ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Глава I. **Примеры и расчеты** 5

§ 1. Установление равновесного состояния в охлаждаемых помещениях . . . . . —

§ 2. Определение основных размеров холодильника 13

§ 3. Расчет изоляции охлаждаемых помещений . . . 23

§ 4. Калорический расчет охлаждаемых помещений . . . 44

§ 5. Расчет охлаждающих систем 63

§ 6. Расчет устройств для замораживания продуктов . . . 83

§ 7. Расчет трубопроводов для холодильного агента . . 111

§ 8. Расчет устройств для охлаждения циркуляционной воды 131

§ 9. Расчет систем ледяного и льдосоляного охлаждения 139

§ 10. Расчет холодильного оборудования малых холодильных установок 155

Глава II. **Лабораторные работы** 172

§ 1. Испытания изоляционных конструкций . . . . . —

Определение коэффициента теплопередачи изоляционных конструкций с помощью измерителей малых тепловых потоков конструкции ЛТИХП . —

Определение коэффициента теплопроводности теплоизоляции холодных трубопроводов измерителями малых тепловых потоков 176

§ 2. Монтаж компрессоров 180

Основные проверки, выверка и центровка, производимые при монтаже компрессоров холодильной машины —

Монтаж фреонового холодильного агрегата малой производительности 191

Установка электродвигателя и проверка соосности валов 196

§ 3. Эксплуатация холодильных установок 200

Определение удельного расхода электроэнергии на выработку 1000 *ккал* холода. Анализ режимов работы холодильной установки одноступенчатого сжатия 200

Определение содержания неконденсирующихся газов в системе холодильной установки и исследование эффективности работы воздухоотделителя АВ-2 . . . 210

§ 4. Испытания малых холодильных установок 216
Определение основных характеристик компрессорного агрегата домашнего холодильника . . . . . —
Анализ изменения температур в холодильной камере и на поверхностях аппаратов домашнего холодильника 223
Исследование влияния внешних условий на работу холодильной установки и температурный режим внутри низкотемпературной витрины ВН—С 226
§ 5. Ремонт холодильных установок 231
Определение износа деталей компрессора . . . . . —
Измерение величины линейного вредного пространства вертикальных и У-образных компрессоров 237
§ 6. Определение влияния различных факторов на эффективность работы охлаждающих приборов 241
Приложения 248
Литература 253

ПРЕДИСