мага-

зина. Высота потолка в магазине 4 м, между потолком холодильной камеры и перекрытием магазина расстояние 1 м. Температура кондиционированного воздуха в магазине поддерживается на уровне примерно 26°C. Внутренняя расчетная температура в камере 2°C. Северная и западная (внутренние) стены, пол и потолок изолированы гладким по-

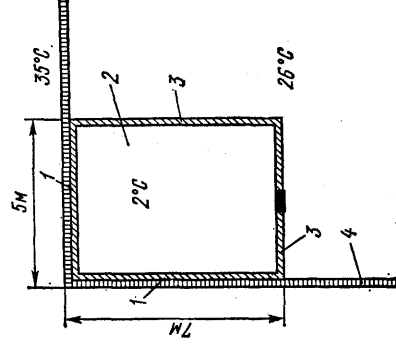


Рис. 10-3. План холодильной камеры;

1 — слой полистирола толщиной 100 мм; 2 — холодильная камера (высота потолка 3 м); 3 — перегородка, изолированная слоем полистирола толщиной 75 мм; 4 — кирпич толщиной 150 мм

лестриолом с закрытыми порами толщиной 75 мм, а южная и восточная стены также изолированы полистриолом с закрытыми порами, но толщиной 100 мм. Определить теплоприток через ограждения камеры.

Решение. По табл. 10-1 находим, что теплопроводность для гладкого полистриола равна $0,029 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$. По табл. 10-2 определяем коэффициент теплопередачи для северной и западной стены, пола и потолка (толщина изоляции 75 мм) и коэффициент теплопередачи для южной и восточной стены (толщина изоляции 100 мм). Они равны $0,346$ и $0,267 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ соответственно. Расчетная температура почвы равна 25°C (см. с. 150). Поправки на солнечную радиацию для южной и восточной стены (прибавляются к разности температуры внутри и снаружи) составляют 2 и 3°C соответственно. Для расчетов применяем уравнение (10-2).

Северная и западная стены, потолок:

$$Q'_{\text{отр}} = 71 \text{ м}^2 \times 0,346 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \times (26^\circ\text{C} -$$

$$- 2^\circ\text{C}) = 589,6 \text{ Вт.}$$

Южная стена:

$$Q''_{\text{отр}} = 15 \text{ м}^2 \times 0,267 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \times (37^\circ\text{C} -$$

$$- 2^\circ\text{C}) = 140,2 \text{ Вт.}$$

Восточная стена:

$$Q'''_{\text{отр}} = 21 \text{ м}^2 \times 0,267 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \times$$

$$\times (38^\circ\text{C} - 2^\circ\text{C}) = 201,9 \text{ Вт.}$$

Пол:

$$Q''''_{\text{отр}} = 35 \text{ м}^2 \times 0,267 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \times$$

$$\times (25^\circ\text{C} - 2^\circ\text{C}) = 215 \text{ Вт.}$$

Общий теплоприток через ограждения $Q_{\text{отр}} = 1147 \text{ Вт} = 1,147 \text{ кВт}$.

Расчет тепловой нагрузки от воздухообмена

Трудно определить с точностью теплоприток в охлаждаемое пространство от воздухообмена, за исключением случаев, когда количество воздуха, поступающего в помещение для вентиляции, известно. Теплоприток от воздухообмена определяют по следующему уравнению:

$$Q_{\text{во}} = m (i_{\text{в}} - i_{\text{вн}}), \quad (10-5)$$

где $Q_{\text{во}}$ — тепловая нагрузка от воздухообмена, кВт; m — масса подаваемого в по-

мещение наружного воздуха, кг/с; $i_{\text{в}}$ — энтальпия наружного воздуха, кДж/кг; $i_{\text{вн}}$ — энтальпия внутреннего воздуха, кДж/кг.

Количество воздуха обычно выражают в единицах объема, а не в единицах массы, вследствие чего в табл. 10-4 и 10-5 для облегчения расчетов теплоприток дан в килоджоулях на 1 л наружного воздуха, подаваемого в помещение. При расчете тепловой нагрузки от воздухообмена необходимо перемножить интенсивность инфильтрации воздуха (в л/с) на соответствующую величину теплопритока (табл. 10-4 или 10-5).

Пример 10-6. Интенсивность инфильтрации воздуха в охлаждаемое помещение равна 8 л/с . Если температура в холодильной камере поддерживается на уровне 2°C , а температура наружного воздуха по сухому термометру и относительная влажность равны 30°C и 50% соответственно, определить тепловую нагрузку от воздухообмена.

Решение. Посредством интерполяции величин, приведенных в табл. 10-4, находим, что теплоприток равен $0,0598 \text{ кДж/л}$. Тепловая нагрузка от воздуха составляет:

$$Q_{\text{во}} = 8 \text{ л/с} \times 0,0598 \text{ кДж/л} = 0,478 \text{ кВт.}$$

Воздухообмен в охлаждаемом пространстве происходит только за счет инфильтрации через открытые двери. Исключение составляют случаи, когда воздух специально подается в камеру для вентиляции. Количество наружного воздуха, поступающего в камеру через открытые двери, зависит от размера, расположения двери или дверей, частоты и длительности открывания двери. Общее единенное влияние всех этих факторов зависит от обстоятельств и с трудом поддается точному определению. В основном величину воздухообмена определяют, исходя из опыта работы. Величина воздухообмена зависит от частоты и длительности открывания дверей, а также от внутреннего объема холодильной камеры и ее назначения. В табл. 10-6 даны приближительные значения интенсивности инфильтрации для камер различного объема со средним коэффициентом использования.

Камеры со средним коэффициентом

Теплоприток от наружного воздуха, поступающего в охлаждаемую камеру хранения, где температура выше 0°C, кДж/л

Температура в камере хранения, °C	Температура поступающего наружного воздуха, °C																			
	25					30					35					40				
	Относительная влажность поступающего наружного воздуха, °C																			
	50	60	70	50	60	70	50	60	70	50	60	70	50	60	70					
15	0,0128	0,0186	0,0246	0,0281	0,0357	0,0441	0,05	0,0563	0,0663	0,0795										
10	0,0266	0,0323	0,0382	0,0319	0,0491	0,0574	0,0591	0,0694	0,0792	0,0992										
5	0,0388	0,0445	0,0502	0,0536	0,061	0,0693	0,0708	0,081	0,0906	0,1036										
0	0,0493	0,055	0,0606	0,0639	0,0713	0,0794	0,0808	0,091	0,1003	0,1141										

Таблица 10-5

Теплоприток от наружного воздуха, поступающего в охлаждаемую камеру хранения, где температура ниже 0°C, кДж/л

Температура в камере хранения, °С	Температура поступающего наружного воздуха, °С									
	5		10		25		30		35	
	Относительная влажность поступающего наружного воздуха, %									
	70	80	70	80	50	60	50	60	50	60
0	0,0092	0,0111	0,0142	0,0154	0,0505	0,0562	0,0650	0,0724	0,0820	0,092
-5	0,0193	0,0210	0,0236	0,0247	0,0592	0,0649	0,0736	0,0809	0,0903	0,1004
-10	0,0271	0,0288	0,0309	0,0321	0,0662	0,0719	0,0805	0,0877	0,0970	0,1071
-15	0,0350	0,0367	0,0383	0,0395	0,0732	0,0788	0,0873	0,0945	0,1037	0,1131
-20	0,0427	0,0444	0,0456	0,0468	0,0801	0,0857	0,0941	0,1013	0,1102	0,1203
-25	0,0501	0,0523	0,0525	0,0537	0,0866	0,0922	0,0998	0,1077	0,1165	0,1265
-30	0,0571	0,0588	0,0591	0,0604	0,0929	0,0985	0,1067	0,1138	0,1225	0,1322
-35	0,0640	0,0657	0,0656	0,0668	0,0989	0,1045	0,1126	0,1197	0,1283	0,1381
-40	0,0708	0,0725	0,0720	0,0732	0,1050	0,1106	0,1185	0,1256	0,1341	0,1440

использования не эксплуатируются при экстремальных температурах, и количество продуктов в них не превышает допустимого уровня.

Камеры с высоким коэффициентом использования эксплуатируются, например, на крупных рынках, в ресторанах и кухнях гостиниц, где температура в помещениях относительно высока и имеют место пиковые периоды с большой нагрузкой на холодильное оборудование, так как в камеры часто закладывают большое количество теплых продуктов.

Используя данные из табл. 10-4, 10-5 и 10-6, можно определить теплоприток от инфильтрации воздуха с помощью следующего уравнения:

$$Q_{\text{в.о}} = v \Delta t, \quad (10-6)$$

где $Q_{\text{в.о}}$ — тепловая нагрузка от воздухообмена, кВт; v — интенсивность инфильтрации, л/с; Δt — изменение энтальпии, кДж/кг.

Пример 10-7. Холодильная камера имеет наружные размеры 4 м × 5 м × 3 м. Наружная температура воздуха равна 25°C, относительная влажность 50%. В камере поддерживается температура 2°C, коэффи-

Средняя интенсивность инфильтрации воздуха в охлаждаемую камеру при открытии двери, л/с

Объем камеры, м³	Температура в камере	
	выше 0°C	ниже 0°C
7	3,1	2,3
8,5	3,4	2,6
10	3,7	2,8
15	4,4	3,3
20	5,0	3,8
25	5,5	4,2
30	5,9	4,6
40	5,8	5,4
50	7,5	5,8
75	9	6,9
100	10,2	7,9
150	12,2	9,4
200	13,9	10,9
250	15,3	11,9
300	16,7	12,9
400	19	14,9
500	21,4	16,8
600	23,6	18,1
700	24,3	18,6
800	25,9	20,4
900	27,1	21,9
1000	28,9	23,1

Примечания:

1. Данные в таблице не относятся к камерам с вентиляционными решетками или клапанами.
2. Для камер с тамбуром значения интенсивности инфильтрации воздуха следует уменьшить на 50%.

инцент ее использования средний. Толщина стен примерно 150 мм. Вычислить тепловую нагрузку от воздухообмена.

Решение. Если толщина стен 150 мм, то внутренние размеры камеры на 0,3 м меньше наружных, т. е. внутренний объем камеры $3,7 \text{ м} \times 4,7 \text{ м} \times 2,7 \text{ м} = 47 \text{ м}^3$. Интегрируя величины из табл. 10-6, находим, что интенсивность инфильтрации составляет 7,3 л/с при внутреннем объеме 47 м³. Интерполяцией данных, приведенных в табл. 10-4, находим, что коэффициент воздухообмена равен 0,0451 кДж/л. По уравнению (10-6) рассчитываем тепловую нагрузку от воздухообмена $Q_{\text{вз}} = 7,3 \text{ л/с} \times \times 0,0451 \text{ кДж/л} = 0,329 \text{ кВт}$.

Расчет тепловой нагрузки от продуктов

Если продукт, загружаемый в холодильную камеру, имеет температуру выше температуры в камере, то он отдает

теплоту воздуху до тех пор, пока не охладится до температуры в камере. Когда температура в холодильной камере поддерживается выше точки замерзания продукта, количество отдаваемой продуктом теплоты зависит от температуры в камере, массы, удельной теплоемкости и температуры продукта, поступающего в камеру. Теплоприток от продукта в камере в таких случаях рассчитывают по следующей формуле:

$$Q'_{\text{пр}} = mc\Delta T, \quad (10-7)$$

где $Q'_{\text{пр}}$ — количество теплоты, кДж/кг; m — масса продукта, кг; c — удельная теплоемкость выше точки замораживания, кДж/(кг·К); ΔT — изменение температуры продукта, К.

Пример 10-8. Ежедневно 3500 кг свежей говядины загружают в остьовочную камеру, где она охлаждается до 7°C. Рассчитать тепловую нагрузку на оборудование от продукта. Решение. По табл. 10-7 находим, что удельная теплоемкость говядины выше точки замораживания равна 3,14 кДж/(кг·К). Используя уравнение (10-7), находим

$$Q'_{\text{пр}} = 3500 \times 3,14 \times (39^\circ\text{C} - 7^\circ\text{C}) = 351680 \text{ кДж}.$$

Обратите внимание, что в уравнении (10-7) нет значения времени, а полученный результат выражает только количество теплоты, отдаваемой продуктом при охлаждении. В примере 10-8 про должительность охлаждения может быть менее 24 ч. Фактор времени t всегда учитывают при определении интенсивности охлаждения, и тепловую нагрузку от продукта или интенсивность охлаждения продукта следует определять по следующему уравнению:

$$Q'_{\text{пр}} = mc\Delta T/t. \quad (10-8)$$

Пример 10-9. Определить тепловую нагрузку от продукта, принимая, что говядина (см. пример 10-8) охлаждается за 20 ч. Решение. По уравнению (10-8) вычисляем тепловую нагрузку

$$Q'_{\text{пр}} = 3500 \text{ кг} \times 3,14 \text{ кДж/(кг·К)} (39^\circ\text{C} - 7^\circ\text{C}) / (20 \times 3600 \text{ с}) = 4,88 \text{ кВт}.$$

Коэффициент скорости охлаждения

Тепловая нагрузка на оборудование, обуславливаемая продуктами, значительно выше в начальный период охлаждения, чем средняя нагрузка, рассчитанная в предыдущих примерах. В начальный период охлаждения имеет место более высокая разность температур между продуктом и воздухом в камере, в связи с чем продукт охлаждается быстрее и тепловая нагрузка более высокая. Поэтому если оборудование выбирают, исходя из того, что тепловая нагрузка от продукта равномерно распределяется в течение всего цикла охлаждения, то оно не будет иметь достаточной производительности, чтобы справиться с максимальной нагрузкой в начальный период охлаждения. Следовательно, можно ожидать значительного повышения температуры в камере в этот период. Когда такое повышение температуры нежелательно, при расчете тепловой нагрузки иногда используют коэффициент скорости охлаждения для компенсации неравномерности распределения тепловой нагрузки. Применение коэффициента скорости охлаждения позволяет увеличить расчетную тепловую нагрузку на величину, достаточную, чтобы уравнивать среднюю часовую скорость охлаждения с часовой нагрузкой в пиковый период. В результате будет выбрано оборудование достаточной производительности для работы при пиковой тепловой нагрузке в начальный период охлаждения.

Коэффициенты скорости охлаждения для различных продуктов, приведенные в табл. 10-7—10-10, получены в результате действительных испытаний и расчетов. Величина их зависит от отношения продолжительности процесса загрузки к общей продолжительности цикла охлаждения. Например, испытания показывают, что скорость охлаждения стандартной говядины и свинины в начальный период на 50 % выше средней скорости в течение всего периода. При

расчете тепловой нагрузки без учета коэффициента скорости охлаждения получают среднюю скорость охлаждения в течение всего периода. Для определения скорости охлаждения в начальный период необходимо среднюю скорость умножить на 1,5. Для удобства коэффициенты скорости охлаждения в таблицах даны в виде обратных величин. Так, коэффициент скорости охлаждения для говядины равен 0,67 (1/1,5).

Уравнение (10-8) при использовании коэффициента скорости охлаждения k_o записывают следующим образом:

$$Q'_{\text{пр}} = mc\Delta T / (c k_o). \quad (10-9)$$

Пример 10-10. Вычислить тепловую нагрузку от продукта (см. пример 10-9) с использованием соответствующего коэффициента скорости охлаждения.

Решение. В табл. 10-7 находим, что коэффициент скорости охлаждения для говядины равен 0,67. По уравнению (10-9) рассчитываем тепловую нагрузку

$$Q'_{\text{пр}} = 3500 \text{ кг} \times 3,14 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)} \times \\ \times (39^\circ\text{C} - 7^\circ\text{C}) / (20 \times 3600 \text{ с} \times 0,67) = 7,3 \text{ кВт}.$$

Коэффициенты скорости охлаждения обычно применяют только при расчетах остывочных камер и не используют для расчета тепловой нагрузки в холодильных камерах хранения. Тепловая нагрузка от продукта в холодильной камере обычно составляет небольшую часть от общей тепловой нагрузки. Неравномерное распределение нагрузки от продукта в течение периода охлаждения в основном не создает перегрузки оборудования и не вызывает нежелательных колебаний температуры воздуха в камере.

Замораживание и хранение продуктов

Когда продукт замораживают и хранят при температуре ниже точки замораживания, то общее количество отдаваемой теплоты можно разбить на три составляющих: количество теплоты, отдаваемой поступающим продуктом при

Расчетные данные для хранения мясoproдуктов

Мясopro- дукты	Хранение, процесс и хранение	Расчетные условия в помещении				Усушка при рекомендуемых условиях, г/кг	Максимальный срок хранения
		Температура, °С		Относительная влажность, %			
		рекомендуемая	допустимый диапазон	рекомендуемая	допустимая		
Бекон	Кратковременное	12,75	10—15,5	65	55—65	5,95	15 дней
	Закаливание	-2,25	-2,25÷-1,0	75	70—80	2,34	
	В цехе нарезки	10,00	10—12,75	40	35—40	3,04	
Говядина (охлаждение и хранение)	Начало охлаждения	3,25		85**		4,11	
	Конец охлаждения	0,5		85**		3,31	
Сушеная го- вядина	Длительное	12,75	12,75—15,5	65	65—70	5,95	6 мес
Свежая го- вядина	Кратковременное	1,75	1,75—4,50	87**	85—90	3,71	
	Длительное	-1,0	-1,00—0	87**	85—90	2,91	3 нед
	Начало охлаждения			87		5,47	
	Конец охлаждения	-1,0		87		2,97	
Мясо моро- зят посола порционное свежеморо- женое кратковремен- ное	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	85	80—85	4,42	
	Длительное	-0,5	0,5—0	85	80—85	3,04	6 мес
	Кратковременное	1,0	1,0—3,25	87**	85—80	3,54	5 дней
	Длительное	-18,0		85**	80—85	6,64	6 мес
пересыпан- ное	Кратковременное	1,0	1,0—3,25	85**	80—85	3,47	
	Длительное	-1,0	-1,0—0	85*	80—85	2,91	15 дней
Скорок и фи- лей свежий	Кратковременное	1,0	1,0—3,25	85*	85—87	3,47	
	Длительное	-2,0	-2,25÷-1,0	85**	85—87	2,64	3 нед
	Кратковременное	12,75	10—15,0	65	55—65	5,95	
	Начало охлаждения	15,5		70		7,70	
копченый	Конец охлаждения	12,75		70		6,40	
Свинина (охлаждение 18 ч)	Начало охлаждения	7,25		85		5,35	
	Конец охлаждения	-1,0		85		2,91	
	Начало охлаждения	3,25		90		4,36	
	Конец охлаждения	-2,25		90		2,81	
Молодая ба- ранина	Кратковременное	1,0	1,0—3,25	90	85—90	3,68	
	Длительное	-2,25	-2,25÷-1,0	90**	85—90	2,81	2 нед
	Начало охлаждения	7,25		90		5,65	
	Конец охлаждения	-1,0		90		3,08	

Таблица 10-7

Охлаждение			Теплота, отдаваемая продуктом за 24 ч, кДж/кг		Удельная теплосм-кость, кДж/(кг·К)		Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Влажностержение, %	Температура заморозания, °С	Максимальная скорость цирку-ляции воздуха, м/с	Система охлаждения камеры
начальная температура продукта, °С	конечная	Полнотелительность ч	Коэффициент скорости		до замораживания	после заморажи-вания	Крытая теплота плавления				
37,75	6,75	24	0,56	7,74 11,60	2,09	1,26	69	20	—0,5	0,75	Н или Р****
				2,79						0,45	Р
										0,30	Н или Р
37,75	6,75	24	0,56	7,74 11,60	3,14	1,67	228	72	—0,5	1,25 0,45****	Р
				0,23	0,92—1,42	0,79—1,09	16—51	5—15		0,75	Н или Р
37,75	6,75	18	0,67	11,60 3,95	3,14	1,67	228	72	—0,5	0,30	Н или Р
				0,23						0,30	Р
				13,25						1,25	Р
				0,93						0,75****	
				2,32	3,14					0,75	Н или Р
				1,86						0,75	Р
—				13,00	3,01	1,67	221	65	—1,75	0,30	Н
				0,23	3,18	1,72	235	70	—2,25	1,25	Н или Р
				13,25						0,45	Н или Р
				0,93						0,45	Н или Р
40,5	1,14	8	1,00	11,60 0,70	2,50	1,34	201	52	0,5	0,30	Н или Р
				7,90	2,85	1,59	201	52		0,30	Р
				4,18						0,30	Н или Р
				3,02						0,75	Н или Р
40,5	1,14	8	1,00	11,60 0,70	2,50	1,34	201	57		0,75	Н или Р
				7,90	2,85	1,59	201	57		0,75	Н или Р
				4,18						0,45****	
40,5	1,75	18	0,67	55,80 4,42	2,85	1,19	201	60	—2,75	1,25	Р
				4,42						0,75	Р
40,5	1,75	14	0,67	53,50 4,42	2,85	1,19	201	60		1,25	Р
				4,42						0,75****	
37,75	4,5	5	0,75	44,20 3,02	2,80	1,26	194	58	—1,75	0,30	Н или Р
				3,02						0,30	Р
				0,75						1,25	Р
				3,02						0,45****	

Мясopro- дукты	Хранение, процесс	Расчетные условия в помещении				Ущубка при рекомендуемых условиях, г/кг	Максимальный срок хранения
		Температура, °C		Относительная влажность, %	допустимый диапазон		
		рекомендуемая	допустимая				
Субпродукты (печень, сердце и др.)	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	
Устрицы в раковинах в чанах	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	90***	85—90	3,82	15 дней
	Длительное	0	0—3,25	90***	85—90	3,38	
	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	70	70—75	2,97	
	Длительное	0	0—3,25	70	70—75	2,65	10 дней
Свежая сви- нина	Кратковременное	1,0	1,0—3,25	85	85—90	3,47	15 дней
Птица	Длительное	—2,25	—2,25÷—1,0	87***	85—90	2,71	10 дней
	Длительное	—18,0		85	85—90	0,664	10 мес
	Начало охлаждения	7,25		85		5,35	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	
Колбаса в оболочке (соленая)	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	80***	75—80	4,15	
Длительное	0,5	—0,5—0	80***	75—80	2,87	4 мес	
Сосиски и копченая колбаса	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	85*	80—90	3,60	48 ч
	Начало охлаждения	5,5		80		4,51	
	Конец охлаждения	0		80		3,01	
Свежее мясо	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	85*	85—90	3,60	7 дней
	Начало охлаждения	5,5		85		4,80	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	
Мясо	В цехе обработки	12,75	12,75—15,5	40	35—40	3,64	
Копченое мя- со, летнее	Кратковременное	4,5	1,75—4,5	85	80—90	4,42	6 мес
	Сушка	10,0	9—13,25	70	65—80	5,31	
	Длительное	0	0—1,0	70	70—75	2,65	6—8 мес
Мясо	В упаковочной	7,25	7,25—10,0	85**	80—85	5,35	
Телятина	Кратковременное	1,0	1,0—3,25	87**	85—90	3,54	
	Длительное	—2,25	—2,25÷—1,0	87**	85—90	2,71	15 дней
	Начало охлаждения	7,25		90**		4,65	
	Конец охлаждения	—1,0		90**		3,08	

* Влажность воздуха в камере — важное условие.

** Рекомендуемые условия должны поддерживаться в помещении в указанном диапазоне.

*** Рассмотреть целесообразность использования оборудования для обогрева или увлажнения в целях под

**** Продукт в паронепроницаемой упаковке не оказывает существенного влияния на влажность воздуха в

***** Допустима и желательна более высокая скорость циркуляции воздуха при загрузке, но она должна

***** Н — непосредственная; Р — рассольная.

Продолжение табл. 10-7

Охлаждение				Теплота, отдаваемая продуктом за 24 ч, кДж/кг	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)		Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Влагосодержание, %	Температура заморозания, °С	Максимальная скорость циркуляции воздуха, м/с	Система охлаждения камеры
Температура продукта, °С		Продолжительность, ч	Коэффициент скорости								
начальная	конечная										
32,25	1,75	18	0,70	48,80 3,02	3,14	1,76	239	72	0,75 0,45****	Н или Р	
29,5	4,5	5	1,00	9,76	3,47	1,84	270	80,4	-2,75	0,45	Н
				1,16						0,45	Р
				5,36	3,77	1,92	291	87	-2,75	0,25	Н
				0,46						0,75	Н или Р
				7,90	2,85	1,59	201	60	-2,25	0,45	Н или Р
29,5	4,5	5	1,00	0,93	3,18	1,55	246	74	-2,75	0,30	Р
				0,46						0,75	Н
				39,50						0,75	Р
				0,93						0,45	
				0,46	2,51				0,75	Н или Р	
				0					0,75	Р	
21,0	1,75	2	1,00	10,0	3,56	2,34	200	60	-1,75	0,30	Н или Р
				20,90						0,75	Р
										0,30****	
21,0	1,75	2	1,00	10,00	2,07	2,34	216	65	-3,25	0,30	Н или Р
				20,90						0,75	Р
										0,30****	
				0						0,30	Н или Р
7,44	3,56	2,34	200	60	-4	0,30	Н или Р				
						0,30	Р				
						0,30	Р				
						0,30	Р				
				0						0,30	Н или Р
8,37	1,65	1,63	212	63	-1,75	0,30	Н или Р				
						0,30	Р				
						0,45	Р				
						0,30****					
37,25	4,5	6	0,75	48,80							
				3,02							

держания требуемых условий.
камере.
быть меньше при хранении.

Расчетные данные для хранения овощей

Овощи	Хранение, процесс	Расчетные условия в помещении					Усушка при реком- дациях, %	Максималь- ный срок хранения
		реком- дация	темпера- тура, °C	Относительная влажность, %		реком- дация		
				допусти- мый диапазон	допусти- мая			
Спаржа	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	90	85—90	4,68	30 дней	
	Длительное	0	0—2,25	90*	85—90	3,38		
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42		
	Конец охлаждения	0,5		85		3,31		
Зеленая фа- соль	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	90	85—90	4,68	30 дней	
	Длительное	0,5	0—4,5	90*	85—90	3,51		
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42		
	Конец охлаждения	0,5		85		3,31		
Фасоль (лима)	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	90	85—90	4,68	15 дней	
	Длительное	0,5	0—4,5	90*	85—90	3,51		
Свекла без ботвы	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	90	85—90	4,68	1—3 мес	
	Длительное	0	0—2,25	95	95—98	3,57		
Свекла с ботвой	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	90	85—90	4,68	10—14 дней	
	Длительное	0	0—0,25	90*	85—90	3,38		
	Начало охлаждения	4,5		90		4,68		
	Конец охлаждения	0		90		3,38		
Спаржевая капуста	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	90	90—95	4,68	7—10 дней	
	Длительное	0	0—1,75	90	90—95	3,38		
	Начало охлаждения	4,5		90		4,68		
	Конец охлаждения	0,5		90		3,51		
Брюссельская капуста	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	95	90—95	4,92	3—4 нед	
	Длительное	0,5	0—1,75	95	90—95	3,71		
	Начало охлаждения	4,5		90		4,68		
	Конец охлаждения	0,5		90		3,51		
Капуста	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	95	90—95	4,02	3—4 мес	
	Длительное	0	0—2,25	95**	90—95	3,57		
	Начало охлаждения	4,5		90		4,68		
	Конец охлаждения	0		90		3,38		
Морковь без ботвы	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	90	85—90	4,68	4—5 мес	
	Длительное	0	0—2,25	95	95—98	3,57		
Морковь с ботвой	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	90	85—90	4,68	10—14 дней	
	Длительное	0	0—2,25	90**	85—90	3,38		
	Начало охлаждения	4,5		90		4,68		
	Конец охлаждения	0		90		3,38		
Цветная капуста	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	90	85—90	3,82	2—3 нед	
	Длительное	0	0—2,25	90*	85—90	3,38		
	Начало охлаждения	4,5		90		4,68		
	Конец охлаждения	0		90		3,38		

Охлаждение				Теплота, отдаваемая продуктом за 24 ч кДж/кг	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)		Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Влажностное содержание, %	Температура замора- ния, °С	Максимальная ско- рость циркуляции воздуха, м/с	Система охлаждения камеры
Температура продукта, °С		Продолжитель- ность, ч	Коэффициент скорости		до заморажи- вания	после замора- живания					
Начальная	Конечная										
15,5	1,0	24	0,90	13,90	3,81	2,05	314	94,0	-1,25	0,45	N
				1,16						0,30	N или P****
26,5	1,75	20	0,67	30,20	3,64	1,97	277	83,0	-1,25	0,45	N
				1,63						0,30	N или P
26,5	1,75	20	0,67	34,90	3,77	2,01	300	90,0	-2,75	0,75	N или P
				1,63						0,30****	N или P
21,0	1,0	24	0,80	6,97	3,26	1,51	230	68,5	-2,00	0,45	N
				1,39						0,30	N или P
21,0	1,0	24	0,80	4,65	3,77	2,01	300	90,0	-2,75	0,45	N
				0,70						0,30	N или P
21,0	1,0	24	0,80	6,97	3,77	2,01	300	90,0	-0,5	0,45	N
				0,93						0,30	N или P
26,75	1,0	24	0,80	39,50	3,77	2,01	314	93,0	-1,5	0,30	N или P
				0,93						0,75	N или P
26,75	1,0	24	0,80	9,30	3,77	2,01	314	93,0	-1,5	0,75	N
				1,16						0,30****	N или P
26,75	1,0	24	0,80	11,60	3,81	2,05	316	94,5	-0,5	0,45	N
				1,16						0,30	N или P
21,0	1,0	24	0,80	32,5	3,89	1,97	307	91,5	-0,5	0,75	N или P
				1,16						0,30****	N или P
21,0	1,0	24	0,80	16,30	3,89	1,97	307	91,5	-0,5	0,45	N
				1,16						0,30	N или P
21,0	1,0	24	0,80	39,50	3,89	1,97	307	91,5	-0,5	0,75	N или P
				1,16						0,30****	N или P
21,0	1,0	24	0,80	4,65	3,89	1,88	293	88,0	-0,75	0,45	N
				0,70						0,30	N или P
21,0	1,0	24	0,80	9,30	3,60	1,88	293	88,0	-0,5	0,30	N
				1,16						0,30	N или P
21,0	1,0	24	0,80	39,50	3,60	1,88	293	88,0	-0,5	0,75	N или P
				1,16						0,30****	N или P
21,0	1,0	24	0,80	9,30	3,77	1,92	309	92,5	-1,0	0,45	N
				0,70						0,30	N или P
21,0	1,0	24	0,80	39,5	3,77	1,92	309	92,5	-1,0	0,75	N
				0,70						0,30****	N или P

Овоши	Хранение, процесс	Расчетные условия в помещении					Максималь- ный срок хранения
		Температура, °С		Относительная влажность, %		допусти- мая	
		Рекомен- дуемая	допустимый диапазон	Рекомен- дуемая	допусти- мая		
Сельдерей ²	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	90	90—95	3,82	2—4 мес
	Длительное (увлажненное)	0	—0,5—0	90*	90—95	3,38	
Кукуруза зеленая	Кратковременное	1,75	1,75—4,45	90	85—90	3,82	4—8 дней
	Длительное	0	—5,5—0	90*	85—90	3,38	
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	
Огурцы	Кратковременное	10	10—15,6	85	80—85	6,45	10—14 дней
	Длительное	7,25	7,25—10	85	80—85	5,35	
	Начало охлаждения	15		80		8,81	
	Конец охлаждения	10		80		6,08	
Салат- эндивий ²	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	90	90—95	3,82	2—3 нед
	Длительное (пересыпан- ный льдом)	1,75	0—2,25	90*	90—95	3,82	
Салат-латук	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	90	90—95	3,82	2—3 нед
	Длительное (пересыпан- ный льдом)	1,75	0—2,25	90*	90—95	3,82	
Дыни Арбузы Мускусная дыня	Кратковременное	7,25	7,25—10	85	75—85	5,35	2—4 нед 7—10 дней
	Длительное	2,25	2,25—4,0	85*	75—85	3,74	
	Длительное	0	0—1,75	85	75—85	3,18	
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	
Лук	Кратковременное	10	10—15,5	75	70—75	5,71	6—8 мес
	Длительное	0	0—2,25	75	70—75	2,82	
	Начало охлаждения	4,5		75		3,92	
	Конец охлаждения	0		75		2,82	
Пастернак	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	95	90—95	4,02	2—4 мес
	Длительное	0	0—2,25	95**	90—95	3,57	
	Начало охлаж дения	4,5		90		4,68	
	Конец охлаждения	0		90		3,38	
Горошек зеленый	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	90	85—90	3,82	1—2 нед
	Длительное	0	0—2,25	90**	85—90	3,38	
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0,5		85		3,31	
Картофель	пищевой	10	10—21	85	85—90	6,45	3—7 нед
	семенной	2,25	2,25—10	85*	85—90	3,37	

Охлаждение				Теплота, отапливаемая продуктом за 24 ч, кДж/кг	Удельная теплоспособность, кДж/(кг·К)		Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Влажностное содержание, %	Температура замора- ния, °С	Максимальная ско- рость циркуляции воздуха, м/с	Система охлажде- ния камер
начальная	конечная	Продолжитель- ность, ч	Коэффициент скорости		до замора- живания	после замора- живания					
				9,30 2,32	3,81	1,92	316	94,5	-1,25	0,46 0,30	N H или P
21,0	21,0	24	0,80	16,30 1,16 39,50 1,16	3,60	1,59	251	75,5	-1,75	0,45 0,30 0,75 0,30****	N H или P H или P H или P
1,0	1,0	24	1,0	6,97 0,46 30,20 0,46	3,89	2,01	318	95,5	-0,75	0,45 0,45 1,25 0,75****	N H или P H или P H или P
				9,30 2,32	3,77	1,92	316	89,0	-0,5	0,45 0,45****	N H или P
				16,3 2,32	3,77	1,92	316	89,0	-0,5	0,45 0,30	N H или P
				6,97 0,46	3,81	1,92	267	85,0	-1,75	0,45 0,75	N
26,75	1,0	24	0,90	0,46 32,50 0,46	3,81	1,97	298	89,0	-1,75	0,45 1,25 0,75****	H или P H или P H или P
				4,65 0,46 23,20 0,46	3,81	2,13	302	89,0	-1,0	0,75 0,75 1,25**** 0,75****	N H или P H или P H или P
21,0	1,0	24	0,30	9,29 1,16 39,50 1,16	3,60	1,84	277	83,0	-1,75	0,30 0,30 0,75 0,45****	N H или P H или P H или P
				6,97 1,16 32,50 1,16	3,43	1,88	249	70,0	-1,75	0,45 0,45 0,75 0,45****	N H или P H или P H или P
26,75	1,0	20	0,67	6,97 1,16	3,60	1,97	263	78,5	-1,75 -1,75	0,75 0,75	N H или P

Овощи	Хранение, процесс	Расчетные условия в помещении				Усушка при реком- ен- д- уемых условиях, г/кг	Максималь- ный срок хранения
		Температура, °С		Относительная влажность, %			
		реком- ен- д- уемая	допустимый диапазон	реком- ен- д- уемая	допус- тимая		
Квашеная капуста (в бочках)	Кратковременное	7,25	7,25—10	80	75—80	5,04	5 мес
	Длительное	-1,0	-1,0—0	80***	75—80	2,74	
Шпинат	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	95	90—95	4,02	10—14 дней
	Длительное	0	0—2,25	95*	90—95	3,57	
Сладкий картофель ¹	Кратковременное	12,75	12,75—15,5	85	80—85	7,78	4—6 мес
	Длительное	12,75	12,75—15,5	85*	80—85	7,78	
Томаты зеленые	Кратковременное	12,75	12,75—15,5	85	85—90	7,78	3—5 нед
	Длительное	12,75	12,75—15,5	85	85—90	7,78	
	Созревание	18,25	18,25—21	85	85—90	11,17	
	Начало охлаждения	21,00		85		13,32	
	Конец охлаждения	10		85		6,45	
зрелые	Длительное	7,25	4,5—10	8*	85—90	5,35	7—10 дней
Турнепс	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	95	95—98	4,02	4—5 мес
	Длительное	0	0—2,25	95*	95—98	3,57	
	Начало охлаждения, Конец охлаждения	4,5 0		95 95		4,92 3,57	
Овощи (увлажнен- ные, смешан- ные)	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	85**	85—90	4,42	2—4 мес
	Длительное	1,75	1,75—4,5	87**	85—90	3,71	
	Начало охлаждения	10		90		6,85	
	Конец охлаждения	1,75		90		3,82	

* Влажность воздуха в камере — важное условие.

** Рекомендуемые условия должны поддерживаться в помещении в узком диапазоне. Рассмотреть целесообразность применения упаковки не оказывает существенного влияния на влажность воздуха в

*** Допустимы и желательны более высокие скорости циркуляции воздуха при загрузке, но они должны быть

**** Н — непосредственная; Р — рассольная.

¹ Сладкий картофель для хранения должен быть зрелым. Хранить при температуре от 27 до 30°C и отно-

* Продукт предварительно охлаждается ледяной водой (до загрузки в камеру хранения).

охлаждения до температуры замораживания; количество теплоты, отдаваемой продуктом при замораживании; количество теплоты, отдаваемой продуктом при охлаждении от точки замораживания до конечной температуры хранения.

смагивался ранее. Количество отдаваемой теплоты при замораживании рассчитывают по следующему уравнению:

$$Q''_{\text{пр}} = m \cdot r, \quad (10-10)$$

где m — масса продукта, кг; r — скрытая теплота продукта, кДж/кг.

Для определения эквивалентной тепловой нагрузки от продукта сумму этих

Охлаждение			Коэффициент скорости	Продолжительность, ч	Теплота, отлавная продукт за 24 ч, кДж/кг	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)		Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Влагосодержание, %	Температура замораживания, °С	Максимальная скорость циркуляции воздуха, м/с	Система охлаждения камеры	
Температура продукта, °С													
начальная	конечная												
26,75	1,0	34	1,0		6,97	3,85	2,14	298	89,0	-3,5	0,75	Н	
					0,46						0,45	Р	
					16,30	3,85	2,13	300	90,0	-1,0	0,45	Н или Р	
					1,16						0,30	Н или Р	
26,75	1,0	34	1,0		6,97	3,60	0,42	237	78,0	-2,0	0,75	Н	
					0,93							0,75	Н или Р
					6,97	3,85	1,92	307	95,0	-0,75	0,45	Н	
					1,16							0,30	Н или Р
					32,50						0,45	Н	
					0,93						0,75	Н	
					6,97						0,45****	Н	
											0,45	Н	
21,0	1,0	24	0,80		9,30	3,77	1,88	298	89,5	-0,75	0,45	Н	
					1,16							0,30	Н или Р
					39,50							0,75	Н или Р
					1,16						0,30****	Н	
26,75	3,25	18	0,70		11,60	3,77	1,88	302	90,0	-1,0	0,45	Н	
					2,79							0,45	Н или Р
					53,50							0,75	Н или Р
					2,79							0,45****	Н или Р

образность применения оборудования для обогрева и увлажнения в целях поддержания требуемых условий. камере, меньше при хранении.

сительной влажности воздуха от 85 до 90% в течение 10—14 сут.

трех слагаемых следует разделить на требуемую продолжительность обработки.

Пример 10-11. В остывочную камеру загружают 300 кг птицы при 5°C, замораживают и охлаждают их до конечной температуры -15°C в течение 12 ч для последующего хранения. Вычислить тепловую нагрузку от продукта.

Решение. В табл. 10-7 находим, что

удельная теплоемкость птицы выше точки замораживания равна 3,18 кДж/(кг·К), удельная теплоемкость птицы ниже точки замораживания составляет 1,55 кДж/(кг·К), скрытая теплота равна 246 кДж/кг, а температура замораживания равна -3°C.

Применяя уравнение (10-7), находим, что для охлаждения птицы от начальной температуры до температуры замораживания нужно отвести от нее следующее количество теплоты:

Расчетные данные для хранения фруктов

Фрукты	Хранение, процесс	Расчетные условия в помещении				Усушка при рекомендуемых условиях, г/кг	Максимальный срок хранения
		Температура, °C		Относительная влажность, %			
		рекоменд.	допустимый диапазон				
Яблоки	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	87	85—88	3,75	48 мес
	Длительное	—1,0	—1,0—0	87**	85—88	2,97	
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	—1,0		85		2,91	
Абрикосы	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	85	80—85	3,60	7—14 дней
	Длительное	0	—0,5—0	85*	80—85	3,18	
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	
Авокадо	Кратковременное	4,5	4,5—11,75	85**	85—90	4,42	10 дней
	Длительное	3,25	2,75—11,75	85**	85—90	4,11	
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0,5		85		3,31	
Бананы	Для созревания	21	16,75—21	95	90—95	14,95	10 дней
	Начало охлаждения	21		95		14,95	
	Конец охлаждения	13,5		90		8,57	
	Для сохранения зелеными	13,5	13,25—15,5	92	90—95	8,75	
	Для сохранения зрелыми	13,5	13,25—15,5	87	85—90	8,28	3—10 дней
	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	85	80—85	3,60	
	Длительное	0	—0,5—0	85**	80—85	3,18	
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	1—3 мес
	Кратковременное	2,25	2,25—4,5	85	85—90	3,77	
	Длительное	2,25	2,25—4,5	85**	85—90	3,77	
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	2,25		85		3,74	3—6 мес
	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	70***	65—75	2,92	
	Длительное	—2,25	—2,25—0	70***	65—75	2,20	
Сухие фрукты	Кратковременное	1,75	1,5—4,5	70***	70—75	2,67	9—12 мес
	Длительное	0	0—2,25	70***	70—75	2,65	
Инжир и финики (свежие)	Кратковременное	4,5	4,5—10	75	65—75	3,92	15 дней
	Длительное	1,0	1,0—2,25	70	65—75	2,85	

Таблица 10-9

Охлаждение				Теплота, отдаваемая продуктом за 24 ч, кДж/кг	Удельная тепло- емкость, кДж/(кг·К)		Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Влажностное увлажнение, %	Температура замер- зания, °С	Максимальная ско- рость циркуляции воздуха, м/с	Система охлажде- ния камеры
Температура продукта, °С		Продолжитель- ность, ч	Коэффициент скорости		до само- размора- ния	после за- моражи- вания					
начальная	конечная										
26,75	0	24	0,67	55,79 0,46 9,30	0,70	284	54	-1,75	0,30 0,75 0,45	P P H	
26,75	0,5	20	0,67	46,5 0,70	9,30	284	85	-2,25	0,30 0,75	H H или P****	
26,75	3,75	22	0,67	51,14 0,70	10,46	316	94	-2,75	0,45 1,25 0,45	H H H	
Нагрев до 12,1— —13,3 20,0				4,65 25,57	3,77	251	75	-3,25÷ ÷—1,0	0,45 0,75	H H	
13,25		12	0,1	2,32					0,45	H	
13,25				2,32					0,45	H	
13,25				2,32					0,45	H	
26,75	1,0	20	0,67	46,50 0,70	14,64	279	84	-2,25÷ —1,0	0,30 1,25 0,30	H или P H или P H или P	
21,0	3,25	20	0,67	41,84 0,46	11,62	284	88	-2,75	0,45 0,45 0,75 0,45	H H или P H или P H или P	
				0,12 0,23	1,46	60	18	-15,5	0,75 0,75	H или P H или P	
				0,16 0,23	1,9	100	30		0,75 0,75	H H или P	
				0,93 11,62	2,97	270	90	-2,0	0,45 0,45	H H	

Фрукты	Хранение, процесс	Расчетные условия в помещении				Всушка при условиях, г/кг	Максимальный срок хранения
		Температура, °C		Относительная влажность, %			
		Рекоменд.	допустимый диапазон	Рекоменд.	допустимая		
Виноград (восточно-американский)	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	85	80—85	3,60	3—8 нед
	Длительное	0,6	—0,5—0	85**	80—85	3,04	
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	
Виноград (винифера калифорнийская)	Кратковременное	1,25	1,75—4,5	85	85—90	3,60	3—6 мес
	Длительное	—1,0	—1—0	85**	85—90	2,91	
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	
Грейпфрут	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	90	85—90	4,68	6—8 нед
	Длительное	0	0—1,0	85**	85—90	3,18	
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	
Лимоны	Кратковременное	12,75	12,75—15,5	85**	85—90	7,78	1—4 мес
	Длительное	12,75	12,75—15,5	85**	85—90	7,78	
	Начало охлаждения	15,5		85		9,35	
	Конец охлаждения	12,75		85		7,78	
Лаймы	Кратковременное	7,25	7,25—10	85**	85—90	5,35	6—8 нед
	Длительное	7,25	7,25—10	90**	85—90	5,65	
	Начало охлаждения	10,0		85		6,45	
	Конец охлаждения	7,25		85		5,35	
Апельсины	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	85	85—90	4,42	8—10 нед
	Длительное	0	0—1,0	85**	85—90	3,18	
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	
Персики	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	85*	80—85	3,60	2—4 нед
	Длительное	0	—0,5—0,5	85**	80—85	3,18	
	Начало охлаждения	4,5	—0,5—0,5	85		4,42	
	Конец охлаждения	0	—0,5—0,5	85		3,18	
Груши	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	90*	85—90	3,82	1—7 мес
	Длительное	0,5	1,75÷—0,5	90**	85—90	3,24	
	Начало охлаждения	4,5		85		4,42	
	Конец охлаждения	0		85		3,18	

Продолжение табл. 10-9

Охлаждение				Температура продукта, °С	Продолжительность, ч	Коэффициент скорости	Теплота, отдаваемая продуктом за 24 ч, кДж/кг	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)		Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Влажность, %	Температура замораживания, °С	Максимальная скорость циркуляции воздуха, м/с	Система охлаждения камеры	
начальная	конечная	до замораживания	после замораживания												
21,0	1,0	20	0,80	0,93	11,62	3,77	2,55	260	77	-2,0	0,45	H			
					0,93							0,45	H или P		
					32,54							0,25	H или P		
					0,93							0,45	H или P		
21,0	1,0	20	0,80	0,93	11,62	3,56	2,47	260	79	-4,25	0,45****	0,45	H		
					0,93							0,45	H или P		
					32,54							1,25	H или P		
					0,93							0,45****	H		
24,0	1,0	22	0,70	0,70	4,65	3,81	2,1	298	88	-2	0,45	0,45	H		
					0,70							0,45	H или P		
					44,16							1,25	H или P		
					0,70							0,45	H		
24,0	1,0	20	1,0	0,70	6,97	3,81	2,1	293	88	-2,25	0,45	0,45	H		
					0,70							0,45	H или P		
					23,24							1,25	H или P		
					0,70							0,45****	H		
24,0	8,25	20	0,90	0,46	9,30	3,81	2,1	293	88	-1,50	0,30	0,30	H		
					0,46							0,30	H или P		
					32,54							0,75	H		
					0,46							0,30****	H		
24,0	0	22	0,70	0,70	9,30	3,81	1,84	291	81	-2,0	0,45	0,45	H		
					0,70							0,45	H или P		
					44,16							1,25	H или P		
					0,70							0,45****	H		
29,5	1,0	24	0,62	0,70	11,85	3,81	1,72	298	90	-1,5	0,30	0,30	H		
					0,70							0,30	P		
					53,46							0,75	H		
					0,70							0,30****	H		
21,0	1,0	24	0,80	0,70	13,95	3,81	2,1	284	84	-2,25	0,30	0,30	H		
					0,70							0,30	P		
					39,52							0,75	P		
					0,70							0,30****	P		

Фрукты	Хранение, процесс	Расчетные условия в помещении					Усадка при упаковке, т/кг	Максимальный срок хранения
		Температура, °С		Относительная влажность, %		Допустимая		
		Рекомен-	допустимый диапазон	Рекомен-	Допустимая			
Ананасы	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	85	85—90	4,42	2—4 нед	
	Длительное (для зрелых)	4,5	4,5—7,25	85**	85—90	4,42		
	Длительное (для зеленых)	10,0	10—15,5	90**	85—90	6,85	3—4 нед	
	Начало охлаждения	7,25		85		5,35		
	Конец охлаждения	3,25		85		4,11		
Сливы и чернослив (свежие)	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	85	80—85	3,60	3—8 нед	
	Длительное	0	—0,5—1,0	85**	80—85	3,18		
	Начало охлаждения	4,5		80		4,15		
	Конец охлаждения	0		80		3,01		

* Влажность в камере — важное условие.

** Рекомендуемые условия должны поддерживаться в камере в узком диапазоне. Рассмотреть целесообразность применения оборудования для обогрева и увлажнения в целях поддержания требуемых условий.

$$Q'_{пр} = 300 \text{ кг} \times 3,18 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) \times [5^\circ\text{С} - (-3^\circ\text{С})] = 7630 \text{ кДж.}$$

По уравнению (10-10) находим, сколько теплоты нужно отвести для замораживания птицы:

$$Q''_{пр} = 300 \text{ кг} \times 246 \text{ кДж}/\text{кг} = 73800 \text{ кДж.}$$

Используя уравнение (10-7), определяем, сколько теплоты следует отвести от птицы для охлаждения от температуры замораживания до конечной температуры хранения:

$$Q'''_{пр} = 300 \text{ кг} \times 1,55 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) [(-3^\circ\text{С}) - (-15^\circ\text{С})] = 5580 \text{ кДж.}$$

Следовательно, общее количество теплоты, отданное продуктом, равно 87010 кДж.

Эквивалентная тепловая нагрузка от продукта составит

$$Q_{пр} = 87010 \text{ кДж}/(12 \text{ ч} \times 3600 \text{ с}) = 2,01 \text{ кВт.}$$

Теплота дыхания фруктов и овощей

После уборки качество хранимых фруктов и овощей изменяется. Наиболее важные изменения обусловлены дыханием, в процессе которого кислород воздуха соединяется с углеводами ткани растения с выделением углекислого газа и теплоты. Высвобожденная теплота называется теплотой дыхания и должна учитываться как часть тепловой нагрузки в процессе хранения значительного количества фруктов и овощей при температуре выше точки замораживания. Количество теплоты, высвобождаемой при дыхании, зависит от вида и температуры продукта. Теплота дыхания

Охлаждение			Коэффициент скорости	Теплота, отдаваемая продуктом за 24 ч, кДж/кг	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)		Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Влагоудержание, %	Температура замораживания, °С	Максимальная скорость циркуляции воздуха, м/с	Система охлаждения камеры
Температура продукта, °С		Продолжительность, ч			начальная	конечная					
начальная	конечная										
29,5	4,5	3	0,67	0,23 55,79 0,23	3,77	2,1	298	88	-1,25	0,75 0,75	Н или Р Н или Р
26,75	1,0	20	0,67	46,49 0,70	3,68	2	270	80	-2,25	0,45 0,45 1,25 0,45****	Н Н или Р Н или Р Н или Р
26,75	0	24	0,67	55,79 0,70	3,77	2,1	284	85	-2,25	0,30 0,30 0,75 0,30****	Н Н Р Н

*** Продукт в паронепроницаемой упаковке не оказывает существенного влияния на влажность воздуха в помещении.

**** Допустимы и желательны более высокие скорости циркуляции воздуха при загрузке, но они должны быть меньше при хранении.

***** Н — непосредственная; Р — рассольная.

(в Вт/кг) для различных фруктов и овощей приведена в табл. 10-11.

Тепловую нагрузку, обусловленную дыханием продукта, определяют по следующему уравнению:

$$Q_{\text{пр}}''' = m_{\text{пр}} q_{\text{пр}}, \quad (10-11)$$

где $m_{\text{пр}}$ — масса продукта, кг; $q_{\text{пр}}$ — интенсивность дыхания, Вт/кг.

Тара и упаковочные материалы

Если продукт охлаждается в таре, например молоко в бутылках или картонных пакетах, яйца в ящиках, фрукты и овощи в корзинах, то теплота, отдаваемая тарой и упаковочными материалами при охлаждении от температуры при загрузке до температуры в холо-

Расчет тепловой нагрузки, связанной с эксплуатацией камеры

Остальная часть тепловой нагрузки состоит в основном из теплоты, выделяемой лампами освещения, электродвигателями и людьми, работающими в помещении. Теплоприток от освещения лампы считывают, умножая мощность лампы освещения на количество часов ее работы и деля на 24 ч

$$Q = N_{\text{л}} \tau / 24. \quad (10-12)$$

Величины теплопритока от электро-

Расчетные данные для хранения различных продуктов

Продукт	Хранение, процесс	Расчетные условия в помещении				Усушка при рекомендуемых условиях, г/кг	Максимальный срок хранения
		Температура, °С		Относительная влажность, %			
		рекомендуемая	допустимый диапазон	рекомендуемая	допустимая		
Пиво							
в деревянной бочке	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	85	80—85	3,69	6 мес
в металлических бочке	»	1,75	1,75—4,5	70***	65—70	2,97	6 мес
Сливочное или медовое масло ¹	Кратковременное	4,5	1,75—7,25	80***	75—80	4,65	10 дней
	Длительное	—18	—20,5÷—18	85	80—85	0,66	6 мес
Конфеты	Длительное	18,25	15,5—21	55	50—55	0,18	6 мес
Икра (в кадках)	Кратковременное	4,50	4,5—7,25	85	80—85	4,42	15 дней
	Длительное	1,0	1,0—2,25	85**	80—85	3,47	
Американский сыр	Кратковременное	4,5	4,51—7,25	80**	75—80	4,15	15 дней
	Длительное	0	—1—1	80**	75—80	3,01	
Сыр камамбер	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	85	80—85	4,22	90 дней
	Длительное	4,5	—1—1	85**	80—85	4,42	
Лимбургский сыр	Кратковременное	4,50	4,5—7,25	85	80—85	4,42	60 дней
	Длительное	—0,5	—1—1	85**	80—85	3,04	
Сыр рокфор	Кратковременное	7,25	7,25—10	80	75—80	5,04	60 дней
	Длительное	4,5	—1—1	80**	75—80	4,15	
Швейцарский сыр	Кратковременное	4,50	4,5—7,25	80	75—80	4,15	60 дней
	Длительное	3,25	—1—1	80**	75—80	3,85	
Шоколад (для глазирования)	Длительное	15,5	15,5—21	55	50—55	6,01	6 мес
Сливки 40 %-ные	Кратковременное	1,75	1,75—4,5	80***	75—80	3,4	4 мес
	Длительное	—15	—20,5÷—18	80	80—85	0,81	
Яйца в ящиках	Кратковременное	4,5	4,5—7,25	85**	80—85	4,42	12 мес
	Длительное	—1,0	—1÷—0,5	85**	85—87	2,91	
	Начало охлаждения	4,5		85**		4,42	
	Конец охлаждения	—1,0		85**		2,91	

Т а б л и ц а 10-10

Охлаждение				Теплота, отлаиваемая продуктом за 24 ч, кДж/кг	Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Влажностное содержание, %	Температура замораживания, °С	Максимальная скорость циркуляции воздуха, м/с	Система охлаждения камеры
начальная	конечная	продолжительность, ч	коэффициент скорости						
Температура продукта, °С									

16,3***** 4,18 92,0 —2,25 0,75 H
 0,93***** 0,75 H

4,65 2,68 1,42 34,9 15,0 —1,0 0,75 H
 0,70 1,25 H

0,93 0,30 H

4,65 3,89 —6,75 0,75 H
 0,70 0,75 H или P*****

5,35 2,68 1,51 184 55,0 —8,25 0,45 H
 1,16 0,45 H или P

5,81 2,93 1,67 200 60,0 —7,75 0,45 H
 0,46 0,45 H или P

5,81 2,93 1,67 200 60,0 —7,25 0,45 H
 0,70 0,45 H или P

4,65 2,72 1,34 184 55,0 —16,0 0,45 H
 0,46 0,45 H или P

5,35 2,68 1,51 184 55,0 —9,5 0,45 H
 0,46 0,45 H или P

2,32 2,34 1,26 93 0,5 —29,35 0,30 H

4,65***** 3,56 1,67 209 55,0 —2,25 0,75***** H
 0,23***** 0,75 H

8,37 3,56 1,88 232 74,2 —0,25 0,45 H
 0,46 0,30 H или P
 16,30 0,85 10 0,45 H или P
 0,46 0,30***** 0,30*****

Продукт	Хранение, процесс	Расчетные условия в помещении				Усушка при рекомендуемых условиях, т/кг	Максимальный срок хранения
		Температура, °С		Относительная влажность, %			
Рекомендуемая допустимый диапазон		Рекомендуемая допустимая					
Яйца мороженые (4,5 кг в сосуде)	Длительное	-15	-20,5÷	-18	60	0,50	60 мес
	Начало охлаждения	-18			85***	0,66	
	Конец охлаждения	-18			85***	0,66	
Мука	Длительное	25,5	25,5—28		60	12,28	6 мес
	Окуривный	1,75	1,75—4,5		65	2,75	6 мес
	Только очищенный	-9,5	-9,5÷-7,75		70	1,17	6 мес
Цветы резаные (общие данные)		4,5	0,5—4,5		85	4,42	3—14 дней
Орхидея		7,25	7,25—10		85	5,35	1 нед
Консервированные шкуры	Длительное	12,75	10—12,75		85	7,78	
		2,25	0—4,5		75	3,30	5 лет
Мороженое (в гильзах вместимостью 7,5 л)	Закалка	-18			85***		
	Начало	-29			85***		
	Конец	-18			85***		
	Начало	-29			85		
Лярд	Кратковременное	7,25	7,25—10		80***	75—80	5,04
	Длительное	0	0—1		80***	75—80	3,01
Кленовый сахар	Кратковременное	7,25	7,25—10		70***	65—70	4,77
	Длительное	-0,5	-1—1		70***	65—70	2,52
Кленовый сироп	Кратковременное	7,25	7,25—10		70***	65—70	4,27
	Длительное	-0,5	-1—1		70***	65—70	2,52
Молоко в бутылках и разливное	Кратковременное	1,75	1,75—4,5		70***	65—75	2,97
	Начало охлаждения	4,5			80***	4,15	
	Конец охлаждения	1,0			80***	3,28	
Орехи в скорлупе ²	Кратковременное	4,50	4,5—7,25		70***	65—75	3,61
	Длительное	0	0—4,5		70***	65—75	2,65
Орехи без скорлупы ²	Кратковременное	4,5	4,5—7,25		70	65—75	3,61
	Длительное	0	0—4,5		70	65—75	2,65
Олео	Кратковременное	7,25	7,25—10		80***	75—80	5,04
	Длительное	1,0	1—2		80***	75—80	3,28
Сыворотка вакуины	Длительное	6,0	4,5—7,25		70	65—70	4,07
Шраб (спиртной напиток)	Длительное	-2,25—4,5÷	-1,75		70	60—80	2,20
							6—8 мес

* Влажность воздуха в камере — важное условие.

** Рекомендуемые условия должны поддерживаться в помещении в узком диапазоне. Рассмотреть целесообразность применения упаковки, обеспечивающей сохранение влажности воздуха.

*** Продукт в паронепроницаемой упаковке не оказывает существенного влияния на влажность воздуха.

**** Допустимы и желательны более высокие скорости циркуляции воздуха при загрузке, но они должны быть непереносимыми; Р — рассольная.

***** Тепловая нагрузка из-за конденсации влаги на контейнерах и полу.

1 Температура затвердения масла 21—24°C.

2 Максимальный срок хранения орехов значительно колеблется. Если орехи упакованы под вакуумом,

Продолжение табл. 10-10

Охлаждение			Теплота, отдаваемая продуктом за 24 ч, кДж/кг	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)		Скрытая теплота плавления, кДж/кг	Влагосодержание, %	Температура заморозания, °С	Максимальная скорость циркуляции воздуха, м/с	Система охлаждения камеры	
начальная температура, °С	Продолжительность, ч	Коэффициент скорости		до заморозания	после заморозания						
4,5	—15	24	0,67	0,14***** 9,90***** 0,14	1,88	232	13,5	0,30	1,25 1,25 1,25	H H H	
				0,23	1,59	1,17					
				0,23	1,67				0,75	H	
									0,75	H	
				1360	3,85			—3 ÷ —1	0,30	H	
				кДж/м²							
								—2 ÷ —1	0,30	H	
				0,46	1,67				0,75	H	
				0,23	1,67				0,75	H	
—5,5	—23,25	8	0,75	2,56***** 0,23***** 0,23*****	3,22		86	60,0	—2 ÷ —18	1,25 1,25 1,25	H H H
—3,25	—23,25	8	0,75	3,02***** 0,23*****		144				1,25 1,25	H H
				4,65	2,51		209		21	0,75	H
				0,70						0,75	H
				1,63	1,00	0,88	16,3	5		1,25	H
				0,23						1,25	H
				1,63	2,05	1,30	121	36,0		1,25	H
				0,23						1,25	H
7,25	1,75	10	0,85	4,65 8,60 0,23	3,77	2,05	288	87,5	—0,50	1,25 1,25 1,25	H или P H или P H или P
				1,16	1,05	0,92	2—23	2—8		0,75	H
				0,19						0,75	H или P
				1,16	1,26	1,00	9—33	3—10		0,75	H
				0,19						0,75	H или P
				4,65	1,12					0,75	H
				0,70						0,75	H или P
										0,75	H
				1,39	1,46						
										50,0	

сообразность применения оборудования для обогрева и увлажнения в целях поддержания требуемых условий в помещении.
 быть меньше при хранении.

то максимальный срок их хранения от 1 до 3 лет в зависимости от сорта.

Теплота, выделяемая при хранении фруктов и овощей

Фрукты	Темпера- тура, °С	Количество теплоты, Вт/кг	Овощи	Темпера- тура, °С	Количество теплоты, Вт/кг
Яблоки	0 5 10	0,012 0,019 0,078	Спаржа ¹	0 5	0,023 0,110
Абрикосы ¹	0 5 16	0,015 0,023 0,110	Фасоль lima ¹	0 16	0,110 0,531
Бананы ² хранение созревание охлаждение	12 20 13—21	0,044 0,123 0,319	Фасоль стручковая	0 5 16	0,064 0,090 0,283
Ягоды ¹	2 16	0,074 0,223	Свекла	0 5 16	0,036 0,055 0,097
Вишня	0 16	0,021 0,161	Брюссельская капуста ¹	0 5 16	0,046 0,061 0,181
Клюква	0 5 10	0,009 0,012 0,023	Капуста ¹	0 5 16	0,038 0,061 0,181
Финики свежие ¹	0 5 10	0,009 0,012 0,023	Цветная капуста ¹	0 5 16	0,038 0,061 0,181
Грейпфрут	0 5 16	0,006 0,014 0,032	Морковь	0 5 16	0,029 0,047 0,110
Виноград	0 5 10	0,005 0,009 0,032	Сельдерей	0 5 16	0,038 0,061 0,181
Лимоны	0 5 16	0,008 0,011 0,040	Сладкая кукуруза	0 5	0,023 0,110
Лаймы ¹	0 5 16	0,008 0,011 0,044	Огурцы ¹	0 5 16	0,018 0,026 0,113
			Салат-эндивий	5	0,129
			Салат-латук	0 5 16	0,155 0,213 0,619

Продолжение табл. 10-11

Фрукты	Температура, °С	Количество теплоты, Вт/кг	Овощи	Температура, °С	Количество теплоты, Вт/кг
Апельсины	0 5 16	0,011 0,019 0,067	Дыни (за исключением арбузов) ¹	0 5 16	0,018 0,026 0,113
Персики	0 5 16	0,015 0,023 0,110	Грибы	0 10	0,084 0,297
Груши	0 16	0,010 0,149	Лук	0 10 21	0,012 0,025 0,048
Слива	0 16	0,013 0,144	Пастернак	0 5 16	0,378 0,047 0,110
Айва ¹	0 5 16	0,012 0,019 0,078	Горошек	0 16	0,110 0,531
Клубника	0 5 10	0,044 0,078 0,233	Перец	0 16	0,037 0,116
			Картофель	0 5 16	0,009 0,019 0,039
			Шпинат	5	0,129
			Сладкий картофель	5	0,47
			Томаты зеленые зрелые	16 5	0,084 0,081
			Турнепс	0 5	0,026 0,032

¹ Для этих продуктов приведенные значения носят приблизительный характер, так как вычислены на основании данных для подобных продуктов. Для указанных фруктов и овощей экспериментальных данных нет.
² Тепловая нагрузка от реакций в бананах составляет 0,322 Вт/кг.

двигателей и людей, работающих в камере, приведенные в табл. 10-12 и 10-13 соответственно. Теплоприток от электродвигателей Q'_3 и людей Q'_3 определяется при помощи следующих уравнений:

$$Q'_3 = NK_{тр} \tau / 24,$$

(10-13)

где N — мощность двигателя, кВт; $K_{тр}$ — коэффициент трансформации (см табл. 10-12); τ — продолжительность работы электродвигателя, ч

$$Q''_3 = n q_d \tau / 24,$$

(10-14)

где n — количество людей в камере; q_d — теплоприток от одного человека, кВт; τ — продолжительность нахождения в камере, ч.

Коэффициенты трансформации мощности электродвигателя в тепловую энергию

Коэффициент	Мощность электродвигателя (в кВт)		
	0,1—0,5	0,5—2	2—15
	при следующих значениях его КПД		
	0,333	0,55	0,85

При полной тепловой нагрузке от электродвигателя, работающего в охлаждаемой камере¹

1,67	1,45	1,15
------	------	------

При тепловой нагрузке от электродвигателя, работающего вне охлаждаемой камеры²

0,67	0,45	0,15
------	------	------

При тепловой нагрузке от электродвигателя, работающего в охлаждаемой камере, с приводным механизмом вне камеры³

¹ Эти значения действительны, когда вся теплота, выделяемая электродвигателем, привода вентилятора воздухаохлаждаемого пространства, рассеивается в охлаждаемом пространстве.

² Эти значения действительны, когда тепловые потери электродвигателя (установка для охлаждения воды или раствора, электродвигатель вне охлаждаемого пространства для привода вентилятора в охлаждаемом объеме) рассеиваются вне охлаждаемого пространства, а полезная работа совершается в охлаждаемом пространстве.

³ Эти значения действительны, когда тепловые потери электродвигателя (электродвигатель в охлаждаемом объеме для привода насоса или вентилятора, смонтированного вне охлаждаемого пространства) рассеиваются в охлаждаемом объеме, а полезная работа совершается вне охлаждаемого пространства.

При определении общего теплопритока в охлаждаемое пространство следует учитывать теплоприток от других ис-

Температура в холодильной камере, °С 10 5
Тепловой эквивалент, кВт 0,211 0,242 0,275 0,305 —10 —15 —20

Надежность расчета

Общая тепловая нагрузка представляет собой сумму теплопритоков, рассчитанных по методике, рассмотренной выше. Эта сумма для надежности расчета увеличивается на 5—10% и зависит от достоверности данных, имеющих при

Эксплуатационная тепловая нагрузка на 1 м³ внутреннего объема камеры при разности температур 1 К вне и внутри камеры, Вт/(м³·К)

Объем камеры, м ³	Использование камеры	
	среднее	интенсивное

0,6	3,63	3,97
0,85	2,56	3,57
1,5	1,77	2,76
2	1,44	2,24
3	1,25	1,96
6	1,07	1,72
8,5	1,01	1,61
11	0,96	1,52
14	0,94	1,45
17	0,91	1,44
23	0,86	1,37
28	0,85	1,30
34	0,77	1,23
43	0,71	1,16

Примечание. При объеме камеры более 55 м³ в процессе длительного хранения продуктов эксплуатационная тепловая нагрузка следующая:

Объем камеры, м ³	57	85	140	200	280
Тепловая нагрузка, Вт/(м ³ ·К)	0,6	0,45	0,31	0,24	0,19

Объем камеры, м ³	560	1400	2100	2800
------------------------------	-----	------	------	------

Тепловая нагрузка, Вт/(м ³ ·К)	0,16	0,14	0,14	0,13
---	------	------	------	------

точников, например от вилочных погрузчиков и другого транспортного и технологического оборудования.

Теплоприток от одного работающего человека приведен ниже.

0	—5	—10	—15	—20
0,242	0,275	0,305	0,347	0,407

расчете тепловой нагрузки. Результаты расчета увеличивают обычно на 10%.

Затем величину тепловой нагрузки умножают на 24 ч и делят на заданное время работы оборудования (в ч) для определения средней ее величины. Средняя тепловая нагрузка является основой для выбора оборудования.

КРАТКИЙ СПОСОБ РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

При определении тепловой нагрузки необходимо пользоваться, если это возможно, вышеописанными способами. Однако если в холодильных камерах хранятся товары общего назначения, то тепловая нагрузка часто неизвестна и ежедневно колеблется, в связи с чем ее нельзя возможно определить с какой-либо степенью точности. В таких случаях можно пользоваться кратким способом расчета тепловой нагрузки, включающим использование коэффициентов нагрузки, которые определены опытным путем. При кратком способе расчета тепловую нагрузку делят на две части: теплоприток через стены и эксплуатационную тепловую нагрузку.

Теплоприток через стены рассчитывают так, как указано на с. 151—152. Эксплуатационную тепловую нагрузку определяют по следующему уравнению:

$$Q_э = Vq_n\Delta T, \quad (10-15)$$

где $Q_э$ — эксплуатационная тепловая нагрузка, Вт; V — внутренний объем камеры, m^3 ; q_n — коэффициент использования, Вт/($m^3 \cdot K$); ΔT — разность температур, $^{\circ}C$.

Обратите внимание на то, что коэффициенты использования в табл. 10-13 зависят от внутреннего объема камеры. Кроме того, учитывается фактор нормального или интенсивного использования. Понятие о нормальном и интенсивном использовании камер рассмотрено на с. 152—154. Если тепловую нагрузку вычисляют с помощью краткого способа, то коэффициент надежности не применяют. Для определения средней нагрузки при выборе оборудования (см. пример 10-13) вычисленную тепловую нагрузку умножают на 24 ч и делят на заданное время работы оборудования (в ч.). Так как в табл. 10-13 даны средние опытные значения, их следует использовать осторожно.

При среднем и интенсивном использовании камеры принимается, что тем-

пература загружаемых продуктов на $5^{\circ}C$ выше температуры в камере; охлаждение продукта не предусматривается при длительном хранении.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Пример 10-12. Холодильная камера хранения размерами $6 м \times 4 м \times 3,4 м$ имеет слой изоляции 100 мм из стекловолокнистых плит. Общая толщина стены примерно 200 мм. Наружная температура равна $30^{\circ}C$, а использование камеры среднее. Ежедневно 1250 кг влажных смешанных овощей охлаждаются на $25^{\circ}C$ до температуры хранения $5^{\circ}C$. Вычислить тепловую нагрузку при работе оборудования 16 ч в сутки.

Решение. Площадь наружной поверхности холодильной камеры равна $116 м^2$, а внутренний объем $(5,6 м \times 3,6 м \times 3 м)$ равен $60,5 м^3$. В табл. 10-1 находим, что теплопроводность стекловолокнистых плит равна $0,036 Вт/(м \cdot K)$. В табл. 10-2 находим, что коэффициент теплопередачи равен $0,31 Вт/(м^2 \cdot K)$ при толщине изоляции $100 мм$ и теплопроводности $0,036 Вт/(м \cdot K)$. Интерполицией данных табл. 10-6 вычисляем, что интенсивность инфильтрации при внутреннем объеме $60,5 м^3$ составляет $8,13 л/с$. Из табл. 10-4 определяем, что при относительной влажности окружающего воздуха 50% коэффициент воздухообмена равен $0,0536 кДж/л$. По табл. 10-8 находим, что удельная теплоемкость влажных смешанных овощей равна $3,77 кДж/(кг \cdot K)$, а по табл. 10-11 — что средняя теплота дыхания овощей составляет $0,097 Вт/кг$.

По уравнению (10-2) рассчитываем теплоприток через ограждения камеры

$$Q_{отр} = 116 м^2 \times 0,31 Вт/(м^2 \cdot K) \times (30^{\circ}C - 5^{\circ}C) = 899 Вт = 0,899 кВт.$$

Применяя уравнение (10-6), находим тепловую нагрузку от воздухообмена $Q_{во} = 8,13 л/с \times 0,0536 кДж/л = 0,43 кВт$.

Используя уравнение (10-8), вычисляем тепловую нагрузку от продуктов

$$Q_{пр} = 1250 кг \times 3,77 кДж/(кг \cdot K) \times \times 5K / (24 \times 3600 с) = 0,273 кВт.$$

По уравнению (10-11) находим, что тепловая нагрузка от дыхания овощей составит

$$Q_{д} = 1250 кг \times 0,097 Вт/кг = 121,25 Вт = 0,121 кВт.$$

Сумма тепловых нагрузок равна $1,723 кВт$.

Общая тепловая нагрузка с учетом коэффициента надежности расчета (10%) составляет 1,902 кВт.

Требуемая производительность оборудования равна

$$Q_0 = 1,92 \text{ кВт} \times 24 \text{ ч} / 16 \text{ ч} = 2,85 \text{ кВт.}$$

Пример 10-13. Вычислить тепловую нагрузку холодильной камеры, описанной в примере 10-12, с применением краткого способа расчета.

Решение. В примере 10-12 дано, что теплоприток через стены равен 0,899 кВт, а внутренний объем камеры составляет 60,5 м³. Интерполяцией величин, приведенных в табл. 10-3, находим, что коэффициент использования для камеры с внутренним объемом 60,5 м³ равен 0,642 Вт/(м³·К).

Применяя уравнение (10-15), находим эксплуатационную тепловую нагрузку

$$Q_3 = 60,5 \text{ м}^3 \times 0,642 \text{ Вт/(м}^3 \cdot \text{К)} \times$$

$$\times (30^\circ\text{C} - 5^\circ\text{C}) = 971 \text{ Вт} = 0,971 \text{ кВт.}$$

Сумма тепловых нагрузок равна 1,87 кВт, а тепловая нагрузка на оборудование

$$Q_0 = 1,87 \text{ кВт} \times 24 \text{ ч} / 16 \text{ ч} = 2,81 \text{ кВт.}$$

Пример 10-14. Холодильная камера размером 6 м × 10 м × 4 м используется для кратковременного хранения свежей говядины. Ежедневно 3400 кг говядины загружается в камеру при температуре 7°C и охлаждается до температуры хранения 2°C. Снаружи трех стен камеры находится некондиционируемое пространство (температура 30°C и относительная влажность 50%), а восточная стена (6 м × 4 м) находится рядом с остывочной камерой, в которой поддерживается та же внутренняя расчетная температура. Стена построена из шлакоблоков толщиной 100 мм с изоляцией, эквивалентной пробковым плитам толщиной 100 мм. Пол расположен над некондиционируемым пространством и представляет собой бетонную плиту толщиной 125 мм с изоляцией, эквивалентной пробковым плитам толщиной 100 мм с бетонным покрытием (толщина 75 мм). Потолок, расположенный под некондиционируемым пространством, представляет собой бетонную плиту толщиной 100 мм с деревянными поперечинами и изоляцией, эквивалентной пробковым плитам толщиной 100 мм. Два человека работают в камере в период ее загрузки 4 ч, использование ее среднее, тепловая нагрузка от ламп освещения равна 500 Вт, которые включены 4 ч в сутки. Определить требуемую холодопроизводительность оборудования, которое должно работать 20 ч в сутки.

Решение. Все стены, пол и потолок снабжены слоем изоляции толщиной 100 мм

теплопроводностью примерно 0,043 Вт/(м·К) (см. табл. 10-1). В табл. 10-2 находим, что коэффициент теплопередачи при толщине изоляции 100 мм и теплопроводности 0,045 Вт/(м·К) равен 0,383 Вт/(м²·К). Наружная площадь поверхности камеры, за исключением восточной стены, расположенной рядом с остывочной камерой, в которой температура поддерживается на том же уровне, что и в камере хранения, равна 224 м². Внутренний объем камеры составляет (5,6 м × 9,6 м × 3,5 м) 188 м³. В табл. 10-6 находим, что для камеры с внутренним объемом 190 м³ интенсивность инфильтрации воздуха равна 13,56 л/с. Интерполируя величины в табл. 10-4, определяем, что коэффициент воздухообмена равен 0,0598 кДж/л. Из данных, приведенных на с. 178, находим, что теплоприток от одного человека равен 261 Вт. В табл. 10-7 указано, что удельная теплотемкость говядины 3,14 кДж/(кг·К).

Применяя уравнение (10-2), находим теплоприток от стен через ограждения камеры

$$Q_{отр} = 224 \text{ м}^2 \times 0,383 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \times \times (30^\circ\text{C} - 2^\circ\text{C}) = 2402 \text{ Вт} = 2,402 \text{ кВт.}$$

По уравнению (10-6) определяем тепловую нагрузку от воздухообмена

$$Q_{во} = 13,56 \text{ л/с} \times 0,0598 \text{ кДж/л} = = 0,810 \text{ кВт.}$$

Используя уравнение (10-8), рассчитываем тепловую нагрузку от продуктов

$$Q_{пр} = 3400 \text{ кг} \times 3,14 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)} \times \times (7^\circ\text{C} - 2^\circ\text{C}) / (24 \times 3600 \text{ с}) = 0,618 \text{ кВт.}$$

Остальная тепловая нагрузка составит от освещения

$$Q'_3 = 500 \text{ Вт} \times 4 \text{ ч} / 24 \text{ ч} = 83 \text{ Вт} = = 0,083 \text{ кВт;}$$

от людей

$$Q''_3 = 2 \times 261 \text{ Вт} \times 4 \text{ ч} / 24 \text{ ч} = 87 \text{ Вт} = = 0,087 \text{ кВт.}$$

Сумма тепловых нагрузок равна 4 кВт, а общая тепловая нагрузка с учетом коэффициента надежности расчета (10%) — 4,4 кВт. Потребная холодопроизводительность оборудования

$$Q_0 = 4,4 \text{ кВт} \times 24 \text{ ч} / 20 \text{ ч} = 5,28 \text{ кВт.}$$

Пример 10-15. 3000 ящиков с яблоками хранятся при 2°C в холодильной камере раз-

мером $16 \text{ м} \times 12 \text{ м} \times 3,4 \text{ м}$. При закладке на хранение яблоки имеют температуру 30°С . В камеру загружают 200 ящиков в день в течение 15 дней. Стены, пол и потолок изготовлены из досок толщиной 25 мм со стойками (размеры в сечении $50 \times 100 \text{ мм}$), изолированных слоем минеральной ваты (100 мм). Все стены затенены, и температура окружающей среды равна 30°С . Средняя масса яблок в ящике 27 кг. Масса одного ящика в среднем 2 кг, а его удельная теплоемкость $2,5 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$. Тепловая нагрузка от ламп освещения, которые включены в течение 3 ч в сутки, равна 500 Вт. Два человека и один аккумуляторный автопогрузчик ($4,17 \text{ кВт}$) работают в камере 3 ч в сутки. Определить среднюю тепловую нагрузку при работе холодильного оборудования 16 ч в сутки.

Решение. Тепловая нагрузка рассчитывается на максимальную загрузку, т. е. на 15-й день. Площадь наружной поверхности камеры равна 574 м^2 , а внутренний объем $(15,7 \text{ м} \times 11,7 \text{ м} \times 3,1 \text{ м}) 570 \text{ м}^3$. Теплопроводность изоляции (см. табл. 10-1) равна $0,039 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ и увеличивается до $0,045 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$, что обусловлено применением деревянных стоек. В табл. 10-2 находим, что коэффициент теплопередачи при толщине изоляции 100 мм и теплопроводности $0,045 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ равен $0,383 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. По табл. 10-6 определяем, что воздухообмен при интенсивном использовании составляет $34,41 \text{ л/с}$. В табл. 10-4 находим, что теплоприток от наружного воздуха при относительной влажности 50% равен $0,0598 \text{ кДж/л}$. Согласно данным, приведенным в табл. 10-9, удельная теплоемкость яблок равна $3,72 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$, а коэффициент скорости охлаждения $0,67$. По табл. 10-11 находим, что теплота дыхания яблок при 2°С составляет $0,15 \text{ Вт/кг}$. Теплоприток от одного человека равен 261 Вт (см. с. 178).

Применяя уравнение (10-2), вычисляем теплоприток через ограждения камеры

$$Q_{\text{отр}} = 574 \text{ м}^2 \times 0,045 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)} \times \\ \times (30^\circ\text{С} - 2^\circ\text{С}) = 723 \text{ Вт} = \\ = 0,723 \text{ кВт.}$$

По уравнению (10-6) находим тепловую нагрузку от воздухообмена

$$Q_{\text{во}} = 34,41 \text{ л/с} \times 0,0598 \text{ кДж/л} = 2,058 \text{ кВт.}$$

Согласно уравнению (10-9) тепловая нагрузка от продуктов

$$Q'_{\text{пр}} = 200 \times 27 \text{ кг} \times 3,72 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)} \times \\ \times (30^\circ\text{С} - 2^\circ\text{С})/0,67 = 839499 \text{ кДж.}$$

Тепловая нагрузка от ящиков равна

$$Q''_{\text{пр}} = 200 \times 2 \text{ кг} \times 2,5 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)} \times \\ \times (30^\circ\text{С} - 2^\circ\text{С})/0,67 = 41791 \text{ кДж.}$$

Общая тепловая нагрузка от продуктов составляет

$$Q_{\text{пр}} = (839499 \text{ кДж} + 41791 \text{ кДж})/(24 \times \\ \times 3600 \text{ с}) = 10,2 \text{ кВт.}$$

Используя уравнение (10-11), находим нагрузку, обусловленную теплотой дыхания,

$$Q_{\text{д}} = 3000 \times 27 \text{ кг} \times 0,015 \text{ Вт/кг} = \\ = 1215 \text{ Вт} = 1,215 \text{ кВт.}$$

Остальная тепловая нагрузка составляет от освещения

$$Q'_3 = 500 \text{ Вт} \times 3 \text{ ч}/24 \text{ ч} = 62,5 \text{ Вт} = \\ = 0,063 \text{ кВт;}$$

от людей

$$Q''_3 = 2 \times 261 \text{ Вт} \times 3 \text{ ч}/24 \text{ ч} = 65,25 \text{ Вт} = \\ = 0,065 \text{ кВт;}$$

от автопогрузчика

$$Q'''_3 = 4,17 \text{ кВт} \times 3 \text{ ч}/24 \text{ ч} = 0,521 \text{ кВт.}$$

Сумма тепловых нагрузок равна $14,845 \text{ кВт}$.

Общая тепловая нагрузка с учетом коэффициента надежности расчета (10%) составляет $16,33 \text{ кВт}$.

Потребная холодопроизводительность оборудования

$$Q_0 = 16,33 \text{ кВт} \times 24 \text{ ч}/16 \text{ ч} = 24,5 \text{ кВт.}$$

Если в примере 10-15 допустимы более значительные колебания температуры, то можно пренебречь коэффициентом скорости охлаждения, и в этом случае тепловая нагрузка от продукта снижается на 33% , а требуемая холодопроизводительность оборудования уменьшается на $22,7\%$, т. е. с $24,5$ до $18,94 \text{ кВт}$. В том случае, когда при расчете используют коэффициент скорости охлаждения, то можно пренебречь нагрузкой от теплоты дыхания, если вся оставшая тепловая нагрузка от продуктов исчезает на 16-й день.

Пример 10-16. В течение суток 10000 кг разделанной птицы замораживается на ручных тележках в интенсивном потоке воздуха в туннельном скороморозильном аппарате размером $4 \text{ м} \times 3 \text{ м} \times 3,5 \text{ м}$ (см. рис. 10-4). До загрузки в морозильный аппарат птицу предварительно охлаждают до 7°С . После замораживания температура птицы пони-

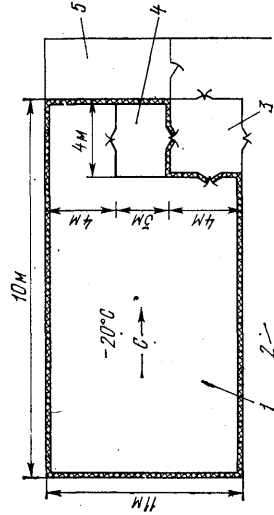


Рис. 10-4. Холодильник:

1 — камера хранения; 2 — некондиционируемый пространство; 3 — вестибюль; 4 — скоромороженный аппарат с интенсивным движением воздуха; 5 — вентиляруемое машинное отделение

жается до -30°C для хранения. Лампы освещения создают тепловую нагрузку 200 Вт. Они работают 16 ч в сутки.

Ручные тележки, в которых перевозят птицу в течение 24 ч, имеют общую массу 700 кг и удельную теплоемкость $0,47 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$. Северная и восточная перегородки камеры расположены рядом с машинным отделением и тамбуром, построенные из кирпича толщиной 150 мм и покрыты слоем полиуретановой изоляции толщиной 150 мм. Южная и западная перегородки расположены рядом с другой холодильной камерой и изготовлены из кирпича (толщина 100 мм), покрытого слоем полиуретановой изоляции толщиной 50 мм. Крыша сделана из бетонной плиты толщиной 150 мм. На ней имеется слой полиуретановой изоляции толщиной 150 мм и покрытие из битума, войлока и гравия. Пол выполнен из бетонной плиты полиуретановой. На нем уложен слой полиуретановой изоляции толщиной 150 мм, залитой бетоном (100 мм). Пол расположен над вентилируемым подпольем. Крыша подвержена воздействию солнечной радиации. Машинный зал хорошо вентилируется, и температура в помещении поддерживается примерно на уровне расчетной наружной температуры для данного района (33°C). Расчетная внутренняя температура холодильной камеры и скороморозного аппарата равна -20°C . Температура в вестибюле 10°C , а относительная влажность воздуха в нем 70%. Определить ежедневную часовую тепловую нагрузку, если оборудование работает 20 ч в сутки.

Решение. Общая наружная площадь поверхности пола, северной и восточной перегородок равна $36,5 \text{ м}^2$, площадь крыши — 12 м^2 , внутренний объем — 25 м^3 . В табл. 10-1 находим, что теплопроводность изоляции из полиуретана $0,025 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. По табл. 10-2 определяем коэффициент теплопередачи стены, который равен $0,153 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Поправка на солнечную

радиацию крыши 11°C (см. табл. 10-3). В табл. 10-6 находим, что инфильтрация воздуха в камеру с тамбуром с внутренним объемом 25 м^3 равна $(4,2 \times 0,5) 2,1 \text{ л/с}$. Теплотокот от поступающего воздуха с температурой 10°C и относительной влажностью 70% равен $0,0456 \text{ кДж/л}$ (см. табл. 10-5). По табл. 10-7 определяем удельную теплоемкость птицы при температуре выше точки заморозания, которая равна $3,18 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, а при температуре ниже точки заморозания — $1,55 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$. Скрытая теплота составляет 246 кДж/кг . Температура заморозания равна $-2,75^{\circ}\text{C}$.

Применяя уравнение (10-2), находим теплотокот через стены и пол

$$Q'_{\text{отр}} = 36,5 \text{ м}^2 \times 0,153 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \times$$

$$\times [33^{\circ}\text{C} - (-20^{\circ}\text{C})] = 296 \text{ Вт} = 0,296 \text{ кВт}.$$

Теплотокот через крышу

$$Q''_{\text{отр}} = 12 \text{ м}^2 \times 0,153 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \times [33^{\circ}\text{C} + 11^{\circ}\text{C} - (-20^{\circ}\text{C})] = 117,5 \text{ Вт} = 0,118 \text{ кВт}.$$

По уравнению (10-6) вычисляем тепловую нагрузку от воздухообмена

$$Q_{\text{во}} = 2,1 \text{ л/с} \times 0,0456 \text{ кДж/л} = 0,096 \text{ кВт}.$$

Применяя уравнение (10-7), определяем тепловую нагрузку от охлаждаемого продукта

$$Q'_{\text{пр}} = \{10000 \text{ кг} \times 3,18 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) \times [7^{\circ}\text{C} - (-3^{\circ}\text{C})] + \{10000 \text{ кг} \times 1,55 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) \times [-3^{\circ}\text{C} - (-20^{\circ}\text{C})]\} = 581000 \text{ кДж}.$$

Тепловая нагрузка от тележек составляет

$$Q''_{\text{пр}} = 700 \text{ кг} \times 0,47 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) \times [7^{\circ}\text{C} - (-20^{\circ}\text{C})] = 8883 \text{ кДж}.$$

Применяя уравнение (10-10), находим тепловую нагрузку при замораживании птицы

$$Q'''_{\text{пр}} = 10000 \text{ кг} \times 246 \text{ кДж/кг} = 2460000 \text{ кДж}.$$

Общая тепловая нагрузка составляет $3050383 \text{ кДж}/(24 \times 3600 \text{ с}) = 35,3 \text{ кВт}.$

Тепловая нагрузка от освещения $Q_3 = 200 \text{ Вт} \times 16 \text{ ч}/24 \text{ ч} = 133,8 \text{ Вт} = 0,133 \text{ кВт}.$

Сумма всех тепловых нагрузок равна $35,43 \text{ кВт}$. Общий теплопоток с учетом коэффициента надежности (10%) составляет $38,97 \text{ кВт}.$

Требуемая холодопроизводительность оборудования равна

$$Q_0 = 38,97 \text{ кВт} \times 24 \text{ ч} / 20 \text{ ч} = 46,76 \text{ кВт.}$$

Пример 10-17. Ежедневно 2300 л мороженого при температуре 4°C загружается в закалочную камеру размером $3 \text{ м} \times 5 \text{ м} \times 3 \text{ м}$. Мороженое за 10 ч охлаждается до температуры -28°C и закаливается. Стены, пол и потолок камеры покрыты слоем изоляции из полиуретана толщиной 150 мм , а общая толщина ограждений — 250 мм . Температура окружающей среды 32°C , а относительная влажность — 50% . Принимается, что средняя плотность мороженого $0,6 \text{ кг/л}$, средняя удельная теплоемкость ниже температуры замораживания — $2,1 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$, а средняя скрытая теплота — 233 кДж/кг . Определить среднюю часовую тепловую нагрузку при продолжительности работы оборудования 18 ч в сутки.

Решение. Площадь наружной поверхности камеры равна 78 м^2 , а внутренний объем $(2,5 \text{ м} \times 4,5 \text{ м} \times 2,5 \text{ м}) 28 \text{ м}^3$. Теплопроводность изоляции составляет $0,025 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}$ (см. табл. 10-1). Из табл. 10-2 определяем, что при толщине слоя изоляции 150 мм и теплопроводности $0,025 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}$ коэффициент теплопередачи равен $0,153 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$. Интерполируя данные, приведенные в табл. 10-7, находим, что интенсивность воздухообмена равна $4,44 \text{ л/с}$. Используя величины, приведенные в табл. 10-5, определяем теплоприток от наружного воздуха. Он составляет $0,1104 \text{ кДж/л}$.

Применяя уравнение (10-2), находим теплоприток через стены камеры

$$Q_{\text{отр}} = 78 \text{ м}^2 \times 0,153 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)} \times \times [32^\circ\text{C} - (-28^\circ\text{C})] = 716 \text{ Вт} = 0,716 \text{ кВт.}$$

По уравнению (10-6) рассчитываем тепловую нагрузку от воздухообмена

$$Q_{\text{во}} = 4,44 \text{ л/с} \times 0,1104 \text{ кДж/л} = 0,490 \text{ кВт.}$$

Согласно уравнению (10-7) тепловая нагрузка от охлаждаемого продукта:

$$Q'_{\text{пр}} = 200 \text{ л} \times 0,6 \text{ кг/л} \times \times 2,1 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)} \times [-4^\circ\text{C} - (-28^\circ\text{C})] = = 69550 \text{ кДж.}$$

Применяя уравнение (10-10), вычисляем тепловую нагрузку от замораживания продукта:

$$Q''_{\text{пр}} = 2300 \text{ л} \times 0,6 \text{ кг/л} \times 233 \text{ кДж/кг} = = 321540 \text{ кДж.}$$

Общая тепловая нагрузка от продукта

$$Q_{\text{пр}} = 391090 \text{ кДж} / (24 \times 3600 \text{ с}) = 4,53 \text{ кВт.}$$

Сумма тепловых нагрузок составляет $5,74 \text{ кВт}$.

Общий теплоприток с учетом коэффициента надежности расчета (10%) равен $6,32 \text{ кВт}$.

Требуемая холодопроизводительность оборудования

$$Q_0 = 6,32 \text{ кВт} \times 24 \text{ ч} / 18 \text{ ч} = 8,43 \text{ кВт.}$$

Пример 10-18. Малая холодильная камера размером $4 \text{ м} \times 3 \text{ м} \times 3 \text{ м}$ имеет двери с тройным остеклением размером $6 \text{ м} \times 0,7 \text{ м} \times 1 \text{ м}$. Камеру используют в магазине для хранения продуктов. Температура в камере поддерживается 2°C , эксплуатационная тепловая нагрузка интенсивная. Стены покрыты слоем изоляции, эквивалентной пробковым плитам толщиной 100 мм . Температура окружающей среды 25°C . Определить тепловую нагрузку при работе оборудования в течение 16 ч в сутки.

Решение. Площадь остекления дверей равна $4,2 \text{ м}^2$, а общая площадь ограждений камеры — $61,8 \text{ м}^2$. Внутренний объем составляет примерно $40,4 \text{ м}^3$. В табл. 10-2 находим, что коэффициент теплопередачи при слое изоляции 100 мм и теплопроводности $0,045 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}$ равен $0,383 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$. По табл. 10-1 определяем, что коэффициент теплопередачи для тройного остекления составляет $1,65 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$. Поскольку камера интенсивно используется, то по табл. 10-13 вычисляем, что эксплуатационная тепловая нагрузка примерно равна $1,18 \text{ Вт/(м}^3 \cdot \text{K)}$.

Применяя уравнение (10-2), находим теплоприток через ограждения камеры

$$Q'_{\text{отр}} = 61,8 \text{ м}^2 \times 0,383 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)} \times \times (25^\circ\text{C} - 2^\circ\text{C}) = 544 \text{ Вт} = 0,544 \text{ кВт.}$$

Теплоприток через остекление равен

$$Q''_{\text{отр}} = 4,2 \text{ м}^2 \times 1,65 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)} \times \times (25^\circ\text{C} - 2^\circ\text{C}) = 159 \text{ Вт} = 0,159 \text{ кВт.}$$

По уравнению (10-15) рассчитываем эксплуатационную тепловую нагрузку

$$Q_0 = 40,4 \text{ м}^3 \times 1,18 \text{ Вт/(м}^3 \cdot \text{K)} \times (25^\circ\text{C} - 2^\circ\text{C}) = = 1096 \text{ Вт} = 1,096 \text{ кВт.}$$

Общая тепловая нагрузка равна $1,799 \text{ кВт}$. Требуемая холодопроизводительность оборудования составит

$$Q_0 = 1,799 \text{ кВт} \times 24 \text{ ч} / 16 \text{ ч} = 2,7 \text{ кВт.}$$

ЗАДАЧИ

10-1. Определить коэффициент теплопередачи слоя изоляции толщиной 125 мм, теплопроводность которой 0,043 Вт/(м·К).

10-2. Принимая, что скорость ветра равна 12 км/ч, вычислить коэффициент теплопередачи стены, изготовленной из полов кирпичей толщиной 200 мм и слоя изоляции из пенополиуретана толщиной 150 мм. Стена изнутри покрыта цементной штукатуркой толщиной 13 мм.

10-3. Стена холодильника камеры размером 3 м × 8 м покрыта изоляцией, эквивалентной слою пенополистирола с гладкими порами толщиной 75 мм. Вычислить теплоприток через стену, если температура внутри камеры 2°C, а снаружи 25°C.

10-4. Малая холодильная камера снабжена восемью дверями с тройным остеклением размером 0,8 м × 0,6 м. Вычислить теплоприток через двери, если разность температур внутри и снаружи камеры равна 22 К.

10-5. Северная стена холодильника площадью 4 м × 18 м построена из полового кирпича толщиной 200 мм и изолирована пробковой плитой слоем 150 мм. Расчетная наружная температура равна 35°C, а расчетная внутренняя температура составляет —25°C. Определить теплоприток через стену.

10-6. Холодильник, находящийся в районе с расчетной наружной температурой 32°C, имеет плоскую бетонную крышу с размерами 10 м × 16 м × 0,1 м. Она имеет покрытие из битума и гравия и слой изоляции, эквивалентный пробковой плите толщиной 100 мм. Крыша не затенена, а температура в холодильнике поддерживается на уровне 2°C. Вычислить теплоприток через крышу.

10-7. Пол холодильника, описанного в задаче 10-6, построен из бетонной плиты толщиной 50 мм со слоем изоляции, эквивалентным пробковой плите толщиной 75 мм. Пол имеет бетонное покрытие толщиной 50 мм. Определить теплоприток через пол при расчетной температуре зимой 0°C.

Глава 11 ИСПАРИТЕЛИ

ТИПЫ ИСПАРИТЕЛЕЙ

Испарителем является любой теплопередающий аппарат, в котором летучая жидкость кипит, отводя теплоту из охлаждаемого пространства или от продукта. Испарители выпускаются раз-

10-8. Объем низкотемпературной камеры равен 75 м³, а температура поддерживается на уровне —25°C. Использование ее значительное, а расчетные наружные условия (в тамбуре) равны 10°C температуры и 75% относительной влажности. Вычислить тепловую нагрузку от инфльтрации.

10-9. В остьовочную камеру загружается 2500 кг свежей тощей говядины при температуре 38°C. Она охлаждается до 3°C в течение 24 ч. Вычислить тепловую нагрузку от охлаждения продукта.

10-10. В остьовочную камеру загружается 1800 кг зеленой фасоль в корзинах (масса одной корзины 15 кг) с температурой 27°C, которая охлаждается до 1°C за 20 ч. Масса пустой корзины 1,4 кг, а удельная теплоемкость равна 2,5 кДж/(кг·К). Вычислить тепловую нагрузку от продукта.

10-11. В низкотемпературную камеру загружается 300 кг разделанной упакованной говядины при температуре 2°C. Говядина должна быть заморожена и охлаждена до температуры —18°C. Вычислить тепловую нагрузку от продукта.

10-12. В холодильной камере находится 5500 ящиков с яблоками при 3°C. В камеру дополнительно загружается 500 ящиков при температуре 29°C, которые охлаждаются до температуры хранения в течение 24 ч. Средняя масса яблок в одном ящике 27 кг, масса ящика 4,5 кг, а его удельная теплоемкость 2,5 кДж/(кг·К). Определить тепловую нагрузку от продукта.

10-13. Малая холодильная камера с размерами 3 м × 5 м × 3 м снабжена двумя наглухо дверями с тройным остеклением (размеры 0,6 м × 0,6 м) и предназначена для хранения продуктов в магазине открытого типа (интенсивное использование). Стены камеры покрыты слоем изоляции 50 мм из пенополистирола. Температура в камере поддерживается на уровне 2°C. Вычислить тепловую нагрузку при продолжительности работы оборудования 16 ч в сутки, если температура окружающей среды равна 25°C.

личных типов, форм, размеров и конструкций вследствие многообразия применения машинного охлаждения и классифицируются по типу конструкции, способу подачи жидкого хладагента, условиям эксплуатации, способу циркуляции воздуха (хладоносителя), типу регуля-

тора подачи хладагента, по применению.

Основными конструкциями являются гладкотрубный, плиточный и ребристый испарители. Гладкотрубные и плиточные испарители иногда классифицируют как поверхностные испарители, так как вся их поверхность находится в контакте с кипящим внутри хладагентом. Основной поверхностью в ребристых испарителях являются трубы, в которых кипит хладагент. Ребра не заполнены хладагентом и поэтому являются вторичными теплопередающими поверхностями, предназначенными для отвода теплоты из окружающей среды и передачи ее хладагенту.

Поверхностные испарители гладкотрубного и плиточного типа имеют широкое применение и работают в любом диапазоне температур. Чаще всего их используют для охлаждения жидкости и воздуха, когда температура в охлаждаемом пространстве поддерживается ниже 1°C и трудно предотвратить нарастание инея на поверхности испарителя. Нарастание инея на гладкотрубных и плиточных испарителях не влияет на их производительность в той мере, как на производительность ребристых испарителей. Кроме того, большинство поверхностных испарителей, в особенности плиточные, легко очищаются и быстро оттаиваются вручную с помощью щеток или скребков. Для оттаивания и очистки процесс охлаждения прекращают, что отрицательно сказывается на качестве охлаждаемого продукта.

Гладкотрубные испарители

Гладкотрубные испарители обычно изготавливают из стальных или медных труб. Стальные трубы используют для больших испарителей и аммиачных аппаратов, а медные трубы — для испарителей, работающих на фторированных хладагентах. Гладкотрубные испарители выпускают обычно для индивидуального применения различного размера, формы

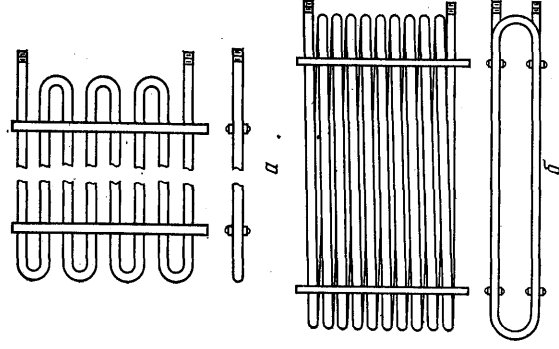


Рис. 11-1. Обычные конструкции гладкотрубных испарителей:
а — плоский зигзагообразный змеевик; б — овалный змеевик

и конструкции. Наиболее распространенной формой гладкотрубного испарителя является плоский или овалный змеевик (рис. 11-1). Спиральные гладкотрубные испарители часто используют для охлаждения жидкого хладагента.

Большие подвесные потолочные испарители с естественной конвекцией воздуха находят применение в низкотемпературных и холодильных камерах, в которых желательна медленная циркуляция большого количества воздуха. Их используют также (с орошением поверхности и без него) с центробежными вентиляторами для создания высокоскоростного потока воздуха для охлаждения или замораживания продуктов.

Плиточные испарители

Выпускают несколько типов плиточных испарителей. Некоторые изготавливают из двух плоских металлических листов, соединенных вместе таким образом, что остается проход для потока хладагента.

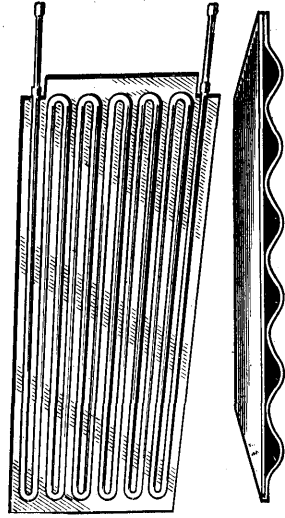


Рис. 11-2. Плиточный испаритель с параллельными трубками змеевика в одной плоскости

та между двумя листами (рис. 11-2). Плиточный испаритель широко используют в бытовых холодильниках и морозильниках, так как его легко чистить, он экономичен в изготовлении и ему можно придать нужную конфигурацию (рис. 11-3).

Другой тип плиточного испарителя состоит из змеевика, размещенного между двумя металлическими листами, сваренными вместе по краям (рис. 11-4). Для обеспечения хорошего теплового контакта между сваренными листами и трубами с хладагентом пространство между плитами заполняют эвтектичес-

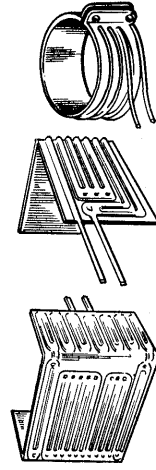


Рис. 11-3. Виды плиточных испарителей

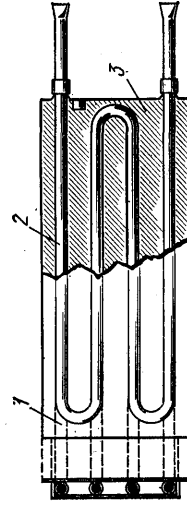


Рис. 11-4. Устройство плиточного испарителя:

1 — наружная гладкая рубашка; 2 — стальная труба для хладагента; 3 — полость в плите, заполняемая эвтектическим раствором

ким раствором или вакуумируют, в результате чего атмосферное давление, воздействующее на наружную поверхность листов, плотно прижимает их к змеевiku, находящемуся между ними. Испаритель с эвтектическим раствором используют в качестве аккумулятора холода. Плиточные испарители широко используют в авторефрижераторах, в которых их монтируют вертикально и горизонтально на стенках и потолке кузова (рис. 11-5). Эти испарители обычно присоединяют на ночь к центральной холодильной установке на станции авторефрижераторов. Холод, накопленный аккумулятором, достаточен для охлаждения продуктов в течение следующего дня. Температура плит определяется точкой таяния эвтектического раствора.

Плиточные испарители используют по одному или группами. На рис. 11-6 показано, как плиты смонтированы на потолке холодильных камер хранения, низкотемпературных камер и т. д. Плиты могут быть соединены параллельно (рис. 11-7) или последовательно.

Плиточные испарители используют в качестве полок в низкотемпературных камерах (рис. 11-8). Их широко используют в морозильных аппаратах, низкотемпературных витринах для замороженных продуктов, прилавках для мо-

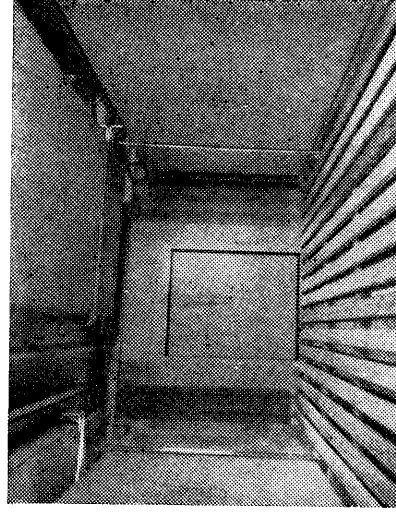


Рис. 11-5. Низкотемпературные плиты испарителя в кузове авторефрижератора для перевозки мороженого

Рис. 11-6. Плиточные испарители в низкотемпературной камере хранения

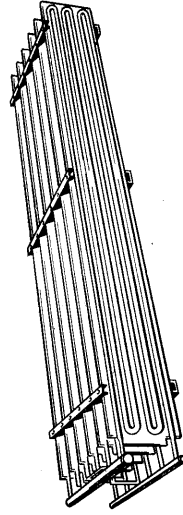
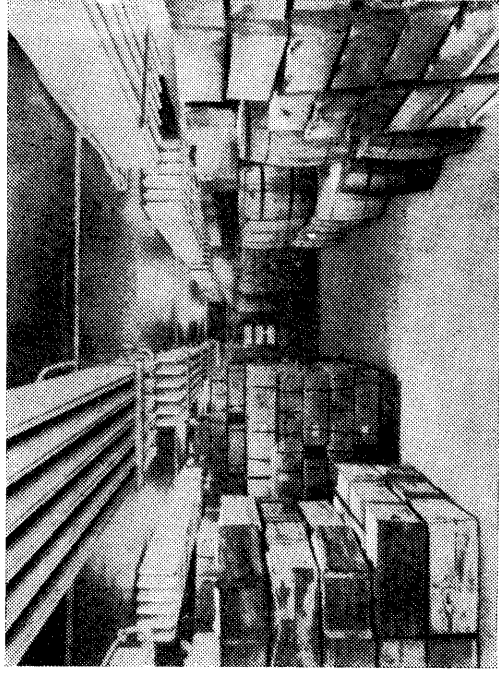


Рис. 11-7. Плиточные испарители с параллельной подачей хладагента (плиты могут быть соединены для последовательной циркуляции хладагента)

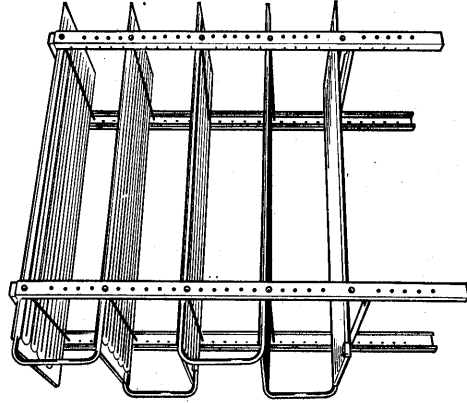


Рис. 11-8. Плиточные испарители, соединенные последовательно, используются в качестве полок морозильного стеллажа

роженого, охлаждаемых прилавках для продажи газированной воды и напитков и пр. Плиточные испарители особенно выгодны в охладителях жидкости, в которых имеются пиковые нагрузки. Запас холода, образуемый при намораживании льда на поверхности плит, расходуется при пиковой тепловой нагрузке (рис. 11-9), в результате чего можно использовать оборудование меньшей производительности, что уменьшает капитальные вложения и эксплуатационные расходы.

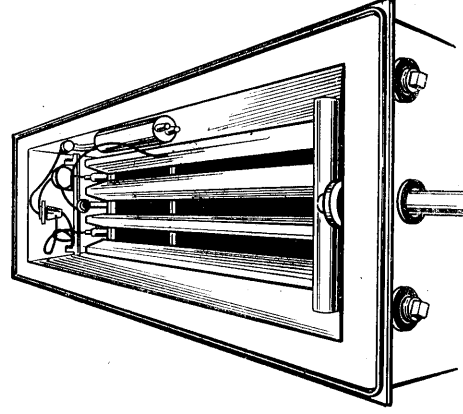


Рис. 11-9. Аккумулятор холода с намораживанием льда на плиточных испарителях

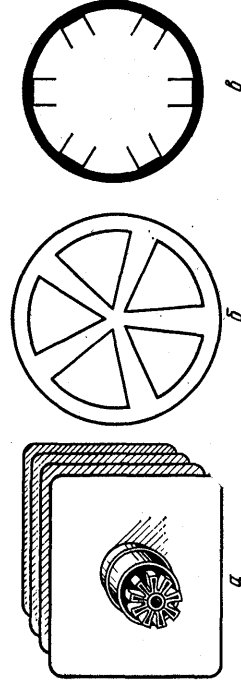


Рис. 11-10. Способы внутреннего оребрения труб испарителя

Ребристые испарители

Ребристые испарители — это гладкотрубные змеевики с металлическими ребрами (рис. 11-10), которые применяют для охлаждения воздуха и других газов. Ребра, выполняющие функцию вторичных теплопоглощающих поверхностей, увеличивают наружную площадь поверхности испарителя (повышая тем самым его КПД). При использовании гладкотрубных испарителей большая часть воздуха, циркулирующего около змеевика, проходит в пространстве между трубами, не контактируя с их поверхностью. Если на змеевике смонтированы ребра, то они выступают в открытое пространство между трубами и служат в качестве коллекторов теплоты. Ребра отводят теплоту из той части воздуха, которая обычно не контактирует с основной поверхностью испарителя, и передают ее в трубу.

Очевидно, что эффективность применения ребер зависит от их соединения с трубой, при котором должен создаваться хороший тепловой контакт между ними. В одних случаях ребра припаивают непосредственно к трубе, а в других — насаживают на трубу, которую затем развальцовывают под давлением. Ребра врезаются в поверхность трубы, создавая хороший тепловой контакт.

Высота ребер и зазор между ними зависят от назначения испарителя. Диаметр трубы влияет на размер ребер. На трубах небольшого диаметра монтируют низкие ребра. Высота ребер должна быть больше с увеличением диаметра трубы. На 1 м трубы размещают от 40

до 500 ребер в зависимости от рабочей температуры испарителя.

Накапливание инея на воздухоохлаждающих испарителях неизбежно. Образовавшийся иней уменьшает расстояние между ребрами и замедляет циркуляцию воздуха через испаритель. Поэтому зазор между ребрами в низкотемпературных испарителях должен быть большим (от 80 до 200 ребер на 1 м длины трубы), чтобы улучшить циркуляцию воздуха. На батареях, предназначенных для кондиционирования воздуха, а также применяемых в других установках, где температура достаточно высока и иней не накапливается, зазор между ребрами может быть равен 1,8 мм.

При естественной циркуляции воздуха через ребристый испаритель сопротивление потоку воздуха должно быть минимальным. Поэтому зазор между ребрами на испарителях с естественной конвекцией должен быть больше, чем на испарителях с вентиляторным обдувом.

Существует определенная зависимость между внутренней и наружной поверхностями испарителя. Оребрение имеется только на наружной поверхности, и увеличение числа ребер не влияет на производительность испарителя. В некоторых случаях избыточное оребрение снижает производительность испарителя, так как ограничивает возможность циркуляции воздуха.

Накапливание инея значительно влияет на производительность ребристых испарителей. Поэтому они наиболее пригодны для охлаждения воздуха в тех случаях, когда температура на их по-

верхности поддерживается выше 0°C . Регулярное оттаивание ребристых аппаратов необходимо при их использовании для низких температур. Оттаивание может производиться автоматическими средствами, которые рассматриваются в другой главе.

Ребристые испарители более компактны по сравнению с поверхностными испарителями. Ребристый испаритель занимает меньше места, чем гладкотрубный или плиточный испаритель той же производительности, что позволяет значительно экономить производственную площадь. Ребристые испарители идеально работают с вентиляторами, создающими принудительную циркуляцию воздуха.

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ИСПАРИТЕЛЯ

Производительность испарителя характеризуется интенсивностью прохождения теплоты через его стенки из охлаждаемого пространства или от продукта к кипящей внутри жидкости и обычно выражается в ваттах. Испаритель любого назначения должен иметь достаточный коэффициент теплопередачи для того, чтобы кипящий хладагент поглотил теплоту с высокой интенсивностью, создавая в то же время требуемое охлаждение при работе в расчетных условиях.

Все три способа теплопередачи имеют место при поступлении теплоты в испаритель. При охлаждении воздуха большая часть теплоты переносится к испарителю конвективными токами, образующимися в охлаждаемом пространстве посредством вентилятора или путем естественной циркуляции в результате разности температур между испарителем и окружающей средой. Часть теплоты передается испарителю непосредственно от продукта, а также от стен охлаждаемого пространства. Если продукт находится в тепловом контакте с наружной поверхностью испарителя, то

теплота передается от продукта к испарителю за счет теплопроводности. Однако для хорошей теплопередачи полезно, чтобы часть охлаждаемой жидкости циркулировала под действием гравитации или перекачивалась насосом. Теплота должна проходить через стенки испарителя вследствие теплопроводности независимо от способа ее подачи к наружной поверхности испарителя. Поэтому производительность испарителя, т. е. интенсивность прохождения теплоты через его стенки, зависит от тех же факторов, которые обуславливают интенсивность потока теплоты, проходящей под действием теплопроводности через любую теплопередающую поверхность. Производительность испарителя можно определить из следующего уравнения:

$$Q_0 = Fk\theta_m, \quad (11-1)$$

где Q_0 — количество переданной теплоты, Вт; F — площадь наружной поверхности испарителя (гладкотрубной и ребристой), м^2 ; k — коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; θ_m — средняя логарифмическая разность между температурой снаружи испарителя и температурой хладагента в испарителе, К .

Коэффициент теплопередачи

Сопровождение стенок испарителя потоку теплоты — это сумма трех факторов, отношение которых можно выразить следующим образом:

$$1/k = (1/\alpha_1) (F_2/F_1) + (\delta/\lambda) (F_3/F_1) + 1/\alpha_2, \quad (11-2)$$

где k — коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$; α_1 , α_2 — внутренний и наружный коэффициенты теплоотдачи соответственно, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; F_2/F_1 — отношение наружной площади поверхности к внутренней или коэффициент оребрения; δ — толщина стенки испарителя, м ; λ — теплопроводность стенки испарителя, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Коэффициент теплопередачи должен быть максимальным, так как желательна высокая интенсивность теплопередачи через стенки испарителя. Поэтому в конструкции испарителя обычно использу-

ются металлы из-за их высокой теплопроводности. Необходимо, однако, выбирать металл, который не вступает в реакцию с хладагентом. При изготовлении испарителей наиболее приемлемыми металлами являются чугун, сталь, латунь, медь и алюминий. Распространенные хладагенты не реагируют с чугуном и сталью, но эти металлы корродируют в присутствии свободной влаги в системе. Латунь и медь используют в машине, работающей на любом хладагенте, кроме аммиака, который растворяет медь. Алюминий употребляют в машинах, работающих также с любым хладагентом, кроме хлористого метила. Магний и магниевые сплавы не следует применять для изготовления испарителей и агрегатов, система которых заполняется фторированными углеводородами или хлористым метилом.

Наименее важной из трех величин в уравнении (11-2) является теплопроводность металла, из которого изготовлены стенки испарителя. Теплопроводность металла настолько велика, в особенности у меди и алюминия, что обычно она не имеет никакого значения. Таким образом, коэффициент теплопередачи испарителя определяется в основном коэффициентами теплоотдачи к внутренней и наружной поверхностям.

Величина коэффициента теплопередачи зависит от конструкции и материала испарителя, площади смачивания внутренней поверхности, скорости движения потока и теплопроводности хладагента в испарителе, количества масла в испарителе, состояния наружной поверхности испарителя и охлаждаемой среды, отношения внутренней площади поверхности испарителя к наружной, скорости циркуляции среды (газообразной или жидкой).

Теплопередача за счет теплопроводности больше через жидкость, чем через газ, и интенсивность поглощения теплоты хладагентом от стенок испарителя зависит от площади смачивания внутренней поверхности. Затопленные испарители с этой точки зрения всегда более эффективны, чем змеевиковые, так как они полностью заполнены жидким хладагентом. Это относится также и к наружной поверхности испарителя. Если наружная поверхность испарителя находится в непосредственном контакте с жидкой или твердой средой, то теплопередача через наружную поверхность испарителя вследствие теплопроводности больше, чем когда средой является воздух или какой-либо другой газ.

Любое загрязнение наружной или внутренней поверхности испарителя играет роль теплоизоляции, уменьшая коэффициент теплоотдачи стенок испарителя, а также интенсивность теплопередачи. Загрязнение наружной поверхности воздухоохладителей непосредственного охлаждения обычно обусловлено пылью, маслом и другими веществами, которые оседают на влажной поверхности испарителя, или нарастанием инея на его поверхности. При охлаждении жидкой среды на наружной поверхности испарителя обычно образуется накипь и продукты коррозии.

Загрязнение внутренней поверхности труб испарителя вызывается избыточным количеством масла в испарителе или низкой скоростью движения хладагента. При низкой скорости движения хладагента пузырьки, образовавшиеся в результате его кипения, осаждаются на стенках трубы, уменьшая тем самым площадь смоченной внутренней поверхности. При увеличении скорости движения хладагента стенки трубы очищаются, масло и пузырьки уносятся, в результате чего повышается интенсивность теплопередачи. Таким образом, внутренний коэффициент теплоотдачи увеличивается с повышением скорости потока циркуляции хладагента. Однако скорость потока хладагента ограничивается максимально допустимым снижением давления в змеевике испарителя. Если скорость потока превышает определенные пределы, то производительность испарителя уменьшается. На это явление

определенное влияние оказывает также конструкция испарителя. Коэффициент теплоотдачи к наружной поверхности повышается при увеличении скорости циркуляции среды над наружной поверхностью испарителя.

Любое увеличение турбулентности потока внутри или снаружи испарителя значительно повышает интенсивность теплопередачи через стенки испарителя. Так, чем больше разность температур по обе стороны стенки трубы, тем больше внутренняя турбулентность, которая в свою очередь зависит от шероховатости внутренней поверхности трубы. Теплопередача улучшается в некоторых случаях за счет внутреннего оребрения труб. Турбулентность наружного потока зависит от скорости циркуляции среды через испаритель, зазора между трубами и формы ребер.

Эффективность оребрения зависит от относительных величин коэффициентов теплоотдачи внутренней и наружной поверхностей, а также от отношения площади наружной поверхности к площади внутренней поверхности. В любом случае, если интенсивность потока теплоты от внутренней поверхности испарителя к жидкому хладагенту превышает интенсивность прохождения теплоты от охлаждаемой среды к наружной поверхности, то производительность испарителя определяется в первую очередь площадью наружной поверхности. Теплопередачу можно повысить с помощью ребер, которые увеличивают площадь наружной поверхности до такой степени, что количество теплоты, поглощенной наружной поверхностью, становится приблизительно равным количеству теплоты, поступающей от внутренней поверхности к жидкому хладагенту.

Жидкий хладагент поглощает больше теплоты, чем пар. Поэтому при охлаждении воздуха поток теплоты от внутренней поверхности к жидкому хладагенту больше, чем от воздуха к наружной поверхности. Вследствие этого для охлаждения воздуха все большее распро-

странение получают ребристые испарители. При охлаждении жидкости с обеими сторонами труб испарителя контактируют жидкие среды и интенсивность теплопередачи для внутренней и наружной поверхностей примерно одинакова. В этом случае гладкотрубные испарители работают с большей эффективностью, и оребрение не нужно. В таких испарителях в качестве хладагента используют аммиак. В некоторых охлаждающих жидкостях, работающих на фторированных хладагентах, интенсивность теплопередачи от охлаждаемой жидкости может превышать интенсивность теплопередачи к хладагенту, и оребрение этой стороны трубы повышает производительность испарителя. Различные виды внутреннего оребрения приведены на рис. 11-10. Небольшое низкое ребро, напоминающее нарезку, эффективно в том случае, если хладагент находится снаружи трубы.

Средняя логарифмическая разность температур

Температура воздуха при прохождении через испаритель понижается. Если допустить, что снижение температуры воздуха происходит равномерно, то этот процесс может быть обозначен прямой пунктирной линией (рис. 11-11). Точка в центре этой линии соответствует средней температуре воздуха, проходящего через испаритель. Однако максимальное снижение температуры происходит в первом ряду испарителя и уменьшается при прохождении воздуха через каждый последующий ряд. Это обусловлено тем, что разность температур между воздухом и хладагентом максимальна в первом ряду и уменьшается при снижении температуры воздуха, проходящего через каждый последующий ряд. По достижении последнего ряда разность температур минимальна (рис. 11-12). Действительное снижение температуры воздуха обозначено на рис. 11-11 жирной кривой, а точка в ее центре характеризует

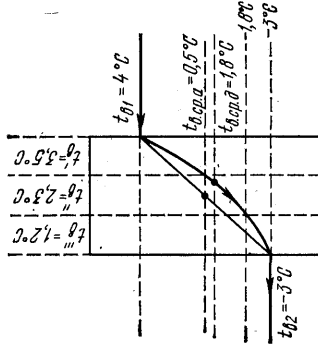


Рис. 11-11. Температура воздуха, проходящего через испаритель:

$t_{в1}$ — температура на входе в испаритель; $t_{в2}$ — температура на выходе из испарителя; $t_{ср.в}$ — снижение температуры в первом ряду испарителя; $t_{ср.д}$ — снижение температуры во втором ряду испарителя; $t_{ср.а}$ — снижение температуры воздуха в третьем ряду испарителя; $t_{ср.д}$ — средняя арифметическая температура; $t_{ср.а}$ — средняя действительная температура

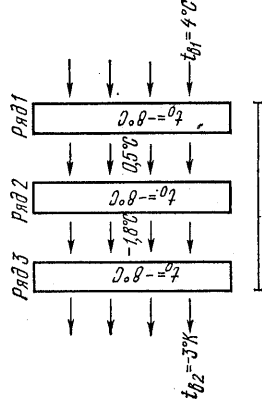


Рис. 11-12. Снижение температуры воздуха в трехрядном испарителе:

$t_{в1}$ — температура воздуха на входе в испаритель; $t_{в2}$ — температура воздуха на выходе из испарителя; t_0 — температура кипения хладагента

ет действительную среднюю температуру воздуха, проходящего через испаритель.

С помощью следующего уравнения можно вычислить приблизительную среднюю арифметическую разность температур, хотя ее величина незначительна от действительной средней логарифмической разности температур:

$$\theta = [(T_{в1} - T_0) + (T_{в2} - T_0)]/2, \quad (11-3)$$

где θ — средняя арифметическая разность температур; $T_{в1}$, $T_{в2}$ — температура воз-

духа на входе и выходе из испарителя соответственно; T_0 — температура кипения хладагента в трубах.

Для величин, приведенных на рис. 11-12, средняя арифметическая разность температур равна

$$\theta = \{[4^\circ\text{C} - (-8^\circ\text{C})] + [(-3^\circ\text{C}) - (-8^\circ\text{C})]\}/2 = 8,5^\circ\text{C}.$$

Получаемая средняя арифметическая разность температур несколько отличается от действительной средней логарифмической разности, определяемой по следующему уравнению, которое учитывает действительную среднюю температуру воздуха (точка в центре кривой на рис. 11-11):

$$\theta_m = [(T_{в1} - T_0) - (T_{в2} - T_0)]/\ln [(T_{в1} - T_0)/(T_{в2} - T_0)]. \quad (11-4)$$

Делая подстановку величин, приведенных на рис. 11-11, в уравнение (11-4), получим среднюю логарифмическую разность температур

$$\theta_m = \{[4^\circ\text{C} - (-8^\circ\text{C})] - [(-3^\circ\text{C}) - (-8^\circ\text{C})]\} / \ln \{[4^\circ\text{C} - (-8^\circ\text{C})]/[(-3^\circ\text{C}) - (-8^\circ\text{C})]\} = 7/\ln 2,4 = 8^\circ\text{C}.$$

Предыдущие расчеты были сделаны при допущении, что температура хладагента постоянна, однако T_0 имеет два значения. Это условие рассматривается в другой главе.

Среднюю логарифмическую разность температур, называемую далее средней эффективной разностью температур, определяют также из табл. 11-1.

Влияние количества циркулирующего воздуха на производительность испарителя

Другие факторы, являющиеся внешними для испарителя, оказывают значительное влияние на его производительность, хотя и не учитываются основным уравнением теплопередачи. Главными среди них являются скорость дви-

Средняя эффективная разность температур

$T_{\theta_2} - T_0$	$T_{\theta_1} - T_0$																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20

1	1,00	1,44	1,82	2,16	2,48	2,79	3,08	3,37	3,64	3,91	4,17	4,43	4,68	4,93	5,17	5,41	5,65	5,88	6,11	6,34
2	1,44	2,00	2,47	2,89	3,28	3,64	3,99	4,33	4,65	4,97	5,28	5,58	5,87	6,15	6,42	6,68	6,93	7,17	7,41	7,65
3	1,82	2,47	3,00	3,51	3,95	4,33	4,73	5,11	5,40	5,67	5,94	6,20	6,45	6,69	6,92	7,14	7,36	7,57	7,78	8,00
4	2,16	2,89	3,51	4,00	4,48	4,93	5,36	5,77	6,17	6,55	6,92	7,28	7,64	7,99	8,33	8,66	8,98	9,31	9,63	9,94
5	2,48	3,28	3,95	4,48	5,00	5,49	5,94	6,38	6,81	7,21	7,58	7,94	8,29	8,63	8,96	9,28	9,60	9,91	10,22	10,52

6	2,79	3,64	4,33	4,93	5,49	6,00	6,37	7,01	7,40	7,85	8,27	8,70	9,08	9,47	9,84	10,20	10,55	10,90	11,24	11,58
7	3,08	3,99	4,73	5,36	5,94	6,37	7,00	7,63	8,06	8,49	8,92	9,35	9,77	10,19	10,60	11,01	11,41	11,80	12,19	12,57
8	3,37	4,33	5,10	5,77	6,38	7,01	7,63	8,06	8,49	8,92	9,35	9,77	10,19	10,60	11,01	11,41	11,80	12,19	12,57	12,95
9	3,64	4,65	5,40	6,17	6,81	7,40	7,85	8,39	8,96	9,58	10,00	10,41	10,81	11,20	11,59	11,97	12,35	12,73	13,10	13,47
10	3,91	4,97	5,82	6,55	7,21	7,85	8,39	8,96	9,58	10,00	10,41	10,81	11,20	11,59	11,97	12,35	12,73	13,10	13,47	13,84

11	4,17	5,28	6,17	6,92	7,61	8,27	8,87	9,42	10,06	10,49	11,00	11,49	11,96	12,42	12,94	13,44	13,90	14,35	14,79	15,22
12	4,43	5,58	6,49	7,28	8,00	8,70	9,32	9,86	10,52	10,97	11,49	11,99	12,50	13,00	13,48	13,94	14,38	14,81	15,23	15,65
13	4,68	5,88	6,82	7,64	8,37	9,08	9,67	10,30	10,97	11,43	11,96	12,50	13,00	13,48	13,94	14,38	14,81	15,23	15,65	16,06
14	4,93	6,17	7,15	8,00	8,74	9,47	10,10	10,72	11,24	11,89	12,42	12,94	13,45	13,94	14,41	14,87	15,30	15,72	16,13	16,54
15	5,17	6,45	7,46	8,32	9,10	9,88	10,52	11,13	11,70	12,33	12,94	13,45	13,94	14,41	14,87	15,30	15,72	16,13	16,54	16,95

16	5,41	6,73	7,77	8,66	9,46	10,22	10,86	11,54	12,14	12,77	13,33	13,90	14,44	14,93	15,47	16,00	16,50	17,00	17,51	18,00
17	5,65	7,01	8,08	8,98	9,81	10,61	11,26	11,94	12,57	13,19	13,79	14,45	15,00	15,54	16,06	16,55	17,03	17,51	18,00	18,49
18	5,88	7,28	8,37	9,31	10,15	10,96	11,65	12,33	12,99	13,61	14,22	14,80	15,35	15,90	16,46	16,94	17,41	17,88	18,35	18,82
19	6,11	7,55	8,67	9,63	10,49	11,30	12,04	12,72	13,39	14,02	14,65	15,23	15,80	16,38	16,90	17,31	17,73	18,15	18,56	18,97
20	6,34	7,82	8,95	9,94	10,82	11,67	12,37	13,10	13,92	14,43	15,06	15,66	16,26	16,81	17,39	17,93	18,51	19,00	19,49	19,97

$T_{62}-T_0$	$T_{61}-T_0$																
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	19	20															

21	6,57	8,08	9,25	10,25	11,15	12,00	12,74	13,47	14,19	14,83	15,47	16,08	16,69	17,26	17,83	18,35	18,96	19,43	20,24	20,49
22	6,79	8,34	9,54	10,56	11,47	12,35	13,11	13,84	14,57	15,22	15,87	16,50	17,11	17,71	18,28	18,84	19,40	19,96	20,45	20,99
23	7,02	8,60	9,82	10,86	11,79	12,68	13,44	14,20	14,89	15,61	16,27	16,92	17,53	18,12	18,72	19,27	19,80	20,38	20,90	21,46
24	7,24	8,85	10,01	11,16	12,11	13,02	13,79	14,56	15,27	15,99	16,64	17,31	17,95	18,55	19,15	19,73	20,33	20,86	21,41	21,94
25	7,46	9,11	10,38	11,46	12,43	13,34	14,14	14,92	15,65	16,37	17,05	17,74	18,35	18,95	19,58	20,14	20,76	21,30	21,86	22,41

26	7,67	9,36	10,65	11,75	12,74	13,67	14,46	15,26	16,02	16,75	17,43	18,11	18,76	19,38	20,01	20,66	21,21	21,77	22,34	22,87
27	7,89	9,61	10,92	12,05	13,05	13,99	14,81	15,62	16,38	17,11	17,82	18,50	19,20	19,79	20,42	21,01	21,63	22,19	22,76	23,33
28	8,10	9,85	11,19	12,33	13,35	14,31	15,15	15,96	16,75	17,48	18,20	18,89	19,55	20,20	20,83	21,44	22,04	22,62	23,20	23,77
29	8,32	10,01	11,46	12,62	13,65	14,63	15,49	16,31	17,10	17,85	18,57	19,27	19,94	20,60	21,24	21,85	22,49	23,07	23,66	24,22
30	8,53	10,34	11,73	12,90	13,95	14,94	15,79	16,64	17,46	18,20	18,94	19,64	20,33	21,00	21,64	22,27	22,90	23,48	24,08	24,66

31	8,74	10,58	11,98	13,19	14,25	15,25	16,12	16,98	17,81	18,56	19,31	20,02	20,71	21,41	22,09	22,67	23,31	23,92	24,50	25,10
32	8,94	10,82	12,26	13,47	14,55	15,57	16,45	17,31	18,11	18,91	19,66	20,39	21,09	21,77	22,45	23,08	23,72	24,34	24,94	25,53
33	9,15	11,06	12,51	13,74	14,84	15,87	16,75	17,64	18,46	19,26	20,03	20,76	21,47	22,18	22,83	23,47	24,13	24,75	25,35	25,96
34	9,36	11,29	12,76	14,02	15,13	16,17	17,08	17,97	18,80	19,61	20,37	21,12	21,85	22,53	23,22	23,88	24,53	25,15	25,79	26,30
35	9,56	11,53	13,03	14,29	15,47	16,48	17,40	18,29	19,14	19,96	20,72	21,48	22,22	22,92	23,60	24,27	24,94	25,58	26,26	26,95

36	9,77	11,76	13,28	14,56	15,70	16,77	17,71	18,62	19,48	20,30	21,08	21,85	22,58	23,30	23,99	24,66	25,33	25,97	26,62	27,28
37	9,97	12,00	13,53	14,83	15,99	17,07	18,01	18,94	19,81	20,64	21,44	22,20	22,95	23,66	24,37	25,04	25,72	26,36	27,01	27,64
38	10,17	12,23	13,78	15,10	16,27	17,36	18,32	19,25	20,14	20,97	21,78	22,55	23,30	24,05	24,73	25,43	26,11	26,77	27,41	28,06
39	10,37	12,45	14,04	15,37	16,55	17,67	18,63	19,57	20,47	21,31	22,13	22,91	23,67	24,41	25,12	25,81	26,50	27,16	27,80	28,48
40	10,57	12,68	14,29	15,63	16,83	17,95	18,92	19,88	20,80	21,64	22,42	23,26	24,02	24,77	25,49	26,19	26,89	27,56	28,21	28,83

жения воздуха через испаритель и распределение его в охлаждаемом пространстве. Эти факторы во многих случаях зависимы друг от друга.

Большая часть теплоты переносится от продукта к испарителю циркулирующим воздухом. Исключение составляют процесс охлаждения жидкости и применение испарителя для охлаждения продукта, находящегося с ним в непосредственном контакте. Если циркуляция воздуха недостаточна, то теплота не переносится от продукта к испарителю с требуемой интенсивностью и он не работает с максимальным КПД. Циркулирующий воздух должен равномерно распределяться по всему охлаждаемому пространству и проходить через испаритель. Плохое распределение циркулирующего воздуха создает неравномерное поле температур и «мертвые зоны» в охлаждаемом пространстве. При этом неравномерное распределение воздуха, проходящего через испаритель, приводит к тому, что часть его поверхности функционирует менее эффективно, и это снижает производительность аппарата.

Скорость движения воздуха, проходящего через испаритель, оказывает значительное влияние на величину коэффициента теплопередачи и среднюю эффективную разность температур, т. е. на производительность испарителя. Когда скорость движения низка, то воздух, проходящий через испаритель, находится в контакте с его поверхностью и охлаждается в течение более длительного времени, в результате чего средняя эффективная разность температур и интенсивность теплопередачи незначитель-

ные. С увеличением скорости движения большее количество воздуха контактирует с поверхностью испарителя в единицу времени, поэтому увеличивается средняя эффективная разность температур и повышается интенсивность теплопередачи. Кроме того, вследствие высокой скорости движения воздуха тонкая пленка неподвижного воздуха, находящегося на поверхности испарителя, разрушается. Так как воздушная пленка изолирует поверхность испарителя, то при ее разрушении увеличивается проводимость наружной поверхности и коэффициент теплопередачи.

Площадь поверхности испарителя

Производительность испарителя непосредственно зависит от площади его наружной поверхности [см. уравнение (11-1)]. Это действительно только в том случае, если коэффициент теплопередачи испарителя и средняя эффективная разность температур постоянны. Однако нередко эти показатели изменяются при увеличении или уменьшении площади поверхности испарителя. Производительность испарителя зависит прямо пропорционально от площади поверхности. На рис. 11-13, например, испарители *б* и *в* имеют в два раза большую площадь поверхности, чем испаритель *а*. Если скорость движения воздуха одинакова, то количество воздуха, циркулирующего через испаритель *в*, в два раза больше, чем через испаритель *а*, а средняя эффективная разность температур испарителя равна этой же величине испарителя *а*. Поэтому производительность

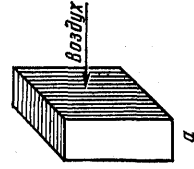
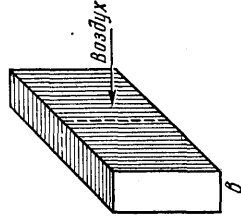
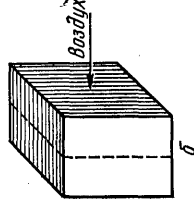


Рис. 11-13. Испарители *б* и *в* имеют в два раза большую площадь поверхности, чем испаритель *а*. Испаритель *в* имеет в два раза большую производительность, чем испаритель *а*



испарителя ϵ в два раза превышает производительность испарителя a .

На рис. 11-12 показано, как влияет на среднюю эффективность разность температур увеличение площади поверхности испарителя за счет большего количества рядов (по глубине). Обратите внимание, что разность температур воздуха максимальна в первом ряду и уменьшается с прохождением воздуха через каждый последующий ряд. В результате каждый последующий ряд характеризуется меньшей интенсивностью теплопередачи и функционирует менее эффективно, чем предыдущий. Площадь поверхности испарителя b вдвое больше площади поверхности испарителя a (рис. 11-13) за счет увеличения числа рядов. При этом средняя эффективная разность температур испарителя b уменьшается, а приток производительности не будет таким большим, как при увеличении площади поверхности испарителя ϵ .

При одинаковой общей площади поверхности длинный, широкий и плоский испаритель работает более эффективно, чем короткий узкий испаритель с большим количеством рядов по глубине. Однако во многих случаях охлаждаемый объем имеет ограниченные размеры, в связи с чем возникает необходимость в использовании компактных испарителей. При возможности потери производительности из-за увеличения количества рядов несколько компенсируют, повышая скорость движения воздуха через испаритель. При осушении воздуха также желательно применять многорядные испарители. Чем больше глубина испарителя, тем больше времени воздух контактирует с его поверхностью и тем выше температура воздуха на выходе приближается к температуре поверхности испарителя. Осушение осуществляется вследствие того, что температура части воздуха, проходящего через испаритель, обычно опускается ниже температуры точки росы на входе. Очевидно, чем ниже температура воздуха на выходе, тем больше степень осушения.

СХЕМЫ ИСПАРИТЕЛЕЙ

В результате чрезмерного снижения давления в испарителе всасываемый пар поступает в компрессор при более низком давлении, чем это требуется. Это уменьшает производительность и КПД компрессора (см. главу 8).

Для предотвращения снижения производительности и КПД компрессора конструкция испарителя должна быть таковой, чтобы давление хладагента в нем снижалось минимально. Однако оптимизированное снижение давления необходимо для нужной скорости движения хладагента через испаритель. При движении потока хладагента поверхность труб должна очищаться от пузырьков пара и масла, которое уносится в компрессор. Следовательно, при нормальной работе в испарителе давление снижается, обеспечивая достаточную скорость движения потока хладагента, высокую интенсивность теплопередачи и хороший возврат масла.

Снижение давления в испарителе зависит от диаметра труб, их длины и тепловой нагрузки. Под тепловой нагрузкой понимают интенсивность потока теплоты, поступающей в испаритель через стенки труб. Тепловая нагрузка определяет количество хладагента, которое должно проходить через испаритель в единицу времени. Чем выше нагрузка, тем больше хладагента проходит через испаритель и тем больше снижается давление. Чем больше нагрузка на испаритель, тем короче должен быть путь прохождения хладагента для предотвращения чрезмерного снижения давления.

Одноходовый испаритель (рис. 11-14) работает удовлетворительно при определенной тепловой нагрузке. Если тепловая нагрузка выходит за допустимые пределы, то скорость движения потока хладагента увеличивается и снижение давления становится слишком большим. Обратите внимание, что хладагент входит в испаритель сверху в виде жидкости

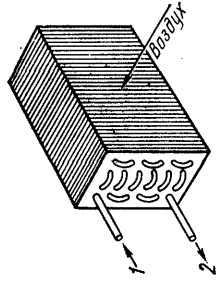


Рис. 11-14. Одноходовый испаритель:
1 — вход хладагента; 2 — выход хладагента

и выходит снизу в виде пара. Объем хладагента увеличивается при переходе в парообразное состояние, скорость движения потока и снижение давления увеличиваются при движении хладагента через одноходовой испаритель, достигая максимальных величин в конце испарителя, где хладагент находится полностью в парообразном состоянии.

Черезмерное снижение давления в конце одноходового испарителя можно предотвратить, разделив схему на два хода в нижней части испарителя (рис. 11-15). Сначала хладагент проходит через одноходовую схему, достигая максимальной скорости. Когда хладагент попадает в две параллельные секции испарителя, скорость его движения уменьшается в два раза, а величина снижения давления на единицу длины змеевика испарителя уменьшается до $1/8$ от той величины, которая была бы в нижней части одноходового испарителя. В результате испаритель может работать с большей тепловой нагрузкой без превышения допустимой величины снижения давления.

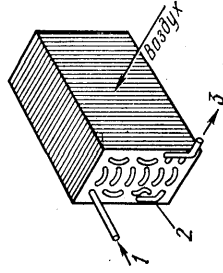


Рис. 11-15. Многосекционный испаритель:
1 — вход хладагента; 2 — разделение схемы; 3 — выход хладагента

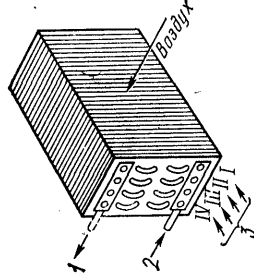


Рис. 11-16. Четырехсекционный испаритель с коллекторами хладагента на входе и выходе (поперечный ток воздуха и хладагента создает неравномерную нагрузку):
1 — выход хладагента; 2 — вход хладагента; 3 — секции

Другой способ уменьшить снижение давления в испарителе заключается в использовании коллекторов хладагента, использованных вверху и внизу испарителя, в результате чего хладагент поступает одновременно в несколько параллельных секций (рис. 11-16). Основной недостаток этой схемы заключается в неравномерной тепловой нагрузке отдельных секций, что затрудняет распределение хладагента. Первая секция более нагружена, чем последняя, и в нее следует подавать больше хладагента, так как разность температур между воздухом, проходящим через испаритель, и хладагентом в трубах первой секций значительней, чем в последней. Этот тип испарителя наиболее эффективен в системах с избыточной подачей хладагента или в затопленных системах.

Испаритель, показанный на рис. 11-17, широко используется при больших тепловых нагрузках, например в кондиционере, в котором разность температур между хладагентом и воздухом большая, а наружное оребрение значительное. Обратите внимание, что воздух проходит противотоком хладагенту, в результате чего самый теплый воздух контактирует с самой теплой частью поверхности испарителя. Этим создается максимальная средняя разность температур и наивысшая интенсивность теплопередачи. Обратите внимание,

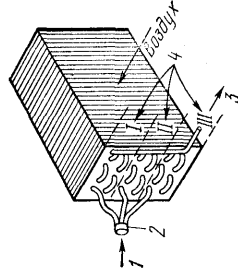


Рис. 11-17. Испаритель с распределителем хладагента и всасывающим коллектором (обратите внимание на схему противотока хладагента и воздуха):

1 — вход хладагента; 2 — распределитель хладагента; 3 — выход хладагента; 4 — секция

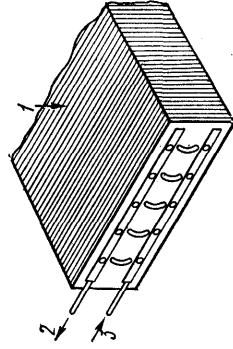


Рис. 11-18. Противоток хладагента и воздуха в испарителе (создает более равномерную нагрузку и более высокую разность температур):

1 — поток воздуха; 2 — выход хладагента; 3 — вход хладагента

также на то, что тепловая нагрузка на секции стала равномерной. Требуемое количество секций и длина труб испарителя определяются диаметром трубы и тепловой нагрузкой.

Конструкция многоходового испарителя с коллектором, представленная на рис. 11-18, предпочтительнее, чем та, которая показана на рис. 11-16. Противоток воздуха и хладагента увеличивает среднюю эффективную разность температур и обеспечивает более равномерную тепловую нагрузку на секции.

СПОСОБЫ ПОДАЧИ ХЛАДАГЕНТА

По способу подачи хладагента испарители делят на эжектировые и затопленные. Жидкий хладагент подается в эжектировый испаритель в таком коли-

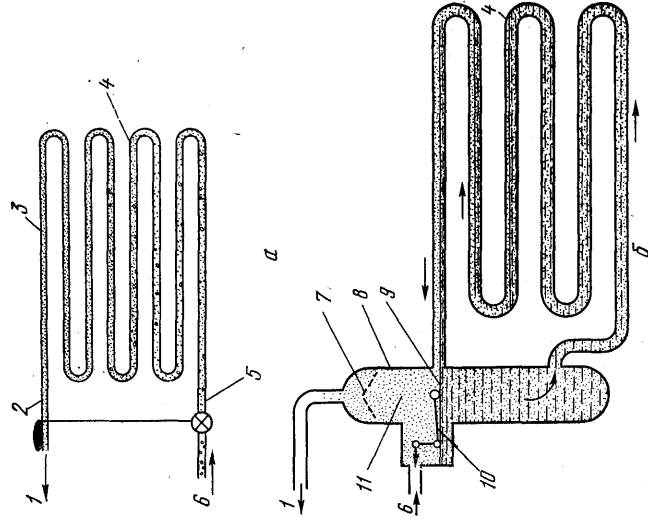


Рис. 11-19. Виды испарителей с нижней подачей хладагента:

а — эжектировый испаритель; б — затопленный испаритель; 1 — всасывание в компрессор; 2 — перегретый пар; 3 — жидкость полностью испарилась; 4, 5 — парожидкостная смесь; 6 — вход жидкости; 7 — отражатель; 8 — отделитель жидкости; 9 — уловитель жидкости; 10 — поплавковый регулятор; 11 — отделитель жидкости

честве, которое может полностью испариться до выхода из аппарата, в результате чего во всасывающий трубопровод поступает только парообразный хладагент (рис. 11-19, а). В качестве регулятора расхода хладагента, используемого при этом способе питания испарителя, обычно применяют ТРВ или капиллярную трубку. Хладагент перегревается примерно на 5 К в концевой части испарителя, которая составляет приблизительно от 10 до 20% от общей площади поверхности испарителя. Этим предотвращается выброс жидкости во всасывающий трубопровод компрессора.

Часть циркулирующего хладагента кипит в регуляторе расхода при понижении давления от давления конденсации до давления в испарителе (см. главу 6).

При питании эвеевикового испарителя дроссельный пар входит в испаритель вместе с остающейся жидкостью, которая кипит при движении хладагента через испаритель. Из предыдущего очевидно, что хладагент в конце эвеевикового испарителя находится почти полностью в паробразном состоянии, и эта часть испарителя функционирует не столь эффективно, как на входе, где хладагент находится почти полностью в жидком состоянии.

Эвеевиковые испарители несколько менее эффективны, чем затопленные, но они имеют более простую конструкцию и меньшую стоимость. Они более компактны, требуют меньшей зарядки хладагента, и возврат масла не столь сложен, как в испарителях других типов. По этим причинам эвеевиковый испаритель наиболее распространен и особенно в системах, работающих на галондзамененных углеводородных хладагентах, так как возврат масла из затопленных испарителей, работающих на этих хладагентах, затруднен.

Затопленный испаритель полностью заполняется жидким хладагентом, что обуславливает максимальную смачиваемость внутренней поверхности труб и, следовательно, максимальную интенсивность теплопередачи. Затопленный испаритель имеет отделитель жидкости (рис. 11-19, б), из которого жидкий хладагент поступает в секции испарителя. Уровень жидкости в отделителе поддерживается поплавковым регулятором низкого или высокого давления. Пар, образующийся при кипении хладагента в трубах и при дросселировании в регуляторе подачи, отделяется от жидкости в верхней части отделителя и отсасывается компрессором.

В затопленном испарителе количество циркулирующего жидкого хладагента значительно превышает то количество, которое может в нем выкипеть. Избыточное количество жидкости отделяется от пара в отделителе и рециркулирует к испарителю, а пар отсасывается компрессором.

Сором. Соотношение поступающего в испаритель жидкого хладагента к количеству кипящей жидкости составляет от 2 : 1 до 7 : 1, причем большее соотношение относится к работе на аммиаке, а меньшее — к работе на R12, R22 и R502.

Оптимальное соотношение для обеспечения наивысшей производительности испарителя зависит от ряда факторов, которые иногда трудно предсказать. Как и в эвеевиковых испарителях, подача жидкости в затопленные испарители регулируется каким-либо устройством. Обычно это дроссельное отверстие или ручной регулирующий вентиль, которые сконструированы или настраиваются на максимальный расход хладагента при пиковой нагрузке.

Затопленные испарители (испарители с рециркуляцией жидкости) наиболее часто и экономично используются в многоиспарительных установках (рис. 11-20). Регулирование рециркуляции хладагента в одном испарителе не представляет сложности, но более трудно разделить жладагент в установке с несколькими испарителями, где интенсивность рециркуляции обычно выше, чем в одном испарителе. Для предотвращения избыточной подачи хладагента на стороне нагнетания насоса монтируют байпасный предохранительный клапан для перепуска лишней жидкости в ресивер низкого давления, когда один или несколько испарителей отключены. Байпасный клапан может быть смонтирован также на конце трубопровода хладаген-

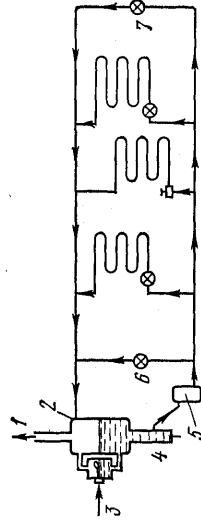


Рис. 11-20. Многоиспарительная установка: 1 — всасывание в компрессор; 2 — отделитель жидкости; 3 — вход жидкости; 4 — отстойник; 5 — насос жидкого хладагента; 6 — предохранительный клапан; 7 — предохранительный клапан (возможное его расположение)

та на максимальном расстоянии от носа.

Производительность испарителя обычно определяют в результате испытаний, так как математическая оценка всех переменных параметров, влияющих на производительность испарителя, непрактична. Общего стандарта для определения номинальной производительности испарителей нет. Метод определения производительности зависит от типа испарителя и способа его изготовления. Однако методы определения номинальной производительности существенно не различаются, и большинство предприятий-изготовителей предоставляют не только данные о номинальной производительности, но и инструкции по ее определению.

Выбор испарителя на основании данных предприятия-изготовителя относительно прост, если определены условия его работы. Таблицы номинальной производительности испарителя и способы выбора рассматриваются в этой главе ниже.

РАЗНОСТЬ ТЕМПЕРАТУР В ИСПАРИТЕЛЕ

Разность температур в испарителе определяется как разность между температурой воздуха на входе в испаритель (обычно принимаемая в качестве расчетной температуры в пространстве) и температурой насыщения хладагента, соответствующей давлению на выходе из испарителя.

Номинальная производительность большинства испарителей, сконструированных для охлаждения пищевых продуктов, зависит главным образом от разности температур. При выборе испарителей систем кондиционирования воздуха и для некоторых установок для хранения продуктов, когда температура и влажность в охлаждаемом пространстве являются определяющими факторами, требуются более точные способы опре-

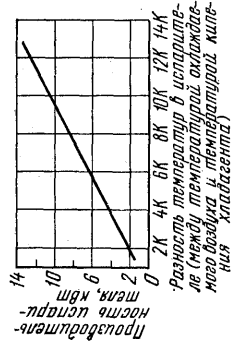


Рис. 11-21. Зависимость производительности испарителя от разности температур

деления номинальной производительности.

Соотношение между производительностью испарителя и разностью температур в нем показано на рис. 11-21. Обратите внимание, что производительность испарителя (в кВт) непосредственно зависит от разности температур в нем. Если испаритель имеет определенную производительность при разности температур 2 К, то его производительность повысится точно в 5 раз при увеличении разности температур до 10 К при неизменных других условиях¹.

Очевидно, что испаритель с относительно небольшой площадью поверхности и работающий при сравнительно значительной разности температур мо-

¹ Не нужно путать среднюю эффективную разность температур с разностью температур в испарителе. В соответствии с уравнением (11-1) производительность любого испарителя (коэффициент теплопередачи и площадь поверхности которого определены при изготолении) зависит от величины средней эффективной разности температур. Однако, принимая, что температура хладагента и все остальные факторы остаются неизменными, средняя эффективная разность между температурами воздуха, проходящего через испаритель, и хладагента в испарителе зависит от температуры воздуха на входе в испаритель. Средняя эффективная разность температур увеличивается с повышением температуры воздуха на входе в испаритель. Следовательно, средняя эффективная разность температур меняется пропорционально разности температур в испарителе, и поэтому производительность испарителя также изменяется пропорционально разности температур в нем.

жет иметь такую же производительность, как другой испаритель с большей площадью поверхности, но работающий при меньшей разности температур. Ниже, однако, будет показано, что разность температур между хладагентом в испарителе и воздухом в охлаждаемом пространстве значительно влияет на качество сохраняемого продукта, а также КПД всей системы и обычно является определяющим фактором при выборе испарителя. При выборе испарителя необходимо сначала определить предполагаемую рабочую разность температур. Когда эта расчетная разность температур известна, можно выбрать испаритель с достаточной площадью поверхности для обеспечения требуемой холодопроизводительности.

Оптимальный режим холодильного хранения пищевых продуктов и других товаров зависит не только от температуры в холодильной камере, но и от влажности воздуха. Если влажность воздуха в камере очень низкая, то происходит избыточная усушка таких продуктов, как разделанное мясо, овощи, молочные продукты, цветы, фрукты и пр. Когда влажность в камере высокая, то начинается интенсивный рост плесени, грибов и бактерий с появлением слизи, в особенности на мясных продуктах в зимнее время. Влажность воздуха в камере не имеет особого значения, если продукт упакован в бутылки, банки или другую паронепроницаемую упаковку.

Разность температур в испарителе—это важнейший фактор, регулирующий влажность воздуха в холодильной камере. Чем меньше разность температур между испарителем и воздухом в камере, тем выше относительная влажность, и наоборот. Другими факторами, влияющими на влажность, являются скорость движения воздуха, продолжительность работы оборудования, тип регулятора расхода хладагента, величина открытой площади поверхности продукта, интенсивность теплопритока от инфильтрации, а также параметры окружающей среды.

Если качество охлаждаемого продукта может ухудшиться под воздействием влажности, необходимо выбрать такую разность температур в испарителе, которая обеспечит оптимальные влажностные условия для хранения продукта. В таких случаях разность температур в испарителе является наиболее важным фактором, определяющим выбор испарителя. Расчетные величины разности температур в испарителях с естественной или принудительной конвекцией при различных значениях влажности приведены в табл. 11-2.

Таблица 11-2

Расчетная разность температур в испарителе

Относительная влажность, %	Расчетная разность температур, К	
	при естественной конвекции	при принудительной циркуляции
95—91	7—8	5—6
90—86	8—9	6—7
85—81	9—10	7—8
80—76	10—11	8—9
75—70	11—12	9—10

Если влажность в камере не имеет значения, то факторами, влияющими на выбор испарителя, являются КПД системы, экономичность эксплуатации, объем, занимаемый в камере испарителем, капиталоуложения.

При температурах в камере —12°C и ниже обычно используют испарители с принудительной конвекцией при разности температур 6 К.

ВЛИЯНИЕ ЦИРКУЛЯЦИИ ВОЗДУХА НА СОСТОЯНИЕ ПРОДУКТА

Как указывалось ранее, циркуляция воздуха в холодильной камере необходима для передачи теплоты от продукта к испарителю. При недостаточной циркуляции воздуха производительность испарителя уменьшается, продукт не охлаждается с достаточной ско-

ростью, увеличивается рост плесени и бактерий, а на некоторых продуктах появляется слизь. Однако качество продуктов ухудшается также при слишком сильной циркуляции воздуха. В этом случае увеличивается интенсивность испарения влаги с поверхности продукта, вызывая его быструю усушку. Избыточная усушка — очень дорогостоящее явление, так как ухудшается внешний вид и качество продукта и сокращается срок его хранения.

Интенсивность циркуляции воздуха зависит от назначения оборудования, влажности воздуха, вида продукта и срока хранения. Интенсивность циркуляции и влажность воздуха тесно взаимосвязаны с состоянием продукта. Плохая циркуляция воздуха оказывает такое же влияние на продукт, как высокая влажность, а избыточная циркуляция вызывает такой же эффект, как низкая влажность. Во многих случаях трудно определить причины порчи продукта, т. е. обусловлена ли она плохой циркуляцией воздуха или неудовлетворительными влажностными условиями. Составные продукты зависят большей частью от комбинированного влияния влажности и интенсивности циркуляции воздуха, а не от действия только одного из этих факторов. Любой из них может быть изменен по величине при условии одновременного регулирования другого фактора. Например, если влажность поддерживается на более высоком уровне, то можно увеличить скорость циркуляции воздуха выше нормальной. При этом продукт не будет поврежден.

При определении интенсивности циркуляции воздуха необходимо учитывать вид продукта и площадь его открытой поверхности. Некоторые продукты, например цветы и овощи, быстрее портятся при избыточной циркуляции воздуха, чем другие. Разделанное мясо, имеющее большую открытую площадь поверхности, восприимчивее к усушке и порче, чем говяжьей четвертины или полушки. Поэтому при их хранении

скорость циркуляции воздуха должна быть меньше. Если продукт находится в паронепроницаемой упаковке, то высокая скорость движения воздуха не влияет на него, а интенсивность циркуляции воздуха в этом случае следует поддерживать на высоком уровне, чтобы получить максимальное охлаждающее действие. Рекомендуемые скорости циркуляции воздуха при хранении продуктов приведены в табл. 10-8—10-11.

ИСПАРИТЕЛИ С ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИЕЙ

Испарители с естественной конвекцией часто используют, когда требуется низкая скорость циркуляции воздуха и минимальная усушка, например в бытовых холодильниках, охлаждаемых витринах, малых холодильных камерах, холодильных шкафах и больших холодильных камерах. Циркуляция воздуха через испаритель посредством естественной конвекции осуществляется вследствие разности между температурами испарителя и воздуха в камере. Чем выше разность температур, тем больше интенсивность циркуляции воздуха.

На конвективную циркуляцию воздуха в камере влияют форма, размер и расположение испарителя, применение отражателей и способ закладки продуктов. Оптимальными являются испарители, имеющие один или два ряда в глубину, проложенные вдоль всей длины камеры и покрывающие большую часть потолка. С увеличением глубины испарителя ухудшается естественная циркуляция воздуха и уменьшается средняя эффективная разность температур. В результате производительность испарителя снижается. Плотный холодный воздух всегда опускается, в связи с чем испарители следует монтировать как можно выше над полом, но необходимо предусмотреть определенный зазор между испарителем и потолком для свободной циркуляции воздуха.

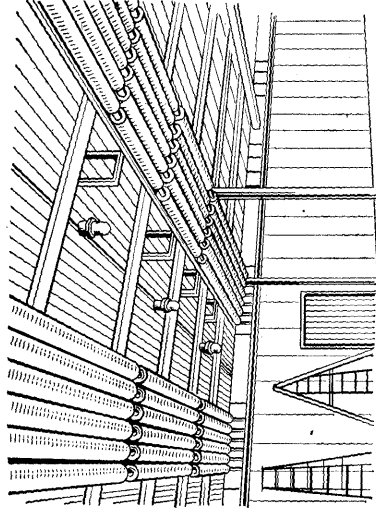


Рис. 11-22. Потолочный испаритель с естественной конвекцией (испаритель имеет литые алюминиевые ребра)

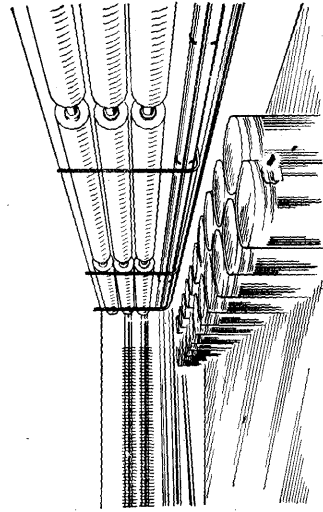


Рис. 11-23. Испаритель с естественной конвекцией воздуха, смонтированный на стене

Одиночные потолочные испарители часто используют в холодильных камерах шириной менее 2,5 м. При ширине камеры более 2,5 м применяют два или большее количество испарителей. Если высота потолка не позволяет применять потолочные испарители, то их можно монтировать на боковой стене. На рис. 11-22 и 11-23 показаны большие холодильные камеры с испарителями, смонтированными на потолке и стене. В больших холодильных камерах на испарителях с естественной циркуляцией воздуха монтируют отражатели. Отражатели монтируют таким образом, что они направляют естественный поток возду-

ха через испаритель во все охлаждаемое пространство. Площадь каналов для подачи холодного и теплого воздуха должна быть равна примерно $1/6$ или $1/7$ площади пола камеры.

Теплый воздух имеет больший удельный объем, чем холодный, и поэтому некоторые предприятия-изготовители рекомендуют, чтобы канал для подачи теплого воздуха был больше канала для подачи холодного воздуха. На рис. 11-24 ширина канала холодного воздуха равна $D/7$, а ширина канала теплого воздуха — $D/6$. Расстояние A от испарителя до потолка должно быть приблизительно равно ширине канала теплого воздуха, но не менее 75 мм. Горизонтальный отражатель, или ложный потолок, должен иметь уклон 75 мм — 150 мм на 1 м для направления потока холодного воздуха и слива талой воды. Ложный потолок должен быть изолирован, чтобы влага не конденсировалась на его нижней поверхности и не стекала на продукт. Размер B равен 100—175 мм, а C обычно 50—100 мм.

Заводское изготовление испарителей с отражателями (рис. 11-25) практически исключило необходимость в мон-

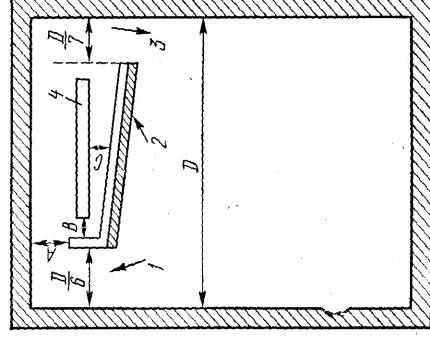


Рис. 11-24. Расположение отражателей на испарителе с естественной конвекцией: 1 — канал подачи теплого воздуха; 2 — изоляция; 3 — канал подачи холодного воздуха; 4 — испаритель

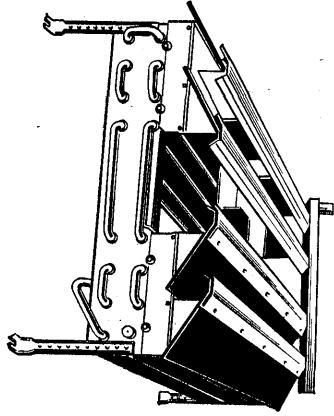


Рис. 11-25. Конвективный испаритель с отражателями

таже последних на месте эксплуатации. Номинальную производительность испарителей с естественной конвекцией (гладкотрубных и ребристых) обычно выражают в ваттах на 1 К.

Основным показателем для подбора испарителя с отражателем, рассмотренного выше, является длина ребристой трубы. Для гладкотрубных испарителей основная характеристика — площадь (в м²) наружной поверхности трубы, а для больших ребристых труб (см. рис. 11-22) — длина в погонных метрах.

Основной показатель плиточных испарителей — площадь поверхности плиты с обеих ее сторон (в м²). Технические характеристики различных типов испарителей с естественной конвекцией приведены в приложениях 1-6. Применение этих данных показано на ряде примеров.

Пример 11-1. На низкотемпературную камеру размером 6 м × 11 м × 3 м воздеиствует тепловая нагрузка 7 кВт. Температура в камере поддерживается —18°С для работы с разностью температур 8 К. Выбрать в приложении плиточные испарители (под потолком камеры).

Решение. Анализ размеров камеры (11 м × 6 м) показывает, что от 4 до 6 испарителей по две или три группы, смонтированных последовательно в два ряда, обеспечат хорошее их размещение на потолке и достаточное распределение воздуха. В приложении 2 находим, что группы плиточных испарителей выпускаются длиной по 3 и 4 м. Три группы плиточных испарителей длиной

по 3 м (всего 9 м) или две группы длиной по 4 м могут быть смонтированы последовательно в два ряда и обеспечить достаточный рабочий просвет.

Номинальная производительность испарителей определена при разности температур в 1 К. Требуемую производительность одной группы плиточных испарителей определяем делением общей тепловой нагрузки на количество групп плиточных испарителей и на расчетную разность температур 8 К, т. е. требуемая производительность одной группы (в кВт)

$$Q = \frac{\text{Общая тепловая нагрузка, кВт}}{\text{Количество групп} \times \text{Расчетная разность температур, К}}$$

В данном случае требуемая производительность каждой группы

$$q = 7 \text{ кВт} / (6 \times 8 \text{ К}) = 0,1458 \text{ кВт/К},$$

или

$$q = 7 \text{ кВт} / (4 \times 8 \text{ К}) = 0,2188 \text{ кВт/К}.$$

В приложении 2 находим, что группа плиточных испарителей моделей № 6-3.0-В имеет производительность 0,1519 кВт при разности температур 1°С и при работе ниже 0°С (с нарастающим инеем). Это обеспечивает хорошее распределение испарителей на потолке и достаточный рабочий зазор между ними (рис. 11-26). Они имеют общую холодо-

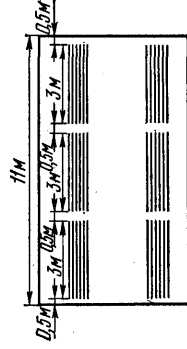


Рис. 11-26. Монтаж плиточных испарителей в низкотемпературной камере (см. пример 11-1)

производительность $Q = 6 \times 8 \text{ К} \times 0,1519 \text{ кВт/К} = 7,29 \text{ кВт}$ при разности температур 8 К.

Обратите внимание (приложение 2), что предпринятые-изготовитель указывает на необходимость применения двух регуляторов расхода хладагента в каждой группе при работе на R12 и одного регулятора при работе на аммиаке.

Пример 11-2. Определить линейную длину чугунной трубы диаметром 40 мм для монтажа на потолке холодильной камеры при условиях, описанных в примере 11-1.

Решение. В примере 11-1 дано, что расчетная температура в камере равна -18°C , а разность температур в испарителе составляет 8 K . Поэтому требуемая температура кипения хладагента -26°C . Интерполируя данные из приложения 4, определяем коэффициент теплопередачи гладкотрубных испарителей при температуре воздуха -18°C в камере и при температуре хладагента -26°C . Он равен $8,7\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$. В приложении 5 находим, что 1 м^2 наружной поверхности образует труба длиной $6,6\text{ м}$ и диаметром 40 мм . По уравниванию (11-1) определяем требуемую площадь поверхности труб

$$F = Q_0 / (k\theta) = 7000\text{ Вт} / [8,7\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K}) \times 8\text{ K}] = 100\text{ м}^2.$$

Требуемая линейная длина труб равна

$$L = 100\text{ м}^2 \times 6,6\text{ м}/\text{м}^2 = 660\text{ м}.$$

Пример 11-3. Принимая, что используется затопленный испаритель с естественной циркуляцией, определить линейную длину ребристого змеевика (рис. 11-27 и приложение 6) для удовлетворения условий примера 11-1.

Решение. В примере 11-1 дано, что расчетная температура в камере -18°C и разность температур в испарителе 8 K . Поэтому требуемая температура хладагента -26°C . В приложении 6 находим, что коэффициент теплопередачи ребристого затопленного испарителя с естественной циркуляцией и температурой кипения хладагента ниже -19°C равен $7\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$. По уравниванию (11-1) находим требуемую площадь поверхности испарителя

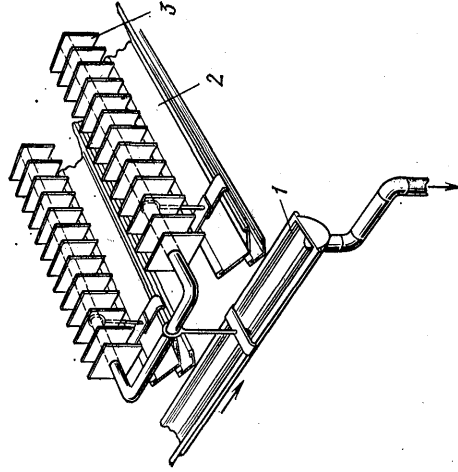


Рис. 11-27. Ребристый испаритель: 1 — поддон для талой воды; 2 — желоб для стока талой воды; 3 — ребристый испаритель

$$F = Q_0 / (k\theta) = 7000\text{ Вт} / [7\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K}) \times 8\text{ K}] = 125\text{ м}^2.$$

Требуемая линейная длина ребристой трубы

$$L = 125\text{ м}^2 / 2,47\text{ м}^2/\text{м} = 50,6\text{ м}.$$

ИСПАРИТЕЛИ С ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ КОНВЕКЦИЕЙ

Испарители с принудительной конвекцией, обычно называемые воздухоохладителями, являются гладкотрубными или ребристыми испарителями в металлическом корпусе с одним или большим числом вентиляторов для циркуляции воздуха. Некоторые типичные сухие воздухоохладители показаны на рис. 11-28.

Более крупные воздухоохладители выпускаются для напольного монтажа и могут работать в качестве как сухих так и мокрых аппаратов. Мокрые воздухоохладители непрерывно орошаются рассолом или раствором антифриза (см. рис. 11-44).

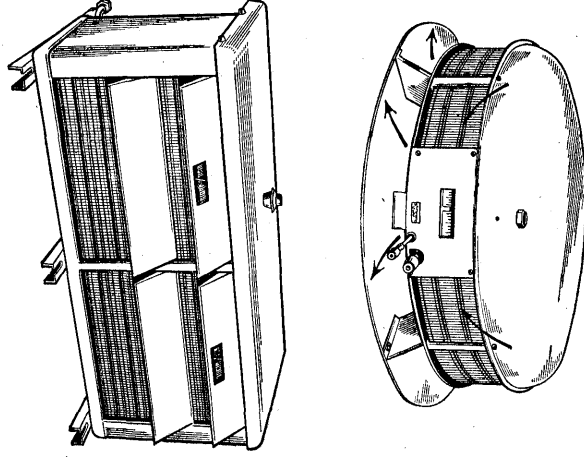


Рис. 11-28. Сухие испарители (обратите внимание, что воздух не нагревается прямо на продукт)

Холодопроизводительность любого испарителя непосредственно взаимосвязана с количеством циркулирующего (в м³/с или л/с) через него воздуха. Количество воздуха, требуемого при данной производительности, является функцией двух факторов: отношения сухой теплоты к общей разности температур воздуха на входе и выходе из испарителя, т. е.

$$v = Q_0 (i_c / i_0) / (\Delta t_v \cdot 1,2), \quad (11-5)$$

где v — объемный расход воздуха, м³/с; Q_0 — производительность, кВт; i_c / i_0 — отношение сухой теплоты воздуха к общей; Δt_v — разность температур воздуха, К; 1,2 — постоянная воздуха, кДж/(м³ · К).

Если удельная теплоемкость воздуха при 21°С по сухому термометру и 50% относительной влажности равна 1,02 кДж/(кг · К), то удельный объем влажного воздуха при этих же условиях составляет 0,842 м³/кг. Поэтому постоянная воздуха равна $(1,02 \times 1/0,842) 1,21$, округленно 1,2.

Отношение сухой теплоты к общей — это отношение холодопроизводительности испарителя по сухой теплоте к общей холодопроизводительности. Температура и влагосодержание воздуха понижаются, когда воздух охлаждается ниже точки росы (см. главу 5). Понижение температуры является результатом охлаждения за счет отвода сухой теплоты, а уменьшение влагосодержания — это результат охлаждения отводом скрытой теплоты. Следовательно, для испарителя с общей холодопроизводительностью 1 кВт и отношением сухой теплоты к общей 0,85 холодопроизводительность испарителя по сухой теплоте равна 0,85 кВт, а скрытая холодопроизводительность составляет 0,15 кВт (1 кВт — 0,85 кВт). Естественно, что отношение сухой теплоты к общей зависит от условий эксплуатации, конструкции испарителя и количества циркулирующего воздуха. Среднее отношение сухой теплоты к общей для воздухоохладителей приблизительно равно 0,85.

Расчетное количество циркулирующего воздуха составляет 0,13 м³/с и 0,33 м³/с на 1 кВт холодопроизводительности соответственно для низконапорных и высоконапорных воздухоохладителей. Принимая, что отношение сухой теплоты к общей равно 0,8 и используя уравнение (11-5), находим требуемую разность температур воздуха, проходящего через высоконапорный агрегат,

$$\Delta t = 1 \text{ кВт} \times 0,8 / (0,33 \text{ м}^3/\text{с} \times 1,2) = 2,02 \text{ К}.$$

Скорость циркуляции воздуха (в м/с) через воздухоохладитель — это функция количества воздуха (в м³/с) и площади фронтальной поверхности испарителя (в м²), т. е.

$$\omega = v/F, \quad (11-6)$$

где ω — скорость, м/с; v — количество воздуха, м³/с; F — площадь фронтальной поверхности, м².

Пример 11-4. Определить площадь фронтальной поверхности испарителя для поддержания скорости циркуляции воздуха в лобовом сечении 2 м/с, если интенсивность потока воздуха, проходящего через испаритель, 0,2 м³/с.

Решение. По уравнению (11-6) рассчитываем требуемую площадь фронтальной поверхности

$$F = 0,2 \text{ м}^3/\text{с} : 2 \text{ м/с} = 0,1 \text{ м}^2.$$

Скорость циркуляции воздуха в лобовом сечении змеевика составляет 1—1,5 м/с для низконапорных агрегатов, 2,5—4 м/с для средненапорных агрегатов и 4—10 м/с для высоконапорных агрегатов. Когда испаритель затопленный, скорость циркуляции воздуха в лобовом сечении должна быть 3 м/с или менее для предотвращения уноса воды или рассола с поверхности змеевика потоком воздуха.

Действительная фронтальная площадь испарителя значительно меньше лобового сечения вследствие наличия труб и ребер. Поэтому действительная скорость циркуляции воздуха всегда значительно выше расчетной.

Номинальная холодопроизводительность агрегированных воздухоохлаждающих выражается в киловаттах на кельвинах (кВт/К). Как и в случае с испарителями с естественной конвекцией, расчетная разность температур для агрегированных воздухоохлаждающих зависит от заданной влажности среды в камере. Вообще, при любой заданной влажности в камере расчетная разность температур (от 2 до 4 К) меньше, чем при использовании испарителей с естественной конвекцией (см. табл. 11-2).

В связи с наличием ряда переменных величин холодопроизводительность агрегированных воздухоохлаждающих обычно определяют исходя из заданного количества и скорости циркуляции воздуха, способа подачи хладагента, толщины инея, диапазона рабочих температур и др. Выбранные условия должны быть приближенно равны встречающимся на практике. Во многих случаях, когда количество и скорость циркуляции воздуха зависят от применяемого вентилятора, то единственной переменной величиной является разность температур в испарителе. По этой величине в приложении 7, в котором приведены характеристики прямоугольных поточных агрегатов, показанных на рис. 11-28, можно определить их номинальную холодопроизводительность. Номинальная холодопроизводительность зависит от расположения испарителя в камере и от своевременного его оттаивания. Рекомендуемые места расположения поточных воздухоохлаждающих показаны на рис. 11-29.

Пример 11-5. Принимая расчетную разность температур в испарителе равной 6 К, выбрать сухой воздухоохладитель в приложении 7 для холодильной камеры хранения пива при 2°C, расчетной тепловой нагрузке 5 кВт и продолжительности работы оборудования 16 ч.

Решение. При разности температур 6 К требуется сухой воздухоохладитель производительностью 0,833 кВт/К (5 кВт/6 К). В приложении 7 выбираем сухой воздухоохладитель модели № ИС 950 производительностью 0,950 кВт/К. Этот воздухоохла-

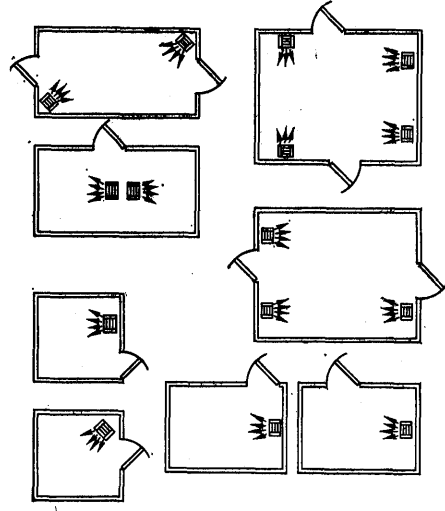


Рис. 11-29. Рекомендуемое расположение воздухоохлаждающих в малой холодильной камере

дитель при 6 К имеет производительность 5,7 кВт ($6 \times 0,950$). Теплота, выделяемая работающим в камере вентилятором воздухоохлаждателя, становится частью тепловой нагрузки, и добавляется к расчетам общей нагрузки. В приложении 7 находим, что теплота, выделяемая вентилятором, равна 0,308 кВт. Вентилятор работает непрерывно для циркуляции воздуха в холодильной камере, в результате чего средняя тепловая нагрузка от двигателя вентилятора при работе оборудования в течение 16 ч равна $Q_{вент} = 0,308 \text{ кВт} \times 24 \text{ ч} / 16 \text{ ч} = 0,462 \text{ кВт}$.

При добавлении нагрузки от двигателя вентилятора средняя тепловая нагрузка в холодильной камере равна 5,462 кВт ($5 \text{ кВт} + 0,462 \text{ кВт}$). Расчетная нагрузка несколько меньше номинальной производительности испарителя при 6 К разности температур, но разница незначительна, и выбранный сухой воздухоохладитель соответствует назначению. Принимая, что работа происходит при расчетных условиях, рабочая разность температур в испарителе равна

$$\Delta T = \frac{\text{Требуемая производительность}}{\text{Номинальная производительность}} \times \text{Расчетная разность температур}$$

$$\Delta T = (5,46 \text{ кВт} / 5,7 \text{ кВт}) 6 \text{ К} = 5,7 \text{ К}.$$

В приложении 8 даны характеристики крупных сухих и затопленных напольных воздухоохлаждающих. По-

правочные коэффициенты следует при-
менять при других количествах и ско-
ростях движения воздуха, а также при
низких температурах кипения хладаген-
та.

ОХЛАДИТЕЛИ ЖИДКОСТИ

Охладители жидкости, как и возду-
хоохладители, выпускаются различ-
ных типов и конструкций в зависимости
от назначения. Пять типов испарителей

для охлаждения жидкости получили
наибольшее распространение: двухтруб-
ный, оросительный, бак-охладитель, ко-
жухозмеевиковый, кожухотрубный. Во
всех случаях факторы, влияющие на
производительность испарителей для ох-
лаждения жидкости, те же, что и для
воздухоохладителей и других типов ис-
парителей. В табл. 11-3 указаны раз-
личные типы испарителей для охлажде-
ния жидкости, рекомендуемые регуля-
торы расхода хладагента, диапазон про-

Т а б л и ц а 11-3

Характеристика испарителей для охлаждения жидкости

Тип испарителя	Регулятор подачи хладагента	Диапазон производи- тельности, кВт	Хладагент
Затопленный кожухогладко- трубный	Поплавковый низкого давле- ния	175—1750	R717 (аммиак)
Затопленный кожухоребри- стотрубный	Поплавковый низкого давле- ния	175—35000	R11, R12, R22, R113, R114, R500, R502
Оросительный кожухотруб- ный	Поплавковый высокого дав- ления, фиксированное от- верстие, перегородка	350—1750	R11, R12, R13B1, R113, R114, R22
Кожухотрубный	Поплавковый высокого дав- ления	17,5—1250	R12, R22, R500, R502, R717
Оросительный затопленный	Поплавковый низкого давле- ния	35—350	R12, R22, R717
Оросительный с непосредст- венным охлаждением	ТРВ	17,5—85	R12, R22, R717
Двухтрубный затопленный	Поплавковый низкого давле- ния	35—85	R12, R22, R717
Двухтрубный с непосредст- венным охлаждением	ТРВ	17,5—85	R12, R22, R717
Кожухозмеевиковый	ТРВ	7—35	R12, R22, R717
Затопленный в баке с мешал- кой	Поплавковый низкого давле- ния	175—700	R717

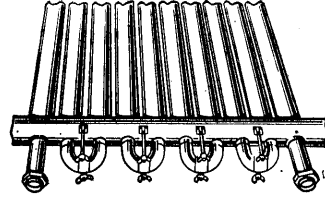
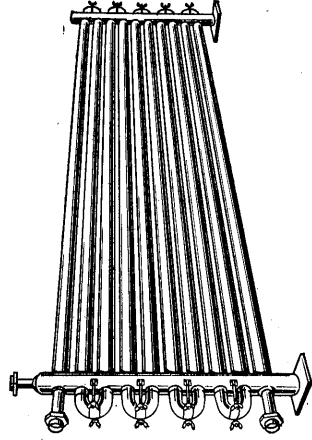
изводительности и используемые хлад-
агенты.

ДВУХТРУБНЫЕ ИСПАРИТЕЛИ

Двухтрубный испаритель состоит из
двух труб, вставленных одна в другую.
Охлаждаемая жидкость течет в одном
направлении, а хладагент — противопо-

ложном через кольцевое пространство
между внутренней и внешней трубами.
На рис. 11-30 показана одна из конст-
рукций двухтрубного испарителя. На-
ружные трубы приварены к вертикаль-
ным коллекторам хладагента, а внутрен-
ние проходят через коллекторы и сое-
динены вместе съёмными калачами. Пре-
имущества этой конструкции заключаются

Рис. 11-30. Двухтрубный охладитель (съемные калачи предназначены для обеспечения легкого доступа к трубе для очистки)



ся в ее жесткости, отсутствии соединений, легкости доступа к внутренним трубам для чистки.

Двухтрубный испаритель может быть как сухим, так и затопленным. В любом случае противоток сред в трубах создает относительно высокий коэффициент теплопередачи. Недостатком этой конструкции являются большие габаритные размеры, в особенности по высоте, по сравнению с другими конструкциями испарителей. Двухтрубный испаритель поэтому применяется ограниченно. Некоторые испарители этого типа используют в винодельческой и пивоваренной промышленности, а также в нефтяной промышленности для охлаждения

используют для охлаждения, молока, вина и суслиа, а также для охлаждения воды при газировании на заводах безалкогольных напитков. Рассматриваемый испаритель позволяет охлаждать жидкость до температуры несколько выше точки замерзания. Если жидкость замерзает, то повреждения испарителя не происходит.

Другое преимущество оросительного испарителя, которое относится и к двухтрубному испарителю, заключается в том, что его можно легко разделить на несколько частей. Это позволяет предварительно охлаждать жидкость холодной водой в одной части испарителя до подачи ее в другую часть с непосредственным охлаждением.

ОРОСИТЕЛЬНЫЕ ИСПАРИТЕЛИ

Оросительный испаритель (рис. 11-31) состоит из ряда горизонтальных труб, расположенных одна над другой, соединенных вместе и образующих змеевик для циркуляции хладагента. При работе испарителя хладагент циркулирует в трубах. Охлаждаемая жидкость из распределителя, размещенного сверху испарителя, стекает по наружной поверхности труб в виде тонкой пленки и собирается в желобе внизу. Жидкость охлаждается при атмосферном давлении, поэтому оросительный испаритель является идеальным аппаратом для охлаждения любой жидкости, когда нужна ее аэрация. Этот тип испарителя широко

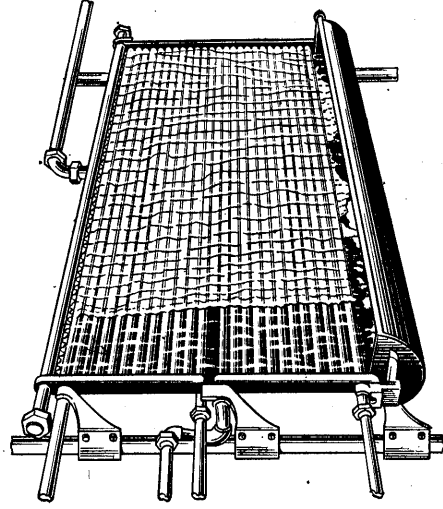


Рис. 11-31. Оросительный испаритель для охлаждения молока

БАКИ-ОХЛАДИТЕЛИ

Бак-охладитель состоит в основном из гладкотрубного змеевика (испарителя), расположенного в центре или сбоку большого стального бака с охлаждаемой жидкостью. Змеевик полностью погружен, но он отделен от основной массы жидкости перегородкой. Мешалка с приводом (рис. 11-32) применяется для циркуляции охлаждаемой жидкости через змеевик с относительно высокой скоростью (обычно $0,5-0,75$ м/с).

Спиральные гладкотрубные испарители, упомянутые выше (см. с. 185), и испарители из параллельных труб (рис. 11-33) представляют собой две конструкции, которые часто применяются в баках-охладителях. В обеих конструкциях испарители затоплены. Аппарат, показанный на рис. 11-9, является другим вариантом бака-охладителя.

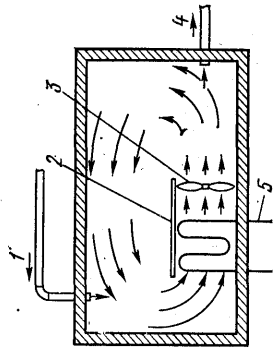


Рис. 11-32. Конструкция бака — охладителя жидкости:
1 — вход жидкости; 2 — перегородка; 3 — мешалка; 4 — выход охлаждаемой жидкости; 5 — испаритель

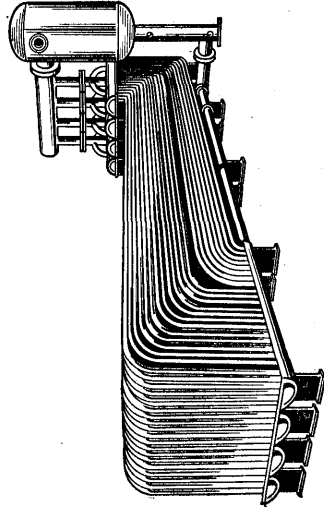


Рис. 11-33. Затопленный испаритель из параллельных труб

Баки-охладители используют для охлаждения жидкости, когда санитарные условия не являются очень важными. Их широко применяют для охлаждения воды, рассола и других жидкостей, используемых в качестве хладоносителей. Баки-охладители могут служить в качестве аккумуляторов холода и эксплуатируются преимущественно при резких изменениях нагрузки. В этих случаях монтируют сравнительно большой бак для охлаждаемой жидкости в целях минимизации повышения ее температуры в периоды пиковой нагрузки. Преимущество предварительного охлаждения особенно значительны, если жидкость, подаваемая к охладителю, имеет высокую температуру.

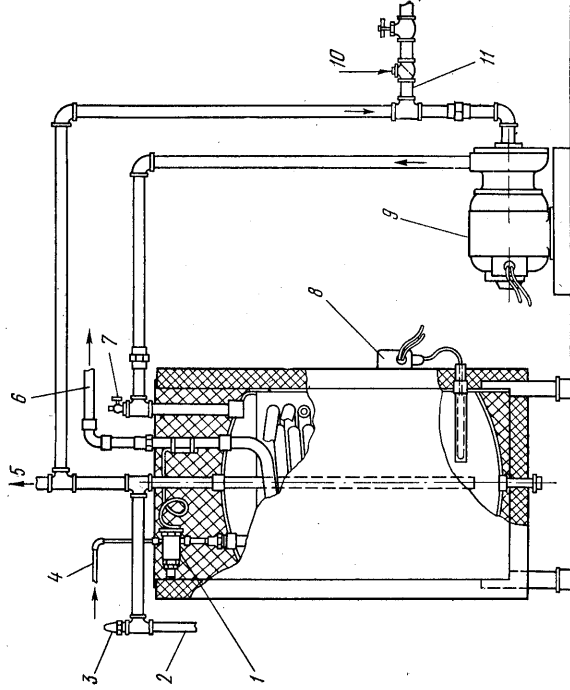
КОЖУХОЗМЕЕВИКОВЫЕ ИСПАРИТЕЛИ

Кожухозмеевиковый испаритель обычно состоит из одного или большего числа спиральных гладкотрубных змеевиков, размещенных в стальном корпусе (рис. 11-34). Испаритель является аппаратом затопленного типа. Хладоагент поступает в змеевик, а охлаждаемая жидкость течет через корпус. Испаритель может быть использован как аккумулятор холода, в результате чего его применяют при больших, но не частых нагрузках. Его используют в основном для охлаждения питьевой воды и других целей, когда санитарные условия являются одним из основных факторов, например в пекарнях и фотолабораториях.

Иногда в кожухозмеевиковом испарителе хладагент поступает в корпус, а охлаждаемая жидкость — в змеевик. В этом случае испаритель является затопленным и может быть использован для быстрого охлаждения жидкости. Одним из его недостатков является отсутствие возможности аккумуляции холода. Другой недостаток — это возможность повреждения аппарата из-за замерзания охлаждаемой жидкости. По этой причине охладители такой конст-

Рис. 11-34. Кожухомеевиковый испаритель:

1 — ТРВ; 2 — сливная труба в открытый сток; 3 — предохранительный клапан; 4 — жидкостный трубопровод; 5 — выход воды; 6 — всасывающий трубопровод; 7 — вентиль для ручного выпуска воздуха; 8 — реле температуры; 9 — циркуляционный насос; 10 — обратный клапан; 11 — трубопровод подачи свежей воды



рукции не рекомендуется применять при необходимости охлаждения жидкости ниже 3°C.

Кожухомеевиковый испаритель используют для быстрого охлаждения пива и других напитков. Напитки до подачи в аппарат должны быть охлаждены.

КОЖУХОТРУБНЫЕ ИСПАРИТЕЛИ

Кожухотрубные испарители, применяемые для охлаждения жидкостей, характеризуются относительно высокой эффективностью, минимальной потребностью в площади пола и простотой над ними, легкостью обслуживания. Конструкции различаются между собой в зависимости от хладагента, а также от того, работает аппарат как сухой или как затопленный. Кожухотрубный испаритель состоит из цилиндрического стального кожуха, в котором находится ряд прямых параллельных труб, концы которых смонтированы на трубных решетках. Если испаритель сухого типа, то хладагент кипит в трубах, а охлаждаемая жидкость циркулирует через кожух (рис. 11-35). Когда испаритель затоплен-

ный, то охлаждаемая жидкость циркулирует через трубы, а хладагент находится в кожухе. Уровень жидкого хладагента в кожухе поддерживается с помощью поплавкового регулятора. В любом случае охлаждаемая жидкость циркулирует через испаритель и соединительные трубопроводы с помощью жидкостного циркуляционного насоса центробежного типа.

Диаметр кожуха кожухотрубного испарителя может быть от 150 мм до 1,5 м, а количество труб в кожухе — примерно от пятидесяти до нескольких тысяч. Трубы имеют диаметр от 16 до 50 мм, а длина их колеблется от 1,5 до 6 м. Аммиачные испарители имеют стальные трубы, а все остальные обычно медные трубы для создания более высокого коэффициента теплопередачи. Испарители, работающие на галоидзамещенных углеводородных хладагентах, имеют трубы с ребрами на стороне хладагента для повышения коэффициента теплоотдачи. В сухих испарителях трубы снабжены продольным внутренним оребрением (см. рис. 11-10). Трубы затопленных испарителей имеют очень низкие ребра, выступающие только на 1,5 мм.

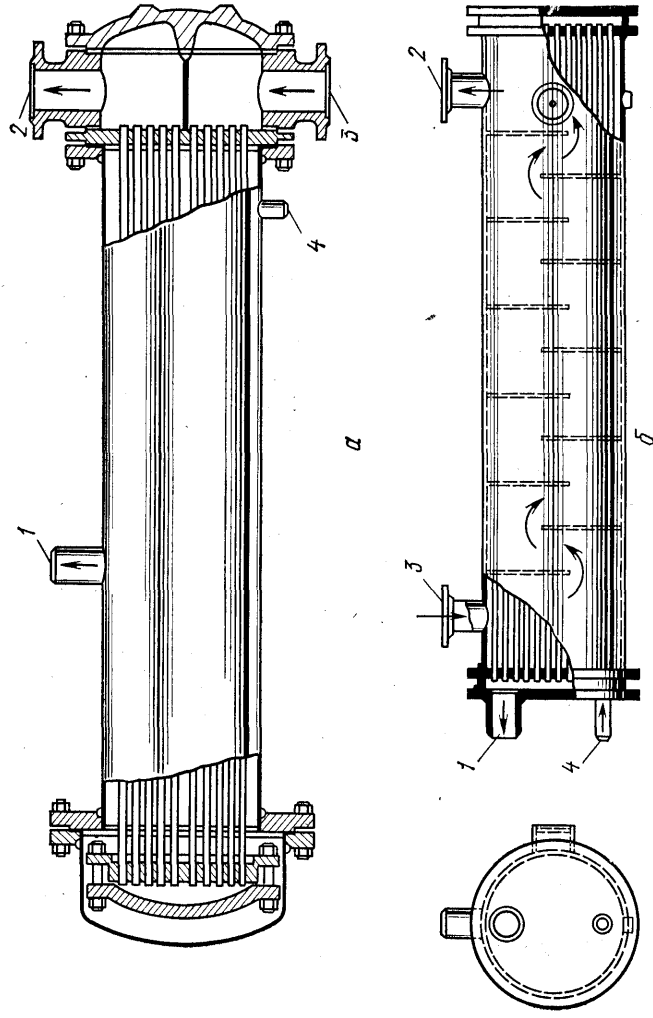


Рис. 11-35. Кожухотрубные испарители:

а — со съёмным пучком труб; *б* — с кипящим хладагентом в трубах: 1 — выход пара хладагента; 2 — выход воды; 3 — вход воды; 4 — вход хладагента

Сухие испарители применяют в установках холодопроизводительностью от 7 до 1000 кВт. Загрязнённые испарители имеют диапазон производительности от 35 до нескольких тысяч киловатт и монтируются в крупных установках.

СУХИЕ ИСПАРИТЕЛИ

Основное преимущество сухих испарителей по сравнению с загрязнёнными заключается в том, что требуется меньшая зарядка хладагента и масло возвращается в компрессор под давлением. Ранее указывалось, что в испарителе этого типа вероятность замерзания охлаждаемой жидкости значительно меньше, если она омывает поверхность труб, а не проходит через них. Некоторые конструкции сухих испарителей представлены на рис. 11-36 и 11-37.

Скорость циркуляции охлаждаемой жидкости снаружи труб регулируют,

изменяя длину и зазор между сегментными перегородками. Это даёт возможность поддерживать такую скорость движения жидкости, которая создаёт наиболее эффективное отношение величины коэффициента теплопередачи к перепаду давления. Низкие перегородки с большим шагом между ними применяют для снижения скорости или для уменьшения падения давления в испарителе при высокой вязкости жидкости. Более высокие перегородки с меньшим шагом устанавливают для увеличения скорости движения жидкости и повышения коэффициента теплопередачи (рис. 11-38, *а*). Схема циркуляции хладагента для поддержания заданной скорости в трубах испарителя зависит от тепловой нагрузки и средней эффективности разности температур. Величина этих факторов переменна и зависит от конкретного случая применения испарителя. Поэтому испарители выпускают с одной или

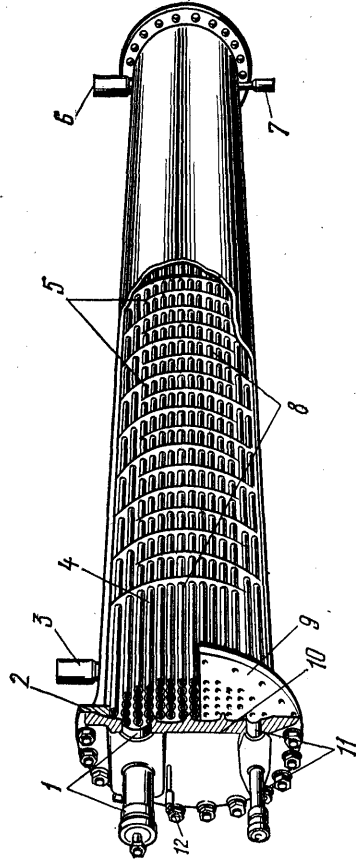


Рис. 11-36. Разрез испарителя с несъемными трубными решетками (кипение хладагента в трубах):

1 — всасывающие патрубки хладагента; 2 — прокладка между решетками; 3 — вход жидкости; 4 — прокладка между перегородками; 5 — сегментные перегородки; 6 — выход жидкости; 7 — слив жидкости; 8 — трубы для хладагента; 9 — трубная решетка; 10 — передняя решетка; 11 — патрубки жидкого хладагента; 12 — уравнивающая труба

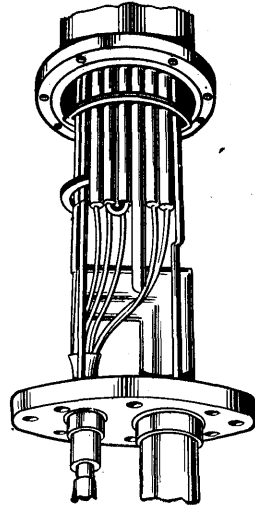
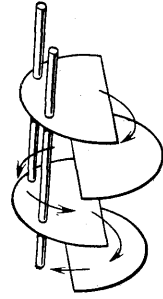


Рис. 11-37. Испаритель с частично выдвину-
тым пучком труб (он может быть демонтиро-
ван в виде единого узла)

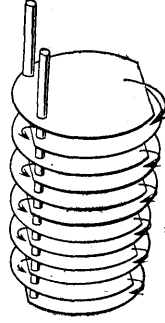
с несколькими схемами циркуляции и различной длины. Схема циркуляции хладагента зависит от длины труб и расположения перегородок в концевых крышках, которые присоединяются к трубным решеткам с помощью болтов (рис. 11-38, б).

ЗАТОПЛЕННЫЕ ИСПАРИТЕЛИ

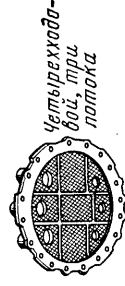
Затопленные испарители выпуска-
ются одно- и многоходовыми. В однохо-
довом испарителе трубы расположены



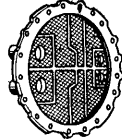
Широкий зазор



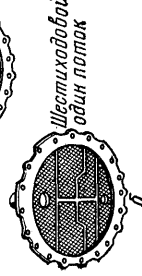
Узкий зазор



Четыреххо-
дов, три
потока



Восьмиходовой,
два потока



Шестиходовой,
один поток

Рис. 11-38. Узлы испа-
рителя с кипением,
хладагента в трубах:
а — перегородки; б — крыш-
ки (изнутри)

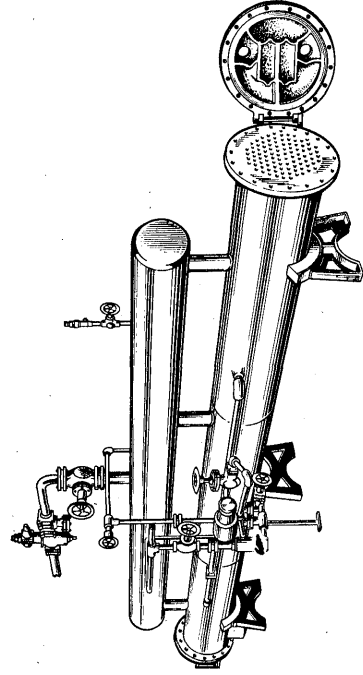


Рис. 11-39. Испаритель для многоходовой циркуляции охлаждающей жидкости

таким образом, что охлаждаемая жидкость проходит через них одновременно только в одном направлении.

Многоходовая циркуляция охлаждаемой жидкости через испаритель осуществляется с помощью концевых крышек с перегородками, которые присоединены к обоим концам испарителя болтами (рис. 11-39). Расположение перегородок в крышке определяет количество ходов охлаждаемой жидкости в испарителе. Наиболее распространены двух-, четырех- и шестиходовые испарители, но иногда применяют аппараты с большим количеством ходов.

Некоторые затопленные испарители, как и сухие, выпускают со съемными пучками труб, а другие снабжены несъемными трубными решетками. В последнем случае трубная решетка приваривается к кожуху таким образом, что пучок труб не демонтируется. Когда крышки сняты, открывается легкий доступ к трубам для их очистки или ремонта отдельных труб. В испарителях, показанных на рис. 11-35, б и 11-36, применены несъемные трубные решетки, а в испарителях на рис. 11-35, а и 11-37 — пучки труб.

В некоторых затопленных испарителях кожух только частично заполнен трубами для создания большого парового пространства с относительно низкой скоростью тока над трубами (рис. 11-40). Эта конструкция исключает возможность выброса жидкого хладагента во всасы-

вающий трубопровод, что делает ее особенно пригодной при резком повышении тепловой нагрузки.

В испарителях, кожух которых полностью заполнен трубами, для отделения жидкого хладагента от пара до его входа во всасывающий трубопровод имеется отделитель жидкости. Некоторые затопленные испарители выпускаются со встроенными теплообменниками на всасывающей стороне (см. рис. 11-39). Теплообменник предназначен для того, чтобы во всасывающий трубопровод поступал только сухой пар. Кроме того, он повышает эффективность испарителя

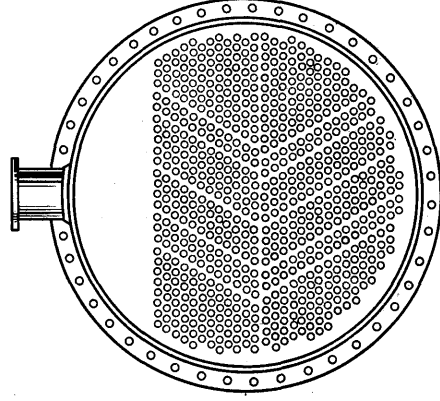


Рис. 11-40. Испаритель, в котором кожух только частично заполнен трубами для создания большого парового пространства над трубами

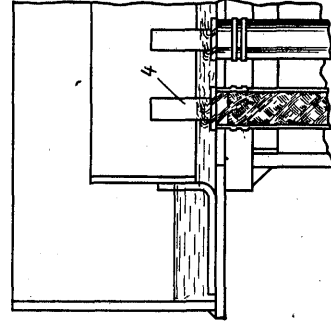
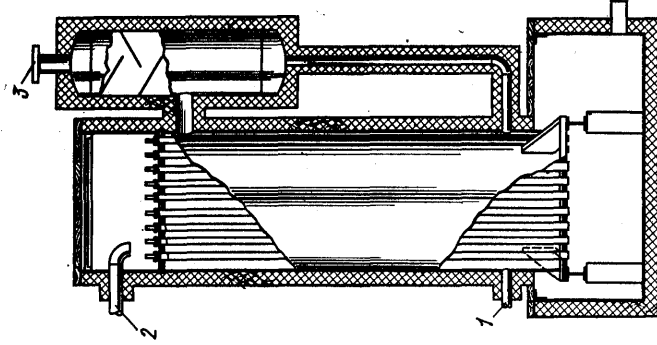


Рис. 11-41. Вертикальный кожухотрубный котел (вода, стекающая по трубам, сообщается вихревое движение специальными встроеными форсунками): 1 — подача хладагента; 2 — вход воды; 3 — выход пара; 4 — форсуночная вставка

за счет переохлаждения жидкости перед ним, снижая тем самым количество дроссельного пара на входе в аппарат. Вертикальный кожухотрубный охладитель, показанный на рис. 11-41,

характеризуется тем, что для него требуется минимальная площадь пола. Это заопленный аппарат. Охлаждаемая жидкость входит в испаритель сверху и стекает по трубам вниз. Циркуляционный насос перекачивает охлажденную жидкость из бака, смонтированного внизу, к потребителю. Отелленная жидкость подается к распределителю. Распределитель специальной конструкции, смонтированный наверху внутри каждой трубы, сообщает охлаждаемой жидкости вихревое движение, в результате чего она стекает в виде относительно тонкой пленки по внутренней поверхности труб.

ФОРСУНОЧНЫЕ ИСПАРИТЕЛИ

Конструкция форсуночного испарителя подобна конструкции заопленного испарителя, за исключением того, что жидкий хладагент, поступающий сначала в форсунки, расположенные в коллекторе над пучком водяных труб, орошает наружную их поверхность (см. рис. 20-19). Неиспарившаяся жидкость стекает с труб в поддон, размещенный внизу испарителя. Ее рециркуляция к орошительным форсункам осуществляется низконапорным насосом. Таким образом обеспечивается непрерывное смачивание поверхностей труб и высокая интенсивность теплопередачи.

Основные преимущества испарителя этого типа заключаются в его высокой эффективности и относительно небольшой зарядке хладагентом. Недостатками являются высокая стоимость монтажа и необходимость циркуляционного насоса.

ВЫБОР ИСПАРИТЕЛЯ

Способы выбора испарителя основаны на простых принципах теплопередачи и движения среды, которые рассматривались ранее. Почти все заводы-изготовители дают в своих каталогах пример выбора испарителя. Пример такого выбора приводится ниже.

Пример 11-6. Требуется охладить 3 л/с воды с 12 до 7°C при температуре кипения хладагента R12 3°C.
Решение. *Этап 1.* Определить общую тепловую нагрузку на испаритель, принимая плотность воды 1 кг/л,

$$Q_0 = 3 \text{ кг/с} \times 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)} \times$$

$$\times (12^\circ\text{C} - 7^\circ\text{C}) = 62,85 \text{ кВт.}$$

Этап 2. Определить среднюю эффективную разность температур: температура воды на входе минус температура хладагента: $12^\circ\text{C} - 3^\circ\text{C} = 9^\circ\text{C}$; температура воды на выходе минус температура хладагента: $7^\circ\text{C} - 3^\circ\text{C} = 4^\circ\text{C}$.

В табл. 11-1 находим $\theta = 6,17^\circ\text{C}$.

Этап 3. Выбрать диаметр кожуха и шаг между перегородками испарителя. При скорости движения воды 4 л/с возможными вариантами выбора являются испарители модели 10M, 12L, 8M, 12K, 10K и 8L. Цифра над линией обозначает диаметр кожуха, а буква — шаг между перегородками. Испарители меньшего диаметра более экономичны, а аппараты с большим диаметром более компактны. Перегородки с зазором типа *M* создают минимальное сопротивление при циркуляции, а зазоры типа *K* — максимальное. Следовательно, если площадь пола не очень ограничена, то целесообразно выбрать модель 8M. Эффективная разность температур равна $6,17^\circ\text{C}$, как было определено на этапе 2. Находим удельную нагрузку, которая равна $9,1 \text{ кВт/м}^2$.

Этап 4. Определить требуемую площадь поверхности.

Площадь поверхности =

$$= \frac{\text{Производительность, кВт}}{\text{Удельная нагрузка, кВт/м}^2}$$

$$F = 62,85 \text{ кВт} / 9,1 \text{ кВт/м}^2 = 6,91 \text{ м}^2.$$

Этап 5. Выбрать по таблице приложения 8 нужную площадь поверхности испарителя. Модель испарителя DXH8 с длиной трубы 2,7 м имеет площадь поверхности $7,1 \text{ м}^2$ и шаг типа *M* между перегородками.

Этап 6. Определить снижение давления воды в испарителе. Находим, что удельное снижение давления на 1 м длины (с шагом перегородок типа *M*) равно $0,44 \text{ м вод. ст.}$

Снижение давления = Длина, в м $\times$ удельное снижение давления, в м вод. ст./м;

$$2,7 \text{ м} \times 0,44 \text{ м вод. ст./м} = 1,19 \text{ м вод. ст.};$$

$$1,19 \text{ м вод. ст.} \times 9,807 \text{ кПа/м вод. ст.} = \\ = 11,67 \text{ кПа.}$$

СИСТЕМЫ С НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ И С ОХЛАЖДЕНИЕМ ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ХЛАДОНОСИТЕЛЕМ

Любой аппарат с теплопередающей поверхностью, в который подается хладагент для кипения, называется испарителем непосредственного охлаждения. Система с непосредственным охлаждением — это система, в которой испаритель, работающий на хладагенте, находится в непосредственном контакте с охлаждаемой средой или смонтирован в воздуховодах, сообщающихся с этой средой. До сих пор рассматривались только системы с непосредственным охлаждением.

Очень часто неудобно или неэкономично применять систему с непосредственным охлаждением. В таких случаях используют систему с промежуточным хладоносителем. Вода или рассол (или любая другая подобная жидкость) охлаждается хладагентом в испарителе и затем перекачивается по трубопроводам в охлаждаемое пространство или к охлаждаемому продукту. Охлажденная жидкость, называемая хладоносителем, циркулирует вокруг охлаждаемого продукта (сосуда) или течет через змеевик воздухоохладителя или другой теплопередающей поверхности (рис. 11-42). В любом случае хладоноситель, поглощая тепло от охлаждаемого пространства или от продукта, поступает в испаритель для охлаждения и последующей рециркуляции.

Системы с охлаждением промежуточным хладоносителем обычно применяют в установках в том случае, когда охлаждаемая камера или охлаждаемый продукт находится на значительном расстоянии от холодильной машины. Лин-

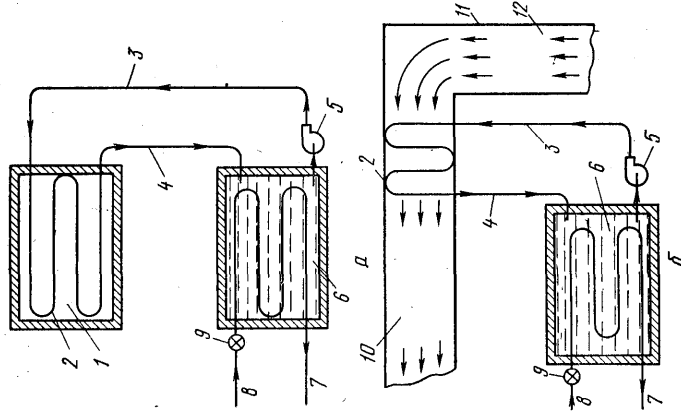


Рис. 11-42. Системы с промежуточным хладагентом:

а — система с рассольной батареей в камере; б — система с рассольной батареей в воздуховоде; 1 — охлаждаемая камера; 2 — рассольная батарея; 3 — охлаждающий рассол; 4 — теплый рассол; 5 — пар к стояночному компрессору; 6 — насос; 7 — пар к стояночному компрессору; 8 — регулятор расхода хладагента; 9 — охлаждаемая камера; 10 — воздухопровод; 11 — теплый воздух из камеры

ные трубопроводы для хладагента непрактичны, так как стоимость их монтажа высока и требуется значительная зарядка хладагента. Кроме того, длинные трубопроводы, в особенности вертикальные, затрудняют возврат масла и создают избыточное снижение давления хладагента, что снижает производительность и КПД системы. Образующие утечки более значительны и появляются быстрее в трубопроводах для хладагента, чем в трубопроводах для воды и рассола.

Охлаждение с промежуточным хладагентом применяют во многих промышленных процессах, в которых сложно выполнить непроницаемое для

хладагента уплотнение охлаждаемого аппарата или сосуда. Эту систему охлаждения используют также в том случае, если утечка хладагента и масла из трубопроводов может вызвать загрязнение или повредить охлаждаемому продукту. Последнее относится, в частности, к мясоперерабатывающим предприятиям и большим холодильникам, где в качестве хладагента применяют аммиак.

Хладоносители

Наибольшее распространение получили следующие хладоносители: вода, рассолы хлористого кальция и хлористого натрия, этиленгликоль и пропиленгликоль, метанол (метиловый спирт), глицерин.

Почти во всех без исключения больших установках кондиционирования воздуха, а также в промышленных холодильных установках, в которых необходимо поддерживать температуру выше 0°C, используют воду. Вода — это отличный хладоноситель вследствие своей текучести, большой удельной теплоемкости и коэффициента теплоотдачи. Вода имеет низкую стоимость и почти не вызывает коррозии труб и аппаратов. Вода циркулирует через змеевик испарителя или оросительный аппарат, охлаждающий и осушающий воздух. В оросительном аппарате вода разбрызгивается через форсунки и собирается в поддоне или резервуаре, установленном внизу аппарата, откуда поступает к испарителю. Воздух, проходящий через струю воды, охлаждается до температуры ниже точки росы, и определенное количество конденсированного водяного пара уносится с водой в поддон. При использовании испарителя или оросительного аппарата степень охлаждения или осушения воздуха регулируют, изменяя количество и температуру охлаждающей воды.

В качестве хладоносителя воду часто используют в небольших охладителях

напитков и на фермах для охлаждения бидонов с молоком. Это обусловлено тем, что вследствие высокой теплопроводности воды осуществляется быстрое охлаждение продукта. Кроме того, вода аккумулирует холод, и установка сплавляется с повышенной тепловой нагрузкой на испаритель.

Рассолы

Очевидно, что вода не может быть использована в том случае, когда температура поддерживается ниже 0°C. В таких случаях применяют рассол. Рассол — это водный раствор соли. Если соль растворена в воде, то температура замораживания рассола ниже температуры замораживания чистой воды. Чем больше растворено соли, тем ниже температура замораживания рассола, но только до определенного предела. При дальнейшем повышении концентрации соли температура замораживания рассола повышается, а не понижается. Следовательно, раствор любой соли в воде должен иметь определенную концентрацию, при которой температура его замораживания минимальна. Раствор с критической концентрации соли называется эвтектическим раствором. При любой концентрации выше или ниже критической температура замораживания раствора выше температуры замораживания эвтектического раствора¹. Если содержание соли в рассоле меньше, чем требуется для получения эвтектического раствора, то при температуре выше температуры замораживания эвтектического раствора избыточное количество воды начинает осаждаться из раствора в виде кристаллов льда. Точная температура образования кристаллов льда зависит от концентрации и относительно высокой растворимости соли в воде, причем последняя уменьшается с понижением

температуры раствора. Продолжение осаждения кристаллов льда из раствора при снижении его температуры повышает концентрацию остального рассола, пока не образуется ледяная шуга из льда и эвтектического раствора. Дальнейший отвод теплоты из этой смеси вызывает затвердевание эвтектического раствора (при постоянной температуре).

Однако если содержание соли в рассоле превышает количество, требуемое для образования эвтектического раствора, то при температуре выше температуры эвтектического раствора избыточная соль начинает осаждаться из него в виде кристаллов. При понижении температуры рассола образуется смесь соли и эвтектического раствора. При дальнейшем отводе теплоты от смеси начинается затвердевание эвтектического рассола.

В холодильной технике используют два вида рассола: водные растворы хлористого кальция (CaCl_2) и хлористого натрия (NaCl). Водный раствор хлористого натрия имеет большее распространение.

Водный раствор хлористого кальция используют в основном в установках промышленного технологического охлаждения при замораживании и хранении продуктов, а также в других случаях, когда температура рассола должна быть ниже -18°C . Самая низкая температура замораживания водного раствора хлористого кальция (температура эвтектического рассола) имеет место при содержании последнего приблизительно 30% по массе. Температура замораживания водного раствора хлористого кальция различной концентрации, а также другие его свойства приведены в табл. 11-4.

Основной недостаток раствора хлористого кальция заключается в его осушающем действии и способности придавать горький привкус пищевым продуктам при контакте с ними. Поэтому при использовании этого рассола для замораживания продуктов система долж-

¹ Температура замораживания раствора, кроме эвтектического, — это температура, при которой кристаллы льда и соли начинают осаждаться.

Т а б л и ц а 11-4

Характеристика водного раствора (рассола) хлористого кальция (CaCl_2)

Количество CaCl_2 в растворе, % по массе	Плотность при 15,5°C, кг/л	Удельная теплоемкость при 15,5°C, кДж/(кг·K)	Температура замерзания, °C
0	1	4,18	0
5	1,044	3,86	-2,4
10	1,087	3,57	-5,4
15	1,133	3,31	-10,3
20	1,182	3,08	-18
25	1,233	2,88	-29,4
29,87	1,29	2,74	-55
30	1,295	2,73	-46

на быть сконструирована таким образом, чтобы исключить контакт рассола с продуктом.

Раствор хлористого натрия взамен раствора хлористого кальция используют в основном в том случае, когда имеет место контакт рассола с продуктом. Раствор хлористого натрия широко используют в установках, в которых охлаждение и замораживание мяса, рыбы и других продуктов осуществляется орошением рассолом.

Минимальная температура, достигаемая с помощью раствора хлористого натрия, приблизительно равна -21°C . При этой температуре замедления рассола концентрация соли составляет 23%. Характеристики водного раствора хлористого натрия различной концентрации даны в табл. 11-5.

Т а б л и ц а 11-5
Характеристика водного раствора (рассола) хлористого натрия (NaCl)

Количество NaCl в растворе, % по массе	Плотность при 15,5°C, кг/л	Удельная теплоемкость при 15,5°C, кДж/(кг·K)	Температура замерзания, °C
0	1	4,18	0
5	1,035	3,92	-2,8
10	1,072	3,71	-6,4
15	1,111	3,54	-11,1
20	1,15	3,4	-16,8
23	1,175	3,33	-21,1
25	1,191	3,29	-28,8

Интересно отметить, что характеристики водных растворов хлористого кальция и хлористого натрия несколько хуже, чем воды. При повышении содержания соли в рассоле уменьшаются его текучесть, теплоемкость и теплопроводность. Следовательно, чем концентрированнее раствор, тем большее количество рассола должно циркулировать для обеспечения заданной холодопроизводительности.

Плотность рассола, которая повышается с увеличением концентрации соли, определяют с помощью ареометра.

Антифризы

Некоторые водорастворимые соединения, называемые антифризами, часто используют для понижения точки замерзания воды. Наиболее широко известными антифризами являются этиленгликоль, пропиленгликоль, метанол (метиловый спирт) и глицерин. Все эти соединения растворимы в воде в любой пропорции. В табл. 11-6 даны температуры замерзания воды с различным содержанием этих соединений.

В холодильной технике наиболее широко распространенным антифризом является пропиленгликоль. Пропиленгликоль, как и этиленгликоль, имеет ряд положительных характеристик. В отличие от рассолов растворы гликоля не оказывают корродирующего действия. Они не являются электролитами и поэтому используются в системах, изготовленных из разнородных металлов. Это исключительно стойкие соединения, которые не испаряются в нормальных условиях эксплуатации. Вследствие многочисленных их достоинств растворы гликоля используются вместо рассола в ряде установок, в частности в пивоваренной и молочной промышленности. Замену рассола гликолем можно осуществлять практически без изменения конструкции установок.

Температуры замораживания водных растворов

Спирта		Глицерина		Этиленгликоля		Пропиленгликоля	
содержание, % по массе	t, °C	содержание, % по массе	t, °C	содержание, % по массе	t, °C	содержание, % по массе	t, °C
5	-2,2	10	-1,6	15	-5,3	5	-1,7
10	-4,7	20	-4,8	20	-8,8	10	-3,3
15	-6,8	30	-9,5	25	-12,2	15	-5,3
20	-10,4	40	-15,4	30	-15,8	20	-7,2
25	-14,7	50	-23	35	-20	25	-9,5
30	-19,2	60	-34,7	40	-24,7	30	-12,8
35	-25,1	70	-38,9	45	-30	35	-16,4
40	-29,4	80	-20,8	50	-35,8	40	-20,8
45	-33,1	90	-1,6			45	-26,1
50	-36,7	100	17			50	-31,9
55	-40,3					55	-39,8
						59	-49,4

Рассольные оросительные аппараты

Охлажденный рассол, как и охлажденная вода, может циркулировать вокруг охлаждаемого продукта (сосуда) или использоваться для охлаждения воздуха в холодильной камере. При охлаждении

воздуха рассол циркулирует через змеевик с параллельными витками в одной плоскости или через рассольный оросительный аппарат. На рис. 11-43 и 11-44 представлены два типа широко используемых рассольных ороситель-

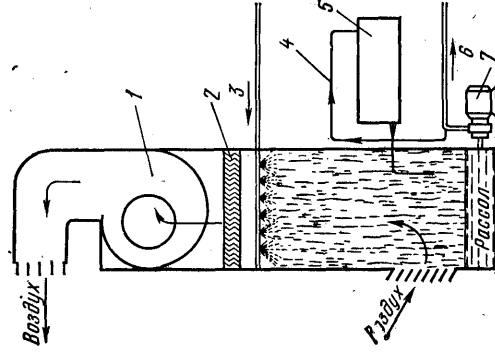


Рис. 11-43. Рассольный оросительный охладитель:
1 — вентилятор; 2 — отделитель; 3 — рассол к ладилею; 4 — рассол в конденсаторе; 5 — конденсатор; 6 — рассол из охладителя; 7 — насос

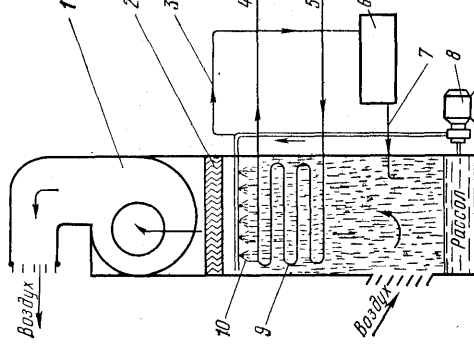


Рис. 11-44. Рассольный оросительный охладитель:
1 — вентилятор; 2 — отделитель; 3 — рассол к конденсатору; 4 — хладагент в конденсаторно-концентраторном агрегате; 5 — хладагент из конденсатора; 6 — ороситель; 7 — насос; 8 — форсунка для непосредственного охлаждения; 10 — форсунка для орошения рассолом

ных аппаратов. В аппарате на рис. 11-43 охлажденный рассол, подаваемый из испарителя, который расположен вне холодильной камеры, разбрызгивается через оросительные форсунки и собирается в поддоне, откуда рециркулируется к испарителю. В аппарате на рис. 11-44 рассол охлаждается в испарителе, смонтированном в рассольном оросительном аппарате.

ЗАДАЧИ

11-1. Испаритель работает при температуре кипения хладагента 3°C . Охлаждаемая жидкость входит в испаритель при 17°C и выходит при 10°C . Вычислить среднюю эффективную разность температур между хладагентом и охлаждаемой жидкостью.

11-2. Охлаждающая вода входит в змеевик при 4°C и выходит при 10°C , а температура охлаждаемого воздуха на входе 27°C и на выходе 15°C . Вычислить среднюю логарифмическую разность температур.

11-3. Низкотемпературная камера с внутренними размерами $7 \text{ м} \times 14 \text{ м} \times 3 \text{ м}$ имеет расчетную нагрузку $11,5 \text{ кВт}$. Температура в камере поддерживается -29°C . При разности температур 6°C подобрать соответствующие плиточные аппараты (по приложению 2) для монтажа на потолке камеры.

11-4. Определить линейную длину чугунной трубы диаметром 50 мм для монтажа на потолке (условия описаны в задаче 11-3), если температура кипения хладагента -34°C .

11-5. Принимая, что работает затопленный испаритель с естественной конвекцией воздуха, определить длину ребристого змеевика испарителя (см. рис. 11-27 и приложение 6) для условий хранения, описанных в задаче 11-3, и при разности температур 5 K .

11-6. Холодильная камера размером $6 \text{ м} \times 10 \text{ м} \times 4 \text{ м}$ применяется для кратковременного хранения свежей говядины, раз-

ность температур составляет 7 K . Подобрать четыре агрегированных воздухоохладителя (приложение 7) для расчетной тепловой нагрузки $8,6 \text{ кВт}$.

11-7. Воздухоохладитель на R502 непосредственного охлаждения с шагом ребер 8 мм работает при $t_0 = -45^{\circ}\text{C}$. Используя приложение 8, определить производительность (в кВт/K) воздухоохладителя в этих условиях.

11-8. Принимая все условия задачи 11-7, а также то, что скорость движения воздуха в лобовом сечении воздухоохладителя снижена с 3 до $2,5 \text{ м/с}$, определить объемный расход воздуха через аппарат и его производительность (в кВт/K).

11-9. Нагрузка на затопленный воздухоохладитель равна 40 кВт . Он работает на аммиаке при разности температур 6 K и температуре кипения хладагента -45°C . Заданная скорость циркуляции воздуха в лобовом сечении составляет 2 м/с . Подобрать аппарат, обеспечивающий указанные параметры, по приложению 8.

11-10. Принимая, что воздухоохладитель непосредственного охлаждения (см. задачу 11-9) работает на R12, определить его площадь поверхности.

11-11. Нагрузка на рассольный бак-охладитель равна $1,9 \text{ кВт}$. Температура рассола должна поддерживаться на уровне -18°C при температуре кипения хладагента -23°C . Принимая, что перемешивания рассола практически нет, вычислить линейную длину чугунной трубы (с номинальным диаметром 25 мм) испарителя.

11-12. Поток воды, имеющий скорость движения $2,2 \text{ л/с}$, охлаждается от 14 до 8°C при кипении R12 с $t_0 = 4^{\circ}\text{C}$. Выбрать соответствующий испаритель в приложении 9 и определить величину снижения давления воды в нем.

11-13. Необходимо охладить воду, протекающую через испаритель со скоростью $3,6 \text{ л/с}$, с 13 до 7°C при кипении R12 с $t_0 = 3^{\circ}\text{C}$. Выбрать соответствующий испаритель в приложении 9, если максимально допустимая длина трубы $2,5 \text{ м}$.

Глава 12

РАБОТА ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

ТИПЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Компрессоры, применяемые в холодильной технике, делят на три основных типа: поршневые, ротацион-

ные, центробежные. Поршневые компрессоры являются наиболее распространенными.

В этой главе рассматривается только работа поршневых компрессоров.

Конструкция поршневых компрессоров, а также конструкция и работа ротационных и центробежных компрессоров рассматриваются в главе 18. Однако многое из того, что приводится в этой главе относительно работы поршневых компрессоров, в особенности их влияния на общий КПД холодильной машины, относится также к работе ротационных и центробежных компрессоров.

ЦИКЛ СЖАТИЯ

До анализа работы компрессора необходимо ознакомиться с рядом процессов, которые составляют цикл сжатия поршневого компрессора. На рис. 12-1 представлено четыре положения поршня в цилиндре компрессора. Во время движения поршня вниз (ход всасывания) пар хладагента низкого давления всасывается в цилиндр из всасывающего трубопровода через всасывающие клапаны.

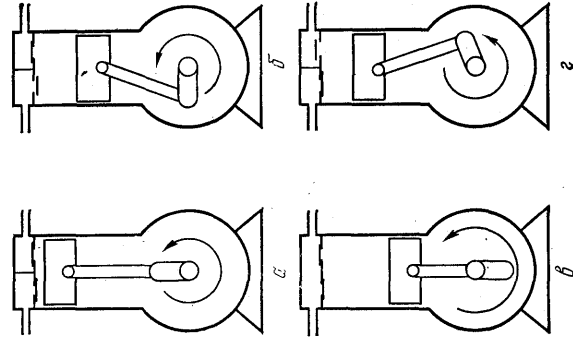


Рис. 12-1. Положение поршня в цилиндре компрессора:

a — поршень в верхней мертвой точке; *б* — всасывающие клапаны открыты; *в* — поршень в нижней мертвой точке; *г* — нагнетательные клапаны открыты

вающие клапаны. При ходе поршня вверх пар низкого давления сначала сжимается, а затем нагнетается в виде пара высокого давления через нагнетательные клапаны в доску компрессора.

Все поршневые компрессоры имеют небольшое свободное пространство между днищем поршня и клапанной доской для предотвращения удара поршня о доску, когда последний находится в конце хода сжатия. Это пространство при нахождении поршня в верхней мертвой точке называется мертвым объемом и является частью объема цилиндра.

Не весь пар высокого давления проходит через нагнетательные клапаны в конце хода сжатия. Некоторое количество пара остается в цилиндре в мертвом пространстве между поршнем и клапанной доской.

Рис. 12-2 и 12-3 способствуют пониманию работы компрессора. На рис. 12-2 приведена диаграмма, в которой давление в цилиндре соотносится с положением коленчатого вала. На рис. 12-3 приведена теоретическая диаграмма объем — давление стандартного цикла сжатия. Точки, обозначенные буквами на обеих диаграммах, соответствуют положениям поршня на рис. 12-1.

В точке *A* поршень находится в конце хода нагнетания, который является

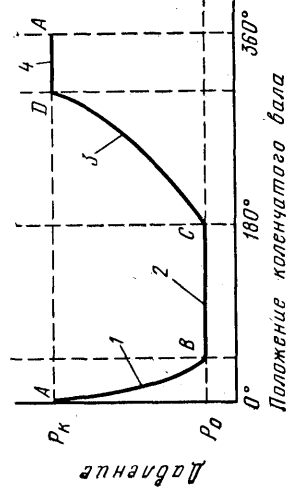


Рис. 12-2. Теоретическая диаграмма цикла сжатия (давление в цилиндре соответствует положениям коленчатого вала):

1 — повторное расширение; *2* — всасывание; *3* — сжатие; *4* — нагнетание

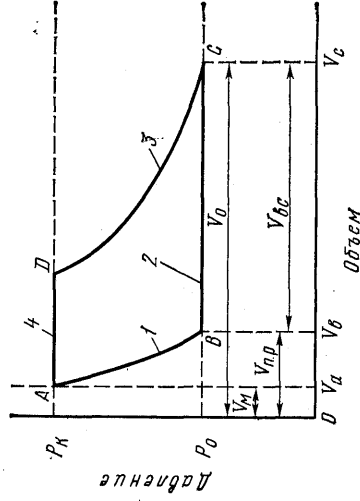


Рис. 12-3. Диаграмма объем — давление типичного цикла сжатия:

1 — повторное расширение; 2 — всасывание; 3 — сжатие; 4 — нагнетание

верхней мертвой точкой. В этом положении поршня всасывающие и нагнетательные клапаны закрыты. Пар высокого давления в мертвом пространстве не действует на всасывающие клапаны и удерживает их в закрытом состоянии. Давление пара в крышке компрессора почти совпадает с давлением пара в мертвом объеме, и поэтому нагнетательные клапаны удерживаются закрытыми под действием собственного веса или легких пружин.

При движении поршня вниз (ход всасывания) пар высокого давления в мертвом пространстве расширяется. Расширение происходит по кривой $A-B$, в результате чего давление в цилиндре понижается с увеличением объема пара между днищем поршня и головкой цилиндра. Когда поршень доходит до точки B , давление расширявшегося пара между днищем поршня и головкой цилиндра станет несколько ниже давления пара во всасывающем трубопроводе, в результате чего всасывающие клапаны открываются под действием более высокого давления во всасывающем трубопроводе, и пар поступает из всасывающего трубопровода в цилиндр. Пар всасывается в цилиндр до тех пор, пока поршень не достигнет нижнего положения своего хода, т. е.

точки C . При ходе поршня от точки B до точки C цилиндр заполняется всасываемым паром, и давление в цилиндре остается постоянным. Всасывающие клапаны закрываются обычно в точке C под действием пружин, после чего начинается ход сжатия.

Давление пара в цилиндре повышается по кривой $C-D$ при движении поршня вверх (ход сжатия). Когда поршень дойдет до точки D , давление пара в цилиндре превысит давление пара в крышке компрессора и нагнетательные клапаны открываются, после чего пар высокого давления нагнетается из цилиндра через нагнетательные клапаны в трубопровод горячего пара. Выталкивание пара через нагнетательные клапаны продолжается при движении поршня от точки D до точки A , а давление в цилиндре остается постоянным. Когда поршень возвращается в точку A , коленчатый вал компрессора завершает один полный оборот, и цикл сжатия заканчивается.

РАБОЧИЙ ОБЪЕМ ЦИЛИНДРА

Рабочий объем цилиндра поршневого компрессора — это общий объем, описываемый поршнем в цилиндре, за определенный промежуток времени, и обычно выражается в литрах в секунду. Рабочий объем цилиндра любого поршневого компрессора простого действия определяется следующим образом:

$$V_p = 0,7854 D^2 S n z / 1000, \quad (12-1)$$

где V_p — рабочий объем цилиндра, л/с; D — диаметр цилиндра, см; S — ход поршня, см; n — частота вращения коленчатого вала, 1/с; z — количество цилиндров.

Объем цилиндра, описанный поршнем за один ход (один оборот коленчатого вала), — это разность между объемом цилиндра, когда поршень находится в нижнем положении, и объемом цилиндра в конце хода нагнетания. Сечение цилиндра равно $0,7854 D^2$, а

объем, описываемый поршнем за один ход, составляет $0,7854 D^2 S$.

Если известна величина объема цилиндра, то общий рабочий объем цилиндра, описываемый поршнем, определяются, умножая объем цилиндра на частоту вращения вала компрессора n . Если в компрессоре более одного цилиндра, то объем цилиндра умножается на количество цилиндров (2). 1 см^3 равен 1 мл, и поэтому деление рабочего объема (в $\text{см}^3/\text{с}$) на $1000 \text{ см}^3/\text{л}$ соответствует рабочему объему в литрах в секунду.

Пример 12-1. Вычислить рабочий объем двухцилиндрового компрессора, работающего при $n = 1500 \text{ об/мин}$ (25 1/с), если диаметр цилиндра 5 см, а ход поршня 5 см.

Решение. При подстановке цифр в уравнение (12-1) находим

$$V_p = 0,7854 \times (5 \text{ см})^2 \times 5 \text{ см} \times 25 \text{ 1/с} \times 2/1000 = 4,91 \text{ л/с}.$$

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ

Холодопроизводительность любого компрессора зависит от рабочих условий, в которых работает машина, и как производительность системы определяется массой циркулирующего хладагента в единицу времени и удельной холодопроизводительностью единицы массы циркулирующего хладагента.

Массовая производительность компрессора равна массе пара, всасываемого им в единицу времени. Если допустить, что компрессор имеет КПД 100% и цилиндр компрессора заполняется полностью паром из всасывающего трубопровода при каждом ходе всасывания поршня, то объем пара, всасываемого в цилиндр компрессора и сжимаемого в единицу времени, точно равен рабочему объему компрессора. Масса, эквивалентная объемной подаче, это масса хладагента, циркулирующего с помощью компрессора в единицу времени, которая равна произведению рабочего объема цилиндра

на плотность всасываемого пара на входе в компрессор. Удельная объем — это обратная величина плотности, и поэтому массовый расход определяется делением рабочего объема цилиндра на удельный объем всасываемого пара, т. е.

$$m = V_p \rho, \quad (12-2)$$

$$m = V_p / v. \quad (12-3)$$

Если массовый расход известен, то теоретическую холодопроизводительность компрессора рассчитывают, умножая массовый расход на удельную холодопроизводительность 1 кг хладагента.

Пример 12-2. Компрессор (см. пример 12-1) работает в установке на хладагенте R12 при температуре кипения $t_0 = -5^\circ\text{C}$. Определить массовый расход хладагента и теоретическую холодопроизводительность компрессора, если компрессор всасывает пар в насыщенном состоянии, а насыщенная жидкость, приближающаяся к регулятору расхода, имеет температуру 40°C .

Решение. В примере 12-1 находим, что рабочий объем цилиндра равен $4,91 \text{ л/с}$. В табл. 16-2 указано, что плотность пара хладагента R12 при $t_0 = -5^\circ\text{C}$ составляет $0,01539 \text{ кг/л}$. По уравнению (12-2) находим $m = 4,91 \text{ л/с} \times 0,01539 \text{ кг/л} = 0,0756 \text{ кг/с}$.

По табл. 16-2 определяем, что энтальпия насыщенного пара при $t_0 = -5^\circ\text{C}$ составляет $349,32 \text{ кДж/кг}$, а энтальпия насыщенной жидкости при $40^\circ\text{C} = 238,53 \text{ кДж/кг}$. Согласно уравнению (7-1) удельная холодопроизводительность 1 кг R12 равна

$$q_0 = 349,32 \text{ кДж/кг} - 238,53 \text{ кДж/кг} = 110,79 \text{ кДж/кг}.$$

По уравнению (6-1) рассчитываем теоретическую холодопроизводительность компрессора

$$Q_0 = 0,0756 \text{ кг/с} \times 110,79 \text{ кДж/кг} = 8,376 \text{ кВт}.$$

ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ

Действительная холодопроизводительность компрессора всегда меньше теоретической, как это было показано в предыдущем примере. В нем принималось, что при каждом ходе всасывания поршня цилиндр компрессора пол-

ностью заполняется паром из всасывающего трубопровода и плотность пара, заполняющего цилиндр, равна плотности пара во всасывающем трубопроводе. Если бы эти допущения были бы правильны, то действительная холодопроизводительность была бы равна теоретической. Этого, к сожалению, нет. Объем всасываемого пара, заполняющего цилиндр при ходе всасывания, всегда меньше рабочего объема цилиндра, описываемого поршнем, из-за сжимаемости пара хладагента и наличия мертвого пространства между поршнем и клапанной доской компрессора.

Ниже будет показано, что плотность пара, заполняющего цилиндр, меньше плотности пара во всасывающем трубопроводе. Поэтому действительный объем пара, всасываемого в цилиндр компрессора, всегда меньше рабочего объема цилиндра, и поэтому действительная холодопроизводительность компрессора всегда меньше теоретической.

КОЭФФИЦИЕНТ ПОДАЧИ КОМПРЕССОРА

Действительный объем пара, всасываемого компрессором через трубопровод в единицу времени характеризует его объемную производительность. Отношение объемной производительности компрессора к рабочему объему цилиндров — это коэффициент подачи компрессора. Таким образом,

$$\lambda = (V_d/V_p) 100, \quad (12-4)$$

где λ — коэффициент подачи компрессора, %; V_d — действительный объем всасываемого пара, сжимаемого в единицу времени, л/с; V_p — рабочий объем цилиндра компрессора, л/с.

Если коэффициент подачи компрессора известен, то объемную производительность и холодопроизводительность определяют следующим образом:

$$V_n = V_p \lambda / 100; \quad (12-5)$$

$$Q_{0n} = Q_{0p} \lambda / 100, \quad (12-6)$$

где Q_{0n} — действительная холодопроизводительность; Q_{0p} — теоретическая холодопроизводительность.

Пример 12-3. Если коэффициент подачи компрессора в примере 12-2 равен 76%, определить действительную объемную производительность и действительную холодопроизводительность.

Р е ш е н и е.

а. В примере 12-1 рабочий объем цилиндра равен 4,91 л/с, а объемная производительность составляет 4,91 л/с $\times$ 0,76 = 3,74 л/с.

б. В примере 12-2 теоретическая холодопроизводительность равна 8,376 кВт, а действительная холодопроизводительность — 6,366 кВт.

Действительную холодопроизводительность компрессора можно определить также, как указано в примере 12-2, если вместо рабочего объема цилиндров подставить объемную производительность компрессора.

Факторы, уменьшающие объем всасываемого пара и влияющие на коэффициент подачи, следующие: «мертвый» объем; дросселирование пара хладагента; нагрев цилиндра; протечка пара в клапанах и поршнях.

Влияние мертвого объема на коэффициент подачи

Объем пара, всасываемого в цилиндр, меньше рабочего объема из-за наличия мертвого объема и сжимаемости пара хладагента. Ранее указывалось, что в конце каждого хода сжатия в мертвом объеме цилиндра всегда остается определенное количество пара после закрытия нагнетательных клапанов. Пар в мертвом объеме сжат до давления нагнетания, и в начале хода всасывания он повторно расширяется до давления всасывания. Поршень проходит часть хода всасывания, и цилиндр частично заполняется повторно расширившимся паром. После того как откроются всасывающие клапаны, пар из всасывающего трубопровода заполняет только ту часть объема цилиндра, которая не была еще заполнена повторно расширившимся паром.

На рис. 12-3 V_c — это общий объем цилиндра, когда поршень находится в конце хода всасывания, V_a — мертвый объем, т. е. объем, занимаемый паром в конце хода сжатия. Разность между V_c и V_a — это описываемый поршнем объем при каждом ходе. При ходе всасывания пар из мертвого объема расширяется от V_a до V_b (до открытия всасывающих клапанов). Поэтому часть цилиндра, заполняемая всасываемым паром, — это разность между V_b и V_c .

Коэффициент подачи компрессора, зависящий только от величины мертвого объема, называется теоретическим коэффициентом подачи. Можно показать математически, что теоретический коэффициент подачи является функцией от величины мертвого объема, давлений всасывания и нагнетания. Причина этого легко объяснима.

Если мертвый объем компрессора увеличивается относительно рабочего объема цилиндра, то увеличивается также и масса пара высокого давления, оставшегося в цилиндре в конце хода сжатия. Во время хода всасывания большая часть общего объема цилиндра заполняется повторно расширившимся паром из мертвого объема, и объем пара, всасываемого за один ход, будет меньше. Мертвый объем компрессора должен быть минимальным для получения максимального коэффициента подачи.

Необходимо отметить, что это не относится к поршневому жидкостному насосу. Жидкость — это несжимаемое вещество. Следовательно, жидкость, остающаяся в мертвом объеме в конце хода нагнетания, имеет такой же удельный объем, как и жидкость на входе. Поэтому жидкость в мертвом объеме во время хода всасывания повторно не расширяется, и объем жидкости, всасываемой при каждом ходе, всегда равен объему, описываемому поршнем, независимо от величины мертвого объема.

Влияние давлений всасывания и нагнетания на коэффициент подачи

Повышение давления нагнетания или понижение давления всасывания оказывает такое же влияние на коэффициент подачи, как и увеличение мертвого объема. Повышение давления нагнетания приводит к увеличению части хода поршня для повторного расширения пара, оставшегося в мертвом объеме, до давления всасывания. Если понизится давление всасывания, то потребуются большее повторное расширение пара из мертвого объема для понижения его давления до того, как откроются всасывающие клапаны.

Однако при постоянном давлении нагнетания величина повторного расширения пара из мертвого объема до открытия всасывающих клапанов уменьшается с повышением давления всасывания. Очевидно, что коэффициент подачи компрессора увеличивается с повышением давления всасывания и уменьшается с повышением давления нагнетания.

Степень сжатия

Отношение абсолютного давления нагнетания к абсолютному давлению всасывания называется степенью сжатия:

$$\varepsilon = p_K / p_0, \quad (12-7)$$

где ε — степень сжатия; p_K — абсолютное давление нагнетания; p_0 — абсолютное давление всасывания.

Пример 12-4. Вычислить степень сжатия хладагента R12 в компрессоре, если температура его кипения -5°C , а температура конденсации 40°C .

Решение. В табл. 16-2 находим, что абсолютное давление насыщенного пара R12 при $t_0 = -5^\circ\text{C}$ составляет 0,261 МПа. Абсолютное давление насыщенного пара R12 при $t_K = 40^\circ\text{C}$ равно 0,961 МПа. Следовательно, $\varepsilon = 0,961/0,261 = 3,68$.

Анализ уравнения (12-7) показывает, что степень сжатия увеличивается

ется при повышении давления нагнетания, или при понижении давления всасывания, или при том и другом.

В предыдущем параграфе указывалось, что коэффициент подачи уменьшается при повышении давления нагнетания или при понижении давления всасывания. Следовательно, если степень сжатия увеличивается из-за изменения давлений всасывания и нагнетания, то коэффициент подачи компрессора уменьшается. Коэффициент подачи компрессора с постоянным мертвым объемом изменится обратно пропорционально степени сжатия.

Дросселирование пара хладагента

Дросселирование — это ограничение поперечного сечения потока, вызывающее понижение давления в результате внутреннего и внешнего трения без потери теплоты или производительности. Для создания потока пара из всасывающего трубопровода через всасывающие клапаны в цилиндр компрессора должен существовать разность давлений в клапанах. Величина ее должна быть достаточной для преодоления натяжения пружины клапанов, массы клапанов и силы инерции. Это означает, что всасываемый пар подвергается умеренному дросселированию, в результате чего понижается его давление при течении через всасывающие клапаны и проходы в компрессоре. Поэтому давление всасываемого пара, заполняющего цилиндр компрессора, всегда ниже давления пара во всасывающем трубопроводе. Вследствие дросселирования объем пара, всасываемого из трубопровода в цилиндр при каждом ходе поршня, меньше, чем если бы этот пар имел такое же давление, как и во всасывающем трубопроводе.

Разность давлений требуется также и для открывания нагнетательных клапанов. Пар сжимается в цилиндре до

давления несколько выше давления конденсации. Пар, остающийся в мертвом объеме в конце хода нагнетания, имеет при этом более высокое давление. В результате этого большая часть объема цилиндра заполняется повторно расширившимся паром из мертвого объема во время хода всасывания, и количество пара, поступающего из всасывающего трубопровода, уменьшается.

В отличие от других факторов, определяющих коэффициент подачи, степень сжатия не оказывает непосредственного влияния на дросселирование. Вообще, дросселирование — это функция скорости движения пара хладагента через клапаны и проходы компрессора. При повышении скорости движения пара влияние дросселирования возрастает.

Скорость движения хладагента через клапаны компрессора зависит от конструкции клапанов, применяемого хладагента и частоты вращения вала компрессора. С повышением частоты вращения вала компрессора объем, описываемый поршнем в единицу времени, увеличивается. Следовательно, скорость движения пара через клапаны и влияние дросселирования увеличиваются с повышением частоты вращения вала компрессора.

Влияние нагрева пара хладагента в цилиндре на коэффициент подачи

При нагревании всасываемого пара в цилиндре компрессора коэффициент подачи также уменьшается. Пар, всасываемый в цилиндр компрессора, нагревается от горячих стенок цилиндра за счет теплоты трения, а также вследствие того, что пар хладагента не является идеальным газом. Нагрев вызывает расширение пара в цилиндре, и всасывается меньшее количество пара.

Нагрев цилиндра увеличивается при большей степени сжатия. При высоких степенях работа сжатия больше, а температура нагнетания выше. Это вызы-

вает повышение температуры стенок цилиндра и других частей компрессора, в результате чего всасываемому пару передается больше теплоты.

Влияние перетечки пара хладагента в поршнях и клапанах на производительность компрессора

Любая обратная перетечка пара через всасывающие или нагнетательные клапаны или через зазоры между цилиндром и поршнем обуславливает снижение объема перекачиваемого компрессором пара. У компрессора, прошедшего через прецизионные операции изготовления, имеются незначительные протечки пара через зазоры между цилиндром и поршнем. Однако сконструировать клапаны, которые бы мгновенно закрывались, невозможно. Поэтому всегда имеется определенная обратная перетечка пара через всасывающие и нагнетательные клапаны.

При понижении давления в цилиндре в начале хода всасывания небольшое количество пара высокого давления, имеющегося в головке блока цилиндра, перетекает обратно в цилиндр до полного закрытия нагнетательных клапанов. В начале хода сжатия некоторая часть пара из цилиндра перетекает через всасывающие клапаны назад во всасывающий трубопровод до закрытия всасывающих клапанов.

Для обеспечения быстрого закрытия всасывающих и нагнетательных клапанов обычно изготовлены из легких материалов и снабжены пружинами с небольшим натяжением. Однако величина натяжения пружины имеет существенное значение, так как она влияет на дроссельные потери.

В любом компрессоре величина обратного перетечки через клапаны — это функция степени сжатия и частоты вращения вала компрессора. Чем выше

степень сжатия, тем больше перетечка через клапаны. Влияние частоты вращения вала компрессора на перетечку через клапаны рассматривается ниже.

Определение коэффициента подачи

Объединенное влияние всех рассмотренных выше факторов на коэффициент подачи компрессора зависит от конструкции компрессора и применяемого хладагента. Кроме того, коэффициент подачи не является постоянной величиной и изменяется в зависимости от условий работы машины. Поэтому трудно точно рассчитать коэффициент подачи компрессора. Его можно определить только в результате испытаний компрессора в лаборатории. В результате таких испытаний выявлено, что коэффициент подачи любого компрессора постоянен для каждой величины степени сжатия. Компрессоры с одинаковыми конструктивными характеристиками имеют примерно равные коэффициенты подачи.

Соотношение между степенью сжатия и коэффициентом подачи типового фреонового компрессора показано на рис. 12-4. Значения даны для компрессоров производительностью от 3,7 до 18,7 кВт. Компрессоры с меньшей производительностью имеют более низкие коэффициенты подачи, а компрессоры большой производительности — более высокие. Коэффициенты подачи аммиачных ком-

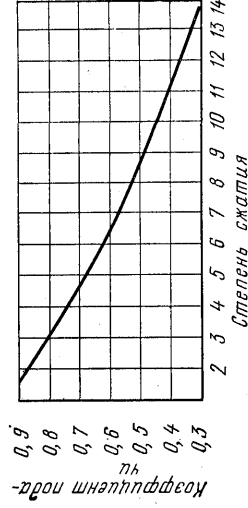


Рис. 12-4. Влияние степени сжатия на коэффициент подачи фреонового компрессора

рессоров обычно на 5—10% больше, чем коэффициенты подачи фреоновых компрессоров.

ИЗМЕНЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОМПРЕССОРА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ КИПЕНИЯ ХЛАДАГЕНТА

Производительность компрессора и КПД цикла в значительной степени зависят от условий, в которых работает система. Самый главный фактор, влияющий на производительность компрессора, — это температура кипения хладагента в испарителе. Большие колебания производительности компрессора вследствие изменения температуры кипения хладагента являются результатом разной плотности пара на входе в компрессор. Чем выше температура кипения жидкости в испарителе, тем больше давление и плотность всасываемого пара.

При высокой температуре кипения компрессором сжимается большая масса пара хладагента. Это означает, что объемная производительность компрессора увеличивается при повышении температуры кипения.

Влияние температуры кипения на производительность компрессора иллюстрируется наилучшим образом на следующем примере.

Пример 12-5. Компрессор работает при температурах кипения R12 —25°C и 5°C. Его КПД равен 100%. Температура жидкости на входе в регулятор расхода равна 40°C. Определить массу циркулирующего хладагента и теоретическую холодопроизводительность компрессора, размеры которого приведены в примере 12-1.

Решение.

а. В табл. 16-2 находим, что плотность насыщенного пара R12 при —25°C равна 0,00762 кг/л. В примере 12-1 дано, что рабочий объем цилиндра 4,91 л/с. Массовый расход потока хладагента при температуре кипения —25°C равен $4,91 \times 0,00762 = 0,0374$ кг/с.

По табл. 16-2 определяем, что энтальпия насыщенного пара R12 при $t_0 = -25^\circ\text{C}$ рав-

на 340,42 кДж/кг, а энтальпия жидкого R12 при $t_k = 40^\circ\text{C}$ — 238,53 кДж/кг. Удельная холодопроизводительность компрессора равна 101,89 кДж/кг. Теоретическая холодопроизводительность компрессора при температуре кипения —25°C

$$Q_{0\text{т}} = 0,0374 \text{ кг/с} \times 101,89 \text{ кДж/кг} = 3,81 \text{ кВт.}$$

б. В табл. 16-2 находим, что плотность насыщенного пара R12 при $t_0 = 5^\circ\text{C}$ равна 0,02106 кг/л. В примере 12-1 дано, что рабочий объем цилиндра 4,91 л/с. Массовый расход хладагента при температуре кипения $t_0 = 5^\circ\text{C}$ равен $4,91 \times 0,02106 = 0,1034$ кг/с.

Согласно данным, приведенным в табл. 16-2, энтальпия насыщенного пара R12 при $t_0 = 5^\circ\text{C}$ составляет 353,6 кДж/кг, энтальпия жидкого R12 при $t_k = 40^\circ\text{C}$ равна 238,53 кДж/кг. Удельная холодопроизводительность равна 115,07 кДж/кг. Теоретическая холодопроизводительность компрессора при температуре кипения $t_0 = 5^\circ\text{C}$ составляет $0,1034 \text{ кг/с} \times 115,07 \text{ кДж/кг} = 11,9 \text{ кВт.}$

Анализируя результаты расчетов в примере 12-5, можно сделать следующие интересные выводы.

1. При одном и том же рабочем объеме цилиндра компрессора массовый расход хладагента увеличивается от 0,0374 до 0,1034 кг/с при повышении рабочей температуры кипения от —25°C до 5°C. Увеличение расхода является результатом большей плотности пара на входе компрессора. В данном случае увеличение составляет $[(0,1034 - 0,0374) : 0,0374]100 = 176\%$.

2. Теоретическая холодопроизводительность компрессора при температуре кипения —25°C равна 3,81 кВт, а при $t_0 = 5^\circ\text{C}$ она увеличивается до 11,9 кВт. Рост холодопроизводительности составит $[(11,9 - 3,81)/3,81]100 = 212\%$.

Увеличение плотности всасываемого пара при более высокой температуре всасывания является основной причиной повышения производительности компрессора. Однако она не единственная. Выше указывалось, что увеличение массового расхода хладагента равно только 176%, а общая производительность компрессора возрастает на 212%. Дополнительное повышение производи-

тельности на 36% обусловлено увеличением удельной холодопроизводительности на единицу массы циркулирующего хладагента. Действительный рост удельной холодопроизводительности на единицу массы хладагента равен только 12,9%, но если это увеличение отнести к более значительному расходу потока при более высокой температуре кипения, то общее увеличение производительности составит 36% вследствие более высокой удельной холодопроизводительности.

Действительное изменение производительности компрессора при изменении температуры кипения проявляется более четко, чем в теоретических расчетах. Причина заключается в том, что степень сжатия не постоянна при изменении температуры кипения. Если температура кипения повышается при постоянной температуре конденсации, то степень сжатия уменьшается, а коэффициент подачи компрессора возрастает. Следовательно, при более высокой температуре кипения не только увеличивается масса перекачиваемого хладагента на единицу объема, но увеличивается также объем пара, перекачиваемого компрессором, вследствие большего коэффициента подачи.

Пример 12-6. Температура конденсации равна 40°C. Определить действительную холодопроизводительность компрессора в процессе работы при каждой указанной в примере 12-5 температуре кипения.

Решение.

а. По табл. 16-2 определим, что абсолютное давление, соответствующее температуре насыщения 40°C, равно 0,961 МПа. Абсолютное давление, отвечающее температуре насыщения -25°C, составляет 0,124 МПа. Степень сжатия $\varepsilon = 0,961/0,124 = 7,75$.

На рис. 12-4 находим, что коэффициент подачи $\lambda = 54\%$. В примере 12-5 указано, что теоретическая холодопроизводительность при температуре кипения -25°C равна 3,81 кВт. Действительная холодопроизводительность при температуре кипения -25°C

$$Q_{0д} = 3,81 \text{ кВт} \times 0,54 = 2,06 \text{ кВт}.$$

б. По табл. 16-2 определяем абсолютное давление, соответствующее температуре на-

сыщения 40°C. Оно составляет 0,961 МПа. Абсолютное давление, соответствующее температуре насыщения 50°C, равно 0,363 МПа. Степень сжатия $\varepsilon = 0,961/0,363 = 2,65$.

На рис. 12-4 находим, что коэффициент подачи $\lambda = 83\%$. В примере 12-5 дано, что теоретическая холодопроизводительность при температуре всасывания 5°C равна 11,9 кВт. Действительная холодопроизводительность при температуре всасывания 5°C составляет 9,88 кВт.

Теоретическое увеличение производительности компрессора равно только 212%, а действительное увеличение холодопроизводительности $[9,88 - 2,06]/2,06 = 380\%$.

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ КОНДЕНСАЦИИ НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОМПРЕССОРА

Холодопроизводительность компрессора уменьшается при повышении температуры конденсации. Влияние температуры конденсации на КПД и производительность компрессора четко проявляется при сравнении результатов расчетов в примерах 12-5 и 12-6 с расчетом в следующем примере.

Пример 12-7. Определить теоретическую и действительную холодопроизводительность компрессора, размеры которого приведены в примере 12-1, при каждой из двух температур кипения, указанных в примерах 12-5 и 12-6 и температуре конденсации 50°C.

Решение.

а. Температура кипения $t_0 = -25^\circ\text{C}$. В примере 12-1 дано, что рабочий объем цилиндра равен 4,91 л/с. По табл. 16-2 найдем плотность насыщенного пара R12 при $t_0 = -25^\circ\text{C}$ $\rho = 0,00762 \text{ кг/л}$. Теоретический массовый расход $m = 4,91 \times 0,00762 = 0,0374 \text{ кг/с}$. Удельная холодопроизводительность при температуре кипения -25°C и температуре конденсации 50°C $q_0 = 91,54 \text{ кДж/кг}$. Теоретическая холодопроизводительность компрессора

$$Q_{0т} = 0,0374 \text{ кг/с} \times 91,54 \text{ кДж/кг} = 3,42 \text{ кВт}.$$

Согласно табл. 16-2 абсолютное давление всасывания при $t_0 = -25^\circ\text{C}$ равно 0,124 МПа. Абсолютное давление нагнетания при $t_k = 50^\circ\text{C}$ составляет 1,219 МПа. Степень сжатия $\varepsilon = 12,19/0,124 = 9,83$. На рис. 12-4 находим, что коэффициент подачи $\lambda = 45\%$. Действительная холодопроизводительность

$$Q_{0\pi} = 3,42 \text{ кВт} \times 0,45 = 1,54 \text{ кВт.}$$

6. Температура кипения $t_0 = 5^\circ\text{C}$. В примере 12-1 дано, что рабочий объем цилиндра 4,91 л/с. По табл. 16-2 определяем, что плотность насыщенного пара R12 при 5°C $\rho = 0,02106 \text{ кг/с}$. Теоретический массовый расход $m = 4,91 \text{ л/с} \times 0,02106 \text{ кг/л} = 0,1034 \text{ кг/с}$. Удельная холодопроизводительность при температуре кипения $t_0 = 5^\circ\text{C}$ и температуре конденсации $t_k = 50^\circ\text{C}$ $q = 104,72 \text{ кДж/кг}$. Теоретическая холодопроизводительность компрессора

$$Q_{0\pi} = 0,1034 \text{ кг/с} \times 104,72 \text{ кДж/кг} = 10,8 \text{ кВт.}$$

Согласно табл. 16-2 абсолютное давление всасывания равно 0,363 МПа, а абсолютное давление нагнетания — 1,219 МПа. Степень сжатия $\varepsilon = 12,19/3,63 = 3,36$. На рис. 12-4 находим, что коэффициент подачи $\lambda = 77\%$. Действительная холодопроизводительность

$$Q_{0\pi} = 10,8 \text{ кВт} \times 0,77 = 8,32 \text{ кВт.}$$

Анализируя цикл при $t_0 = -25^\circ\text{C}$, обратим внимание на то, что при повышении температуры конденсации от 40 до 50°C теоретическая холодопроизводительность компрессора снижается с 3,81 до 3,42 кВт, а действительная холодопроизводительность — с 2,06 до 1,54 кВт.

Допуская, что компрессор с КПД 100% перемещает теоретический объем пара, равный рабочему объему цилиндра, а плотность пара на выходе в компрессор при любой температуре кипения всегда одна и та же, независимо от температуры конденсации, теоретическая масса хладагента, перемещаемого компрессором, одинакова при всех температурах конденсации, и поэтому теоретическая холодопроизводительность компрессора при любой температуре конденсации зависит только от удельной холодопроизводительности единицы массы циркулирующего хладагента. Следовательно, разные величины теоретического холодопроизводительности компрессора при указанных двух температурах конденсации обусловлены неодинаковой удельной холодопроизводительностью (на единицу массы).

Снижение действительной произво-

дительности компрессора может быть следствием снижения удельной холодопроизводительности на единицу массы и уменьшения коэффициента подачи компрессора.

При повышении температуры конденсации при постоянной температуре кипения степень сжатия увеличивается, а коэффициент подачи компрессора снижается, в результате чего действительный объем перемещаемого компрессором пара в единицу времени уменьшается. Действительная масса циркулирующего хладагента в единицу времени снижается из-за уменьшения рабочего объема цилиндра, несмотря на то что плотность пара на входе в компрессор постоянна при любой температуре конденсации.

При повышении температуры конденсации увеличивается изохнтропическая температура нагнетания. В данном случае интересно отметить (см. рис. 7-7), что изохнтропическая температура нагнетания повышается несколько больше, чем температура конденсации. Если повысить температуру конденсации равно только 10°C ($50^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C}$), повышение температуры нагнетания составит $10,9^\circ\text{C}$ ($58,9^\circ\text{C} - 47,96^\circ\text{C}$). Это объясняется большей работой сжатия при более высокой степени сжатия. Если бы температура конденсации возросла без изменения степени сжатия (посредством пропорционального повышения температуры кипения), то увеличение температуры нагнетания было бы приблизительно равно величине повышения температуры конденсации.

Высокие температуры нагнетания нежелательны, и по возможности их необходимо избегать. Чем выше температура нагнетания, тем больше средняя температура стенок цилиндра, и тем выше перегрев всасываемого пара в цилиндре компрессора. Кроме отрицательного влияния на КПД компрессора высокая температура нагнетания способствует интенсивному образованию кислот в системе, вызывает образование пара при сторании масла в головке

компрессора и является причиной других отрицательных явлений.

Уменьшение КПД и производительности компрессора вследствие повышения температуры конденсации более значительно при низкой температуре кипения, чем при высокой.

Если в рабочем цикле температура кипения составляет 5°C , то при повышении температуры конденсации от 40°C до 50°C теоретическая производительность компрессора уменьшается от 1,9 до 10,8 кВт, а действительная производительность компрессора снижается от 9,88 до 8,32 кВт. Уменьшение теоретической производительности равно $[(11,9 - 10,8) / 11,9]100 = 9\%$. Уменьшение действительной производительности компрессора составляет $[(9,88 - 8,32) / 9,88]100 = 16\%$. В рабочем цикле при $t_0 = -25^{\circ}\text{C}$ теоретическая производительность компрессора уменьшается на следующую величину: $[(3,81 - 3,42) / 3,81]100 = 10\%$. Уменьшение действительной производительности компрессора равно $[(2,06 - 1,54) / 2,06] \times 100 = 100\%$.

Обратите внимание, что снижение теоретической производительности из-за повышения температуры конденсации приблизительно одинаково при обеих температурах кипения, а снижение действительной производительности компрессора намного больше при низкой температуре кипения. Уменьшение коэффициента подачи является в значительной степени причиной заметного снижения действительной производительности компрессора при более высокой температуре конденсации. Это является результатом большего влияния изменения температуры конденсации на производительность компрессора при низкой температуре кипения.

МОЩНОСТЬ ДЛЯ ПРИВОДА КОМПРЕССОРА

Теоретическую мощность, требуемую для привода компрессора, рассчитыва-

ют, умножая действительную холодопроизводительность компрессора в (кВт) на теоретическую мощность, расходуемую на единицу холодопроизводительности при данных рабочих условиях.

Пример 12-8. Определить теоретическую мощность, требуемую для привода компрессора, указанного в примере 12-3.

Решение. В примере 12-3 дано, что действительная холодопроизводительность компрессора равна 6,366 кВт. В табл. 7-2 находим требуемую теоретическую мощность. Она составляет 0,2841 кВт на 1 кВт холодопроизводительности. Теоретическая мощность, необходимая для привода компрессора, $N_t = 6,366 \text{ кВт} \times 0,2841 \text{ кВт/кВт} = 1,827 \text{ кВт}$.

Обратите внимание, что при определении теоретической мощности в расчетах следует использовать значения действительной холодопроизводительности компрессора, а не теоретической.

Теоретическая мощность, рассчитанная в предыдущем примере, является мощностью привода компрессора с КПД 100%, работающего в идеальном цикле сжатия. Она соответствует величине общей мощности, которая должна быть подведена к валу компрессора. На практике имеются определенные потери мощности из-за механического трения в компрессоре и отклонения действительного цикла сжатия от идеального. Естественно, что на вал компрессора необходимо подавать дополнительную мощность для восполнения этих потерь. Поэтому действительная мощность, потребляемая компрессором, всегда выше, чем теоретическая.

Изменение мощности, потребляемой компрессором, в зависимости от температуры кипения

Потребляемая мощность (на единицу холодопроизводительности) уменьшается при повышении температуры кипения, однако общая мощность, расходуемая любым компрессором, может увеличиваться или умень-

шаться в зависимости от количества работы, совершенной им.

Общее количество работы, совершаемой компрессором в единицу времени, и, следовательно, мощность, требуемая для привода компрессора, являются функцией только двух факторов: теплоты сжатия на единицу массы сжимаемого пара и массы пара, сжимаемого в единицу времени.

Количество работы, совершаемой при сжатии пара от давления всасывания до давления нагнетания, зависит от степени сжатия. Чем больше степень сжатия, тем значительнее теплота сжатия. Поэтому если температура кипения повышается при постоянной температуре конденсации, то степень сжатия и теплота сжатия на единицу массы уменьшаются. Однако масса сжимаемого компрессором пара в единицу времени одновременно увеличивается из-за большей плотности всасываемого пара. С повышением температуры кипения обычно увеличивается потребляемая компрессором мощность.

Пример 12-9. Вычислить, теоретическую мощность, потребляемую компрессором (см. пример 12-6), при каждой указанной температуре кипения хладагента.

Решение.

а. В примере 12-6 дано, что действительная холодопроизводительность при температуре кипения -25°C равна 2,06 кВт. На рис. 7-7 находим удельную теоретическую мощность при температуре кипения -25°C и температуре конденсации 40°C . Она составляет 0,35706 кВт/кВт. Теоретическая мощность, потребляемая компрессором при температуре кипения -25°C , $N_t = 2,06 \text{ кВт} \times \times 0,35706 \text{ кВт/кВт} = 0,736 \text{ кВт}$.

б. Действительная холодопроизводительность при температуре кипения 5°C равна 9,88 кВт (см. пример 12-6). На рис. 7-7 определяем, что удельная теоретическая мощность при температуре кипения 5°C и температуре конденсации 40°C составляет, 0,14973 кВт/кВт. Теоретическая мощность, потребляемая компрессором при температуре кипения 5°C , $N_t = 9,88 \text{ кВт} \times \times 0,14973 \text{ кВт/кВт} = 1,479 \text{ кВт}$.

Мощность на 1 кВт холодопроизводительности уменьшается на 58% при повышении температуры кипения от -25°C до 5°C вследствие увеличения холодопроизво-

дительности компрессора, однако мощность, потребляемая компрессором, увеличивается от 0,736 до 1,479 кВт. Увеличение потребляемой мощности равно $[(1,479 - - 0,736)/0,736] 100 = 101\%$.

Увеличение потребляемой компрессором мощности с повышением температуры всасывания относительно невелико по сравнению с увеличением производительности компрессора. В данном случае при повышении температуры кипения на 30°C производительность компрессора увеличивается на 380%, а мощность только на 101%. Среднее увеличение производительности компрессора на один градус повышения температуры кипения составляет $380\% : 30^{\circ}\text{C} = 12,7\%$, а увеличение мощности равно только 3,4% на один градус повышения температуры.

Соотношение между производительностью компрессора и потребляемой компрессором мощностью при различных температурах кипения показано на рис. 12-5. Кривые построены для типового компрессора на R12 при постоянной температуре конденсации 40°C .

Кривая на рис. 12-5 показывает, что мощность, потребляемая компрессором, который работает на хладагенте R12, увеличивается с повышением температуры кипения до определенной величины (точки). Если по достижении этой точки температура кипения продолжит повышаться, то мощность, потребляемая компрессором, уменьшется. Это не относится, однако, к аммиачным

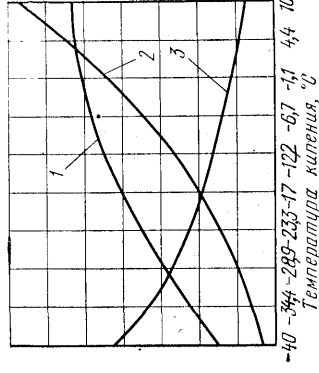


Рис. 12-5. Кривые зависимости холодопроизводительности и мощности поршневых компрессоров от температуры кипения хладагента:

1 — потребляемая мощность; 2 — холодопроизводительность; 3 — холодильный коэффициент

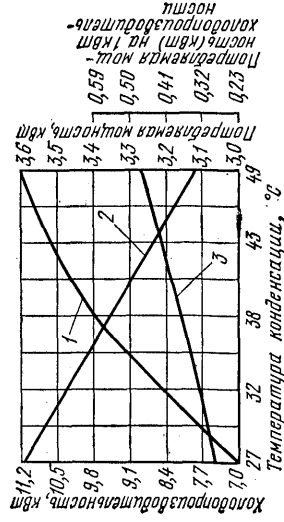


Рис. 12-6. Кривые зависимости холодопроизводительности и потребляемой мощности поршневых компрессоров от температуры конденсации хладагента:

1 — потребляемая мощность; 2 — холодопроизводительность; 3 — потребляемая мощность на 1 кВт холодопроизводительности

компрессорам, в которых мощность не достигает максимальной величины, а продолжает расти при повышении температуры кипения.

Температура кипения, при которой мощность, потребляемая компрессором, работающим на R12, достигает максимальной величины, зависит от температуры конденсации и увеличивается с ее повышением.

Влияние температуры конденсации на мощность, потребляемому компрессором

Кривые на рис. 12-6 показывают соотношение между потребляемой мощностью (на единицу холодопроизводительности), действительной холодопроизводительностью компрессора и мощностью, потребляемой компрессором при различных температурах конденсации и постоянной температуре кипения. Несмотря на то что удельная теоретическая холодопроизводительность (на 1 кВт мощности) увеличивается при повышении температуры конденсации, теоретическая мощность, потребляемая любым компрессором, не увеличивается в той же пропорции.

Действительная потребляемая мощность

Суммарная мощность, которая должна быть подведена к валу компрессора, называется мощностью на валу. Ее определяют, исходя из теоретической мощности, посредством ввода коэффициента, называемого общим КПД компрессора. Общий КПД — это отношение теоретической мощности к мощности на валу (в %). Данное отношение можно выразить в виде следующего уравнения:

$$\eta_k = N_{\text{т}}/N_{\text{д}}, \quad (12-8)$$

$$N_{\text{д}} = N_{\text{т}}/\eta_k, \quad (12-9)$$

где η_k — общий КПД; $N_{\text{т}}$ — теоретическая мощность, кВт; $N_{\text{д}}$ — мощность на валу, кВт.

Пример 12-10. Определить мощность на валу компрессора (см. пример 12-8), если общий КПД компрессора $\eta_k = 0,8$.

Решение. Из примера 12-8 следует, что $N_{\text{т}} = 1,327$ кВт.

Применяя уравнение (12-9), рассчитываем $N_{\text{д}} = N_{\text{т}}/\eta_k = 1,327 / 0,8 = 1,659$ кВт.

Общий КПД иногда делят на два составляющих: индикаторный КПД компрессора и механический КПД. В этом случае

$$\eta_k = \eta_i \eta_m, \quad (12-10)$$

где η_i — индикаторный КПД; η_m — механический КПД, и поэтому

$$N_{\text{д}} = N_{\text{т}}/(\eta_i \eta_m). \quad (12-11)$$

Индикаторный КПД компрессора характеризует величину потерь в результате отклонения действительного цикла сжатия от идеального, а механический КПД отражает потери вследствие наличия механического трения в компрессоре. Отклонения действительного цикла сжатия от идеального обусловлены дросселированием, теплообменом между паром и стенками цилиндра, трением пара в цилиндре из-за его турбулентности, а также тем, что пар хладагента не является идеальным га-

зом. Обратите внимание на то, что факторы, от которых зависит индикаторный КПД компрессора, те же, что и влияющие на коэффициент подачи. Следовательно, коэффициент подачи индикаторный КПД примерно одинаковы для любого компрессора и изменяются пропорционально изменению степени сжатия. Поэтому мощность на валу компрессора (на единицу холодопроизводительности) вычислял с достаточной точностью, разделив теоретическую мощность на холодопроизводительность и коэффициент подачи компрессора. Полученный результат увеличивают примерно на 10% для учета потерь мощности из-за механического трения в компрессоре:

$$N_d = m(i_d - i_c) 1,1/\eta_k. \quad (12-12)$$

Трудно рассчитать соотношение между различными факторами, влияющими на индикаторный КПД, в связи с чем его точно определяют только в результате испытания компрессора.

Индикаторная мощность

Индикаторный КПД иногда определяют с помощью индикаторной диаграммы. Индикаторная диаграмма — это p , V -диаграмма (объем — давление) цикла сжатия компрессора, которую строят по результатам испытаний компрессора.

На рис. 12-7 показана теоретическая индикаторная диаграмма идеального цикла сжатия. Ранее указывалось, что зона под линией процесса на диаграмме объем — давление характеризует совершаемую работу. Обратите внимание, что $dDCd$ (рис. 12-7) обозначает работу, совершенную поршнем при сжатии пара в изотропическом процессе CD , а зона $aADda$ соответствует работе поршня при вытеснении пара из цилиндра (давление постоянное) в процессе DA . Зона $aABa$ характеризует работу, совершаемую паром при изотропическом повторном расширении (из мертвого

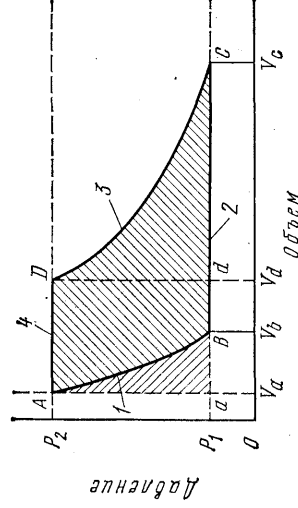


Рис. 12-7. Теоретическая индикаторная диаграмма идеального цикла сжатия:

1 — повторное расширение; 2 — всасывание; 3 — сжатие; 4 — нагнетание

объема) в процессе AB . Работа в процессе AB — это работа, выполненная хладагентом. Суммарная работа в цикле сжатия — это работа в процессах CD и DA , причем она больше работы в процессе AB . На диаграмме суммарная работа в цикле сжатия выражается зоной $BADCb$.

Работа в цикле сжатия, определяемая по индикаторной диаграмме, называется индикаторной работой, а мощность, вычисленная на основе индикаторной работы, — индикаторной мощностью.

На рис. 12-7 приведена индикаторная диаграмма идеального цикла сжатия, и поэтому индикаторная мощность, вычисленная на основе индикаторной работы, равна, конечно, теоретической мощности. Однако индикаторная диаграмма действительно воспроизводит различные процессы, из которых состоит цикл сжатия.

Не следует путать индикаторную мощность с мощностью на валу. Индикаторная мощность включает мощность, требуемую для сбалансирования потерь в результате отклонения действительного цикла сжатия от идеального, однако не учитывает мощность, необходимую для восполнения потерь вследствие механического трения в компрессоре. Другими словами, индикаторная мощность учитывает индикаторный КПД, но не учи-

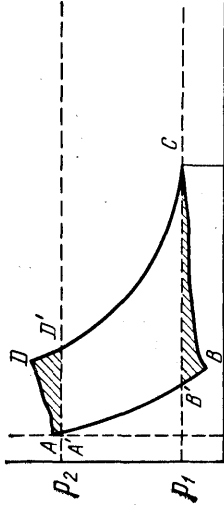


Рис. 12-8. Индикаторная диаграмма действительного цикла сжатия

тывает механический КПД. Следовательно, мощность на валу отличается от индикаторной мощности тем, что включает мощность, требуемую для преодоления механического трения в компрессоре, а индикаторная мощность не учитывает ее. Мощность, необходимую для преодоления механического трения в компрессоре, иногда называют мощностью трения ($N_{тр}$), и потому

$$N_{д} = N_i + N_{тр} \quad (12-13)$$

Отношение индикаторной мощности к теоретической можно выразить следующим образом:

$$N_i = N_T / \eta_i \quad (12-14)$$

На рис. 12-8 показана смоделированная индикаторная диаграмма действительного цикла сжатия. Зона $ABCD$, заключенная в диаграмме цикла, является мерой работы, совершенной за цикл. Идеальный цикл $A'B'CD'A'$ приведен для сравнения. Давления p_1 и p_2 соответствуют давлению пара на входе и выходе из компрессора. Зоны над кривой p_2 и ниже кривой p_1 обозначают увеличение работы цикла из-за дросселирования. Обратите внимание, что в конце ходов всасывания и нагнетания (точки C и A) скорость движения поршня уменьшается до нуля, а давление пара стремится вернуться к p_1 и p_2 .

Изотермическое и изотропное сжатие

На рис. 12-9 показаны изотермический и изотропный процессы сжатия

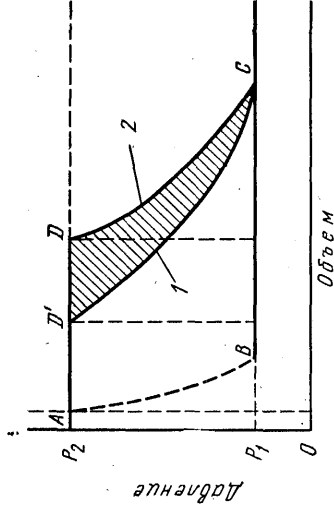


Рис. 12-9. Изотермическое и изотропное сжатие:

1 — изотермическое; 2 — изотропное

в компрессоре. При изотермическом процессе сжатия работа нетто цикла сжатия уменьшается несмотря на то, что работа в процессе сжатия больше при изотермическом сжатии, чем при изотропном. Заштрихованная зона на рис. 12-9 показывает уменьшение работы в цикле, которая совершается при изотермическом сжатии.

Изотермическое сжатие не используется в холодильном компрессоре, так как при этом нагнеталась бы насыщенная жидкость. Кроме того, если бы имела охлаждающая среда с такой низкой температурой, чтобы охладить в достаточной степени компрессор для изотермического сжатия, то она использовалась бы непосредственно в качестве хладагента и не было бы необходимости в холодильном цикле.

Теплота, отдаваемая цилиндром компрессора какой-либо внешней охлаждающей среде, — это теплота, отдаваемая паром в процессе сжатия. Если при изотропном процессе при сжатии пар охлаждается, то процесс становится изотермическим. Чем больше величина охлаждения, тем значительнее отклонение к изотермическому процессу.

Если бы температура окружающей среды была равна температуре цилиндра компрессора, то теплопередача от цилиндра к воздуху не происходила бы. Теплота, отдаваемая при сжатии

пара цилиндру, поглощалась бы паром при ходе всасывания, а процесс сжатия был бы адиабатным. Однако почти всегда имеется некоторая передача теплоты от компрессора окружающей среде, и сжатие обычно происходит политропно, а не изотропно. В компрессоре с воздушным охлаждением теплопередача воздушному незначительна, и поэтому величина показателя политропного сжатия n очень близка к показателю изотропного сжатия k . Следовательно, допущение об изотропном сжатии в идеальном цикле не является ошибочным для компрессора с воздушным охлаждением.

В компрессоре с водяной рубашкой цилиндра уменьшается нагрев цилиндра и пар нагревается при более низкой температуре, что обуславливает уменьшение количества работы, совершенной в цикле сжатия. Однако этого обычно недостаточно, и водяную рубашку в большинстве компрессоров, в особенности работающих на хладагенте R12, не применяют. В большинстве случаев водяную рубашку используют в компрессорах, сконструированных для работы на хладагентах с очень высокими температурами нагнетания, например на аммиаке. Даже в этом случае водяная рубашка предназначена не столько для повышения КПД компрессора, как для снижения образования нагара (при сгорании масла) и кислот, причем эти процессы резко ускоряются при повышении температуры нагнетания.

Влажный ход компрессора имеет место, когда небольшие капли неиспарившейся жидкости уносятся всасываемым паром в компрессор. Теоретические расчеты показывают, что влажный ход создает желательное увеличение индикаторного КПД компрессора и уменьшает работу сжатия. Это имело бы место в том случае, если бы небольшие частицы жидкости испарялись при сжатии пара. Однако практически этого не происходит. Теплопередача — это функция времени, и, так как сжатие

пара в современном высокооборотном компрессоре происходит очень быстро, нет достаточно времени для полного испарения жидкости в ходе сжатия. Следовательно, часть капель жидкости остается в паре (в мертвом объеме) и кипит в начале хода всасывания, что снижает коэффициент подачи компрессора.

Подобный результат получают в том случае, когда при избыточном охлаждении цилиндра температура пара в мертвом объеме становится ниже температуры насыщения, соответствующей давлению нагнетания. Часть пара конденсируется, и частицы жидкости кипят в начале хода всасывания.

Влияние мертвого объема на потребляемую мощность

С теоретической точки зрения мертвый объем компрессора не влияет на потребляемую мощность. При сжатии пара, оставшегося в мертвом объеме, поршень совершает определенную работу. На повторное расширение пара в начале хода всасывания должна быть затрачена такая же по величине работа. Однако пар хладагента не является идеальным газом, и поэтому имеется некоторая потеря энергии, обусловленная турбулентностью и внутренним трением. Следовательно, работа, возвращаемая поршню при повторном расширении пара мертвого объема, всегда меньше работы, требуемой для его сжатия. В связи с этим мертвый объем оказывает некоторое, хотя и незначительное, влияние на потребляемую мощность.

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА КОМПРЕССОРА

Частота вращения вала компрессора является одним из факторов, определяющих объем, описываемый поршнем [см. уравнение (12-1)]. Производительность компрессора зависит от частоты враще-

ния вала. При увеличении частоты вращения увеличивается объем, описываемый поршнем, и компрессор перемещает больший объем пара в единицу времени. Допустимо считать, что коэффициент подачи компрессора остается постоянным. Поэтому производительность компрессора зависит прямо пропорционально от частоты вращения вала.

МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД

Механическое трение в компрессоре изменяется с изменением частоты вращения вала, но при любой данной частоте механическое трение и сила трения остаются практически одинаковыми во всех рабочих условиях. При постоянной силе трения механический КПД компрессора полностью определяется нагрузкой компрессора. При повышении общей мощности на валу компрессора сила трения, являясь постоянной величиной, становится все меньше относительно общей мощности, а механический КПД увеличивается. Очевидно, что механический КПД компрессора будет максимальным при полной нагрузке компрессора. Механический КПД компрессора зависит от конструкции компрессора и частоты вращения вала. Средний компрессор хорошей конструкции при полной нагрузке и обычной частоте вращения вала должен иметь механический КПД выше 90%.

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕГРЕВА ВСАСЫВАЕМОГО ПАРА НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОМПРЕССОРА

Ранее указывалось, что при перегреве всасываемый пар подается в компрессор с меньшей плотностью. Поэтому масса циркулирующего хладагента в единицу времени меньше, чем при поступлении в компрессор насыщенного пара. Снижение холодопроизводительности при уменьшении массового расхо-

да хладагента зависит от того, происходит ли при перегреве пара полезное охлаждение. Если при перегреве пара происходит полезное охлаждение, то увеличение холодопроизводительности обычно более чем достаточно для компенсации потери холодопроизводительности из-за уменьшения массы циркулирующего хладагента. Однако если при перегреве пара не происходит полезного охлаждения, то нет балансирующего прироста холодопроизводительности. Дополнительная энергия в форме теплоты, поступающая таким образом в систему, должна быть затем отведена конденсатором. Это не только накладывает дополнительную и часто ненужную нагрузку на компрессор и конденсатор, но и обуславливает потерю эффекта охлаждения компрессора всасываемым паром.

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕОХЛАЖДЕНИЯ ЖИДКОСТИ НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОМПРЕССОРА

Если переохлаждение жидкого хладагента осуществляется таким образом, что теплота, отдаваемая жидкостью, покидает систему, то переохлаждение не влияет на удельный объем всасываемого пара и масса хладагента, циркулирующего в единицу времени, та же, что и при отсутствии переохлаждения. Удельная холодопроизводительность единицы массы увеличивается при переохлаждении, и поэтому производительность компрессора возрастает на величину, равную переохлаждению. Обратите внимание на то, что увеличение холодопроизводительности компрессора вследствие переохлаждения происходит без увеличения потребляемой компрессором мощности. Поэтому процесс переохлаждения улучшает КПД компрессора, если теплота, отдаваемая при переохлаждении, покидает систему.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОМИНАЛЬНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И ВЫБОР КОМПРЕССОРА

Ранее указывалось, что математическая оценка всех факторов, влияющих на основные показатели компрессора, непрактична, и его производительность и потребляемую мощность определяют с точностью только при испытаниях. Приложение 10 — это типичный образец таблицы характеристик компрессоров, которая поставляется заводом-изготовителем для облегчения их выбора.

Ранее указывалось, что холодопроизводительность и потребляемая мощность зависят от состояния пара хладагента на входе и выходе из компрессора. Обратите внимание (приложение 10), что величины холодопроизводительности и потребляемой мощности даны при различных температурах кипения и конденсации хладагента.

Номинальная производительность компрессора зависит не только от температур кипения и конденсации хладагента, но и от перегрева всасываемого пара на входе в компрессор. Величины производительности, указанные в приложении 10, приведены при температуре 18°C во всасывающем трубопроводе на входе в компрессор. Если температура всасываемого пара менее 18°C , то величины в таблице корректируются путем умножения на соответствующий коэффициент.

Принимается, что пар хладагента перегревается в испарителе, во всасывающем трубопроводе внутри охлаждаемого пространства и в регенеративном теплообменнике, т. е. при перегреве пара происходит полезное охлаждение. Перегрев пара вне охлаждаемого пространства увеличивает нагрузку компрессора.

Величина перегрева, указанная в стандартах номинальной производительности, характерна для хорошо сконструированного оборудования. За исключением некоторых случаев, не будет

ошибки, если величины, приведенные в приложении 10, будут использованы без какой-либо поправки. Это объясняется несколькими причинами. Во-первых, способы расчета требуемой холодопроизводительности компрессора (тепловой нагрузки) не совсем точны. Редко можно выбрать компрессор, который бы имел производительность, точно соответствующую расчетным условиям. Во-вторых, рабочие условия установки не остаются все время постоянными, а изменяются в зависимости от нагрузки, температуры охлаждающей конденсатор среды. Принято выбирать компрессор с производительностью, равной или несколько превышающей требуемую производительность при данных расчетных условиях.

В главе 8 говорилось, что при переохлаждении жидкости удельная холодопроизводительность хладагента на единицу массы повышается, а следовательно, увеличивается и производительность компрессора. Что же касается переохлаждения, то величины в приложении 10 основаны на подаче насыщенной жидкости к регулятору расхода, т. е. без переохлаждения. Если жидкость переохлаждается внешней средой, то производительность компрессора повышается на 1% на каждый градус переохлаждения. По причинам, указанным в предыдущем абзаце, влиянием переохлаждения при выборе компрессора можно в данном случае пренебречь.

При выборе компрессора для определенного случая его применения требуются следующие данные: потребная холодопроизводительность; расчетная температура кипения хладагента; расчетная температура конденсации хладагента.

Требуемую холодопроизводительность обычно определяют при расчете тепловой нагрузки. Однако если испаритель выбран сначала, то компрессор следует выбирать соответственно производительности испарителя, а не рас-

четной нагрузке. Причины этого рассматриваются в главе 13.

Расчетная температура кипения хладагента зависит от данных расчетных условий. В частности, на нее влияют температура пара хладагента на выходе испарителя и потери давления во всасывающем трубопроводе. Например, допустим, что температура кипения хладагента в испарителе 3°C , а потери давления во всасывающем трубопроводе приблизительно равны 20 кПа. В табл. 16-2 находим, что давление насыщения хладагента R12, соответствующее температуре 3°C , равно 340,19 кПа абс. С учетом потери во всасывающем трубопроводе давление пара на входе в компрессор составляет 320,19 кПа абс. (340,19—20). По табл. 16-2 определяем температуру насыщения, соответствующую этому давлению. Она приблизительно равна 1°C (при $p = 318,88$ кПа).

Расчетная температура конденсации хладагента зависит в основном от размера выбранного конденсатора, количества и температуры охлаждающей среды. Способы выбора конденсатора рассматриваются в главе 14.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОМИНАЛЬНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И ВЫБОР КОМПРЕССОРНО-КОНДЕНСАТОРНОГО АГРЕГАТА

Производительность компрессорно-конденсаторного агрегата зависит от производительности компрессора, и поэтому способы определения номинальной производительности и выбор агрегата практически те же, что и для компрессоров. Единственная разница заключается в том, что производительность компрессора определяют при температурах кипения и конденсации хладагента, а производительность компрессорно-конденсаторного агрегата — при температуре кипения хладагента, температуре охлаждающей конденсатор среды с учетом ее расхода. Площадь поверхности конденсатора складывают

при изготовлении для любой нагрузки, и поэтому единственные переменные, определяющие температуру конденсации (а следовательно, и производительность компрессора при любой данной температуре кипения), — это количество и температура охлаждающей среды. В компрессорно-конденсаторных агрегатах с воздушным охлаждением, в которых количество воздуха, обдувающего конденсатор, определяется выбранным при изготовлении вентилятором, единственной переменной величиной, влияющей на производительность агрегата, кроме температуры кипения, является температура окружающей среды (воздуха, обдувающего конденсатор). Следовательно, номинальная производительность компрессорно-конденсаторных агрегатов с воздушным охлаждением зависит от температуры кипения хладагента и расчетной температуры окружающей среды.

Номинальная производительность компрессорно-конденсаторных агрегатов с водяным охлаждением зависит от температуры кипения хладагента, температуры воды на входе и выходе из конденсатора¹. Величины номинальной производительности компрессорно-конденсаторных агрегатов с воздушным и водяным охлаждением приведены в приложении 11.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Пример 12-11. В определенном случае применения холода расчетная тепловая нагрузка составляет 20 кВт. Если расчетные температуры кипения и конденсации хладагента равны соответственно -28°C и 38°C , а всасываемый пар перегрет до 3°C , то по приложению 10 выбрать соответствующий компрессор. Небольшой величиной переохлаждения жидкого хладагента можно пренебречь.

¹ При любых нагрузке конденсатора и температуре воды на входе температура воды на выходе зависит только от количества воды, протекающей через конденсатор.

Решение. В приложении 10 находим, что при температуре конденсации 38°C компрессор модели EO36 имеет номинальную производительность 18,64 кВт при температуре кипения -30°C и производительность 26,38 кВт при температуре кипения -25°C . Посредством интерполяции находим номинальную производительность при температуре кипения -28°C

$$Q_0 = 18,64 \text{ кВт} + [(26,38 \text{ кВт} - 18,64 \text{ кВт})/5\text{K}] \times 2\text{K} = 21,74 \text{ кВт}.$$

В приложении 10 находим, что при температуре перегретого пара на всасывании 3°C поправочный коэффициент равен 0,97. Поэтому скорректированная производительность составляет $21,74 \text{ кВт} \times 0,97 = 21,1 \text{ кВт}$. Этот компрессор удовлетворяет указанным требованиям.

Пример 12-12. Выбрать в приложении 10 компрессор для тепловой нагрузки 25 кВт, если расчетные температуры кипения и конденсации хладагента равны соответственно -5°C и 49°C , всасываемый пар перегрет до 18°C и переохлаждения жидкости нет.

Решение. При температуре конденсации 49°C компрессор модели EO50 имеет номинальную производительность 92,2 кВт при температуре кипения хладагента -5°C . Требуемая производительность 75 кВт составляет 80% (75/93,2) от номинальной. Из величин, приведенных в приложении 10, следует, что компрессор будет иметь номинальную производительность 79,2 кВт, т.е. 85% от 93,2 кВт, если частота вращения вала компрессора будет снижена с 1740 до 1450 об/мин.

Пример 12-13. В определенном случае применения холода расчетная тепловая нагрузка составляет 23 кВт при температуре окружающей среды 26°C . Выбрать компрессорно-конденсаторный агрегат с воздушным охлаждением для работы на R12 при расчетной температуре кипения хладагента $-3,5^{\circ}\text{C}$.

Решение. В приложении 11 находим, что компрессорно-конденсаторный агрегат модели TC-900/AM-12 имеет номинальную производительность 22,76 кВт при температуре окружающей среды 32°C . При расчетной температуре конденсации 26°C номинальная производительность агрегата составляет $22,76 \text{ кВт} \times 1,06 = 24,1 \text{ кВт}$. Обратите внимание, что компрессорно-конденсаторный агрегат модели TC-750/AM-12 (номинальная производительность 22,4 кВт) также будет иметь достаточную производительность (23,7 кВт) после корректировки на расчетную температуру окружающей среды 26°C . Однако этот агрегат был бы перегружен при более высокой температуре кипения. Его можно использовать только в слу-

чае монтажа на всасывающем трубопроводе регулятора давления «после себя» (см. с. 378—380) для ограничения давления всасывания на входе в компрессор.

Пример 12-14. Установка, работающая на хладагенте R502, имеет расчетные нагрузку 8,7 кВт и температуры кипения и конденсации хладагента соответственно -23°C и 44°C . Подобрать компрессорно-конденсаторный агрегат с водяным охлаждением.

Решение. В приложении 11 находим, что компрессорно-конденсаторный агрегат модели TC-600/WL-502 имеет номинальную производительность 10,49 кВт при $t_0 = -21^{\circ}\text{C}$ и 7,67 кВт при $t_0 = -26^{\circ}\text{C}$. Интерполируя, определяем номинальную производительность агрегата при температуре кипения хладагента -23°C

$$Q_0 = 7,67 \text{ кВт} + [(10,49 \text{ кВт} - 7,67 \text{ кВт})/5\text{K}]3\text{K} = 9,36 \text{ кВт}.$$

С учетом поправки на температуру конденсации этот агрегат имеет производительность $9,36 \times 0,94 = 8,8 \text{ кВт}$ при расчетных условиях.

ЗАДАЧИ

12-1. Вычислить рабочий объем четырехцилиндрового компрессора с характеристиками: диаметр цилиндра 30 мм, ход поршня 30 мм, частота вращения вала 1740 об/мин (29 1/с).

12-2. Определить массовый расход хладагента, если КПД компрессора 100%, а R12 всасывается в компрессор в насыщенном состоянии при температуре -20°C .

12-3. Определить расход хладагента R22 (см. условия задачи 12-2).

12-4. Вычислить расход хладагента R502 (см. условия задачи 12-2).

12-5. Определить расход хладагента (см. условия задачи 12-2), если пар R12 поступает в компрессор перегретый до 5°C .

12-6. Компрессор, имеющий данные, которые указаны в задаче 12-1, работает на R12 при температуре кипения -30°C и температуре конденсации 38°C . Определить его коэффициент подачи (см. рис. 12-4), действительную объемную производительность, холодильную производительность.

12-7. Решить задачу 12-6, если в качестве хладагента применен R502.

12-8. Выбрать в приложении 10 компрессор на R12 для нагрузки 38 кВт, если расчетные температуры кипения и конденсации хладагента равны соответственно -20°C и 38°C , всасываемый пар перегрет до 3°C , а переохлаждением жидкости можно пренебречь.

12-9. Холодильная установка имеет расчетную тепловую нагрузку 9,5 кВт. Подобрать из приложения 11 компрессорно-конденсаторный агрегат для работы на хладагенте R502 при температуре кипения хладагента -26°C и температуре окружающей среды 32°C .

12-10. Холодильная система имеет расчетную тепловую нагрузку 7,5 кВт и предназначена для работы при температуре кипения хладагента -21°C . Выбрать из приложения 11 соответствующий компрессорно-конденсаторный агрегат с воздушным охлаждением.

лаждением, работающий на хладагенте R12 при температуре окружающей среды 36°C .

12-11. Выбрать в приложении 11 компрессорно-конденсаторный агрегат с водяным охлаждением на R12 для холодильной установки, описанной в задаче 12-10, если температура воды на входе в конденсатор 24°C , а температура конденсации хладагента 38°C .

12-12. Выбрать в приложении 11 компрессорно-конденсаторный агрегат с водяным охлаждением на R502 (условия см. в задаче 12-10), если температура воды на входе в конденсатор 30°C .

Глава 13

РЕГУЛИРОВАНИЕ РАВНОВЕСИЯ И ЦИКЛИЧНОЙ РАБОТЫ СИСТЕМЫ

БАЛАНС СИСТЕМЫ

Одним из важнейших моментов при проектировании холодильной установки является установление соответствующего соотношения, или баланса. При соединении испарителя и компрессорно-конденсаторного агрегата в одну общую систему между ними автоматически устанавливается состояние равновесия, или баланс, при котором интенсивность кипения всегда равна интенсивности конденсации. Другими словами, количество введенного из испарителя пара и его конденсация в компрессорно-конденсаторном агрегате всегда равно количеству образовавшегося пара в испарителе при кипении жидкого хладагента. Все узлы холодильной системы соединены между собой последовательно, в связи с чем количество циркулирующего хладагента, а также их производительность должны быть одинаковыми.

При выборе узлов системы с одинаковой производительностью для данных параметров равновесие, или баланс, системы основывается на расчетных условиях. Если выбранные узлы имеют разную производительность, то равновесие системы устанавливается при различных условиях, которые отличаются от расчетных, вследствие чего система

не будет работать удовлетворительно. Это положение лучше всего проиллюстрировать на ряде примеров.

Пример 13-1. В малой холодильной камере с расчетной тепловой нагрузкой 13,9 кВт поддерживается температура 2°C . Разность между температурами воздуха в охлаждаемой камере и кипения хладагента в испарителе равна 5°C , температура воды на входе в конденсатор 24°C . Давление во всасывающем трубопроводе снижается на 10 кПа, что эквивалентно $0,5^{\circ}\text{C}$. Подобрать агрегат с водяным конденсатором, работающий на хладагенте R12, и испаритель (приложение 8) для обеспечения расчетных условий.

Решение. Расчетная температура воздуха в камере 2°C , а расчетная разность между температурами воздуха в камере и кипения хладагента в испарителе 5°C . Расчетная температура кипения хладагента в испарителе $t_{\text{к}} = 2^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C} = -3^{\circ}\text{C}$. Во всасывающем трубопроводе в результате снижения давления температура насыщения уменьшается на $0,5^{\circ}\text{C}$ и на входе в компрессор равна $-3,5^{\circ}\text{C}$.

В приложении 11 выбираем компрессорно-конденсаторный агрегат модели TC-600/WH-12 производительностью 14,94 кВт при температуре насыщенного пара на всасывании $-3,5^{\circ}\text{C}$ и температуре воды на входе в конденсатор 24°C . Производительность компрессорно-конденсаторного агрегата несколько превышает расчетную нагрузку, равную 13,9 кВт, однако она достаточно близка к требуемой величине. Для обеспечения соответствующего баланса системы испаритель выбираем по производительности компрессорно-конденсаторного агрегата, ко-

которая равна 14,94 кВт, а не по расчетной нагрузке, составляющей 13,9 кВт*. Следовательно, требуется испаритель производительностью примерно 14,94 кВт при разности температур между температурами воздуха в камере и кипения хладагента 5°C.

По приложению 8 находим, что испаритель модели BL-3178-8 имеет производительность 2,9 кВт при разности температур 1°C (14,5 кВт при разности температур 5°C). Эта величина очень близка к производительности компрессорно-конденсаторного агрегата, и поэтому испаритель вполне соответствует требуемым условиям.

ГРАФИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАВНОВЕСИЯ СИСТЕМЫ

Соотношение, устанавливающееся между соединенными в общую систему испарителем и компрессорно-конденсаторным агрегатом, можно изобразить на графике в виде точки. Используя данные из приложений, наносим на график линии производительности компрессорно-конденсаторного агрегата в зависимости от температуры кипения хладагента и производительности испарителя в зависимости от разности между температурами воздуха в охлаждаемом объеме и кипения хладагента в испарителе. Для краткости эту разность будем в дальнейшем называть разностью температур в испарителе. Точка пересечения этих линий и является точкой баланса системы.

Для понимания графического анализа равновесия системы (рис. 13-1) необходимо иметь в виду, что если выбрана разность между температурами воздуха в охлаждаемом пространстве и кипения хладагента в испарителе, то для заданной температуры в пространстве существует только одна температура кипения, которая удовлетворяет расчетным условиям системы.

* Сначала выбирают испаритель или компрессорно-конденсаторный агрегат. Когда один из них выбран, другой должен соответствовать ему по производительности.

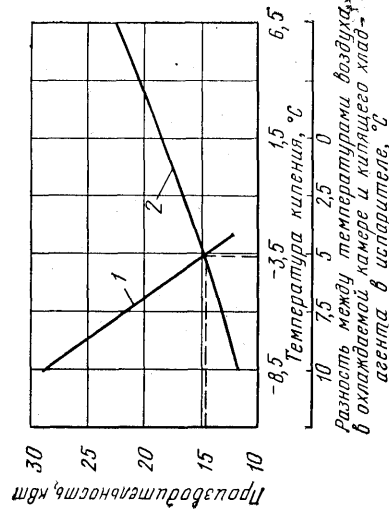


Рис. 13-1. Графический анализ баланса системы:

1 — испаритель;
2 — компрессорно-конденсаторный агрегат

Обратите внимание (пример 13-1), что при расчетной температуре в пространстве 2°C и допустимой потере 0,5°C во всасывающем трубопроводе единственно возможная температура насыщения на всасывании, соответствующая расчетной разности температур в испарителе 5°C, — это -3,5°C. Если температура всасывания не будет -3,5°C, то разность температур в испарителе будет отлична от 5°C. Например, температура насыщения на всасывании составляет -8,5°C. Прибавляя 0,5°C на потери во всасывающем трубопроводе, находим, что температура кипения хладагента в испарителе $t_0 = -8,5^\circ\text{C} + 0,5^\circ\text{C} = -8^\circ\text{C}$. Затем по разности между температурой в пространстве и температурой в испарителе, определяем разность температур в испарителе [2°C - (-8°C)] = 10°C. При заданной температуре в пространстве и снижении температуры насыщения на всасывании увеличивается разность температур в испарителе или при той же температуре в пространстве и при повышении температуры насыщения на всасывании разность температур в испарителе понижается.

Очевидно, что повышение или понижение температуры насыщения на вса-

сывании всегда вызывает соответствующее изменение разности температур в испарителе. Если температура в пространстве поддерживается постоянной, то с повышением температуры насыщения на всасывании уменьшается разность температур в испарителе, а с понижением температуры насыщения на всасывании разность температур в испарителе увеличивается.

Ниже приведен графический анализ условий равновесия системы.

1. Нанести вертикальную шкалу производительности (в кВт) и горизонтальную шкалу температуры насыщения на всасывании (в °C) и разности температур в испарителе (в °C). Соотношения шкал температуры насыщения на всасывании и разности температур в испарителе рассмотрены выше.

2. Провести линию производительности компрессорно-конденсаторного агрегата, используя данные каталогов завода-изготовителя. Производительность компрессорно-конденсаторного агрегата не зависит прямо пропорционально от температуры насыщения на всасывании. Поэтому линия производительности агрегата обычно имеет небольшую кривизну. Следовательно, для обеспечения большей точности, точки, обозначающие производительность, следует наносить для каждой температуры всасывания, указанной в таблице, а затем соединить их между собой.

3. Производительность испарителя прямо пропорциональна разности температур в испарителе, в связи с чем линия производительности — прямая. Используя данные каталога завода-изготовителя, нанести точки производительности испарителя при двух выбранных разностях температур и соединить их прямой линией. Производительность при другой разности температур будет находиться на линии между этими двумя точками. Разности температур в испарителе, равные 5 и 10°C, использованы на рис. 13-1 для нанесения двух точек,

чтобы провести линию производительности испарителя.

Обратите внимание (см. рис. 13-1), что при уменьшении разности температур в испарителе температура насыщения на всасывании увеличивается. Это означает, что при повышении температуры насыщения на всасывании производительность испарителя снижается, а производительность компрессорно-конденсаторного агрегата (компрессора) — увеличивается. Если температура насыщения на всасывании понижается, то производительность испарителя увеличивается, а производительность компрессорно-конденсаторного агрегата уменьшается. Точка пересечения двух кривых производительности соответствует точке равновесия системы. В данном случае испаритель и компрессорно-конденсаторный агрегат выбраны таким образом, что при расчетных условиях системы у них производительности одинаковые. Поэтому точка равновесия соответствует расчетным условиям системы (разности температур 5,1°C и температуре насыщения на всасывании —3,6°C). Общая производительность системы несколько выше расчетной нагрузки, однако эта разность не настолько велика, чтобы учитывать ее. Она означает только, что продолжительность работы системы в сутки будет меньше, чем это предполагалось ранее. Соотношение между производительностью системы и расчетной нагрузкой рассматривается ниже более подробно.

Ранее указывалось, что если у испарителя и компрессорно-конденсаторного агрегата при расчетных условиях неодинаковые производительности, то параметры точки равновесия системы будут отличаться от расчетных. Например, выбран испаритель модели BL-42510-8, а не модели BL-3178-8, как в предыдущем примере. При расчетной разности температур в испарителе 5°C этот аппарат имеет производительность $Q_0 = 4,97 \times 5 = 24,85$ кВт, а производи-

тельность выбранного компрессорно-конденсаторного агрегата только 14,94 кВт при расчетной температуре насыщения на всасывании $-3,5^{\circ}\text{C}$. Следовательно, производительность испарителя при расчетных условиях будет больше производительности компрессорно-конденсаторного агрегата, т. е. в испарителе образуется большее количество пара, чем будет из него отводиться и конденсироваться в компрессорно-конденсаторном агрегате. В связи с этим система не будет находиться в равновесии. Избыточное количество пара останется в испарителе, что вызовет повышение температуры и давления в нем. Повышение температуры в испарителе приведет к повышению температуры всасывания и одновременно к понижению разности температур в испарителе, в связи с чем повысится производительность компрессорно-конденсаторного агрегата, а производительность испарителя снизится. Система будет находиться в равновесии в том случае, если температура в испарителе достигнет величины, при которой изменения температуры всасывания и разности температур в испарителе обусловят одинаковые производительности компрессорно-конденсаторного агрегата и испарителя. В данном случае равновесие системы, определяемое графически (точка А на рис. 13-2), установится при температуре всасывания приблизительно $-1,75^{\circ}\text{C}$. Разность температур в испарителе примерно равна $3,25^{\circ}\text{C}$, что на $1,75^{\circ}\text{C}$ меньше расчетной разности температур (5°C). При этих условиях влажность в охлаждаемом пространстве будет несколько выше расчетной. Общая производительность системы примерно равна 16,2 кВт, что на 16,5% больше расчетной нагрузки, составляющей 13,9 кВт. Следовательно, система будет работать значительно меньшее время, чем было рассчитано. Например, если первоначальный вариант нагрузки был рассчитан на продолжительность работы 16 ч, то система бу-

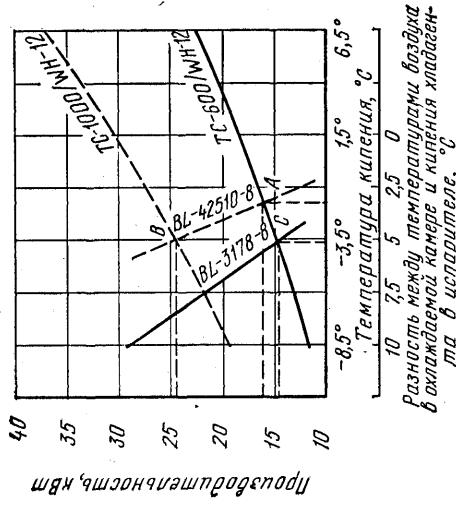


Рис. 13-2. Определение оптимальной температуры кипения

дет работать только 13,4 ч в сутки.

Возникает вопрос, будет ли система нормально работать? Это, конечно, зависит от конкретного ее применения, но в большинстве случаев система будет работать неудовлетворительно, что можно объяснить несколькими причинами. Во-первых, разность температур в испарителе $3,5^{\circ}\text{C}$ значительно меньше расчетной разности 5°C , в результате чего влажность в охлаждаемом пространстве будет чрезмерно высока. Влажность же в пространстве должна поддерживаться в определенных пределах. Следовательно, отклонение от расчетной разности температур на $0,5^{\circ}\text{C}$ обычно является максимально допустимым.

Во-вторых, производительность системы превышает расчетную нагрузку на 16,5%, т. е. на величину больше допустимой. Поэтому продолжительность работы системы будет меньшей, но в большинстве случаев это не служит причиной возникновения серьезных затруднений. Однако следует иметь в виду, что меньшая продолжительность работы ухудшает возможности поддержания высокой влажности, особенно зимой.

В случае если выбранное оборудование представляет собой оптимальный вариант, то возникает вопрос, что необходимо сделать для того, чтобы сбалансировать работу системы, т. е. обеспечить ее эксплуатацию в условиях, близких к расчетным. Проблема заключается в избыточной производительности испарителя относительно производительности компрессорно-конденсаторного агрегата. Чтобы точка равновесия системы имела параметры, близкие к расчетным, следует увеличить производительность компрессорно-конденсаторного агрегата или снизить производительность испарителя.

Какая мера из указанных выше обеспечит лучшие результаты, зависит от соотношения между общей производительностью системы и расчетной нагрузкой. Увеличение производительности компрессорно-конденсаторного агрегата всегда обусловливает повышение общей производительности системы, а снижение их производительности — уменьшение общей производительности системы. На рис. 13-2 видно, что вследствие повышения производительности компрессорно-конденсаторного агрегата до производительности испарителя при расчетных условиях точка равновесия системы переместится из точки *A* в точку *B*. Однако если производительность испарителя уменьшить до производительности компрессорно-конденсаторного агрегата, то точка равновесия системы переместится из точки *A* в точку *C*. Несмотря на то что система сбалансирована при расчетных условиях в точках *B* и *C*, общая производительность системы в точке *B* значительно выше расчетной нагрузки, а в точке *C* — близка к ней. В данном случае нельзя рекомендовать увеличивать производительность компрессорно-конденсаторного агрегата, так как при этом повышается общая производительность системы, а следовательно, не будет достигнуто ее равновесие при расчетных

условиях. В то же самое время снижение производительности испарителя не только приведет к балансу системы при расчетных условиях, но и уменьшит общую производительность системы, приблизит ее к расчетной нагрузке.

ИЗМЕНЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ИСПАРИТЕЛЯ

Производительность испарителя можно понизить несколькими способами. Первый способ заключается в уменьшении подачи жидкого хладагента в испаритель. В результате уменьшается рабочая площадь поверхности испарителя, так как он только частично заполняется жидкостью. В другой части испарителя образовавшийся пар хладагента перегревается.

Второй способ снижения производительности — это уменьшение количества воздуха, обдувающего испаритель посредством снижения частоты вращения вентилятора. Однако применение этого способа имеет некоторые ограничения, а именно скорость циркуляции воздуха в охлаждаемом пространстве должно быть не ниже определенного уровня. Следует отметить, что очень трудно повысить производительность испарителя. Иногда этого можно достичь, увеличивая количество продуваемого воздуха. Однако необходимо учитывать, что при этом повышается скорость его движения и увеличивается потребляемая вентилятором мощность.

В некоторых случаях можно увеличить площадь поверхности испарителя используя дополнительно отрезок гладкой или ребристой трубы. Недостаток этого способа — снижение давления хладагента в данном отрезке трубы.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОМПРЕССОРНО-КОНДЕНСАТОРНОГО АГРЕГАТА

Производительность компрессорно-конденсаторного агрегата можно

снизить несколькими способами, причем все они приводят к уменьшению объемной производительности компрессора. Самый простой и распространенный способ снижения производительности компрессорно-конденсаторного агрегата — уменьшение частоты вращения вала посредством уменьшения размера шкива на электродвигателе привода компрессора. Величина уменьшения частоты примерно пропорциональна величине снижения производительности.

Соотношение между частотой вращения вала компрессора и частотой вращения вала электродвигателя привода выражается следующим уравнением:

$$n_1 D_1 = n_2 D_2, \quad (13-1)$$

где n_1 — частота вращения вала компрессора, об/мин; D_1 — диаметр маховика компрессора, мм; n_2 — частота вращения вала электродвигателя привода компрессора, об/мин; D_2 — диаметр шкива электродвигателя привода компрессора, мм.

Пример 13-2. Холодильный компрессор, маховик которого имеет диаметр 250 мм, приводится в действие четырехполюсным электродвигателем переменного тока, частота вращения вала которого 1750 об/мин. Определить частоту вращения вала компрессора, если диаметр шкива электродвигателя 100 мм.

Решение. Из уравнения (13-1) находим

$$n_1 n_2 D_2 / D_1 = 1750 \times 100 / 250 = 700 \text{ об/мин.}$$

Пример 13-3. Определить диаметр шкива электродвигателя для уменьшения частоты вращения вала компрессора, характеристика которого дана в примере 13-2, с 700 до 525 об/мин.

Решение. Применяя уравнение (13-1), находим

$$D_2 = n_1 D_1 / n_2 = 525 \times 250 / 1750 = 75 \text{ мм.}$$

Производительность компрессорно-конденсаторного агрегата можно уменьшить также, снизив коэффициент подачи компрессора посредством увеличения мертвого объема. Для этого между блоком цилиндров и клапанной плитой устанавливают более толстую прокладку.

Повысить производительность компрессорно-конденсаторного агрегата можно простым увеличением частоты вращения вала компрессора. Однако если требуется значительно увеличить производительность, то более практично и экономично установить агрегат, снизив его производительность. Это объясняется несколькими причинами.

Во-первых, некоторое увеличение производительности компрессора агрегата сопровождается ростом потребляемой мощности, а значительное увеличение производительности компрессора вызывает перегрузку электродвигателя привода компрессора или требует применения электродвигателя с более высокой мощностью. Кроме того, необходимо учитывать производительность конденсатора, так как любое увеличение производительности компрессора повышает нагрузку на конденсатор. Если площадь поверхности конденсатора не увеличивать пропорционально увеличению нагрузки, то температура и давление конденсации хладагента будут повышенными. Это не только сократит срок службы оборудования, но и повысит стоимость обслуживания и эксплуатационные расходы. Кроме того, сводится на нет увеличение производительности, которое сначала имело место вследствие повышения частоты вращения вала компрессора.

Из сказанного очевидно, что производительность испарителя или компрессорно-конденсаторного агрегата повысить довольно-таки трудно. Поэтому более целесообразно выбирать оборудование большей, а не меньшей производительности. Если производительность испарителя или компрессорно-конденсаторного агрегата слишком велика, то для сбалансированной работы узлов системы в соответствии с требуемыми условиями ее следует уменьшить. Производительность системы можно понизить с незначительной потерей КПД.

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ И РАСЧЕТНАЯ НАГРУЗКА

Соотношение между производительною установкой и нагрузкой объясняется наилучшим образом при сравнении холодильной системы с системой перекачивания воды. Допустим, что требуется поддерживать постоянный уровень воды в баке (рис. 13-3). Если в бак подается постоянное количество воды (в единицу времени) и вода отсасывается из него с помощью насосной системы, производительность которой точно соответствует количеству подаваемой воды, то в баке поддерживается постоянный уровень. Если количество подаваемой в бак воды постоянно, а количество откачиваемой воды равно количеству подаваемой, то насос работает непрерывно и регулятор уровня воды не требуется.

Однако при неравномерной подаче воды во времени для поддержания постоянного уровня необходимо выработать систему откачивания таким образом, чтобы производительность ее была равна или несколько превосходила максимальное количество подаваемой воды. Очевидно, что необходимо также обеспечить возможность выключения и включения насоса для его циклической работы. Если этого нет, то в периоды, когда количество подаваемой воды минимально, а интенсивность откачивания избыточна, уровень воды в баке опус-

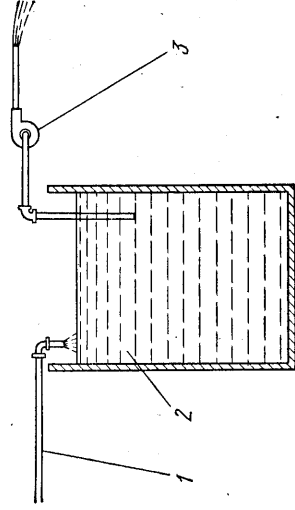


Рис. 13-3. Система перекачивания воды:
1 — подающий трубопровод; 2 — бак; 3 — насос

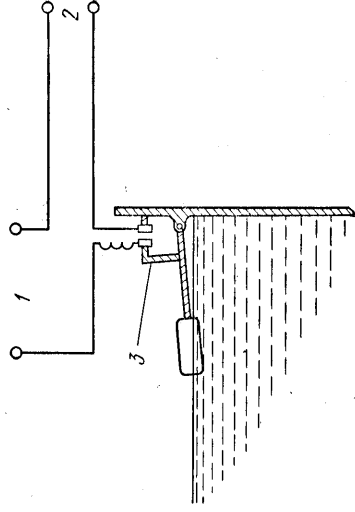


Рис. 13-4. Регулирование уровня с помощью поплавкового регулятора:
1 — от цепи питания; 2 — к двигателю насоса;
3 — поплавок регулятор

тится ниже требуемого. Установка поплавоквого регулятора в баке — одно из наиболее удобных и практических средств для обеспечения циклической работы насоса (рис. 13-4). Поплавокный регулятор замыкает электрические контакты и включает насос, когда уровень воды повысится до максимального, и размыкает электрические контакты (насос выключается), если уровень воды в баке будет ниже заданного. Таким образом, циклическая работа насоса поддерживает отнoсительно постоянный уровень воды в баке.

Это можно отнести и к холодильной системе. Тепловая нагрузка на холодильную систему меняется, и систему обычно проектируют так, чтобы ее производительность была равна или несколько превышала среднюю тепловую нагрузку. Это обусловлено тем, что температура в охлаждаемом объеме или продукта должна поддерживаться на заданном низком уровне даже при пиковой тепловой нагрузке. Производительность холодильной системы всегда несколько превышает действительную тепловую нагрузку. Поэтому для поддержания стабильной температуры в охлаждаемом объеме или продуктов и предотвращения понижения температуры ниже минимальной требуется

регулятор, позволяющий выключать или включать систему.

В любой холодильной системе носительная длительность циклов включения и выключения различна и зависит от нагрузки на систему. Во время пиковой нагрузки рабочая часть цикла будет продолжительной, а нерабочая — короткой. При минимальной нагрузке, наоборот, рабочая часть цикла будет короткой, а нерабочая — продолжительной.

Холодильные системы в отличие от систем для перекачивания воды должны иметь достаточную производительность для того, чтобы нерабочие части циклов были даже и при пиковой нагрузке. Это необходимо для оттаивания испарителя.

РЕЛЕ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ КОМПРЕССОРОМ

Реле, используемые для обеспечения циклического режима работы, делят на два основных типа: термореле и реле давления.

Термореле

Термореле применяют для регулирования температуры воздуха в охлаждаемом объеме или другой охлаждаемой среды.

Оно обеспечивает циклическую работу компрессора (пуск и остановку двигателя привода компрессора) таким же образом, как поплавковый регулятор изменяет уровень жидкости посредством циклической работы насоса (пуска и остановки двигателя насоса).

Термочувствительные элементы

В термореле для восприятия и передачи изменений температуры обычно используют два типа элементов. Один из элементов — термобаллон, соединенный с сильфоном или полостью над диафрагмой, которые заполнены газом,

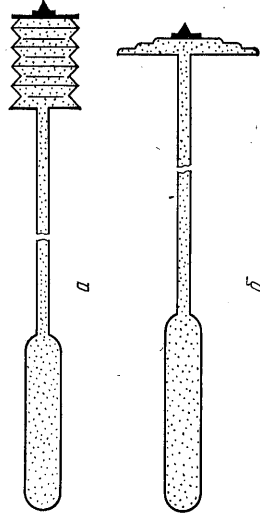


Рис. 13-5. Термочувствительные системы:
а — с сильфоном; б — с диафрагмой

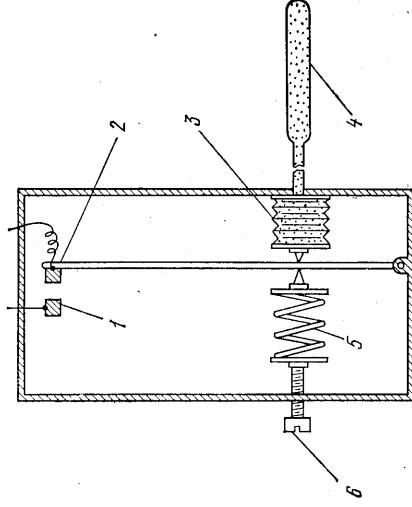


Рис. 13-6. Схема термореле:

1 — неподвижный контакт; 2 — подвижный контакт; 3 — сильфон; 4 — термобаллон; 5 — пружина; 6 — регулировочный винт

жидкостью или насыщенной их смесью (рис. 13-5, а и б)¹. При повышении температуры баллона увеличивается давление находящегося в нем заполнителя, которое воздействует через сильфон или диафрагму на систему рычагов, замыкающую электрические контакты и включающую другие механизмы (рис. 13-6). При пониже-

¹ Это термореле называют прибором дистанционного действия. Оно наиболее распространено в холодильной технике, несмотря на существование целого ряда различных термореле. Термореле используют не только для управления двигателем привода компрессора, но также для открывания и закрывания клапанов, пуска и остановки двигателей заслонок и т. п.

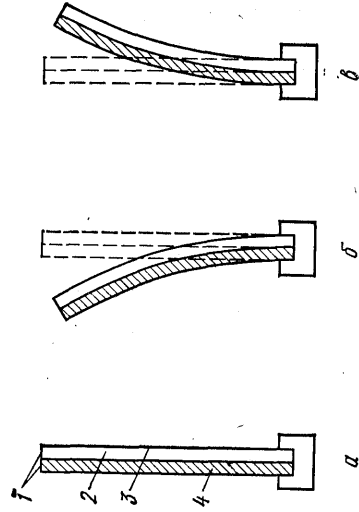


Рис. 13-7. Биметаллический термочувствительный элемент:

а — нормальное положение; *б* — при нагреве; *в* — при охлаждении; 1 — разнородные металлы; 2 — латунь или сталь; 3 — биметаллический элемент; 4 — сплав инвар

нии температуры баллона происходит обратное действие.

Биметаллический элемент (рис. 13-7) применяют в совершенно другом типе термореле. Он представляет собой посылку из двух слоев разнородных металлов (обычно это сплав инвар и латунь или инвар и сталь). Инвар — это сплав с очень низким коэффициентом линейного расширения, а латунь и сталь характеризуются относительно высокими коэффициентами линейного расширения. Повышение температуры биметаллического элемента вызывает его изгиб в сторону слоя инвара (неактивного металла), как показано на рис. 13-7, *б*, а понижение температуры — изгиб в сторону слоя латуни или стали (активного металла), как показано на рис. 13-7, *в*. Деформацию биметаллического элемента при изменении температуры используют для замыкания или замыкания электрических контактов, а также для включения других механизмов.

Регулирование дифференциала

Термореле, как и поплавковый регулятор, имеет определенные уставки включения и выключения, т. е. его

настраивают для пуска компрессора, когда температура в охлаждаемой камере или продукта повышается до максимальной (температура включения), и остановки компрессора при понижении температуры до минимальной (температура выключения).

Разность между температурами включения и выключения называется дифференциалом. Величина дифференциала зависит от устройства и расположения термобаллона термореле. Дифференциал обычно невелик ($1-2^{\circ}\text{C}$), если на термобаллон термореле непосредственно воздействует температура среды. Однако когда термобаллон находится в охлаждаемом пространстве для регулирования температуры воздуха в нем, то дифференциал обычно равен $3-4^{\circ}$.

Температура в пространстве или продукта равна примерно средней величине между температурами включения и выключения и компрессора, когда термореле непосредственно регулирует температуру в пространстве или продукта. Например, термореле должно быть настроено на температуру включения около $3,5^{\circ}\text{C}$ и температуру выключения примерно $0,5^{\circ}\text{C}$, когда заданная температура в пространстве равна 2°C .

Во многих случаях термочувствительный элемент термореле закрепляют на испарителе, вследствие чего температура воздуха в пространстве или продукта регулируется косвенно, посредством изменения температуры кипения хладагента в испарителе. В данном случае для предотвращения работы оборудования короткими циклами дифференциал должен быть больше (8°C или выше). Например, при средней температуре в пространстве 2°C и разности температур в испарителе 5°C термореле настраивают на температуру замыкания контактов $-4,5^{\circ}\text{C}$ ($0,5-5^{\circ}\text{C}$) для компенсации разности температур в испарителе, а не на $0,5^{\circ}\text{C}$. Обратите внимание, что в обоих выше-

рассмотренных случаях при циклической работе температура замыкания контактов равна $3,5^{\circ}\text{C}$. Когда компрессор выключается, испаритель продолжает поглощать теплоту и нагревается до температуры в пространстве. Поэтому при повышении температуры в пространстве до температуры включения $3,5^{\circ}\text{C}$ температура в испарителе также будет равна температуре включения. При пуске компрессора температура в испарителе быстро становится ниже температуры в пространстве на величину, равную примерно расчетной разности температур в испарителе. Когда в данном случае температура в пространстве опускается до $0,5^{\circ}\text{C}$ (заданный минимум), температура в испарителе (регулируемая с помощью термореле) будет приблизительно равна $-4,5^{\circ}\text{C}$ (на 5°C ниже температуры в пространстве).

Правильная настройка термореле на температуры включения и выключения необходима для удовлетворительной работы системы, независимо от того, регулируется ли температура в пространстве непосредственно или косвенно. Если температуры включения и выключения близки друг к другу (слишком малый дифференциал), то машина будет работать короткими циклами (часто включаться и выключаться). Это значительно сократит срок службы оборудования и может привести к другим отрицательным явлениям. Однако если температуры включения и выключения значительно отличаются друг от друга (велик дифференциал), то циклы включения и выключения будут очень продолжительными, в результате чего будут наблюдаться значительные колебания средней температуры в пространстве.

Приблизительные уставки температуры включения и выключения определены для различных случаев оптимальным путем, но часто необходимо использовать способ проб и ошибок для определения оптимальной уставки.

Настройка диапазона

Термореле кроме дифференциала имеют еще одну настройку, называемую диапазоном, которая также связана с температурами включения и выключения. Диапазон — это интервал между температурами включения и выключения. Допустим, что термореле имеет уставку на температуры включения -1°C и выключения -6°C . Если в данном случае дифференциал равен 5°C [$(-6^{\circ}\text{C}) - (-1^{\circ}\text{C})$], то интервал диапазона $-1^{\circ}\text{C} \div -6^{\circ}\text{C}$.

Диапазон можно отрегулировать не изменяя дифференциала, но невозможно изменить дифференциал без переналадки диапазона. Предположим, что термореле, описанное выше, переналажено на температуры включения -4°C и выключения -9°C . Дифференциал остается равным 5°C [$(-9^{\circ}\text{C}) - (-4^{\circ}\text{C})$], а рабочий диапазон термореле на 3°C ниже, чем было ранее, т. е. интервал рабочего диапазона $-4^{\circ}\text{C} \div -9^{\circ}\text{C}$, в то время как ранее он был $-1^{\circ}\text{C} \div -6^{\circ}\text{C}$. Следовательно, диапазон термореле изменен, а дифференциал остался тот же. При новой уставке средняя температура в пространстве будет примерно на 3°C ниже, чем ранее.

Предположим теперь, что дифференциал увеличен на 3°C посредством повышения температуры включения от -1°C до 2°C , а температура выключения осталась прежней, т. е. -6°C . Обратите внимание, что изменились как дифференциал, так и диапазон. Дифференциал был 5°C , а стал 8°C . Диапазон составлял от -1°C до -6°C , а теперь имеет интервал $2^{\circ}\text{C} \div -6^{\circ}\text{C}$. При этой уставке цикл работы будет несколько продолжительнее из-за большей величины дифференциала. Кроме того, средняя температура в пространстве будет на $1-2^{\circ}\text{C}$ выше, так как температура включения увеличена.

Регулирование диапазона и дифференциала показано на рис. 13-8. По-

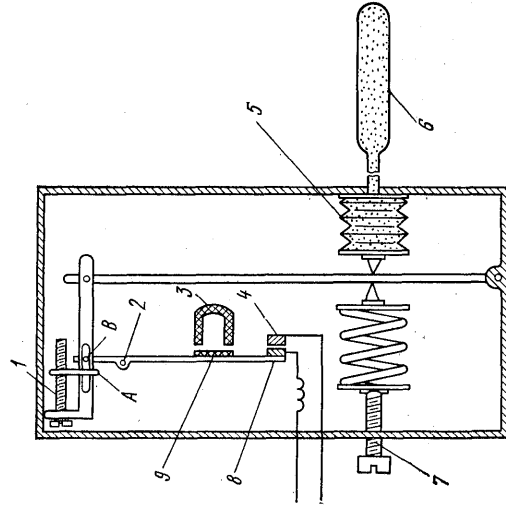


Рис. 13-8. Схема термореле с регулируемым диапазоном и дифференциалом:
1 — винт уставки дифференциала; 2 — ось; 3 — постоянный магнит; 4 — неподвижный контакт; 5 — сильфон; 6 — термобаллон; 7 — винт уставки диапазона; 8 — подвижный контакт; 9 — пластина

ворот регулировочного винта диапазона по часовой стрелке увеличивает натяжение пружины, и температуры включения и выключения повышаются. При повороте регулировочного винта против часовой стрелки уменьшается натяжение пружины и температуры включения и выключения.

При повороте регулировочного винта дифференциала по часовой стрелке ограничительный стержень 4 перемещается по направлению к головке винта, увеличивая тем самым перемещение шпильки В в прорези, в результате чего увеличивается дифференциал посредством понижения температуры выключения. При повороте регулировочного винта дифференциала против часовой стрелки температура включения повышается, а дифференциал уменьшается. Таким образом термореле можно настроить на любую температуру включения и выключения.

На рис. 13-8 приведена схема одного из способов регулирования тем-

ператур включения и выключения. Способ настройки зависит от типа реле. Например, изменение настройки диапазона реле (рис. 13-8) одновременно изменяет температуры включения и выключения, а в другом типе реле изменение настройки диапазона изменяет только температуру включения или только температуру выключения.

Если электрические контакты размыкаются и замыкаются медленно, то между ними может возникнуть искрение, в результате чего они сгорают или свариваются. Электрические контакты термореле должны быть снабжены средствами для быстрого размыкания и замыкания контактов, чтобы предотвратить искрение, например якорем, или постоянным магнитом (см. рис. 13-8). При повышении давления в сильфоне и перемещении подвижного контакта к неподвижному быстро возрастает воздействие магнитного поля подковообразного магнита на якорь. Когда подвижный контакт приближается к неподвижному на определенное заданное минимальное расстояние, воздействие магнитного поля становится достаточно большим для преодоления натяжения пружины, в результате чего якорь втягивается в магнит, и контакты быстро замыкаются.

Контакты размыкаются при понижении давления в сильфоне за счет натяжения пружины. Однако, так как сила пружины противостоит воздействию магнитного поля притяжения, контакты не размыкаются до тех пор, пока усилие пружины не станет достаточно большим. В результате контакты размыкаются быстро и без искрения.

В некоторых реле для предотвращения искрения применяют ртутный пенный реключатель, который показан на рис. 13-9. При наклоне стеклянной трубки вправо ртуть в трубке замыкает два электрода. Контакт нарушается при наклоне трубки влево. Поверхностное натяжение ртути способствует быст-

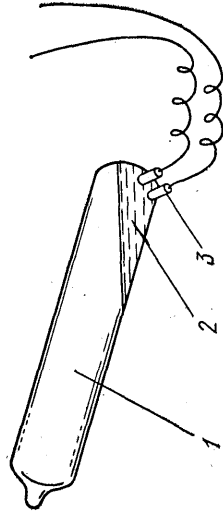


Рис. 13-9. Ртутный переключатель:
1 — стеклянная трубка; 2 — ртуть; 3 — электроды

рому срабатыванию переключателя и предотвращает искрение.

Камерное термореле и термореле испарителя

Термореле непосредственно реагирует на температуру в пространстве или продукта, если термочувствительный элемент установлен в них. Если термочувствительный элемент закреплен на испарителе, то термореле реагирует на температуру в испарителе. В этом случае регулирование температуры в пространстве или продукта осуществляется косвенно. Оптимальный способ регулирования зависит в каждом случае от существующих условий. Косвенное регулирование температуры в пространстве посредством изменения температуры в испарителе, вероятно, является лучшим способом, если требуется оттаивание испарителя при остановке оборудования и допустимы незначительные колебания температур в пространстве и продукта.

Для полного оттаивания испаритель должен нагреваться примерно до 3°C во время каждой нерабочей части цикла. Это легко обеспечить при размещении термобаллона термореле на испарителе. Полное оттаивание испарителя во время каждой нерабочей части цикла практически гарантируется, так как испаритель нагревается до температуры 3°C перед включением компрессора. Однако, если термореле регулирует температуру в пространстве,

нет полной уверенности, что испаритель всегда будет достаточно нагреваться во время нерабочей части цикла и полностью оттаивать.

Оттаивание испарителя обеспечивается при правильной настройке термореле, относительно постоянной нагрузки на систему и ее соответствия производимости системы. Если имеет место значительные изменения в нагрузке системы, а термореле регулирует температуру в пространстве, то возникают трудности с оттаиванием испарителя. Если система работает при пиковой нагрузке и температура в пространстве в течение длительного времени выше температуры замыкания контактов термореле, то рабочие циклы удлиняются и на испарителе образуется значительный слой инея. Кроме того, при значительной нагрузке температура в пространстве быстро повышается до температуры включения термореле во время нерабочей части цикла, в результате чего эта часть цикла обычно очень непродолжительна, и испаритель полностью не оттаивает. Когда компрессор включается, частично оттаивший иней замерзает на испарителе, образуя лед. Со временем испаритель полностью покроеется льдом, циркуляция воздуха через него будет очень ограниченной, и система выйдет из строя.

Реле давления

Реле давления делятся на два типа: реле низкого давления и реле высокого давления. Реле низкого давления соединено со стороной низкого давления системы (обычно это сторона всасывания компрессора), реле высокого давления — со стороной высокого давления (обычно это сторона нагнетания компрессора).

Конструкция реле низкого и высокого давления подобна конструкции термореле. Принципиальное отличие между ними заключается в источнике

давления, которое действует на сильфон или диафрагму. Давление, действующее на сильфон термореле, — это давление заполнителя в патроне, а давление, действующее на сильфон низкого и высокого давления, — это давление всасывания и нагнетания компрессора. Оба реле давления, как и термореле, имеют уставки включения и выключения, которые обычно регулируют на месте эксплуатации.

Реле высокого давления

Реле высокого давления используют только для защиты. Оно соединено со стороной нагнетания и включает компрессор, когда давление нагнетания становится слишком большим. Это осуществляется для того, чтобы предотвратить повреждение оборудования. Когда давление на стороне нагнетания поднимается выше определенной заданной величины, реле высокого давления размыкает цепь и останавливает компрессор. Если давление на стороне нагнетания опять становится нормальным, то реле высокого давления замыкает цепь и включает компрессор. Некоторые реле высокого давления снабжены выключателями, которые требуют ручного включения реле для пуска компрессора. Реле высокого давления желательны на всех установках, но они обязательны в установках с водяным конденсатором из-за возможного прекращения подачи воды.

Уставки включения и выключения реле высокого давления зависят от изменяемых хладагентов, так как они имеют различные давления конденсации.

Реле низкого давления

Реле низкого давления используют для защиты и косвенного регулирования температуры кипения хладагента в испарителе. Выполняя функции за-

щиты, реле низкого давления размыкает цепь и останавливает компрессор, когда давление на стороне всасывания опускается слишком низко, и замыкает цепь, включая компрессор, если давление на стороне всасывания становится опять нормальным. Некоторые реле низкого давления, как и реле высокого давления, снабжены выключателями, требующими ручного включения для пуска компрессора.

Реле низкого давления часто используют для регулирования температуры в торговом холодильном оборудовании. Давление на стороне всасывания компрессора определяет температуру насыщения хладагента в испарителе. Поэтому реле обеспечивает циклическую работу, срабатывая при изменении давления всасывания. Его применяют для косвенного регулирования температуры в пространстве посредством регулирования температуры в испарителе так же, как и при использовании дистанционного термореле. В этих случаях давления включения и выключения реле низкого давления являются давлениями насыщения хладагента, соответствующими температурам включения и выключения дистанционного термореле. Допустим, что уставки температуры включения и выключения дистанционного термореле соответственно равны 3,5 и $-4,5^{\circ}\text{C}$. Если применить реле низкого давления вместо термореле, то уставка давления включения реле низкого давления будет равна 245 кПа (давление насыщения R12, соответствующее температуре $3,5^{\circ}\text{C}$), а уставка давления выключения — 165 кПа (давление насыщения R12, соответствующее температуре $-4,5^{\circ}\text{C}$)*.

При нагревании испарителя во время нерабочей части цикла давление в

* Если применяют другие хладагенты, а не R12, то уставками давления будут давления насыщения этих хладагентов, соответствующие заданным температурам включения и выключения.

нем увеличивается. Когда давление в испарителе повышается до уставки давления включения, реле низкого давления замыкает цепь и включает компрессор. Вскоре после включения компрессора температура и давление в испарителе понижаются примерно до расчетных значений и остаются на этом уровне почти в течение всего рабочего цикла. В конце рабочего цикла температура и давление в испарителе постепенно опускаются ниже расчетных. Если давление в испарителе снижается до уставки выключения, то реле низкого давления размыкает цепь и останавливает компрессор.

Давление пара хладагента снижается при его движении через всасывающий трубопровод, и поэтому оно на входе в компрессор обычно на 10—15 кПа меньше давления в испарителе. Реле низкого давления включается под действием давления на входе в компрессор. Следовательно, необходимо учитывать снижение давления во всасывающем трубопроводе при регулировании уставки. Уставка давления выключения уменьшается на величину, равную потере давления во всасывающем трубопроводе. Например, снижение давления во всасывающем трубопроводе равно 15 кПа, когда давление в испарителе составляет 165 кПа. В данном случае давление на входе в компрессор будет равно 150 кПа. Следовательно, если требуется выключить компрессор, когда давление понижается в испарителе до 165 кПа, то уставку выключения реле низкого давления регулируют на величину 150 кПа. Если не учитывать снижение давления во всасывающем трубопроводе, то компрессор включится, когда давление в испарителе опустится только до 180 кПа, а не до 165 кПа. Холодильная установка будет работать короткими циклами, так как дифференциал слишком мал, и в результате работа ее будет неудовлетворительной.

Снижение давления во всасываю-

щем трубопроводе не влияет на уставку давления включения реле. Снижение давления — это функция скорости движения потока. Как только компрессор выключается, давление на входе в него повышается до давления в испарителе. Следовательно, при регулировании уставки давления включения реле нет необходимости учитывать снижение давления во всасывающем трубопроводе.

Реле низкого давления регулирует давление и соответствующую ему температуру хладагента в испарителе, а не температуру в пространстве. Оно наилучшим образом подходит для тех случаев, когда необходимо осуществлять оттаивание испарителя во время нерабочей части цикла. Особенно это относится к таким установкам, в которых компрессор монтируют на некотором расстоянии от испарителя. Регулирование низкого давления имеет определенное преимущество по сравнению с прямым регулированием температуры в том, что создается значительная экономия электропроводки. Термореле, имеющее дистанционный термонатрон, всегда монтируют вблизи испарителя или охлаждаемой камеры, в котором регулируется температура. Для этого требуется проложить два электрических провода от охлаждаемой камеры до компрессорно-конденсаторного агрегата. Реле низкого давления монтируют у компрессора, где имеется источник питания, в результате чего требуется намного меньше электропроводки.

Двублочное реле низкого и высокого давлений

Двублочное реле низкого и высокого давления — это комбинация двух реле (т. е. низкого и высокого давления) в одном корпусе. Обычно в приборе имеется одна пара электрических контактов. На рис. 13-10 представлено типичное двублочное реле низкого и вы-

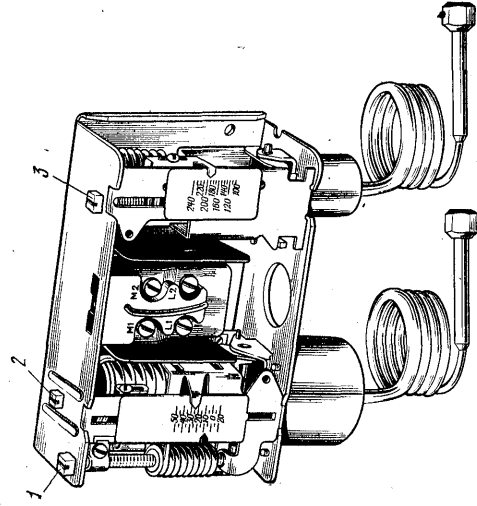


Рис. 13-10. Двухблочное реле низкого и высокого давления:

1 — винт установки выключения (изменяется только давление выключения); 2 — регулировочный винт диапазона (изменяются давления включения и выключения); 3 — винт установки выключения блока высокого давления

сокого давления. Этот тип реле давления часто поставляется в качестве комплектующего изделия с компрессорно-конденсаторным агрегатом.

ПОДДЕРЖАНИЕ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ В КАРТЕРЕ КОМПРЕССОРА

Для цикличной работы компрессорно-конденсаторного агрегата с целью поддерживать низкое давление в картере компрессора применяют одновременно термореле и реле низкого давления. В этом цикле температура воздуха в пространстве или кипения хладагента испарителя регулируется непосредственно термореле. Однако вместо пуска и остановки электродвигателя привода компрессора термореле открывает и закрывает электромагнитный вентиль на жидкостном трубопроводе, расположенный обычно вблизи регулятора расхода хладагента (рис. 13-11). При понижении температуры в пространстве или хладагента в испарителе до температуры включения термореле раз-

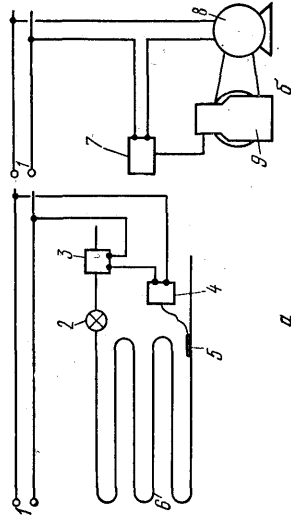


Рис. 13-11. Цикл поддержания низкого давления в картере компрессора:

а — испарительная часть; 1 — цепь питания; 2 — регулятор расхода хладагента; 3 — электромагнитный вентиль; 4 — термореле; 5 — дистанционный баллон; 6 — испаритель; 6 — компрессорный агрегат; 7 — реле низкого давления; 8 — двигатель; 9 — компрессор

мыкает цепь электромагнитного вентиля, прерывая тем самым подачу жидкого хладагента к испарителю. Работаящий компрессор отсасывает хладагент из той части системы, которая находится за электромагнитным вентилем. Когда давление в этой части системы понижается до давления включения, реле низкого давления размыкает цепь электродвигателя привода и останавливает компрессор. При повышении температуры в пространстве или хладагента в испарителе до температуры включения термореле замыкает цепь электромагнитного вентиля, жидкостный трубопровод открывается и жидкий хладагент подается в испаритель. Так как испаритель теплый, подаваемый хладагент быстро вскипает и давление в испарителе медленно повышается до величины давления включения реле низкого давления, которое замыкает цепь электродвигателя привода и включает компрессор.

Поддержание низкого давления в картере компрессора имеет ряд преимуществ. Одно из них заключается в том, что значительно снижается количество хладагента, поглощаемого маслом в картере во время нерабочей части цикла. Проблема растворения хлад-

агента в масле, находящемся в картере, в нерабочую часть цикла рассматривается более подробно в главе 18.

ИЗМЕНЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ УСТАНОВКИ

Необходимо отметить, что при изменении нагрузки на систему изменяются рабочие условия и производительность холодильной установки. Когда нагрузка на систему большая, а температура в пространстве высокая, разность между температурами охлаждаемого воздуха и хладагента в испарителе, а также производительность испарителя будут несколько больше расчетных. Вследствие большей производительности испарителя температура кипения хладагента также будет выше. Следовательно, в условиях значительной нагрузки рабочие параметры будут несколько выше средних расчетных значений, и производительность установки будет несколько выше средней. При этом потребляемая компрессором мощность будет максимальной, а электродвигатель привода компрессора должен иметь достаточный запас мощности.

Если нагрузка на систему значительна, то температура в пространстве, разность температур в испарителе, температура кипения хладагента несколько ниже расчетных, а следовательно, и производительность установки несколько меньше средней расчетной.

Во время каждого цикла рабочие параметры и производительность установки снижаются, причем они максимальны в начале цикла, когда температура в пространстве наибольшая, и минимальны в конце рабочего цикла, когда температура в пространстве наименьшая. Однако у хорошо спроектированной системы параметры очень близки к расчетным в течение большей части рабочего цикла.

Невозможно переоценить значение

баланса между производительностью холодильной установки и нагрузкой на систему. Неудовлетворительные рабочие условия являются следствием несоответствия производительности системы и нагрузки. Ранее подчеркивалось, что для хорошей работы необходимо, чтобы производительность проектируемой системы была равна или незначительно превосходила среднюю максимальную нагрузку. Это необходимо для того, чтобы поддерживать заданные температуру и влажность в период пиковой нагрузки. Очевидно, что при уменьшении тепловой нагрузки производительность холодильной установки становится слишком большой.

При небольшой средней нагрузке на установку регулирование ее производительности осуществляется за счет цикличности работы, как описывалось ранее. Если реле настроены правильно, то относительная продолжительность циклов включения и выключения будет колебаться в зависимости от нагрузки. При значительной нагрузке цикл работы будет длительным, а цикл остановки коротким, а при незначительной нагрузке наоборот. Естественно, что продолжительность циклов будет зависеть от колебаний нагрузки. Система всегда должна проектироваться таким образом, чтобы производительность ее при максимальной нагрузке была достаточной. Следует иметь в виду, что при существенном изменении нагрузки производительность системы будет значительно больше требуемой, особенно при минимальной нагрузке. Система со значительно большей, чем это требуется, производительностью, настолько же неудовлетворительна, как и система с недостаточной производительностью. Если производительность системы недостаточна для данной нагрузки, то рабочая часть цикла будет длительной, температура в пространстве высокой в течение продолжительного времени, а нерабочая часть

цикла будет слишком короткой. Следовательно, испаритель не отгаает. С другой стороны, при слишком большой производительности системы для данной нагрузки нерабочая часть цикла будет очень длительной, а рабочая часть цикла слишком короткой и недостаточной для удаления требуемого количества влаги из пространства. В результате в охлаждаемом пространстве влажность будет выше нормального уровня.

По этой причине при значительных изменениях нагрузки холодильную установку необходимо обеспечить какими-либо средствами автоматического или ручного изменения производительности. Это относится также и к большим установкам, в которых регулирование цикличности работы, непрактично.

Существует много способов балансирования холодопроизводительности с тепловой нагрузкой. Естественно, самый подходящий способ в каждом случае зависит от конкретных условий. Некоторые установки требуют одной или двухступенчатого регулирования, а другие — многоступенчатого. Часто для обеспечения необходимой гибкости применяют одновременно несколько способов. Кроме того, в некоторых случаях требуется создание искусственной нагрузки на оборудование для обеспечения соответствующего баланса между тепловой нагрузкой по сухой теплоте (для снижения температуры) и тепловой нагрузкой по скрытой теплоте (для уменьшения влажности). Если тепловая нагрузка по скрытой теплоте составляет большую часть общей тепловой нагрузки, то в результате работы холодильной установки будет переохлаждение в пространстве. Чтобы избежать этого, воздух сначала охлаждается испарителем до температуры, обеспечивающей заданное понижение влагосодержания, а затем нагревается до заданной температуры (по сухому термометру). Повторное нагревание воз-

духа осуществляется змеевикам и с водяным паром или горячей водой, электронагревателями или горячим паром хладагента, нагнетаемым компрессором в специальный змеевик.

В некоторых установках холодопроизводительность регулируется посредством изменения производительности только компрессора. Расход хладагента должен быть одинаковым во всех узлах, и изменение производительности любого узла автоматически отражается на производительности всех остальных. Поэтому повышение или понижение производительности компрессора соответствующим образом скажется на производительности всей системы. Необходимо, однако, обратить внимание на то, что при этом спотсобе регулирования производительности будут изменяться параметры установки.

Если требуется изменить производительность системы и сохранить рабочие параметры, то необходимо непосредственно регулировать производительность испарителя и компрессора¹.

В следующих разделах рассматриваются некоторые распространенные способы регулирования производительности испарителя и компрессора.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ИСПАРИТЕЛЯ

Наиболее эффективным способом регулирования производительности испарителя является, вероятно, разделение испарителя на несколько отдельных секций, в результате чего при снижении нагрузки могла бы работать одна или несколько секций (рис. 13-12).

¹ Любое понижение нагрузки и производительности системы оказывает влияние на производительность конденсатора и на размеры трубопроводов хладагента. Эти вопросы рассматриваются в главах 14 и 17.

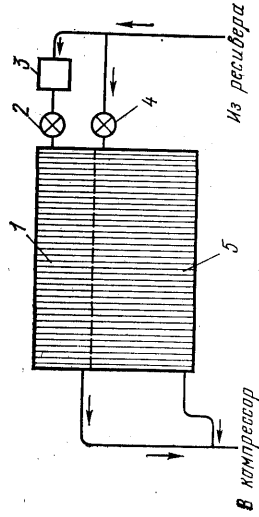


Рис. 13-12. Регулирование производительности испарителя:

1, 5 — секции испарителя; 2, 4 — регулирующие вентили; 3 — электромагнитный вентиль

С помощью этого способа можно отключить любую часть испарителя. Количество и площадь поверхности отдельных секций зависят от количества требуемых ступеней производительности и величины изменения производительности в каждой ступени. Расположение секций испарителя зависит от отношения тепловой нагрузки по сухой теплоте к общей тепловой нагрузке при различных условиях работы. Испаритель, как правило, делят на две секции. Схема испарителя может предусматривать «торцевое» регулирование, или регулирование «по глубине», или то и другое вместе. При «торцевом» регулировании соотношение сухой и общей теплоты не изменяется. Однако при регулировании «по глубине» соотношение сухой теплоты к общей изменяется всегда. Можно сделать вывод, что чем больше глубина испарителя, тем больше отводится влаги. Следовательно, отношение сухой теплоты к общей увеличивается при отключении одной или нескольких секций испарителя.

Другой распространенный способ регулирования производительности испарителя заключается в изменении количества продуваемого воздуха с помощью торцевых или байпасных заслонок (рис. 13-13 и 13-14). Для этой цели можно применять также вентилляторы с регулируемой скоростью

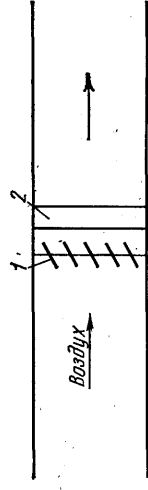


Рис. 13-13. Регулирование количества продуваемого через испаритель воздуха (при движении заслонки в сторону закрытия увеличивается аэродинамическое сопротивление и количество циркулирующего воздуха уменьшается):

1 — торцевая заслонка; 2 — испаритель

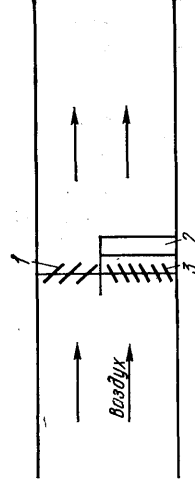


Рис. 13-14. Регулирование производительности испарителя с помощью торцевой и байпасной заслонок (байпасная заслонка открывается шире при закрытии торцевой, в результате чего регулируется обдув испарителя воздухом. Общее количество циркулирующего воздуха остается практически постоянным независимо от положения заслонок):

1 — байпасная заслонка; 2 — испаритель; 3 — торцевая заслонка

вращения, которые используют иногда вместе с заслонками.

При использовании любого из описанных способов почти во всех случаях необходимо одновременно регулировать производительность компрессора.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОМПРЕССОРА

Производительность поршневых компрессоров регулируют несколькими способами. Один способ, упомянутый ранее, заключается в изменении частоты вращения вала посредством изменения скорости вращения вала привода.

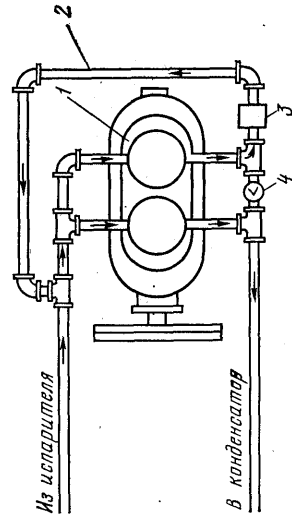


Рис. 13-15. Схема байпасирования цилиндров компрессора:

1 — компрессор; 2 — байпасная линия; 3 — электромагнитный вентиль; 4 — обратный клапан

Приводной электродвигатель часто имеет две скорости вращения, в результате чего компрессор может работать с полной или 50%-ной производительностью. Если требуется большее количество ступеней производительности, то необходимо применить двигатель с двумя обмотками, что позволяет работать на четырех скоростях.

Регулирование производительности многоцилиндрового компрессора обеспечивается часто разгрузкой одного или большего количества цилиндров, т. е. выключения их из работы. Один из способов заключается в байпасировании пара из полости нагнетания одного или большего количества цилиндров обратно во всасывающий трубопровод (рис. 13-15). Когда давление всасывания понижается до заданного значения, электромагнитный вентиль на байпасном трубопроводе, включаемый от реле давления, открывается, и пар, нагнетаемый из одного или большего количества цилиндров, байпасируется обратно во всасывающий трубопровод, где смешивается со всасываемым паром. Нагнетаемый из разгруженного цилиндра пар продолжает байпасироваться во всасывающий трубопровод до тех пор, пока давление всасывания не повысится до уставки выключения реле. Электромагнитный вентиль обесточится, байпасный тру-

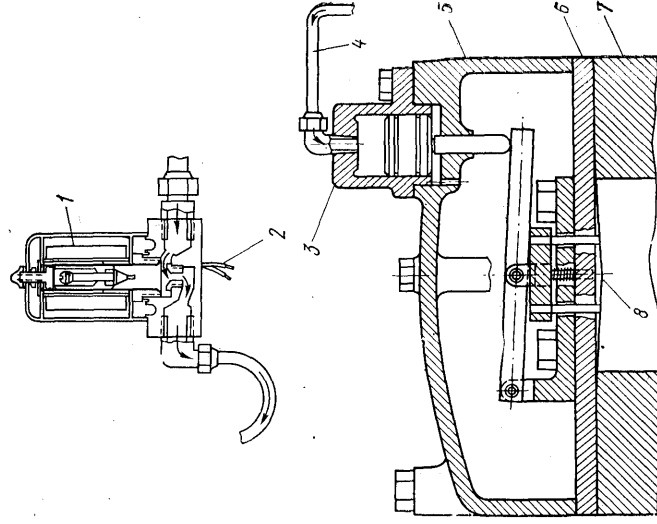


Рис. 13-16. Разгрузочное устройство цилиндра, включаемое под действием давления в конденсаторе:

1 — электромагнитный вентиль (включен); 2 — электрический провод; 3 — силовой элемент разгрузочного устройства; 4 — трубка со стороны нагнетания компрессора; 5 — головка цилиндра; 6 — клапанная плита; 7 — цилиндр; 8 — пластина всасывающего клапана

бопровод перекрывается, и компрессор начинает работать с полной производительностью. Другой способ разгрузки цилиндров компрессора заключается в выключении всасывающих клапанов разгружаемых цилиндров, чтобы они были открыты при ходе сжатия. Когда всасывающие клапаны открыты, пар, поступающий в цилиндр при ходе всасывания, возвращается во всасывающий трубопровод при ходе сжатия (рис. 13-16).

Разгрузочное устройство работает следующим образом. При понижении давления всасывания до давления включения реле давления оно включает электромагнитный вентиль и пар высокого давления подается из конденсатора к разгрузочному поршню, ко-

торый выключает всасывающие клапаны и удерживает их в открытом состоянии. В момент повышения давления всасывания до давления выключения реле давления электромагнитный вентиль обесточивается и разгрузочный поршень возвращается в исходное положение. Разгрузочные устройства всех типов используют не только для регулирования производительности, но и для разгрузки цилиндров при пуске компрессора, что уменьшает пусковой момент.

При любом из описанных способов регулирования производительности потребляемая компрессором мощность уменьшается с понижением производительности, хотя это уменьшение не совсем пропорционально.

Еще один способ регулирования производительности компрессора заключается в дросселировании всасываемого пара. Однако его редко применяют в поршневых компрессорах, так как при этом не уменьшается потребляемая мощность.

Другой способ регулирования заключается в искусственной нагрузке компрессора при понижении нагрузки системы. Для этой цели применяют байпасный вентиль горячего пара, который открывается и байпасирует горячий пар высокого давления на сторону низкого давления, когда давление на стороне всасывания становится ниже минимального (рис. 13-17). Автоматический регулирующий вентиль используют в качестве байпасного вентиля горячего пара (см. с. 346—349), но в настоящее время выпускают вентили, специально сконструированные для этой цели.

Способ байпасирования горячего пара имеет недостатки. Во-первых, обычно отсутствует разгрузка компрессора или она очень мала, в результате чего уменьшение потребляемой мощности минимально. Во-вторых, если система байпасирования горячего пара недостаточно хорошо скон-

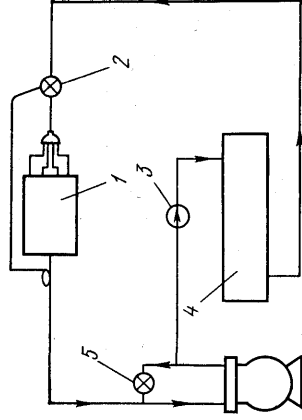


Рис. 13-17. Разгруженный пуск компрессора с помощью ручного или электромагнитного вентиля (обратный клапан предотвращает рециркуляцию пара высокого давления из конденсатора):

1 — испаритель; 2 — ТРВ; 3 — обратный клапан; 4 — конденсатор; 5 — регулирующий байпасный вентиль

струирована, то происходят избыточный нагрев всасываемого пара и перегрев компрессора. В связи с этим схем, которая показана на рис. 13-17, обычно применяют только для разгрузочного пуска компрессора. Другие схемы, которые создают некоторые возможности уменьшить перегрев горячего пара до его подачи в компрессор, показаны на рис. 13-18, 13-19, 13-20.

Способ перепуска горячего пара через байпасную линию часто является единственным для регулирования

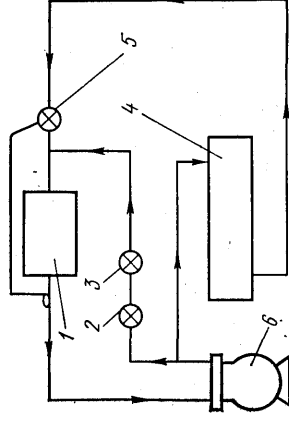


Рис. 13-18. Регулирование производительности с помощью байпасного вентиля с плавной характеристикой (горячий пар подается ко входу в испаритель):

1 — испаритель; 2 — электромагнитный вентиль; 3 — байпасный вентиль горячего пара с плавной характеристикой; 4 — конденсатор; 5 — ТРВ; 6 — компрессор

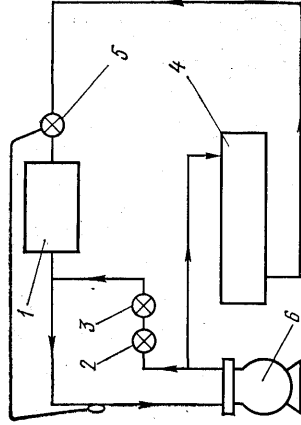


Рис. 13-19. Регулирование производительности с помощью байпасного вентиля с плавной характеристикой (горячий пар подается к выходу из испарителя):

1 — испаритель; 2 — электромагнитный вентиль; 3 — байпасный вентиль горячего пара с плавной характеристикой; 4 — конденсатор; 5 — TRV; 6 — компрессор

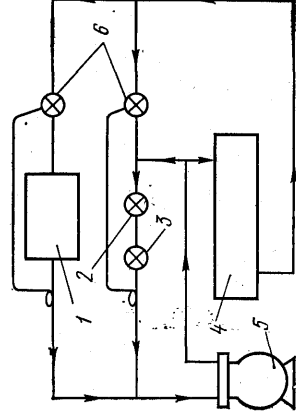


Рис. 13-20. Регулирование производительности с помощью байпасного вентиля с плавной характеристикой и дополнительного TRV (температура пара на входе в компрессор снижается):

1 — испаритель; 2 — электромагнитный вентиль; 3 — байпасный вентиль горячего пара с плавной характеристикой; 4 — конденсатор; 5 — компрессор; 6 — TRV

производительности малых компрессоров (до 7,5 кВт), а также для дополнения других, более эффективных способов регулирования производительности, когда необходимо обеспечить регулирование производительности вплоть до нулевой нагрузки или для разгруженного пуска. В последнем случае байпасный ручной или автоматический электромагнитный вентиль (см. рис. 13-17) полностью открывают при пуске компрессора. Когда байпасный вентиль полностью открыт,

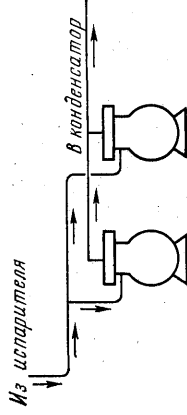


Рис. 13-21. Использование двух компрессоров, смонтированных параллельно, для регулирования производительности (при уменьшении нагрузки один компрессор выключается). Для создания дополнительных ступеней регулирования один из компрессоров оборудуют разгрузочным устройством

давления между сторонами нагнетания и всасывания компрессора уравниваются и работа сжатия требуется только для преодоления трения, поэтому давление в компрессоре и байпасной линии. Между конденсатором и байпасной линией монтируют обратный клапан для предотвращения рециркуляции пара высокого давления из конденсатора.

Еще один способ регулирования производительности компрессора заключается в параллельной работе двух или большего количества компрессоров (рис. 13-21). Он дает хорошие результаты. Включение компрессоров осуществляется от индивидуальных реле низкого давления. Реле настроены на давления включения и выключения таким образом, чтобы последовательно выключать и включать компрессоры при повышении давления всасывания. Эти компрессоры часто оборудованы разгрузочными устройствами для дополнительного ступенчатого регулирования. Системы с параллельными компрессорами рассматриваются более подробно в главе 20.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ НЕСКОЛЬКИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Применение двух или большего числа холодильных установок также является способом регулирования про-

изводительности. Испарители отдельных холодильных установок могут быть заключены в общий кожух и обдуваться одним потоком воздуха или помещены в отдельные кожухи и обдуваться индивидуально. В любом случае используют отдельные компрессоры и конденсаторы, однако иногда конденсаторы могут быть заключены в общий кожух.

Этот способ применяют в том случае, когда требуется две ступени регулирования производительности, например при охлаждении продуктов или комбинированном охлаждении и хранении продуктов. Использование двух или большего числа отдельных холодильных установок позволяет обеспечить процесс охлаждения при потерях в результате выхода из строя части оборудования. Если одна установка отказала, то другая продолжает работать, пока ремонтируется первая.

ЗАДАЧИ

13-1. Расчетная тепловая нагрузка низкотемпературной камеры при -19°C

5 кВт. В камере смонтированы четыре ряда плиточных испарителей модели 6-4,0-В с общей производительностью 5,18 кВт при разности температур $6,5^{\circ}\text{C}$. Выбрать для этой установки в приложении 11 компрессорно-конденсаторный агрегат с воздушным охлаждением (хладагент R12) и нанести кривые производительности испарителей и компрессорно-конденсаторного агрегата на график для определения параметров, при которых установка будет работать сбалансированно (рабочей температуры кипения, разности температур в испарителе и производительности) при расчетной нагрузке.

Учесть, что давление R12 снижается во всасывающем трубопроводе на 10 кПа, что эквивалентно $0,5^{\circ}\text{C}$.

13-2. При условиях, указанных в задаче 13-1, провести дополнительную кривую производительности испарителя для определения параметров работы холодильной установки, когда выключены два ряда плиточных испарителей.

13-3. Принимая, что система, описанная в задаче 13-1, работает на R12, определить уставки давления включения и выключения реле низкого давления для обеспечения циклической работы, что позволяет установить разбег при дифференциале температур в пространстве 2°C , т. е. включаться при температуре в пространстве -18°C и выключаться при температуре -20°C .

Глава 14

КОНДЕНСАТОРЫ И ГРАДИРНИ

КОНДЕНСАТОРЫ

Конденсатор, как и испаритель, является теплообменным аппаратом. Теплота от горячего пара хладагента передается через стенки конденсатора охлаждающей среде. В результате передачи теплоты охлаждающей среде пар хладагента сначала охлаждается до температуры насыщения, а затем превращается в жидкость. В качестве охлаждающей среды в низкотемпературных устройствах иногда используют рассол или хладагент, но в большинстве случаев применяют воздух, или воду, или обе среды вместе.

Конденсаторы выпускают трех типов: с воздушным охлаждением, с водяным охлаждением и испарительные. В воздушных конденсаторах охлаждающей средой является воздух, а в водяных конденсаторах — вода. В воздушных и водяных конденсаторах теплота, отдаваемая конденсирующимся хладагентом, повышает температуру охлаждающей среды (воздуха или воды).

Испарительные конденсаторы богаты на воздухе и воде. Хладагент конденсируется вследствие испарения воды, орошающей конденсатор. Воздух повышает интенсивность испарения во-

ды, унося водяной пар, появляющийся в результате процесса испарения.

Нагрузка конденсатора

В общее количество теплоты, поглощаемой в конденсаторе охлаждающей средой, входит теплота, поглощенная хладагентом в испарителе, и теплота, эквивалентная работе сжатия. Любая теплота, поглощенная всасываемым паром из окружающего воздуха, также становится частью нагрузки конденсатора. Величина работы сжатия на единицу холодопроизводительности зависит от степени сжатия, а количество теплоты, отведенной в конденсаторе на единицу холодопроизводительности, — от рабочих параметров системы.

Конструкция компрессора также несколько влияет на теплоту сжатия. Так, она больше в герметичном компрессоре, охлаждаемом всасываемым паром, чем в сальниковом компрессоре.

Некоторые предприятия-изготовители публикуют данные отвода теплоты в качестве одной из основных характеристик компрессора (см. приложение 9), и их можно взять за основу при выборе конденсатора. Если этих данных нет, то нагрузку конденсатора Q_k вычисляют, умножая величину производительности компрессора Q_0 на со-

ответствующий коэффициент $k_{Q_{ж}}$ (табл. 14-1 или 14-2),

$$Q_k = Q_0 k_{Q_{ж}} \quad (14-1)$$

Пример 14-1. Определить нагрузку конденсатора в составе агрегата с сальниковым компрессором холодопроизводительностью 4,8 кВт при температуре кипения — 18°С и температуре конденсации 43°С.

Решение. В табл. 14-1 находим, что коэффициент теплоты сжатия при температуре кипения — 18°С и температуре конденсации 43°С равен 1,32. По уравнению (14-1) рассчитаем нагрузку конденсатора

$$Q_k = 4,8 \text{ кВт} \times 1,32 = 6,34 \text{ кВт.}$$

Пример 14-2. Определить нагрузку конденсатора для условий, приведенных в примере 14-1, если использован герметичный компрессор с охлаждением всасываемым паром.

Решение. По табл. 14-2 определяем коэффициент теплоты сжатия, он равен 1,44. Применяя уравнение (14-1), вычисляем нагрузку конденсатора

$$Q_k = 4,8 \text{ кВт} \times 1,44 = 6,91 \text{ кВт.}$$

Для расчета нагрузки конденсатора при рабочих условиях за пределами нормального диапазона одноступенчатых компрессоров применяют следующие уравнения:

для сальниковых компрессоров

$$Q_k = Q_0 + N_e, \quad (14-2)$$

где N_e — эффективная мощность электродвигателя, кВт;

для герметичных компрессоров

Таблица 14-1

Коэффициент отвода теплоты в зависимости от степени сжатия для одноступенчатого сальникового компрессора

Температура кипения хладагента, °С	Температура конденсации хладагента, °С					
	32	38	43	49	54	60

—34	1,37	1,42	1,47	1,47	1,47	1,47
—29	1,33	1,37	1,42	1,42	1,41	1,42
—23	1,28	1,32	1,37	1,37	1,36	1,37
—18	1,24	1,28	1,32	1,32	1,32	1,32
—12	1,21	1,24	1,28	1,28	1,27	1,32
—7	1,17	1,20	1,24	1,24	1,23	1,28
—1	1,14	1,17	1,20	1,20	1,20	1,24
5	1,12	1,15	1,17	1,17	1,20	1,24
10	1,09	1,12	1,14	1,17	1,20	1,24

Коэффициент отвода теплоты в зависимости от степени сжатия для одноступенчатого герметичного компрессора, охлаждаемого всасываемым паром хладагента

Температура кипения хладагента, °С	Температура конденсации хладагента, °С					
	32	38	43	49	54	60
-40	1,66	1,73	1,80	2,00		
-34	1,57	1,62	1,68	1,80		
-29	1,49	1,53	1,58	1,65		
-23	1,42	1,46	1,50	1,57		
-18	1,36	1,40	1,44	1,50	1,64	1,62
-15	1,33	1,37	1,41	1,46	1,52	1,59
-12	1,31	1,34	1,38	1,43	1,49	1,55
-9	1,28	1,32	1,35	1,40	1,46	1,52
-7	1,26	1,29	1,33	1,37	1,43	1,49
-4	1,24	1,27	1,31	1,35	1,40	1,45
-1	1,22	1,25	1,28	1,32	1,37	1,42
5	1,18	1,21	1,24	1,27	1,31	1,35
10	1,14	1,17	1,20	1,23	1,26	1,29

$$Q_K = Q + N_9, \quad (14-3)$$

где N_9 — подводимая мощность, кВт.

Пример 14-3. Герметичный компрессор работает при расчетных условиях и имеет холодопроизводительность 15,5 кВт и подводимую мощность 9 кВт. Определить отвод общей теплоты в конденсаторе.

Решение. По уравнению (14-3) рассчитываем нагрузку конденсатора

$$Q_K = 15,5 \text{ кВт} + 9 \text{ кВт} = 24,5 \text{ кВт}.$$

Производительность конденсатора

Теплопередача через стенки конденсатора осуществляется за счет теплопроводимости. Поэтому производительность конденсатора определяют по основному уравнению теплопередачи:

$$Q_K = FK\Delta t_m, \quad (14-4)$$

где Q_K — производительность конденсатора, кВт; F — площадь поверхности конденсатора, м²; K — коэффициент теплопередачи, кВт/(м²·К); Δt_m — средняя логарифмическая разность между температурами конденсации хладагента и охлаждающей среды, К.

Анализ величин в уравнении (14-4) показывает, что при заданном значении

коэффициента теплопередачи производительность конденсатора прямо пропорциональна площади поверхности конденсатора и разности между температурами конденсации хладагента и охлаждающей среды. Очевидно также, что для любого конденсатора определенного размера и конструкции, площадь поверхности которого и коэффициент теплопередачи заданы при изготовлении, производительность конденсатора прямо пропорциональна разности между температурами конденсации хладагента и охлаждающей среды. Кроме того, если средняя температура охлаждающей среды постоянна, то производительность конденсатора изменяется только при повышении или понижении температуры конденсации.

Расход и разность температур охлаждающей среды в конденсаторе

В воздушных и водяных конденсаторах вся теплота, отдаваемая конденсирующимся хладагентом, расходуется на повышение температуры охлаждающей среды. Поэтому в соответствии с

уравнением (2-4) разность температур охлаждающей среды прямо пропорциональна нагрузке конденсатора и обратно пропорциональна массовому расходу и удельной теплоемкости охлаждающей среды, т. е.

$$\Delta t = Q_K / m c, \quad (14-5)$$

где Δt — разность температур охлаждающей среды в конденсаторе, $^{\circ}\text{К}$ и $^{\circ}\text{C}$; Q_K — теплота, отведенная в конденсаторе, кВт; m — массовый расход воды или воздуха в конденсаторе, кг/с; c — удельная теплоемкость охлаждающей среды, кДж/(кг·К).

Удельная теплоемкость c постоянна для данной нагрузки конденсатора Q_K и единственными переменными в уравнении (14-5) являются величины массового расхода и разность температур охлаждающей среды.

Средние величины удельной теплоемкости воздуха и воды соответственно равны 1,02 кДж/(кг·К) и 4,19 кДж/(кг·К). При подстановке величины c в уравнение (14-5) можно записать следующие образцы:

для воды

$$m = Q_K / [4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) \times \Delta t], \quad (14-6)$$

$$\Delta t = Q_K / [4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) \times m]; \quad (14-7)$$

для воздуха

$$m = Q_K / [1,02 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) \times \Delta t], \quad (14-8)$$

$$\Delta t = Q_K / [1,02 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) \times m]. \quad (14-9)$$

Общепринято выражать расход воздуха и воды соответственно в метрах кубических в секунду и литрах в секунду. Поэтому расход охлаждающей среды желательно рассчитывать в этих же единицах, а не в килограммах в секунду.

Поскольку средняя плотность воды равна 1 л/кг, массовый расход воды (в кг/с) в уравнениях (14-6) и (14-7) можно заменить на объемный расход воды (в л/с).

Стандартный удельный объем воздуха v равен 0,842 м³/кг, а стандартная плотность воздуха $\rho = 1/0,842 \text{ кг}/\text{м}^3$. Массовый расход воздуха (в кг/с) пре-

образуем в объемный расход (в м³/с), умножая первый на 1/0,842. Так как стандартная удельная теплоемкость воздуха c для воздуха равна 1,02 кДж/(кг·К), то $c\rho = 1,02 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) \times \times 1/0,842 \text{ кг}/\text{м}^3 = 1,21 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}) \approx \approx 1,2 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$.

$$v = Q_K / (1,2 \times \Delta t); \quad (14-10)$$

$$\Delta t = Q_K / (1,2 \times v), \quad (14-11)$$

где Q_K — теплота, отведенная в конденсаторе, кВт; v — объемный расход воздуха, м³/с; 1,2 — постоянная воздуха, кДж/(м³·К).

Пример 14-4. Каков объемный расход циркулирующей воды, если нагрузка водяного конденсатора 45 кВт, а температура воды в конденсаторе повышается на 6 К.

Решение. Объемный расход воды определим, применяя уравнение (14-6):

$$v = 45 \text{ кВт} / [4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) \times 6\text{К}] = \\ = 1,79 \text{ кг/с, или } 1,79 \text{ л/с.}$$

Пример 14-5. Нагрузка водяного конденсатора 26 кВт. Определить повышение температуры воды в конденсаторе, если расход воды, циркулирующей через конденсатор, составляет 1 л/с.

Решение. По уравнению (14-7) находим

$$\Delta t = 26 \text{ кВт} / [4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) \times 1 \text{ л/с}] = \\ = 6,2\text{К.}$$

Пример 14-6. При расходе воды 0,3 л/с через водяной конденсатор температура воды повышается на 7 К. Вычислить нагрузку конденсатора.

Решение. Согласно уравнению (14-6) нагрузка конденсатора составит

$$Q_K = 0,3 \text{ л/с} \times 4,19 \text{ кДж}/(\text{л} \cdot \text{К}) \times 7\text{К} = \\ = 8,8 \text{ кВт.}$$

Пример 14-7. Нагрузка воздушного конденсатора 36 кВт. Требуемое повышение температуры воздуха в конденсаторе 10 К. Определить объемный расход воздуха (в м³/с), который должен циркулировать через конденсатор.

Решение. По уравнению (14-10) находим объемный расход воздуха

$$v = 36 \text{ кВт} / [1,2 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}) \times 10\text{К}] = 3 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Пример 14-8. Расход воздуха через воздушный конденсатор составляет 2 м³/с. Вычислить величину повышения температуры воздуха, обдувающего конденсатор, если нагрузка конденсатора 19,2 кВт.

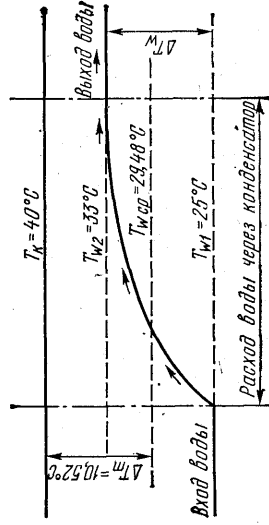


Рис. 14-1. Повышение температуры воды в конденсаторе:

T_k — температура конденсации; ΔT_m — средняя фактическая разность температур; T_{m2} — температура воды на выходе; $T_{ср}$ — средняя температура воды; $T_{вх}$ — температура воды на входе; ΔV — повышение температуры в конденсаторе

Решение. Используя уравнение (14-11), находим

$$\Delta t = 19,2 \text{ кВт} / [1,2 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}) \times 2 \text{ м}^3/\text{с}] = 8\text{К}.$$

Для данного конденсатора при постоянной его нагрузке температура конденсации хладагента зависит только от средней температуры охлаждающей среды, протекающей через конденсатор. Чем ниже средняя температура охлаждающей среды, тем ниже температура конденсации. Например, примем, что площадь поверхности и нагрузка конденсатора таковы, что средняя разность температур между хладагентом и охлаждающей средой равна 8°C . Если средняя температура охлаждающей среды 32°C , то температура конденсации $t_k = 32^\circ\text{C} + 8^\circ\text{C} = 40^\circ\text{C}$, а если средняя температура охлаждающей среды 29°C , то температура конденсации $t_k = 29^\circ\text{C} + 8^\circ\text{C} = 37^\circ\text{C}$.

Средняя температура охлаждающей среды обусловлена температурой воздуха на входе в конденсатор (рис. 14-1). При увеличении расхода охлаждающей среды ее средняя температура и температура конденсации снижаются. Расход охлаждающей среды через конденсатор определяется его размером и конструкцией. Если расход через конденсатор слишком мал, то поток будет ламинарным, а не турбулентным, и коэффициент

теплопередачи будет низким. С другой стороны, если расход слишком велик, то снижение давления в конденсаторе становится избыточным, в результате чего резко повышается расход энергии, необходимой для циркуляции охлаждающей среды.

Конструкцию и площадь поверхности конденсатора, расход охлаждающей среды определяют на основе расчетной температуры конденсации.

Желательны низкие температуры конденсации, так как они повышают КПД компрессора и уменьшают потребляемую компрессором мощность. Однако это не означает, что большая площадь поверхности конденсации и высокий расход охлаждающей среды для обеспечения низкой температуры конденсации всегда создают наиболее практические и экономичные условия работы установки. Необходимо учитывать также и другие факторы, которые влияют на площадь поверхности конденсатора и расход охлаждающей среды, например капиталоуложения, наличие площади, мощность, потребляемую вентилятором или насосом для циркуляции охлаждающей среды. Кроме того, если охлаждающей средой является вода, которую затем сбрасывают в канализацию (см. с. 272—274), то необходимо учитывать ее наличие и стоимость.

Мощность, потребляемая вентилятором или насосом для циркуляции охлаждающей среды, возрастает с увеличением ее расхода. Если расход превышает определенные пределы, то рост потребляемой мощности для циркуляции охлаждающей среды не компенсируется уменьшением мощности, потребляемой компрессором, вследствие более низкой температуры конденсации.

Очевидно, что оптимальным можно считать такой расход охлаждающей среды, при котором общие расходы на эксплуатацию холодильной установки будут минимальными. Они различны и зависят от условий работы каждой установки, ее размера, типа, интенсивности

загрязнения конденсатора, расчетных условий для данного района, а также таких практических вопросов, как стоимость и наличие воды, стоимость помещения, местные ограничения и др. Например, при работе низкотемпературной установки хорошей КПД можно получить за счет низкой температуры конденсации. Следовательно, при одинаковой нагрузке конденсатора оптимальный расход охлаждающей среды обычно выше в низкотемпературной установке, чем в высокотемпературной. Кроме того, если температура охлаждающей среды на входе относительно высока, то требуется большая площадь поверхности конденсатора и более высокий ее расход для обеспечения соответствующей температуры конденсации, чем в тех случаях, когда температура охлаждающей среды на входе более низкая.

Воздушные конденсаторы

Воздушный конденсатор может обдуваться как за счет естественной конвекции воздуха, так и принудительно с помощью вентилятора. Если циркуляция воздуха осуществляется вследствие естественной конвекции, то требуется его небольшое количество и относительно большая поверхность конденсатора. Конденсаторы с естественной конвекцией из-за ограниченной производительности используются только в небольших установках, в основном в домашних холодильниках и морозильниках.

Конденсаторы с естественной конвекцией обычно листотрубного типа или изготовлены из оребренных труб. В аппарате последнего типа ребра имеют больший шаг, в результате чего почти отсутствует сопротивление свободному движению воздуха, а также уменьшается возможность загрязнения конденсатора.

Конденсатор листотрубного типа монтируют на задней стенке холодильного

шкафа таким образом, чтобы был организован канал, повышающий скорость циркуляции воздуха. Конденсатор из оребренных труб монтируют в вертикальном положении на задней стенке холодильного шкафа или под ним, располагая аппарат под углом. Независимо от типа конденсатора и места его монтажа необходимо холодильный шкаф располагать таким образом, чтобы воздух постоянно циркулировал через конденсатор. Не следует размещать холодильник вблизи источников теплоты, например печей.

Воздушные конденсаторы, в которых используют вентиляторы для принудительного воздушного охлаждения, делят на две группы в зависимости от места его расположения: монтируемые на раме и монтируемые отдельно.

Воздушный конденсатор, монтируемый на общей раме с компрессором и его приводом, становится, таким образом, составной частью компрессорно-конденсаторного агрегата с воздушным охлаждением (см. рис. 6-12 и рис. 14-2). Отдельный воздушный конденсатор обычно устанавливают на некотором расстоянии от компрессора в помещении или на открытых площадках. При монтаже в помещении необходимо предусмотреть подачу достаточного количества наружного воздуха к конденсатору (рис. 14-3). Если конденсатор монтируют в теплом помещении, например на чердаке котельной, то обязательно устраивают каналы подачи и отвода воздуха от конденсатора наружу. В по-

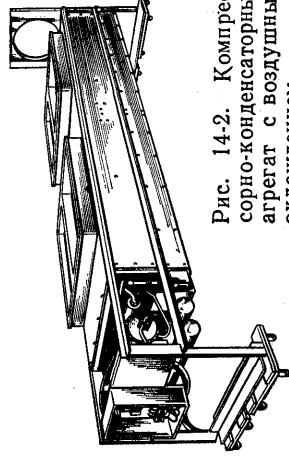


Рис. 14-2. Компрессорно-конденсаторный агрегат с воздушным охлаждением

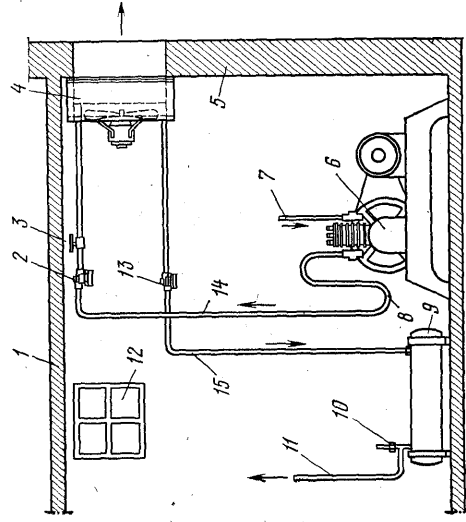


Рис. 14-3. Воздушный конденсатор, монтируемый в помещении:

1 — потолок; 2, 10, 13 — запорные вентили; 3 — спускной вентиль; 4 — воздушный конденсатор; 5 — стена здания; 6 — компрессор; 7 — всасывающий трубопровод; 8 — отделиватель; 9 — ресивер; 11 — жидкостная линия к испарителю; 12 — открытое окно для подачи свежего воздуха; 14 — нагнетательный трубопровод; 15 — жидкостная линия от конденсатора к ресиверу

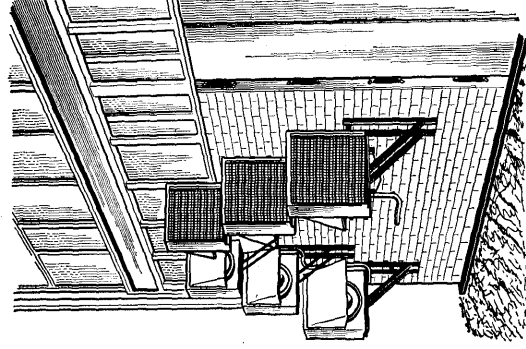


Рис. 14-4. Воздушные конденсаторы, смонтированные на наружной стене

мещениях монтируют только небольшие конденсаторы, так как для их охлаждения требуется значительное количество воздуха.

При монтаже вне здания воздушные конденсаторы могут быть установлены на земле, крыше или сбоку на стене. Наиболее распространенным является монтаж таких конденсаторов на крыше.

На рис. 14-4 и 14-5 показаны типовые случаи монтажа воздушных конденсаторов на стене и крыше. Во всех случаях конденсатор должен быть ориентирован таким образом, чтобы преобладающее направление ветра в данном районе в летнее время способствовало работе вентиллятора. При невозможности ориентации аппарата таким образом

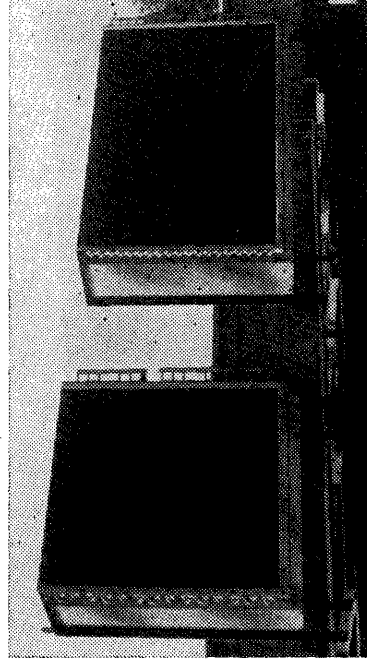


Рис. 14-5. Воздушные конденсаторы, смонтированные на крыше (левый конденсатор многосекционный)

следует устанавливать отражатели ветра на стороне подачи воздуха в конденсатор.

Воздушные конденсаторы выпускают различной конструкции для вертикального или горизонтального монтажа с производительностью от 1 до 500 кВт и более. Некоторые конденсаторы конструируют с двумя или большим количеством параллельных схем циркуляции хладагента. Их можно использовать для обслуживания нескольких неодинаковых холодильных установок, включая и такие, которые работают на различных хладагентах. Некоторые модели имеют секцию для переохлаждения жидкого хладагента. Для эффективной работы этой секции конденсаторы используют без ресивера в установке. Если ресивер применяют, то он должен быть смонтирован выше секции для переохлаждения жидкости.

Расход и скорость движения воздуха

В воздушном конденсаторе существует определенное соотношение между размером (площадью лобового сечения) конденсатора и количеством циркулирующего воздуха. В аппарате оптимальной конструкции скорость движения воздуха должна быть минимальной, обеспечивающей турбулентность потока и высокий коэффициент теплопередачи. Повышение скорости движения воздуха создает избыточное снижение давления в конденсаторе и увеличивает потребляемую вентилятором мощность.

Скорость движения воздуха через воздушный конденсатор зависит от площади его лобового сечения и количества циркулирующего воздуха:

$$\omega, \text{ м/с} = V, \text{ м}^3/\text{с} : F, \text{ м}^2.$$

Скорость движения воздуха через воздушный конденсатор обычно составляет 2,5—6 м/с. Однако оптимальная скорость движения воздуха для данной конструкции лучше всего определяется

экспериментом из-за большого количества имеющих переменных величин. По этой причине большинство воздушных конденсаторов поставляется заводам с смонтированными вентиляторами, и в них количество и скорость движения воздуха через конденсатор постоянны. Для обеспечения максимальной производительности воздушного конденсатора необходимо всегда тщательно следовать рекомендациям завода-изготовителя.

Определение номинальной производительности и выбор воздушного конденсатора

Номинальная производительность воздушного конденсатора обычно выражается в киловаттах. Если площадь поверхности и коэффициент теплопередачи заданы при изготовлении, то производительность любого конденсатора зависит только от средней разности между температурами воздуха и конденсирующегося хладагента. Большинство воздушных конденсаторов поставляется с смонтированным вентилятором. Поэтому количество воздуха, обдувающего конденсатор, можно считать постоянным, а средняя температура воздуха, обдувающего конденсатор, меняется и зависит от температуры подаваемого воздуха по сухому термометру и на грузки на конденсатор. В этих случаях производительность конденсатора прямо пропорциональна разности между температурой конденсирующегося хладагента и температурой воздуха, которая практически может быть от 6 до 22°C.

Большая разность между этими температурами характерна для высокотемпературных установок и для районов с относительно низкой наружной расчетной температурой по сухому термометру. В холодильных установках площадь поверхности конденсатора экономична, если при расчетной разности температур температура конденсации выше 43 и ниже 49°C. Если это положение использовать в качестве основы для

выбора конденсатора, то тогда расчетная разность температур, а следовательно, и поверхность конденсатора зависят от наружной расчетной температуры по сухому термометру. Чем выше температура по сухому термометру, тем больший требуется конденсатор. Например, при температуре конденсации 43°C и температуре по сухому термометру 29°C можно выбрать конденсатор с разностью температур 14°C, а если температура по сухому термометру 32°C, то необходимо выбрать конденсатор с разностью температур 11°C, т. е. конденсатор большего размера.

Значения номинальной производительности воздушных конденсаторов, указанных в приложении 11, опреде-

Высота над уровнем моря, м	0
Поправочный коэффициент тепловой нагрузки	
Высота над уровнем моря, м	1330
Поправочный коэффициент тепловой нагрузки	0,913

Пример 14-9. Сальниковый компрессор, работающий на R22, имеет холодопроизводительность 21 кВт при температуре кипения 5°C и температуре конденсации 49°C. Температура окружающей среды равна 35°C по сухому термометру. Выбрать воздушный конденсатор, чтобы его можно было расположить на высоте 1500 м.

Решение. По табл. 14-1 находим, что коэффициент отвода теплоты равен 1,2. Поправочный коэффициент для разности температур 14°C равен 1,14 (приложение 11). Поправочный коэффициент для высоты 1500 м составляет 0,903. Используя эти поправочные коэффициенты, находим нагрузку на конденсатор

$$Q_K = 21 \text{ кВт} \times 1,2 \times 1,14 : 0,903 = 31,8 \text{ кВт}.$$

В приложении 11 приведено, что конденсатор размера 8 имеет производительность 36,9 кВт, что удовлетворяет расчетным условиям, и действительная разность температур будет равна

$$\Delta t_{\text{м.д}} = \Delta t_{\text{м.т}} / Q_K = 14^\circ\text{C} \times 31,8 \text{ кВт} / 36,9 \text{ кВт} = 12,1^\circ\text{C}.$$

Действительная температура конденсации при расчетных условиях $t_K = 35^\circ\text{C} + 12,1^\circ\text{C} = 47,1^\circ\text{C}$.

лены при разности температур 16°C. Для других расчетных значений разности температур величину нагрузки конденсатора следует умножить на соответствующий поправочный коэффициент, выбираемый в приложении 11.

Номинальную производительность воздушного конденсатора обычно рассчитывают по стандартной плотности воздуха (на уровне моря). Если конденсатор размещают на большей высоте, то величина общего количества отведенной конденсатором теплоты должна быть скорректирована в связи с более низкой плотностью воздуха. Для этого требуемую величину отводимой теплоты делят на соответствующий поправочный коэффициент, приведенный ниже.

160	330	500	660	830	1000	1160
0,989	0,977	0,966	0,955	0,945	0,934	0,924

1500	1660	1830	2000	2160	2310	2500
0,903	0,893	0,883	0,873	0,863	0,854	0,845

Пример 14-10. Герметичный компрессор, охлаждаемый всасываемым паром R12, имеет холодопроизводительность 10,8 кВт при температуре кипения -7°C и температуре конденсации 43°C . Температура окружающей среды 32°C по сухому термометру. Подобрать воздушный конденсатор.

Решение. В табл. 14-2 находим коэффициент отвода теплоты, а в приложении 11 поправочный коэффициент для разности температур 11°C . Они соответственно равны 1,33 и 1,47. Применяя эти два поправочных коэффициента, определяем общее количество отведенной теплоты

$$Q_K = 10,8 \text{ кВт} \times 1,33 \times 1,47 = 21,1 \text{ кВт}.$$

В приложении 11 указано, что аппарат размера 5 имеет производительность 22 кВт, что удовлетворяет расчетным условиям.

Пример 14-11. Имеется 6 герметичных компрессоров, охлаждаемых всасываемым паром. Хладагент, расчетная температура и производительность компрессоров указаны в табл. 14-3. Расчетная температура окружающей среды равна 35°C . Подобрать многосекционный воздушный конденсатор.

Решение (основано на методике фирмы «Боя Аллюминум энд Брасс Компани»).

1. Данные потребителя даны в колонках 2, 3, 4, 5 табл. 14-3.

2. Выбрать в табл. 14-2 коэффициент от-

Решение примера 14-11

Номер схемы циркуляции	Хладагент	Расчетная разность температур, °С	Температура кипения, °С	Производительность компрессора, кВт	Коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К)	×	6	×	7	Количество ответвленной теплоты, кВт	Производительность одной трубной схемы конденсатора, кВт (см. приложение 12)	Количество требуемых трубных схем	Количество трубных схем в конденсаторе
1	2	3	4	5	6	×	6	×	7	8	9	10	11
1	R502	12	-7	3,3	1,36	×	1,36	×	1,33	=	5,97	=	1,09
2	R12	8	-23	4,8	1,50	×	1,50	×	2,00	=	14,40	=	2,70
3	R22	16	5	7,3	1,29	×	1,29	×	1,00	=	9,42	=	1,68
4	R12	8	-29	5,4	1,58	×	1,58	×	2,00	=	17,06	=	3,20
5	R12	10	-23	9,3	1,52	×	1,52	×	1,60	=	22,62	=	4,24
6	R502	10	-7	6,6	1,34	×	1,34	×	1,60	=	14,15	=	2,57
													16
													83,62

вода теплоты при соответствующих температурах кипения и конденсации хладагента (температура конденсации равна температуре окружающей среды плюс расчетная разность температур).

3. Выбрать в приложении 11 поправочный коэффициент, соответствующий расчетной разности температур 16°С.

4. Перемножить величины в колонках 5, 6 и 7 на величину в колонке 8 табл. 14-3.

5. Сложить величины производительности в колонке 8 для получения общего количества ответвленной теплоты (в кВт) при разности температур 16°С и по полученному значению выбрать аппарат соответствующего размера.

На основании величины производительности с учетом теплоотдачи шести компрессоров, равной 83,62 кВт при разности температур 16°С, по приложению 11 определяем, что минимальный по размеру аппарат для удовлетворения заданных условий, — это аппарат размера 21. Его производительность на R12 составляет 85,3 кВт. В приложении 11 указана производительность трубной секции при работе на R12, 22 и 502. В колонке 9 табл. 14-3 приведена производительность каждой трубной секции при работе на том или ином хладагенте.

Для определения количества трубных секций необходимо разделить величину в колонке 8 на величину в колонке 9 и найти соответствующее значение в колонке 10.

В табл. 14-3 указывается, что требуется 16 секций. По приложению 11 выбираем ап-

парат размера 21, который имеет 16 секций.

Если общее количество требуемых секций превышает количество секций, указанных в приложении 11, то необходимо принять не- сколько более высокую температуру конденса- ции (для одной или двух секций) или вы- брать аппарат следующего размера.

Системы водоснабжения конденсаторов

Системы водоснабжения конденсато- ров могут быть двух типов: со сбросовой водой и с рециркуляцией воды. В сис- темах со сбросовой водой водоснабжение конденсатора обычно осуществляется из городского водопровода и после конде- сатора вода сбрасывается в канализа- цию (рис. 14-6). В системах с рецирку- ляцией вода после конденсатора пода- ется в градирню, где ее температура понижается до температуры на входе в конденсатор, после чего вода рецир- кулируется через конденсатор (рис. 14-7).

Естественно, что при сбросе воды в канализацию наличие и стоимость воды представляют собой важные фак- торы при определении количества воды,

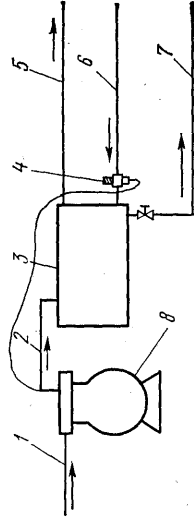


Рис. 14-6. Система со сбросом воды:

1 — всасывающий трубопровод; 2 — нагнетательный трубопровод; 3 — конденсатор; 4 — водорегулирующий ventиль; 5 — линия сброса теплой воды из канализации; 6 — линия подачи холодной воды из городского водопровода; 7 — жидкостный трубопровод к ЦРВ; 8 — компрессор

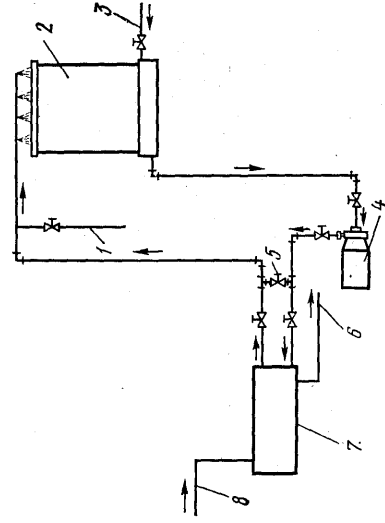


Рис. 14-7. Система с рециркуляцией воды:

1 — линия спуска воды; 2 — градирня; 3 — линия подачи свежей воды; 4 — насос; 5 — байпас; 6 — жидкостный трубопровод; 7 — конденсатор; 8 — нагнетательный трубопровод

циркулирующей через конденсатор, на единицу нагрузки.

Высокая стоимость водяных и канализационных систем, а также нехватка воды во многих районах ограничивает возможности применения систем со сбросом воды. Кроме того, во многих городах имеются строгие ограничения по использованию таких систем, в особенности если водоснабжение осуществляется из городского водопровода с последующим сбросом воды в систему канализации.

Определяя расход при повторном использовании охлаждающей конденсатор воды, необходимо учитывать мощность, требуемую для ее циркуляции. Опыт показывает, что наиболее эконо-

мичное соотношение между мощностью, потребляемой компрессором и насосом, и количеством воды обеспечивается при ее расходе 0,045—0,06 л/(с · кВт).

В некоторых случаях водоснабжение систем со сбросом осуществляется из колодца или близлежащих реки, озера, пруда. При определении оптимального расхода воды необходимо учитывать ее стоимость и потребляемую насосом мощность.

Количество проходящей через конденсатор воды определяет схему ее циркуляции в аппарате. При значительном расходе воды применяют конденсатор с большим числом ходов. Если расход воды незначителен, то количество ее ходов в конденсаторе меньше (рис. 14-8). На рис. 14-8, а две схемы циркуляции воды через конденсатор соединены последовательно. Вода в нем имеет низкий расход и больше нагревается. Вода поступает через патрубок 2, а отверстие 1 заглушено. На рис. 14-8, б две схемы циркуляции воды соединены параллельно. В конденсаторе расходуется большее количество воды, которая в нем значительно нагревается. Вода входит через патрубок 3 и выходит через патрубок 2.

Интересно отметить, что перепад давления в схеме циркуляции, показанной

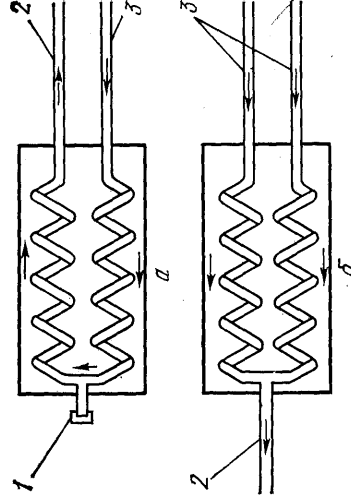


Рис. 14-8. Соединение змеевиков в конденсаторе для циркуляции воды:

а — последовательное; б — параллельное; 1 — заглушка; 2 — выходной патрубок; 3 — входной патрубок

на рис. 14-8, б, в 8 раз меньше перепада давления в схеме, приведенной на рис. 14-8, а. Однако в связи с более высокой скоростью движения воды в схеме на рис. 14-8, а коэффициент теплопередачи несколько больше, и площади поверхности конденсатора для обеспечения той же производительности требуются меньше¹.

При разработке схемы циркуляции воды через конденсатор необходимо обращать особое внимание на скорость движения потока воды и перепад давления в конденсаторе. Во всех случаях при минимально допустимой скорости движения должен быть обеспечен турбулентный поток и высокий коэффициент теплопередачи. Перепад давления в конденсаторе повышается с увеличением скорости движения потока воды. По этой причине максимально возможная скорость движения потока обычно определяется допустимым перепадом давления².

В системе со сбросом воды, в которой вода проходит через конденсатор принудительно, перепад давления в конденсаторе не является определяющим фактором, а характер движения потока воды в этой системе турбулентный. В таких случаях рекомендуется создавать высокие скорости движения воды для получения большого коэффициента теплопередачи. Если вода подается насосом, то высокий перепад давления в конденсаторе увеличивает напор и потребляемую насосом мощность. Исходя из этого, в системах с рециркуляцией оп-

¹ Перепад давления увеличивается пропорционально квадрату скорости. Если длина каждой параллельной схемы циркуляции равна только половине длины одной схемы, то перепад давления в параллельных схемах составит $1/4$ от перепада в последовательной схеме при одинаковом общем расходе в обоих случаях.

² Повышенная скорость движения потока обычно вызывает эрозию труб, в особенности в местах изменения направления движения потока. Поэтому скорость движения потока должна быть ниже 3 м/с.

тимальной является такая скорость движения потока воды, при которой создается наиболее экономичное соотношение между коэффициентом теплопередачи и низким напором.

Интенсивность образования накипи

При выборе водяного конденсатора необходимо учитывать также фактор образования накипи на внутренней поверхности труб. Это в основном минеральные вещества, которые осаждаются из воды. Накипь в трубе не только снижает коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности трубы, но уменьшает ее сечение, сокращая тем самым расход воды. Оба эти явления вызывают значительное повышение давления конденсации.

В целом интенсивность образования накипи в трубе зависит от качества воды (с точки зрения количества находящихся в ней примесей); температуры конденсации; частоты очистки труб при эксплуатации.

Большинство заводов-изготовителей указывают номинальную производительность водяных конденсаторов с чистыми трубами, а также с несколькими ступенями образования накипи в трубах (см. коэффициенты, учитывающие образование накипи для различных видов воды, в табл. 14-4). Эти коэффициенты характеризуют величину снижения коэффициента теплоотдачи в результате отложения накипи. При выборе водяного конденсатора необходимо пользоваться коэффициентом накипи, равным 0,0005. Не следует выбирать конденсатор, производительность которого дана с учетом чистых труб. Однако если температура конденсации низкая (температура воды на выходе менее 38°C), а трубы конденсатора будут часто очищаться, то можно выбрать в табл. 14-4 более низкое значение коэффициента накипи. Использование коэффициента накипи рассматривается в данной главе ниже.

Коэффициенты накипи при температуре воды ниже 52°C

Вода	Скорость движения потока воды, м/с	
	менее 1	более 1
Морская	0,0005	0,0005
Солоноватая	0,002	0,001
Из градинки и искусственного брызгального бассейна		
обработанная	0,001	0,001
необработанная	0,003	0,003
Из городского водопровода или колодезная	0,001	0,001
Озерная	0,001	0,001
Речная		
минимум	0,002	0,001
максимум	0,008	0,006
Мутная или илистая	0,003	0,002
Жесткая (более 16 мг/л)	0,003	0,002
Из рубашки двигателей	0,001	0,001
Дистиллированная	0,0005	0,0005

Водяные конденсаторы

Водяные конденсаторы выпускают трех основных типов: двухтрубные, кожухомеєвиковые и кожухотрувные.

Двухтрубный конденсатор состоит из двух труб, смонтированных одна в другой (рис. 14-9). Вода проходит через внутреннюю трубу, а хладагент течет в противоположном направлении в пространстве между внутренней и внешней трубами. В этой конструкции хладагент в основном охлаждается водой, а также в некоторой степени и воздухом. Противоток сред всегда полезен

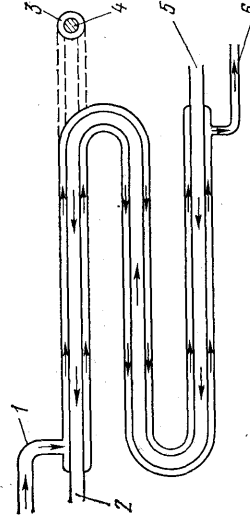


Рис. 14-9. Двухтрубный водяной конденсатор: 1 — вход пара хладагента; 2 — выход воды; 3 — хладагент; 4 — вода; 5 — вход воды; 6 — выход жидкого хладагента

в любом типе теплообменника, так как создается максимальная средняя разность температур между средами и, следовательно, максимальная интенсивность теплопередачи.

Несколько типов двухтрубных конденсаторов представлено на рис. 14-10, а, б и 14-11, а, б. Трубы конденсатора (рис. 14-11) очищаются механически при снятых концевых вставках или за счет циркуляции химических растворов через них (см. с. 293—294).

При наличии водорегулирующего вентиля (см. с. 286—287) двухтрубный конденсатор является отличным «бустерным» конденсатором в период пиковой нагрузки для совместного использования с воздушным конденсатором. Водорегулирующий вентиль регулируют для отключения и подачи воды через конденсатор, когда давление конденсации повысилось до заданного, в результате чего количество расходуемой воды относительно невелико.

Кожухомеєвиковый конденсатор состоит из одного или большего количества гладкотрувных или оребренных меєвиков, находящихся в сварном стальном кожухе (см. рис. 14-8). Охлаж-

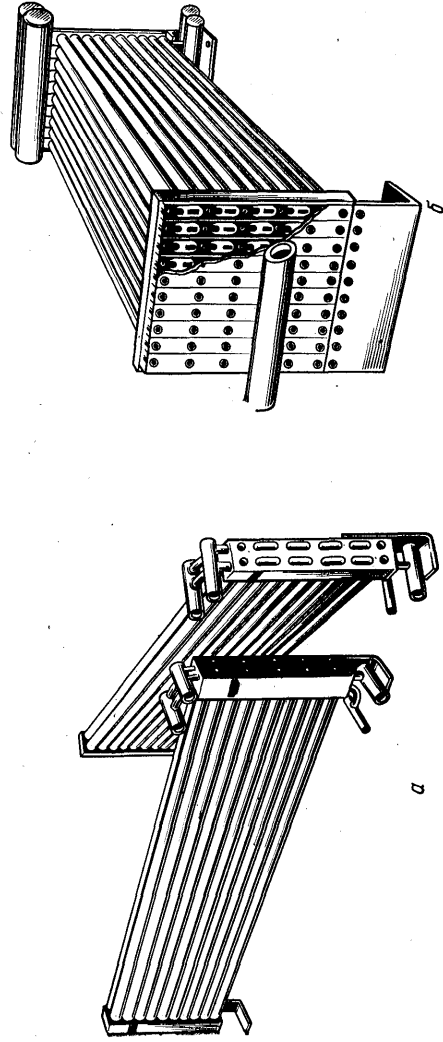
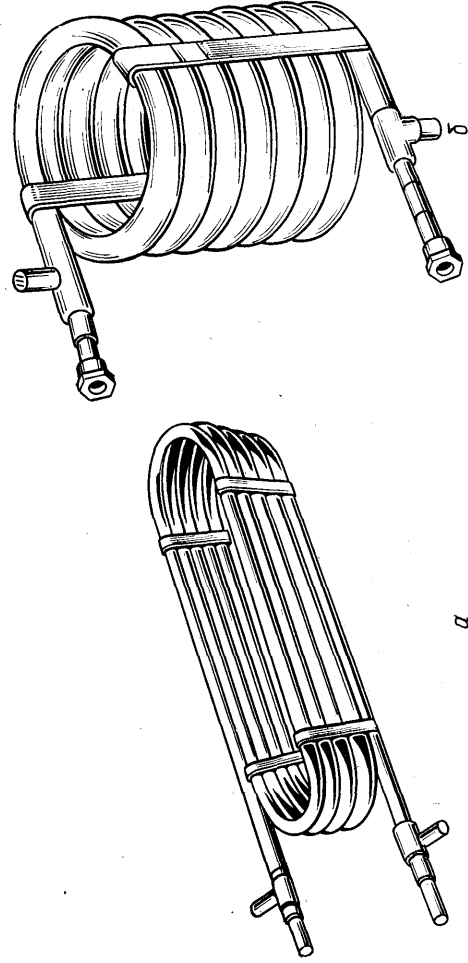


Рис. 14-10. Двухтрубные конденсаторы с механически очищаемыми трубами

дающая вода циркулирует через змеевики, а хладагент — через кожух. Горячий пар хладагента подается в кожух сверху и конденсируется при контакте с водяными змеевиками. Сконденсированный хладагент стекает со змеевиков на дно кожуха, который часто служит ресивером. Необходимо предотвратить перезарядку системы, хладагентом, так как при избыточном на-

коплении жидкость в конденсаторе покрывает слишком большую теплопередающую поверхность, что вызывает повышение температуры и давления конденсации.

В большинстве кожухозмеевиковых конденсаторов схема подачи воды разделена на две части, которые соединены последовательно в системах со сбросом воды (рис. 14-8, а) и параллельно в ре-



а

Рис. 14-11. Типовые конфигурации двухтрубных конденсаторов:
а — овальная; б — спиральная

циркуляционных системах (рис. 14-8,б). Как правило, кожухозмеевиковые конденсаторы используют в небольших установках производительностью до 35 кВт. Кожухозмеевиковые конденсаторы очищаются посредством циркуляции химического раствора через водяные змеевики.

Кожухотрубный конденсатор состоит из цилиндрического стального кожуха, в котором прямые трубы расположены параллельно, концы которых развальцованы в трубных решетках. Конструкция такого конденсатора почти подобна конструкции затопленного кожухотрубного испарителя. Охлаждающая вода проходит по гладким или оребренным трубам, которые изготовлены из стали или меди. Хладагент поступает в стальной кожух между трубными решетками. Вода циркулирует в кольцевом пространстве между трубными решетками и крышками, причем последние имеют перегородки для направления потока воды через трубы. Расположение этих перегородок определяет количество ходов воды через конденсатор. Количество ходов может быть от двух до двадцати.

Число труб в одном ходу обратно пропорционально количеству ходов. Например, если в конденсаторе имеется 40 труб и только два хода, то количество труб в одном ходу равно 20, а если имеется 4 хода, то количество труб в одном ходу составляет 10.

Необходимо отметить, что при одинаковом количестве труб и расходе воды в двух конденсаторах с различным количеством ходов скорость движения потока воды в 4 раза выше и перепад давления в конденсаторе в 8 раз больше в четырехходовом конденсаторе, чем в двухходовом. При более высокой скорости движения потока коэффициент теплопередачи выше в четырехходовом конденсаторе и при данной производительности требуется меньшая площадь поверхности. Однако мощность, необходимая для циркуляции воды, в том

конденсаторе будет больше из-за высокого перепада давления. Следовательно, в системе со сбросом воды лучше использовать четырехходовой конденсатор, а в рециркуляционной системе — двухходовой. Данный пример приведен только для иллюстрации принципов проектирования, но это не означает, что нежелательно применение четырехходового конденсатора в рециркуляционной системе.

Кожухотрубные конденсаторы выпускают производительностью от 7 до нескольких сотен киловатт и более. Диаметр кожуха 100—1500 мм, а длина труб 1000—6500 мм. Количество и диаметр труб зависят от диаметра кожуха. Трубы могут быть диаметром от 16 до 50 мм, а количество труб в конденсаторе колеблется от 6—8 шт. до нескольких тысяч. Крышки конденсаторов съемные для механической очистки водяных труб.

В больших аммиачных установках иногда применяют одноходовые вертикальные кожухотрубные конденсаторы. Конструкция вертикального кожухотрубного конденсатора подобна конструкции вертикального кожухотрубного испарителя, показанного на рис. 11-41. В вертикальном конденсаторе водяной бак для подачи воды к трубам расположен сверху, а бак для сбора и спуска воды — снизу. Каждая труба снабжена сверху распределителем, который придает струе воды вращательное движение для соответствующего смачивания трубы. Горячий пар хладагента обычно подается в кожух в середине конденсатора, а жидкий хладагент выходит из конденсатора около нижней трубной решетки. Вертикальные кожухотрубные конденсаторы имеют высоту от 4 до 6 м. Трубы можно очищать механическим способом даже в процессе работы системы, что делает эти конденсаторы идеальными для установок, в которые подается вода плохого качества или в которых условия работы вызывают интенсивное образование накипи.

Определение номинальной производительности и выбор водяных конденсаторов

Значение производительности конденсаторов приведено в приложении 12 при температуре конденсации 39 и 40°C, нагретые воды 10 и 5°C и коэффициенте накипи 0,0005.

Если условия эксплуатации другие, то при выборе соответствующего конденсатора необходимо иметь в виду следующее.

Конденсаторы нельзя выбирать с массовым расходом воды через трубу менее 0,032 л/с, так как иначе создается ее ламинарное движение вместо турбулентного. Вместе с тем массовый расход воды не должен превышать 2,6 м/с, т. е. 0,363 л/с.

Для выбора конденсатора необходимо знать производительность компрессора, кВт; температуру кипения; температуру конденсации; температуру воды на входе; температуру воды на выходе; вид воды или заданный коэффициент накипи.

Затем необходимо выполнить следующие.

1. Определить производительность конденсатора (в кВт) с учетом коэффициента (см. табл. 14-1).

2. Определить величину повышения температуры и расход воды (в л/с на 1 кВт производительности). При наличии одного из этих показателей другой вычисляют по уравнению (14-7) или (14-8) и приложению 12.

3. Рассчитать разности температур между температурой конденсации и температурами воды на входе и выходе и выбрать среднюю эффективную разность температур в табл. 11-1.

4. Выбрать предварительный диаметр кожуха конденсатора в приложении 12 с учетом производительности, вычисленной в пункте 1. Определить количество труб в одном ходу и расход воды (в л/с) через одну трубу, использовав результаты расчетов пункта 2.

5. Выбрать коэффициент накипи по табл. 14-4. Наиболее распространенным коэффициентом является 0,0005, но необходимо помнить, что при выборе коэффициента накипи нужно иметь в виду требуемую периодичность очистки.

6. Определить на графике 1 приложения 12 коэффициент теплопередачи при данном расходе воды через трубу (см. пункт 4) и коэффициенте накипи (см. пункт 5).

7. Вычислить требуемую площадь поверхности конденсатора (в м²) с помощью следующей формулы:

$$F = Q_k \cdot 1000 / (K \Delta t_m).$$

8. Выбрать площадь поверхности конденсатора по приложению 12. Диаметр кожуха был определен предварительно (см. пункт 4).

9. Произвести последнюю проверку правильности выбора. Используя значения расхода воды (в л/с) через каждую трубу, вычисленное в пункте 4, и номинальной длины трубы, указанной в приложении 12 (для модели, выбранной в пункте 8), определить перепад давления воды в конденсаторе, используя график 2 приложения 12.

Пример 14-12. Выбрать конденсатор, работающий на хладагенте R12, для следующих условий: производительность компрессора (сальникового) 105 кВт; температура конденсации 38°C; температура кипения —1°C; расход относительно чистой речной воды 0,036 л/(с·кВт); температура воды 25°C; максимальная длина трубы 3 м; максимальный перепад давления воды 60 кПа.

Решение. 1. В табл. 14-1 находим, что коэффициент отвода теплоты при температуре кипения —1°C и температуре конденсации 38°C равен 1,17. Производительность конденсатора $Q_k = 105 \text{ кВт} \times 1,17 = 122,9 \text{ кВт}$.

2. Общий расход воды составит $122,9 \text{ кВт} \times 0,036 \text{ л/(с·кВт)} = 4,42 \text{ л/с}$. По уравнению (14-7) определяем, что при расходе 0,036 л/(с·кВт)

$$\Delta t = 122,9 \text{ кВт} / [4,19 \text{ кДж (кг·К)} \times$$

$$\times 4,42 \text{ л/с}] = 6,64^\circ\text{C}.$$

Температура воды на выходе равна $25^\circ\text{C} + 6,64^\circ\text{C} = 31,64^\circ\text{C}$.

3. Разность между температурами конденсации и воды на входе $38^{\circ}\text{C} - 25^{\circ}\text{C} = 13^{\circ}\text{C}$.

Разность между температурами конденсации и воды на выходе $38^{\circ}\text{C} - 31,64^{\circ}\text{C} = 6,36^{\circ}\text{C}$.

По табл. 11-1 находим, что средняя эффективная разность температур равна $9,29^{\circ}\text{C}$.
4. Обратимся к приложению 12. Приложение четырехходового конденсатора эквивалентно при температуре воды на входе 25°C и температуре воды на выходе 35°C . Обратите внимание, что, вероятно, потребуется кожух с размером 10. Конденсатор с кожухом этого размера имеет 60 труб.

Расход воды (в л/с) через трубу

$$v_{\text{тр}} = \pi n / z = 4,42 \cdot 4 / 60 = 0,295 \text{ л/с},$$

где π — общий расход, л/с; n — количество ходов; z — количество труб в конденсаторе.

5. По табл. 14-4 находим коэффициент накипи. Он равен 0,001 для чистой речной воды при скорости движения более 1 м/с.

6. На графике 1 приложения 12 находим, что коэффициент теплопередачи при расходе воды через трубу 0,295 л/с и коэффициенте накипи 0,001 равен $635 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{K)}$.

7. Требуемая площадь поверхности в конденсаторе будет

$$F = Q_k \cdot 1000 / (K \Delta t_m) = 122,9 \text{ кВт} \times \times 1000 / [635 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{K)} \times 9,29\text{K}] = 20,83 \text{ м}^2.$$

8. По приложению 12 выбираем конденсатор модели 10-2.4 с четырьмя ходами, имеющий наружную площадь поверхности труб $21,3 \text{ м}^2$.

9. Перепад давления воды определяем по графику 2 приложения 12. Обратите внимание, что перепад давления в трубах конденсатора модели 10-2.4 в четырехходовом исполнении равен 54 кПа .

Упрощенный расчет номинальной производительности

Для большинства воздушных и водяных конденсаторов, в особенности аппаратов меньших размеров, можно выполнить упрощенные расчеты номинальной производительности на основе мощности привода компрессора. Мощность, потребляемая компрессором, зависит от нагрузки испарителя, степени сжатия пара хладагента в компрессоре и является показателем нагрузки конденсатора при всех рабочих условиях.

ГРАДИРНИ

Градирни — это аппараты для охлаждения воды. Теплая вода из конденсатора перекачивается в верхнюю часть градирни, откуда она сбрасывается в поддон или разбрызгивается в ее корпусе. Температура воды при этом понижается, так как она отдает теплоту воздуху, циркулирующему через градирню.

В градирне имеет место передача сухой теплоты от воды к воздуху, однако в основном охлаждение в градирне является результатом испарения части воды при ее движении вниз. Теплота, требуемая для испарения части воды, отводится из остающейся массы воды, в результате чего температура этой массы понижается. Образующийся пар уносится из градирни потоком циркулирующего воздуха. Температура и влажностное содержание воздуха в градирне повышаются, вследствие чего эффективность градирни зависит в значительной степени от температуры воздуха по влажному термометру на входе. Чем ниже температура воздуха по влажному термометру на входе, тем выше эффективность градирни.

Другими факторами, влияющими на производительность градирни, являются величина открытой водной поверхности и время, в течение которого она остается открытой, скорость циркуляции воздуха через градирню, направление потока воздуха относительно открытой поверхности воды (параллельный ток, противоток, поперечный ток).

Открытую водную поверхность составляют площадь водной поверхности в резервуаре градирни, все смачиваемые поверхности в градирне, общая поверхность капель воды, падающих в градирню.

Теоретически минимальная температура, до которой можно охладить воду в градирне, — это температура воздуха по влажному термометру на входе. Однако невозможно практически охладить

воду до температуры воздуха по влажному термометру. В большинстве случаев температура воды на выходе из градирни будет на 4—5,5°C выше температуры воздуха по влажному термометру на входе. Кроме того, воздух, выходящий из градирни, никогда не будет в состоянии насыщения.

Разность между температурой воды на выходе из градирни и температурой воздуха по влажному термометру на входе характеризует способность градирни охлаждать воду. В целом при всех прочих равных условиях, чем большее количество воды циркулирует в градирне, тем ближе температура воды на выходе приближается к температуре воздуха по влажному термометру. Однако количество воды, которое может прохлдитить через градирню, несколько ограничивается с экономической точки зрения потребляемой насосом мощностью.

Естественно, что для поддержания равновесия в водяной системе конденсатора величина понижения температуры воды при прохождении через градирню (разность между температурами воды на входе и выходе) всегда должна быть равна величине повышения температуры воды в конденсаторе. Исключением из этого правила является случай, когда конденсатор снабжен байпасным трубопроводом (см. с. 283).

Нагрузка на градирню зависит от расхода воды через нее и температуры воды на входе и выходе. Нагрузку можно рассчитать по уравнению

$$Q_{гр} = vc(t_{вдл}^0 - t_{вдл}^2), \quad (14-12)$$

где $Q_{гр}$ — нагрузка на градирню, кВт; v — расход воды, л/с; c — удельная теплоемкость воды, $c = 4,19$ кДж/(кг·К); $t_{вдл}^0$ — температура воды на входе, °C; $t_{вдл}^2$ — температура воды на выходе, °C.

Пример 14-13. Определить приблизительную нагрузку на градирню, если температура воды на входе и выходе соответственно равна 30 и 36°C, а расход воды в градирню составляет 27 л/с.

Решение. Применяя уравнение (14-12), находим нагрузку на градирню

$$Q_{гр} = 27 \text{ л/с} \times 4,19 \text{ кДж/(кг·К)} \times (36^\circ\text{C} - 30^\circ\text{C}) = 50,3 \text{ кВт}.$$

Нагрузка на градирню равна нагрузке на конденсатор, и поэтому ориентировочно холодопроизводительность установок вычисляют делением нагрузки на градирню на удельную нагрузку на конденсатор (в кВт на 1 кВт холодопроизводительности) при соответствующих рабочих условиях.

Пример 14-14. Определить приблизительную производительность холодильной установки с салниковым компрессором, соединенной с градирней (параметры ее работы см. в примере 14-13), если температура кипения и конденсации соответственно равны —18 и 38°C

Решение. В табл. 14-1 находим коэффициент отвода теплоты. Он равен 1,28. Поэтому удельная нагрузка на конденсатор составит $1 \text{ кВт} \times 1,28 = 1,28 \text{ кВт}$ (на 1 кВт холодопроизводительности). Приблизительная производительность установки равна

$$Q_0 = Q_{гр}/q_k = 50,3 \text{ кВт} : 1,28 \text{ кВт/кВт} = 39,3 \text{ кВт},$$

где $Q_{гр}$ — общая нагрузка на градирню, кВт; q_k — удельная нагрузка на конденсатор, кВт/кВт.

Один килограмм испарившейся воды поглощает примерно 2260 кДж теплоты. Следовательно, принимая, что нагрузка на конденсатор равна 1,25 кВт на 1 кВт холодопроизводительности, количество воды, испарившейся в градирне, для получения 1 кВт холода в испарителе составит примерно 0,553 г/с, или 2 л/ч.

Кроме испарения вода теряется из градирни при уносе и спуске. Незначительное количество воды уносится в виде небольших капелек воздухом, циркулирующим через градирню. Величина потерь при уносе зависит от конструкции градирни и скорости ветра.

Постоянный или прерывистый спуск определенного количества циркулирующей воды необходим для предотвращения повышения концентрации растворенных минеральных веществ и других примесей в охлаждающей конденсатор воде. При отсутствии спуска концен-

трация растворенных минеральных веществ в воде, охлаждающей конденсатор, быстро повышается в результате процесса испарения части воды в градирне. Интенсивность образования накипи зависит от качества воды (при увеличении концентрации минеральных веществ в воде повышается также интенсивность образования накипи).

Величина охлаждения, °С	3,5
Величина спуска воды, %	0,15

Для определения потерь воды в результате спуска необходимо умножить величину расхода воды через градирню на указанную величину спуска воды.

Пример 14-15. Определить количество воды, теряемой при спуске, если ее расход через градирню равен 2 л/с, а величина охлаждения составляет 5,5°С.

Решение. Из данных, приведенных выше, находим, что требуемая величина спуска равна 0,33%, следовательно, количество воды, теряемой при спуске, составляет $v = 2 \text{ л/с} \times 0,0033 = 0,0066 \text{ л/с} = 24 \text{ л/ч}$.

Трубопровод спуска должен быть присоединен к трубопроводу подачи теплой воды на входе в градирню, в результате чего вода выпускается только при работе насоса (см. рис. 14-7).

Свежая вода для замещения потерянной при испарении, уносе и спуске подается в бак градирни через поплавковый вентиль, который поддерживает в нем постоянный уровень.

Конструкции градирен

Градирни могут быть с естественной и принудительной циркуляцией воздуха. В градирне с принудительной циркуляцией воздуха имеется вентилятор для перемещения воздуха. Эти градирни могут быть подразделены на аппараты со всасывающим или нагнетательным вентилятором. Схема брызгальной градирни с естественной циркуляцией воздуха показана на рис. 14-12, схемы градирен со всасывающим и нагнетательным вентиляторами — на рис. 14-13 и на рис. 14-14.

Количество спускаемой воды для поддержания концентрации растворенных минеральных веществ на должном уровне зависит от величины охлаждения, расхода и начального состояния воды. Ниже приведены рекомендуемые величины спуска воды при различных величинах охлаждения.

4,2	5,5	8,2	11
0,22	0,33	0,54	0,75

В брызгальной градирне с естественной циркуляцией воздуха теплая вода перекачивается из конденсатора в коллектор градирни, откуда она разбрызгивается через форсунки. Величина

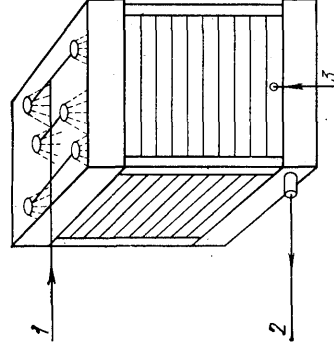


Рис. 14-12. Градирня с естественной циркуляцией воздуха:

1 — вход теплой воды; 2 — выход охлажденной воды; 3 — свежая вода из городского водопровода

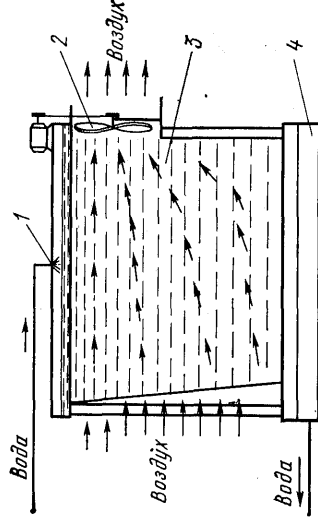


Рис. 14-13. Небольшая градирня со всасывающим вентилятором:

1 — распределитель воды; 2 — вентилятор; 3 — насадка; 4 — водяной бак

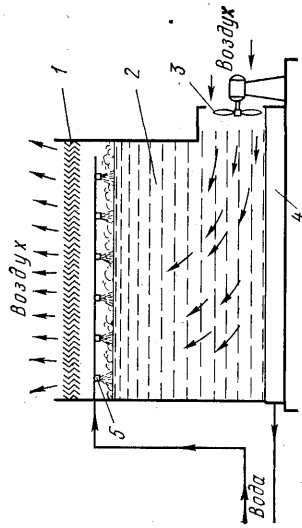


Рис. 14-14. Градирня с нагнетательным вентилятором:

1 — отбойники брызг; 2 — деревянная насадка; 3 — вентилятор; 4 — водяной бак; 5 — форсунка

площади открытой водной поверхности зависит в основном от устройства для разбрызгивания воды. Хорошее разбрызгивание воды, проходящей через форсунки, происходит при перепаде давления в них 50—75 кПа и создает условия для эффективной работы градирни.

Некоторые градирни с естественной циркуляцией воздуха имеют насадку (обычно из красного дерева) для увеличения смачиваемой площади поверхности в градирне, а также для улучшения разбрызгивания и замедления падения капель воды в резервуар градирни. Градирни с естественной циркуляцией воздуха называются брызгальными градирнями с насадкой. В таких градирнях часто нег разбрызгивающих форсунок и капли образуются при ударе воды о насадку.

Количество и скорость движения воздуха, проходящего через градирню с естественной циркуляцией, а также и величина уноса воды зависит от скорости ветра. Градирни с естественной циркуляцией воздуха необходимо монтировать на открытом воздухе в местах, где воздух под действием ветра свободно продувается через них. Промышленные градирни часто монтируют на крыше здания.

Воздух циркулирует через градирни с принудительной циркуляцией под действием вентилятора. Поэтому небольшие

градирни этого типа могут быть смонтированы на открытом воздухе или в помещении, если соответствующее количество наружного воздуха подается и выводится из него. В связи с тем что циркулирует большее количество воздуха с более высокой скоростью, производительность градирни с принудительной циркуляцией воздуха на единицу физического объема естественно выше, чем градирни с естественной циркуляцией воздуха. Кроме того, большинство градирен с принудительной циркуляцией воздуха имеют насадку для еще большего повышения КПД. В градирнях с принудительной циркуляцией необходимо применять отбойники брызг для уменьшения потерь воды.

Определение номинальной производительности и выбор градирни

В приложении 13 приведены номинальные значения производительности брызгальных градирен с естественной циркуляцией воздуха (см. рис. 14-12). Обратите внимание, что значения номинальной производительности градирни даны в киловаттах (за основу принята производительность градирни 1,25 кВт на 1 кВт холодопроизводительности испарителя) при скорости ветра 4,8 км/ч, расчетной температуре влажного термометру 26,5°C и расходе воды через градирню 0,072 л/с (на 1 кВт холодопроизводительности). Производителей градирни при условиях, отличных от указанных в приложении 13, определяют с помощью таблицы поправок.

При выборе градирни по приложению 13 необходимо иметь следующие данные: производительность испарителя (компрессора) (в кВт); расчетная температура по влажному термометру; требуемая температура воды на выходе (или температура воды на входе в конденсатор или разность между температурой воды на выходе из градирни

и температурой воздуха на входе по влажному термометру).

Можно воспользоваться следующими данными: требуемый расход воды через градирню (в л/с); расчетная температура по влажному термометру; требуемая температура воды на входе и выходе (величина охлаждения воды в градирне и высота зоны охлаждения).

Пример 14-16. Выбрать в приложении 13 градирню, если известны следующие условия: холодопроизводительность компрессора 70 кВт; расчетная температура по влажному термометру 25,5°С; требуемая температура воды на выходе 30°С.

Решение. Выберем в приложении 13 градирню модели СА-66, которая имеет производительность 72,8 кВт. Расход воды через градирню равен 0,054 л/с на 1 кВт холодопроизводительности. Следовательно, при холодопроизводительности 70 кВт необходимо подавать 3,78 л/с ($70 \times 0,054$) воды через градирню. В приложении 13 указано, что температура воды на входе составляет примерно 35,5°С.

Байпасная линия конденсатора

При работе градирни температура воды на выходе зависит только от температуры воздуха по влажному термометру. Уже указывалось, что чем больше воды циркулирует через градирню (на 1 кВт холодопроизводительности), тем температура воды на выходе ближе к температуре по влажному термометру. Поэтому в районах с высокой температурой по влажному термометру обычно необходимо подавать большее количество воды через градирню, однако это приводит к избыточному напору, создаваемому насосом. В связи с этим у конденсатора монтируют байпасную линию, как показано на рис. 14-7. С помощью этой линии определенное заданное количество воды, проходящей через градирню, байпасирует линию конденсатора и напор снижается.

Преимущество байпасной линии конденсатора заключается в возможности поддержания соответствующей температуры конденсации при умеренных раз-

мерах конденсатора и градирни без значительного увеличения напора. Количество воды, циркулирующей через байпасную линию, регулируется ручным вентилем. Когда ручной вентиль настроен на соответствующий расход в байпасной линии, с него снимают маховик для предотвращения случайного нарушения регулировки. Избыточное количество воды, протекающей через байпасную линию, не только является причиной недостаточной подачи ее в конденсатор и повышения давления конденсации, но и приводит к перегрузке электродвигателя насоса, в результате чего вся система может выйти из строя. Требуемый расход воды через байпасную линию определяют вычитанием величины расхода воды через конденсатор из величины расхода воды через градирню. Это объяснено ниже на примере.

Производительность градирни обязательно должна быть равна производительности конденсатора при расчетных условиях, вследствие чего:

$$v_{гр} \Delta t_{гр} c_{вд} = v_k \Delta t_k c_{вд},$$

где $v_{гр}$ — расход воды в градирне, л/с; $\Delta t_{гр}$ — разность температур на входе и выходе из градирни, °С; v_k — расход воды через конденсатор, л/с; Δt_k — подогрев воды в конденсаторе, °С; $c_{вд}$ — удельная теплоемкость воды, $c_{вд} = 4,19$ кДж/(кг·К).

Исключая постоянную величину $c_{вд}$, получим

$$v_{гр} \Delta t_{гр} = v_k \Delta t_k. \quad (14-13)$$

Пример 14-17. Компрессор холодильной установки имеет производительность 85 кВт. Расчетная температура воздуха по влажному термометру 26,5°С. Требуемая температура воды на входе в конденсатор 30,5°С, а повышение температуры в конденсаторе составляет 5,5°С. Выбрать градирню в приложении 13 и определить расход воды через градирню (в л/с); температуру воды на входе в градирню; величину охлаждения воды в градирне; температуру воды на выходе из конденсатора; расход воды через конденсатор (в л/с); расход воды через байпасную линию (в л/с). **Решение.** В приложении 13 находим, что градирня модели СА-58 имеет произ-

водительность 87,9 кВт при температуре 26,5°C по влажному термометру, разности между температурой воды на выходе из градирни и температурой воздуха на входе по влажному термометру 4°C, при расходе воды 0,072 л/с (на 1 кВт холодопроизводительности) и величине охлаждения воды 4,2°C (34,7°C — 30,5°C).

Расход воды через градирню произвольностью 85 кВт $v_{гр} = 85 \text{ кВт} \times 0,072 \text{ л/с} \cdot \text{кВт} = 6,12 \text{ л/с}$.

В приложении 13 находим, что температура воды на входе в градирню равна 34,7°C. Величина охлаждения воды в градирне составляет 34,7°C — 30,5°C = 4,2°C, температура воды на выходе из конденсатора равна 30,5°C + 5,5°C = 36°C.

Применяя уравнение (14-13), находим расход воды через конденсатор

$$v_k = v_{гр} \Delta t_{гр} / \Delta t_k = 6,12 \text{ л/с} \times 4,2^\circ\text{C} : 5,5^\circ\text{C} = 4,67 \text{ л/с}.$$

Расход воды через байпасную линию равен $v_{гр} - v_k = 6,12 \text{ л/с} - 4,67 \text{ л/с} = 1,45 \text{ л/с}$.

ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ КОНДЕНСАТОРЫ

Испарительный конденсатор состоит из конденсатора и градирни, которые объединены в один агрегат. Схема типичного испарительного конденсатора показана на рис. 14-15.

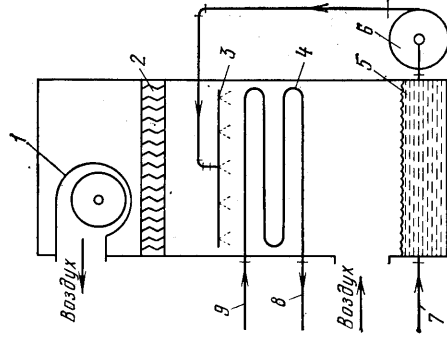


Рис. 14-15. Схема испарительного конденсатора:

1 — вентилятор; 2 — отбойники; 3 — распылительные форсунки; 4 — змеевик конденсатора; 5 — поддон для воды; 6 — насос; 7 — трубопровод подачи свежей воды; 8 — патрубок выхода жидкого хладагента; 9 — патрубок выхода пара хладагента

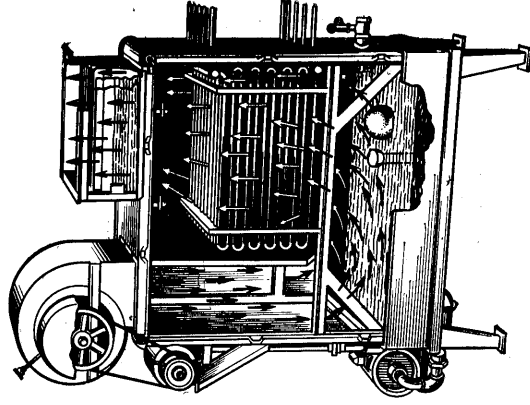


Рис. 14-16. Разрез испарительного конденсатора

Вода, перекачиваемая из поддона конденсатора насосом к распылительному коллектору, орошает змеевик с хладагентом и возвращается в поддон. Воздух всасывается в нижней части конденсатора, омывает змеевик и нагнетается вентилятором наружу из верхней части конденсатора. В некоторых случаях насос и вентилятор приводятся в действие одним электродвигателем. Отделитель влаги, расположенный в потоке воздуха над распылительным коллектором, предотвращает попадание капель воды в вентилятор. Другая конструкция конденсатора с расположением вентилятора на стороне всасывания воздуха показана на рис. 14-16.

Термодинамические процессы, происходящие в испарительном конденсаторе, носят сложный характер, но основным является испарительное охлаждение. Вода испаряется из струи и с увлажненной поверхности конденсатора за счет хладагента, который конденсируется в змеевике конденсатора.

Производительность примерно равна 2260 кДж на 1 кг испарившейся

воды. Всю теплоту, отданную хладагентом в конденсаторе, воспринимает нагреваемый воздух. Температура и влажность воздуха повышаются при его прохождении через конденсатор. Поэтому эффективность конденсатора точно зависит от температуры воздуха по влажному термометру на входе. Чем ниже температура воздуха по влажному термометру, тем эффективнее работает испарительный конденсатор.

Змеевик конденсатора обычно изготовляют из гладких труб для облегчения очистки и удаления накипи. Величина площади поверхности змеевика зависит в большой степени от расхода воздуха и воды.

В целом производительность испарительного конденсатора увеличивается с повышением расхода воздуха. Максимальное количество воздуха, которое может проходить через конденсатор, ограничивается потребляемой вентилятором мощностью и скоростью движения воздуха через отбойники. Она должна быть такой, чтобы предотвратить унос капельной влаги.

Расход воды через конденсатор должен быть достаточным, чтобы увлажнить всю поверхность труб в целях обеспечения максимальной эффективности работы конденсатора и минимального образования накипи. Однако если расход воды будет больше, чем требуется для соответствующего смачивания труб, то произойдет только увеличение расхода энергии насосом без существенного увеличения производительности конденсатора.

При нагрузке на конденсатор 1,25 кВт на 1 кВт холодопроизводительности количество воды, теряемой при испарении, равно примерно 2 л/с на 1 кВт холодопроизводительности. Кроме воды, теряемой при испарении, определенное количество ее утрачивается в результате уноса и спуска (примерно от 1,6 до 2,7 л/ч на 1 кВт холодопроизводительности в зависимости от конструкции конденсатора и качества воды).

Следовательно, общий расход воды в испарительном конденсаторе составляет 3,6—4,7 л/ч на 1 кВт холодопроизводительности.

Некоторые испарительные конденсаторы имеют змеевики для снижения перегрева нагреваемого пара хладагента. Их обычно монтируют в потоке уходящего воздуха. Горячий пар хладагента, выходящий из компрессора, проходит сначала через змеевик для снижения перегрева, где его температура понижается, а затем подается в змеевик конденсатора. Змеевик для снижения перегрева повышает общую производительность конденсатора и снижает интенсивность образования накипи за счет снижения температуры смоченных поверхностей труб. В поддоне испарительного конденсатора для увеличения теплоотдачи жидкости часто устанавливают ресивер.

Определение номинальной производительности и выбор испарительных конденсаторов

В приложении 14 указана номинальная производительность испарительных конденсаторов в зависимости от температуры конденсации и расчетной температуры воздуха по влажному термометру.

Пример 14-18. Выбрать испарительный конденсатор для следующих условий: производительность компрессора, работающего на хладагенте на R12, 21 кВт; температура кипения хладагента — 5°C; температура воздуха на входе по влажному термометру 25,5°C, температура конденсации хладагента 41°C.

Решение. Таблица номинальной производительности основана на нагрузке испарителя при 5°C, и поэтому необходимо сделать коррективы для других температур кипения с помощью коэффициента, приведенного в приложении 14:

$$Q_K = Q_0 K_{н,к} = 21 \text{ кВт} \times 1,05 = 22,05 \text{ кВт}.$$

В приложении 14 модель E-135F имеет производительность только 19,7 кВт при 25,5°C по влажному термометру на входе и температуре конденсации 41°C. Однако

конденсатор имеет нужную производительность при температуре конденсации 44°C.

Проверяем производительность конденсатора при температуре конденсации 44°C для того, чтобы удостовериться в том, справится ли он с нагрузкой. Если нет, то нужно выбрать испарительный конденсатор следующего, большего размера.

Следующий, больший размер испарительного конденсатора — это модель E-270F, который имеет производительность 39,4 кВт при данных условиях, но требуемая производительность в 22,05 кВт обеспечивается при температуре конденсации около 35°C.

ВОДОРЕГУЛИРУЮЩИЕ ВЕНТИЛИ

Расход воды через водяной конденсатор в системе со сбросом автоматически регулируется водорегулирующим вентилем (рис. 14-17). Вентиль, смонтированный на трубопроводе подачи воды на входе в конденсатор, работает от давления нагнетания (см. рис. 14-6). Когда компрессор работает, вентиль открывается и плавно регулирует поток воды через конденсатор в зависимости от изменения давления конденсации. При повышении давления конденсации сильфон сжимается, вентиль открывается больше, преодолевая при этом натяжение пружины диапазона, в ре-

зультате чего увеличивается расход воды через конденсатор. При понижении давления конденсации сечение вентиля уменьшается с соответствующим снижением расхода воды через конденсатор. Водорегулирующий вентиль поддерживает давление конденсации постоянным в соответствующем диапазоне, однако давление конденсации обычно значительно выше при пиковой нагрузке, чем при незначительной.

Когда компрессор выключается, водорегулирующий вентиль остается в открытом состоянии, и вода продолжает течь через конденсатор, пока давление в нем не понизится до заданного минимума, при котором вентиль закрывается полностью и перекрывает поток воды. При включении компрессора водорегулирующий вентиль остается закрытым до тех пор, пока давление в конденсаторе не повысится до давления открытия. Когда вентиль открывается, вода начинает течь через конденсатор. Давление открывания вентиля примерно на 50 кПа выше давления закрытия.

Водорегулирующий вентиль настраивают на требуемое давление закрывания посредством регулирования натяжения

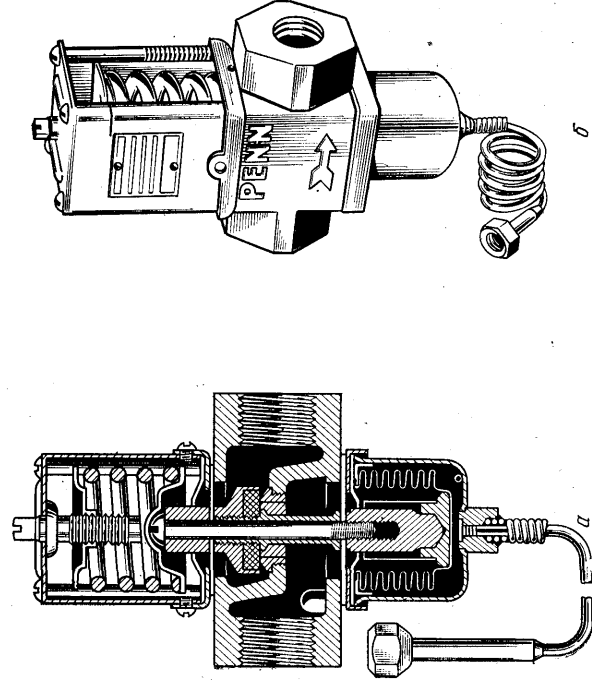


Рис. 14-17. Типичный водорегулирующий вентиль:

а — разрез; б — внешний вид

пружины диапазона. Минимальное рабочее давление вентилей, т. е. давление закрывания, должно быть достаточным, чтобы вентиль не оставался открытым для прохода воды через конденсатор, когда компрессор не работает. Температура насыщения хладагента в конденсаторе никогда не должна быть ниже температуры окружающей конденсатор среды. Поэтому вентиль должен закрываться при давлении насыщения, соответствующем максимальной температуре окружающей среды в летнее время в данном районе. Кроме того, давление закрывания вентилей должно быть достаточно высоким, чтобы минимальная температура конденсации в зимнее время обеспечивала создание разности давлений в регуляторе расхода хладагента для его работы.

Производительность водорегулирующих вентилей зависит от размера и перепада давления в проходном отверстии вентилей. Перепад давления в отверстии вентилей определяется вычитанием величины перепада давления в конденсаторе и трубопроводе подачи воды из общего перепада давления в водопроводе.

Водорегулирующие вентили обычно выбирают по диаграммам (см. приложение 15). Необходимо иметь следующие данные для выбора вентилей по диаграмме: требуемое количество воды, максимальную температуру окружающей среды в летнее время, требуемую температуру конденсации и перепад давления воды в вентиле.

Методика выбора водорегулирующего вентилей с использованием приложения 15 изложена ниже.

1. Проводим горизонтальную линию в верхней части диаграммы до требуемой величины расхода.

2. Определим давление при открывании вентилей.

а. Вентиль должен закрываться при давлении конденсации хладагента, соответствующем предполагаемой наибольшей температуре окружающей среды

при максимальной нагрузке. Эту величину определяют в таблице термодинамических свойств хладагента в состоянии насыщения.

б. В этой же таблице находим рабочее давление конденсации, соответствующее выбранной температуре конденсации.

в. Давление при открывании вентилей примерно на 50 кПа выше давления при его закрывании.

г. Вычтем величину давления при открывании вентилей из величины рабочего давления для получения величины повышения давления конденсации.

3. Проводим горизонтальную линию в нижней половине диаграммы до величины, полученной в пункте 2.

4. Определим перепад давления воды, проходящей через вентиль.

а. Определяем минимальное давление воды в городском водопроводе или другом источнике подачи воды.

б. По таблицам компрессорно-конденсаторных агрегатов находим перепад давления в конденсаторе, соответствующий требуемому расходу воды.

в. Прибавляем к этой величине расчётную или вычисленную величину перепада давления на других участках водяной системы от водорегулирующего вентилей до конденсатора и от конденсатора до слива в канализацию (или до форсунок градирни).

г. Вычитаем общий перепад давления в конденсаторе и трубопроводе из величины давления воды. Полученная разность является перепадом давления в вентиле.

Пример 14-19. Требуемый расход воды для установок на R12 равен 1,62 л/с. Давление конденсации составляет 970 кПа, а максимальная температура окружающей среды 30°C. Давление в городском водопроводе 286 кПа. В таблице завода-изготовителя указано, что перепад давлений в конденсаторе, трубопроводе и вентилех 103 кПа. Перепад давления в смонтированном трубопроводе примерно равен 28 кПа. Выбрать в приложении 15 водорегулирующий вентиль соответствующего размера.

Решение. 1. Проводим горизонталь-

ную линию от величины 1,62 л/с (см. пунктирную линию в верхней половине диаграммы в приложении 15).

2. Давление R12 при закрывании вентиля соответствует температуре окружающей среды 30°C, т. е. 795 кПа.

3. Давление при открывании вентиля: 745 + 50 = 795 кПа.

4. Повышение давления от точки открытия вентиля до рабочего давления конденсации: 970 — 795 = 175 кПа.

5. Проводим горизонтальную линию от величины 175 кПа (см. пунктирную линию в нижней половине диаграммы).

6. Перепад давления воды в вентиле равен: 286 — 131 = 155 кПа.

7. Наносим точку между кривыми 140 и 210 кПа (см. кружок в нижней половине диаграммы).

8. Проводим из этой точки вертикальную линию вверх до пересечения с горизонтальной пунктирной линией (см. кружок в верхней половине диаграммы).

9. Точка пересечения находится между кривыми для вентиля с диаметрами прохода 25 и 32 мм. Выбираем вентиль с диаметром прохода 32 мм.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОНДЕНСАТОРА

По причинам экономии охлаждающая среда циркулирует через конденсатор только во время работы компрессора. Поэтому общепринято включать и выключать вентилятор или насос конденсатора вместе с компрессором, что обычно осуществляется блокировкой цепи вентилятора или насоса с целью привода компрессора. Способы блокировки электрических цепей рассматриваются в главе 21.

Реле высокого давления применяют в качестве защитного прибора в установках любого типа. Оно особенно необходимо в оборудовании с водяным конденсатором для защиты от чрезмерно высокого давления конденсации при уменьшении или полном прекращении подачи воды. Реле высокого давления уже рассматривалось ранее.

Температура конденсации должна поддерживаться в определенном диапазоне для эффективного функциониро-

вания холодильной установки. Как указывалось выше, высокая температура конденсации уменьшает производительность и КПД компрессора, повышает перегрев, приводит к повышенному расходу энергии, а в некоторых случаях вызывает перегрузку привода компрессора.

Однако ненормально низкая температура конденсации создает неэффективную разность давлений конденсации и кипения в регуляторе расхода хладагента, которая снижает его производительность, в результате чего создается недостаточная подача хладагента в испаритель и общий дисбаланс системы.

Как правило, низкая температура конденсации вызывает низкую температуру окружающей среды и значительной тепловой нагрузкой. Естественно, что проблема низкой температуры конденсации более остро стоит в зимнее время, когда температура охлаждающей среды и тепловая нагрузка низкие.

Для поддержания температуры конденсации на достаточно высоком уровне необходимо снижение или регулирование производительности конденсатора при низкой температуре окружающей среды и низкой тепловой нагрузке. Способы регулирования производительности конденсатора зависят от его типа, однако все они основаны на уменьшении количества циркулирующей охлаждающей среды или эффективной площади поверхности конденсатора.

Регулирование производительности конденсатора обычно осуществляется с помощью реле давления или температуры.

Температура конденсации в воздушных конденсаторах поддерживается в заданном диапазоне посредством изменения расхода воздуха через конденсатор или заполнением части конденсатора жидким хладагентом в целях уменьшения эффективной площади поверхности конденсатора.

Количество воздуха, обдувающего воздушный конденсатор, регулируют посредством изменения положения заслонок в потоке воздуха, изменением частоты вращения вентилятора, за счет циклической работы вентилятора конденсатора или какой-либо комбинацией этих способов.

Положение торцевой заслонки, монтируемой на стороне нагнетания вентилятора, плавно изменяется с помощью двигателя (он работает в зависимости от температуры окружающей среды или давления конденсации) или привода (от включаемого под действием давления хладагента в конденсаторе), что обеспечивает устойчивое регулирование производительности конденсатора. Однако в заслонках и регуляторах возникают механические и электрические неполадки, вызываемые коррозией, накоплением пыли и замерзанием влаги.

Более удовлетворительным средством регулирования производительности воздушных конденсаторов является разрабатанный в последнее время регулятор частоты вращения вентилятора, который имеет плавную характеристику. В этом регуляторе имеется термистор, который реагирует на температуру окружающей среды или температуру пара хладагента в конденсаторе и изменяет электрическое сопротивление при повышении или понижении температуры. В случае изменения сопротивления электронная схема регулирует напряжение на клеммах электродвигателя вентилятора (с экранированным полюсом или постоянно расщепленным конденсатором). Частота вращения вентилятора конденсатора плавно регулируется во всем диапазоне от максимальной величины до нуля в зависимости от температуры термистора.

Циклическая работа одного вентилятора в качестве средства регулирования производительности воздушного конденсатора обычно непрактична, так как это вызывает довольно значительные колебания температуры конденсации, а также его частые и короткие циклы.

Однако если в конденсаторе используются несколько вентиляторов, то последовательная циклическая работа их представляет собой удовлетворительный и удобный способ регулирования давления конденсации в широком диапазоне рабочих условий. Наилучшим способом изменения производительности конденсатора является циклическая работа вентилятора, который снабжен регулируемой заслонкой или регулятором частоты вращения.

Регулирование производительности конденсатора по воздуху обычно не пригодно для многосекционных аппаратов. Кроме того, сильный ветер, обдувающий торцевую поверхность вертикального воздушного конденсатора, может полностью свести на нет любое снижение производительности, достигнутое за счет регулирования циклической работы вентиляторов или уменьшения частоты их вращения. Однако эта трудность в значительной степени преодолевается при использовании ветровых отражателей или горизонтальных конденсаторов.

Другой способ регулирования воздушных конденсаторов заключается в изменении величины эффективной площади поверхности конденсатора за счет накопления жидкого хладагента в нижней части аппарата, когда давление конденсации опускается ниже заданного минимального уровня.

Типовая схема на рис. 14-18 содержит вентиль 5 с плавной характеристикой на байпасной линии между входным и выходным патрубками конденсатора. При понижении давления в ресивере ниже уставки вентиля он плавно открывается и пар хладагента высокого давления поступает со стороны нагнетания компрессора через байпасную линию в ресивер, ограничивая тем самым поток жидкого хладагента, выходящего из конденсатора, и вызывая накопление жидкости в нижней части конденсатора. Количество нагнетаемого через байпас пара и количество жидкости в нижней

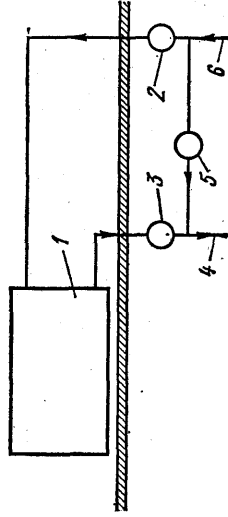


Рис. 14-18. Схема автоматизации воздушного выносного конденсатора:

1 — воздушный конденсатор; 2 — вентиль с плавной характеристикой (открывается при повышении давления на входе); 3 — обратный клапан; 4 — жидкостный трубопровод; 5 — байпасный вентиль с плавной характеристикой (открывается при понижении давления на выходе); 6 — нагнетательный трубопровод

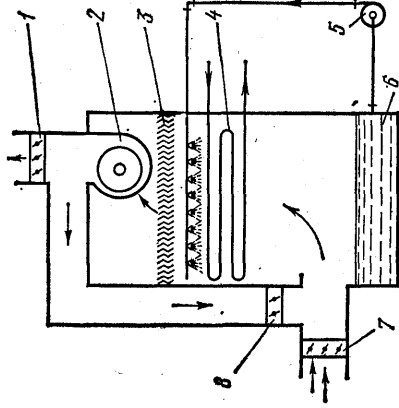


Рис. 14-19. Изменение производительности испарительного конденсатора посредством регулирования температуры воздуха на входе по влажному термометру:

1 — нагнетательная заслонка; 2 — вентиль; 3 — отбойники; 4 — змеевик конденсатора; 5 — насос; 6 — бак для воды; 7 — заслонка наружного воздуха; 8 — байпасная заслонка

части конденсатора автоматически регулируется вентилем с плавной характеристикой в зависимости от давления в ресивере. Конденсатор будет заполнен жидкостью примерно на 50 % при температуре окружающей среды 10°C . Конденсатор заполняется жидкостью примерно до 90 % при снижении температуры окружающей среды до -18°C . При нормальной работе требуется ресивер большего размера.

Если требуется изменить производительность многосекционного конденсатора за счет накопления жидкого хладагента, то применяют регулятор для каждой секции.

Производительность испарительных конденсаторов регулируют посредством изменения количества воздуха, циркулирующего через конденсатор. Способы регулирования количества воздуха удобны тем, которые используются в воздушных конденсаторах. Другой способ заключается в регулировании температуры воздуха по влажному термометру на входе. На рис. 14-19 показано, что это осуществляется рециркуляцией части или всего количества воздуха, проходящего через конденсатор. При понижении давления конденсации до заданного минимального уровня заслонки на входе и выходе закрываются, а заслонка на байпасной линии открывается, в результате чего рециркулируется больше воздуха при более высокой температуре по влажному термометру.

Не следует регулировать производительность испарительного конденсатора за счет циклической работы насоса. На наружной поверхности труб конденсатора осаждается тонкая пленка накипи при каждом выключении насоса. Следовательно, частое выключение насоса конденсатора значительно повышает интенсивность образования накипи, в результате чего уменьшается КПД конденсатора и увеличиваются расходы по его обслуживанию. Однако при других способах регулирования производительности насос может быть выключен и змеевик конденсатора будет работать как сухая батарея, когда температура окружающей среды опускается ниже точки замерзания воды. Для предотвращения замерзания необходимо подогревать воду в поддоне или спустить ее в бак, находящийся в помещении (рис. 14-20). Для подогрева обычно используют электронагреватель.

Температура конденсации в водяном конденсаторе при данной нагрузке за-

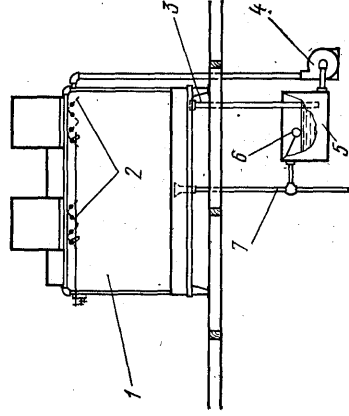


Рис. 14-20. Испарительный конденсатор с плавной регулировкой расхода воды для изменения производительности:
1 — испарительный конденсатор; 2 — заслонки с плавной характеристикой; 3 — труба спуска воды; 4 — насос; 5 — поплавковый бак; 6 — поплавковый вентиль; 7 — переливная труба

висит от количества и температуры воды на входе в конденсатор. Водорегулирующий вентиль плавно изменяет расход воды через конденсатор и поддерживает температуру конденсации выше заданного минимального уровня. Если расход воды через конденсатор поддерживается постоянным в рециркуляционной системе, то температура конденсации уменьшается при понижении температуры воды на выходе из градирни. Следовательно, при низкой температуре окружающей среды температура конденсации также будет низкой, если не принять мер для регулирования расхода воды через конденсатор или повышения температуры воды на выходе из градирни.

Один из распространенных способов регулирования воды через конденсатор заключается в использовании трехходового вентиля с плавной характеристикой, который изменяет расход воды через байпасную линию конденсатора для поддержания температуры воды на выходе из конденсатора выше заданного минимального уровня, обычно равного 24°C (рис. 14-21). При продолжении снижения температуры конденсации трехходовой вентиль байпасирует большее количество воды, снижая тем са-

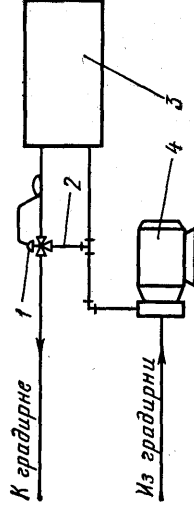


Рис. 14-21. Байпасное регулирование конденсатора:
1 — трехходовой вентиль с плавной характеристикой; 2 — байпасная линия; 3 — конденсатор; 4 — насос

мым ее расход через конденсатор и повышая температуру воды в конденсаторе. При этом способе регулирования подача воды насосом относительно постоянна, что является положительным фактором, когда одна градирня и один насос обслуживают несколько конденсаторов.

Когда применяют градирню с принудительной циркуляцией воздуха, температура конденсации может поддерживаться на заданном уровне посредством регулирования температуры воды на выходе из градирни. Как и в испарительном конденсаторе, это осуществляется путем регулирования расхода через градирню.

Другой способ заключается в использовании трехходового вентиля с плавной характеристикой или быстродействующего вентиля (рис. 14-22) для перепуска воды в обход градирни, если температура воды на выходе из нее становится ниже заданного минимального уровня. Быстродействующий вентиль следует применять, когда градирня работает при температуре окружающей среды ниже точки замерзания воды.

РАБОТА КОНДЕНСАТОРА В ЗИМНЕЕ ВРЕМЯ

Если компрессор или конденсатор расположены таким образом, что они подвержены воздействию низкой температуры окружающей среды, то при выключении компрессора давление

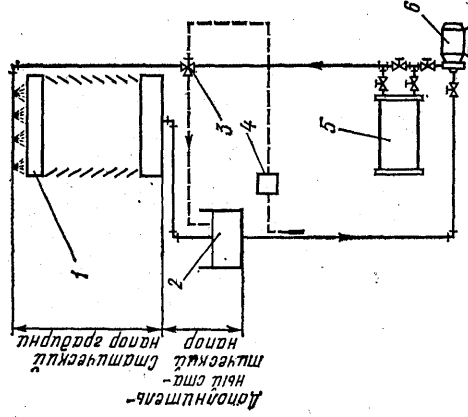


Рис. 14-22. Схема регулирования температуры воды на входе в конденсатор:
1 — градирня; 2 — водяной бак; 3 — трехходовой вентиль; 4 — реле температуры; 5 — конденсатор; 6 — насос

в них может опуститься значительно ниже давления в испарителе. В таких случаях жидкий хладагент, который при других условиях остается в испарителе, мигрирует в зону низкого давления в компрессоре и конденсаторе. Когда в испарителе нет жидкого хладагента, то повышение температуры в испарителе не приводит к соответствующему повышению давления. Если установка работает от реле низкого давления, то повышение давления в испарителе в результате увеличения температуры может быть недостаточным для замыкания контактов реле и включения установки.

Этот недостаток можно исправить несколькими способами. Один из них заключается в установке термореле последовательно с реле низкого давления. Термореле настраивают на включение и выключение установки, а реле низкого давления выполняет только функцию защиты. Другое, более практичное решение заключается в отключении конденсатора во время нерабочей части цикла (см. рис. 14-18). Обратный клапан 3 в жидкостном трубо-

проводе конденсатора предотвращает выкипание хладагента в ресивере и его поступление из ресивера в конденсатор во время нерабочей части цикла. Когда компрессор останавливается, вентиль 2 закрывается, препятствуя протеканию хладагента из испарителя через клапаны компрессора и нагнетательный трубопровод в конденсатор. Когда конденсатор отключен, давление в испарителе может повыситься, а компрессор включиться независимо от температуры окружающей среды.

Другая проблема, касающаяся работы испарительных конденсаторов и градирен в зимнее время, заключается в опасности замерзания воды, когда оборудование работает при температуре окружающего воздуха ниже 0°C . Вообще меры, предпринимаемые для предотвращения замерзания воды, подобны тем, которые применяются для предотвращения низкой температуры конденсации, т. е. они заключаются в регулировании расхода воздуха через градирню посредством заслонок или циклической работы вентилятора. Кроме того, необходимо установить дополнительный поддон в теплом помещении и смонтировать трубопроводы таким образом, чтобы вода стекала под действием гравитации в этот поддон и не оставалась в градирне или поддоне конденсатора (см. рис. 14-20 и рис. 14-22).

Другим решением является нагревание воды в резервуаре градирни паровым змеевиком или электрическими полосовыми нагревателями.

ОХЛАДИТЕЛИ С ЗАМКНУТЫМ ЦИКЛОМ

В некоторых установках вместо обычной градирни используют охлаждающий с замкнутым циклом для охлаждения воды, поступающей из водяных конденсаторов (рис. 14-23). Работа охладителя с замкнутым циклом подобна работе испарительного кон-

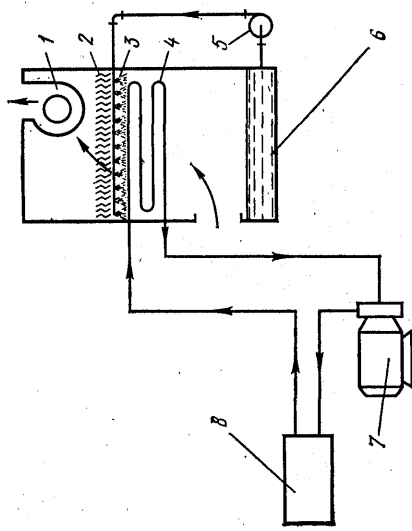


Рис. 14-23. Схема подачи воды к конденсатору с замкнутым циклом:
1 — вентилятор; 2 — отбойник; 3 — насосы; 4 — охлаждающий змеевик; 5, 7 — насосы; 6 — бак для воды; 8 — конденсатор

денсатора, за исключением того, что через змеевик циркулирует подогретая в конденсаторе вода, а не горячий пар хладагента.

Охладители с замкнутым циклом используют в основном для регенерации тепла, но преимуществом их применения является отсутствие загрязнения охлаждающей воды и образования накипи в трубах конденсатора.

Производительность охладителей с замкнутым циклом регулируют так же, как и производительность испарительных конденсаторов и градирен. При этом те же меры защиты, если охладители работают при температуре ниже точки замерзания воды. Простой способ предотвращения в схеме циркуляции охлаждающей среды от замерзания заключается в замене воды глицером или другим незамерзающим раствором.

ОБСЛУЖИВАНИЕ КОНДЕНСАТОРА И ГРАДИРНИ

Воздушные конденсаторы просты в обслуживании. Нужно лишь периодически смазывать подшипники элект-

родвигателя вентилятора и проверять накопление пыли и других загрязнений на лопатках вентилятора и поверхности конденсатора. Эти части должны быть чистыми, чтобы постоянно поддерживать высокий КПД конденсатора.

В любом водяном конденсаторе образуется накипь в трубах, имеет место коррозия, развиваются водоросли и бактериальная слизь на всех смачиваемых поверхностях. Средствами борьбы с этими недостатками является частая очистка загрязненных участков, а также применение различных химических средств.

Ранее указывалось, что интенсивность образования накипи зависит в основном от температуры конденсации и качества воды. Интенсивность образования накипи относительно незначительна, если температура воды на выходе из конденсатора ниже 38°C . Кроме того, нельзя переоценить необходимость обеспечения рекомендуемой величины спуска воды для поддержания минимальной интенсивности образования накипи. Химическая промышленность выпускает различные средства, которые при добавлении к воде в поддоне значительно снижают интенсивность образования накипи.

Накипь удаляется из труб конденсатора с помощью различных кислот, многие из которых выпускаются в виде жидкости или порошка. Химическое соединение для очистки добавляют непосредственно в воду в поддоне (после опорожнения, очистки и заполнения поддона градинни или конденсатора свежей водой). Затем включают насос и раствор проходит через систему до полной ее очистки, после чего поддон снова опорожняют, промывают и заполняют чистой водой.

Необходимо подчеркнуть, что средства для удаления накипи имеют кислотную основу и не должны контактировать с травой, кустарником или окрашенными поверхностями. Поэтому рекомендуется при удалении накипи

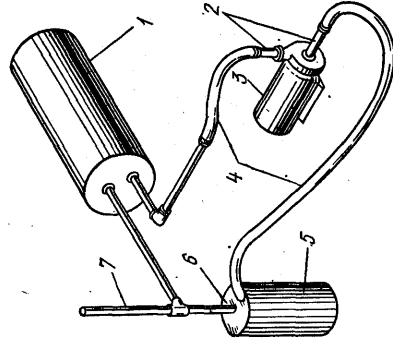


Рис. 14-24. Аппарат для удаления накипи из конденсатора:

1 — конденсатор; 2 — трубные насосы; 3 — насос; 4 — резиновые шланги; 5 — деревянная бочка; 6 — экран; 7 — выпускная труба

демонтировать распылительные форсунки градирни.

Для быстрой очистки труб конденсатора от накипи можно применять 18%-ный раствор соляной кислоты. Для циркуляции кислоты не следует использовать насос системы. Для этой цели можно применить небольшой насос с кислотостойкой крыльчаткой из нейлона или латуни (рис. 14-24). После очистки необходимо промыть конденсатор чистой водой или нейтрализатором кислоты.

Коррозия обычно максимальна вблизи водоемов с соленой водой или в промышленных районах, где в атмосфере относительно высокая концентрация серы и других промышленных отходов. Воздействие коррозии снижается до минимума при периодической очистке и окрашивании поврежденных участков, а также нанесении защитных покрытий.

ЗАДАЧИ

14-1. Определить расчетную нагрузку на конденсатор агрегата с сальниковым компрессором холодопроизводительностью 14,4 кВт при температуре кипения и конденсации соответственно -7°C и 38°C .

14-2. Определить нагрузку на конденсатор агрегата с герметичным компрессором, охлаждаемым всасываемым паром при параметрах, указанных в задаче 14-1.

14-3. Применения уравнение 14-2, вычислить нагрузку на конденсатор (условия см. в задаче 14-1), если мощность на валу компрессора равна 4,9 кВт.

14-4. Применения уравнение 14-3, вычислить производительность конденсатора агрегата с герметичным компрессором, охлаждаемым всасываемым паром, холодопроизводительность которого 17,2 кВт и потребляемая мощность 5,8 кВт.

14-5. Тепловая нагрузка испарителя холодильной машины 12,7 кВт. Определить производительность конденсатора, если холодильный коэффициент равен 4,3.

14-6. Теплота, отведенная в водяном конденсаторе, равна 38,1 кВт. Какая требуется площадь поверхности, если коэффициент теплопередачи конденсатора равен $625 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, а средняя эффективная разность температур 9°C при расчетном расходе воды?

14-7. Установка на R502 работает с сальниковым компрессором при температуре кипения -7°C и температуре конденсации 32°C . Нагрузка на испаритель равна 18 кВт. Конденсатор охлаждается рециркулируемой водой, которая нагревается на 7°C . Сколько воды расходуется для охлаждения конденсатора?

14-8. Через водяной конденсатор циркулирует 5 л/с воды, которая нагревается на 8°C . Определить нагрузку на конденсатор.

14-9. Система кондиционирования воздуха на R22 работает с сальниковым компрессором при температуре кипения 5°C и температуре конденсации 49°C . Нагрузка на испаритель составляет 61,5 кВт. Массовый расход воздуха, обдувающего конденсатор, $6,1 \text{ м}^3/\text{с}$, температура воздуха на входе в конденсатор равна 32°C . Вычислить температуру воздуха на выходе из конденсатора и среднюю эффективную разность температур.

14-10. Установка на R12 с герметичным компрессором, охлаждаемым всасываемым паром, имеет холодопроизводительность 18 кВт и работает при температуре кипения -7°C и температуре конденсации 43°C . Воздух нагревается в конденсаторе на 5°C . Определить массовый расход воздуха, обдувающего конденсатор.

14-11. Конденсатор системы кондиционирования воздуха (условие ее работы см. в задаче 14-9) имеет площадь лобовой поверхности $1,52 \text{ м}^2$. Рассчитать скорость воздуха в лобовом сечении.

14-12. Сальниковый компрессор установки на R22, которая расположена на высоте 1000 м, имеет холодопроизводительность 35 кВт и работает при температуре кипения

5°C и температуре конденсации 43°C. Температура окружающей среды равна 32°C по сухому термометру. Выбрать воздушный конденсатор для данных расчетных условий.

14-13. Сальниковый компрессор в установке, условия работы которой приведены в задаче 14-12, заменен на герметичный компрессор, охлаждаемый всасываемым паром. Подобрать воздушный конденсатор для данных расчетных условий.

14-14. Выбрать кожухотрубный водяной конденсатор для холодильной установки с сальниковым компрессором, работающим на R12, если условия эксплуатации следующие: нагрузка на испаритель 211 кВт, температура кипения 5°C, температура конденсации 38°C, расход воды 0,045 л/с на 1 кВт производительности. Вода из градирни подается в конденсатор неохлажденной при 25°C.

14-15. Решить задачу 14-14 при условии, что вода в конденсатор подается из градирни охлажденной.

14-16. Градирня и водяной конденсатор (с байпасной линией) работают при нагрузке (конденсаторной) 70 кВт. Через конденсатор проходит 3 л/с воды, а байпасируется 1 л/с. Температура окружающей среды по влажному термометру равна 25,5°C, а вода охлаждается в градирне на 4°C. Определить температуру воды на входе в конденсатор, температуру воды на выходе из конденсатора, температуру воды на выходе в градирню.

Глава 15

ПОТОК ЖИДКОСТИ, ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ, ТРУБОПРОВОДЫ ДЛЯ ВОДЫ

ПОТОК ЖИДКОСТИ

Давление жидкости

В гидравлике широко применяют термин «напор», под которым понимают энергию жидкости, отнесенную к единице ее массы.

Общее давление, создаваемое жидкостью, — это сумма статического давления и скоростного (кинетического) напора, т. е.

$$p = p_{ст} + p_{\omega}, \quad (15-1)$$

где p — общее давление; $p_{ст}$ — гидростатическое давление; p_{ω} — скоростной напор.

14-17. Компрессор холодильной установки на R12 имеет производительность 176 кВт. Расчетная температура по влажному термометру равна 25,5°C. Требуемая температура воды на входе в конденсатор равна 29,5°C, а вода нагревается в конденсаторе на 7°C.

Подобрать по приложению 14 градирню и определить расход воды через нее, температуру воды на входе в градирню, температуру воды на выходе из конденсатора, расход воды через конденсатор, количество байпасируемой воды.

14-18. Выбрать испарительный конденсатор для установки, работающей на R12, для следующих условий: нагрузка на испаритель 35 кВт, температура кипения 5°C, температура воздуха по влажному термометру на входе 25,5°C, температура конденсации 41°C.

14-19. Решить задачу 14-18, если нагрузка на испаритель 19 кВт, а температура кипения R12 — 20°C.

14-20. Выбрать водорегулирующий вентиль для установки на R12, работающей при следующих условиях: температура конденсации 41°C, максимальная температура окржающей среды 32°C, расход воды через конденсатор при максимальной нагрузке 0,6 л/с, давление в городском водопроводе при максимальной нагрузке 345 кПа, понижение давления в конденсаторе и водяном трубопроводе 85 кПа.

Поток любой жидкости обладает кинетической энергией, и поэтому он оказывает давление в направлении движения жидкости. Скоростной напор характеризует, на какую высоту может подняться движущаяся жидкость за счет ее кинетической энергии. Давление, создаваемое жидкостью, которое не является непосредственным результатом скорости движения среды, называется статическим давлением независимо от силы, создающей давление. Скоростной напор жидкости, находящейся в состоянии покоя (в статическом состоянии), равен нулю, и общее давление равно статическому. Ско-

ростной напор действует только в направлении движения потока, а статическое давление равномерно действует во всех направлениях.

В главе 1 указывалось, что вследствие гравитации на тело массой в 1 кг действует сила, равная 9,807 Н. В связи с жесткой молекулярной структурой гравитационная сила или давление твердого тела направлена вниз. Если среда (жидкость) имеет нежесткую молекулярную структуру, то сила или давление, создаваемое в любой точке массы среды, действует одинаково во всех направлениях, т. е. вверх, вниз и в стороны, и всегда перпендикулярно к поверхности сосуда. Когда на жидкость действует только гравитация, на точку внутри покоящейся жидкости осуществляется давление столба жидкости, равный глубине погружения точки:

$$p = h\rho f, \quad (15-2)$$

где p — давление, Па; h — глубина, м; ρ — плотность, кг/м³; f — сила гравитации (9,807 Н/кг).

Допустим, что бак высотой 10 м с плоским дном, площадь которого 1 м², заполнен до верха водой, имеющей плотность 1000 кг/м³ (рис. 15-1). Общий объем воды в баке $v = 10 \text{ м}^3$ ($10 \text{ м} \times 1 \text{ м}^2$), а общая масса воды в баке $M = 10 \text{ м}^3 \times 1000 \text{ кг/м}^3 = 10\,000 \text{ кг}$.

Общая гравитационная сила, действующая на дно бака, равна $10000 \text{ кг} \times 9,807 \text{ Н/кг} = 98\,070 \text{ Н}$, а так как эта сила действует на дно площадью

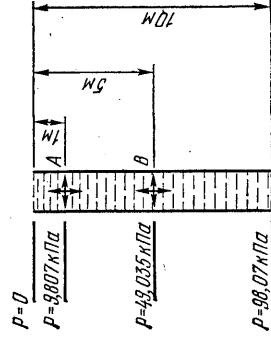


Рис. 15-1. Зависимость напора от давления

в 1 м², то давление на дно бака $p = 98070 \text{ Н/м}^2(\text{Па}) = 98,07 \text{ кПа}$.

Из этого следует, что общий объем воды выше уровня A , который находится на глубине 1 м, равен 1 м³, а общая масса воды над этим уровнем равна однократной величине плотности, т. е. $M = 1 \text{ м}^3 \times 1000 \text{ кг/м}^3 = 1000 \text{ кг}$, в результате чего общая гравитационная сила на уровне A , создаваемая массой воды над этим уровнем, равна $1000 \text{ кг} \times 9,807 \text{ Н/кг} = 9,807 \text{ Н}$. Эта сила действует на площадь 1 м², и поэтому давление на уровне A $p = 9807 \text{ Н/м}^2(\text{Па}) = 9,807 \text{ кПа}$.

Обратите внимание, что давление на уровне A (глубина 1 м), составляет только 0,1 от величины давления на дно бака (глубина 10 м). Можно показать, что гравитационная сила и давление на уровне B (глубина 5 м) в пять раз превышает давление на уровне A и равно 0,5 от величины давления на дно.

Зависимость напора от давления

Высота столба жидкости между любыми двумя ее уровнями определяет напор жидкости на нижнем уровне (относительно верхнего уровня). Напор воды у основания столба воды равен 10 м, а напор на уровнях A и B — соответственно 1 м и 5 м (см. рис. 15-1).

В уравнении (15-2) величину глубины (высоты столба жидкости) можно заменить величиной напора, в результате чего появляется следующая зависимость между напором и давлением:

$$p = H\rho f, \quad (15-3)$$

где p — давление, Па; H — напор, м; ρ — плотность, кг/м³; f — сила гравитации (9,807 Н/кг).

$$H = p/\rho g. \quad (15-4)$$

Из этого следует, что существует определенная зависимость между напором и давлением любой жидкости,

причем отношение напора к давлению любой данной жидкости зависит от ее плотности. Например, соотношение между напором и давлением воды составляет 102 мм к 1 кПа, соотношение между напором и давлением ртути — 7,5 мм к 1 кПа. Это означает, что давление в 1 кПа эквивалентно напору столба воды высотой 102 мм или столба ртути высотой 7,5 мм, и наоборот, напор столба воды высотой 1 м эквивалентен давлению 9,807 кПа, а напор столба ртути высотой 1 м эквивалентен давлению 133,3 кПа.

Можно сделать следующие заключения относительно зависимости напора от давления:

для любой жидкости одинаковой плотности давление, создаваемое ею, прямо пропорционально напору; при любом напоре давление, создаваемое жидкостью, прямо пропорционально ее плотности. Жидкости, имеющие различную плотность, создают разное давление при одинаковом напоре.

Статический и скоростной напоры

Полный напор любой жидкости — это сумма статического и скоростного напора данной жидкости, т. е.

$$H = H_{ст} + H_{\omega} \quad (15-5)$$

где H — общий напор, м; $H_{ст}$ — статический напор, м; H_{ω} — скоростной напор, м.

Статический потенциальный напор любой жидкости, находящейся в состоянии покоя, характеризуется отношением давления столба жидкости у его основания к произведению плотности жидкости на ускорение свободного падения. Как указывалось выше, скоростной напор показывает, на какую высоту может подняться движущаяся жидкость за счет ее кинетической энергии.

Основное соотношение между ско-

ростью и скоростным напором устанавливается законом Галилея, который гласит, что все падающие тела имеют одинаковое ускорение независимо от массы и конечная скорость любого падающего тела зависит только от высоты падения данного тела без учета трения. Скоростной напор, соответствующий любой данной скорости, определяется следующим уравнением:

$$H_{\omega} = \omega^2/2g. \quad (15-6)$$

Скорость преобразуется в скоростное давление:

$$P_{\omega} = \omega^2 \rho/2 = \omega^2/2\omega. \quad (15-7)$$

Скоростной напор преобразуется в динамическое давление:

$$P_{\omega} = H_{\omega} g \rho = H_{\omega} g/\omega. \quad (15-8)$$

Скоростной напор преобразуется в скорость:

$$\omega = \sqrt{H_{\omega} \cdot 2g}. \quad (15-9)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{P_{\omega} \times 2}{\rho}} = \sqrt{P_{\omega} \cdot 2\omega}, \quad (15-10)$$

где ω — скорость, м/с; H_{ω} — скоростной напор, м; P_{ω} — динамическое давление, Н/м² (или Па); v — удельный объем, м³/кг; ρ — плотность среды, кг/м³; g — ускорение свободного падения (9,807 м/с²).

Зависимость давления от энергии

Динамическое давление $P_{\omega} = \omega^2 \rho/2$, а объем $v = m/\rho$. Поэтому динамическое давление характеризует кинетическую энергию, отнесенную к единице объема среды. Можно показать также, что статическое давление среды выражает потенциальную энергию, отнесенную к единице объема среды.

В столбе среды одинаковой и постоянной плотности величина полной потенциальной энергии (в единице объема) — одинакова на всех уровнях высоты столба. Однако величины ее составляющих (энергия положения, или

высоты, и энергия давления, или напора) изменяются с высотой. Например, 1 м^3 воды (см. рис. 15-1) в верхней части бака имеет потенциальную энергию положения (относительно дна) в соответствии с уравнением (15-30) $P = 98,07 \text{ кДж}$ ($1 \text{ м}^3 \times 1000 \text{ кг/м}^3 \times 9,807 \text{ м/с}^2 \times 10 \text{ м}$). Напор на этом уровне равен нулю, и потенциальная энергия напора также равна нулю. С другой стороны, 1 м^3 воды на дне бака не имеет потенциальной энергии положения, но на него действует давление, равное $98,07 \text{ кПа}$ ($10 \text{ м} \times 1000 \text{ кг/м}^3 \times 9,807 \text{ м/с}^2$) в соответствии с уравнением (15-3), а 1 м^3 воды в середине столба воды имеет полную потенциальную энергию, также равную $98,07 \text{ кДж}$, но она состоит из одинаковых величин энергии положения и энергии давления (напора).

Зависимость статического напора от скоростного напора

Измерять статическое и динамическое давление (напор) потока среды в трубопроводе относительно просто, так как статическое давление среды одинаково по всем направлениям, а динамическое давление действует только в направлении потока (рис. 15-2). Обратите внимание, что трубка A так соединена с трубопроводом, что ее отверстие направлено перпендикулярно направлению потока. В этом направ-

лении действует только статическое давление, а высота столба жидкости в трубке A определяет статическое давление, или статический напор, среды в трубопроводе. Трубка B установлена в трубопроводе таким образом, что ее отверстие совпадает с направлением потока. Статическое и динамическое давление потока среды действуют на отверстие трубки B . Поэтому высота столба жидкости в трубке B определяет общее давление, или общий напор, среды. Общее давление, или общий напор, среды — это сумма статического и динамического давлений, или напоров, и, следовательно, разность в высоте двух столбов среды в трубках определяет динамическое давление, или скоростной напор, среды в трубопроводе.

Если пренебречь потерями на трение, то общее давление, или напор потока, среды будет одинаковым в любой точке трубопровода. Однако статический и динамический напоры, образующие общий напор, неодинаковы в различных точках и зависят от скорости движения потока среды в этих точках.

При любом данном объемном расходе среды скорость движения в трубопроводе обратно пропорциональна площади поперечного сечения трубопровода. Эта зависимость выражается следующим уравнением:

$$\omega = v/F, \quad (15-11)$$

где ω — скорость, м/с ; v — объемный расход, $\text{м}^3/\text{с}$; F — площадь поперечного сечения трубопровода, м^2 .

В соответствии с уравнением (15-11) скорость движения среды (и скоростной напор) на участке трубопровода B (рис. 15-3) больше, чем на участках A и C , так как площадь поперечного сечения участка B меньше, чем участков A и C . Принимая, что общий напор среды одинаков во всех точках трубопровода, следует, что отношение статического напора к скоростному на-

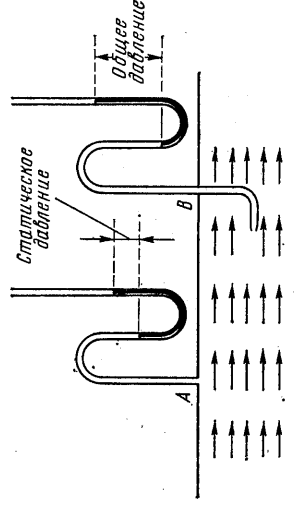
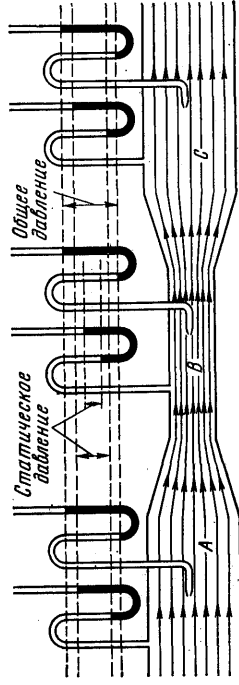


Рис. 15-2. Зависимость между статическим, динамическим и общим давлением среды при течении через трубопровод

Рис. 15-3. Изменение статического напора от динамического давления при изменении площади сечения трубопровода



пору на участке *B* отличается от этого отношения на участках *A* и *C*. При течении потока среды через сужение между участками *A* и *B* статический напор преобразуется в скоростной, (давление преобразуется в скорость), и наоборот, при течении среды через расширение между участками *B* и *C* скоростной напор снова преобразуется в статический (скорость преобразуется в давление). Учитывая зависимость напора от энергии, очевидно, что преобразование статического напора в скоростной — это на самом деле преобразование потенциальной энергии (давления) в кинетическую (скорость), а преобразование скоростного напора в статический — это преобразование кинетической энергии (скорости) в потенциальную (давление).

Потери напора на трение

Ранее было установлено, что поток среды в результате трения в трубопроводе теряет энергию (которая преобразуется в теплоту). Потери энергии часто выражаются в снижении давления, или потере напора. Снижение давления, или потеря напора, потока среды между любыми двумя точками трубопровода называется потерей напора на трение или потерей давления на трение между этими точками.

Величина снижения давления, или потери напора, среды в результате трения и турбулентности при течении через трубопровод зависит от ряда факторов: вязкости и плотности среды, скорости ее движения, шероховатости

внутренней поверхности и длины трубопровода.

Очевидно, что математическое определение этих факторов очень трудоемко. Потери на трение в трубопроводе определяют в основном по диаграммам и таблицам.

Потери давления среды из-за трения (в кПа) в 1 м прямолинейной трубы указаны в диаграммах на рис. 15-4 и 15-5 для различных величин объемного расхода и диаметра трубы. На диаграмме рис. 15-4 даны значения для гладкой медной трубы, а на диаграмме рис. 15-5 — для трубы с до-

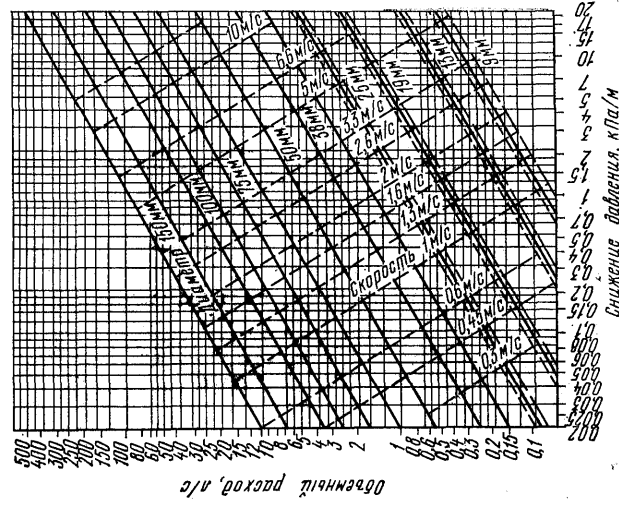


Рис. 15-4. Диаграмма сопротивления потоку воды через гладкую медную трубу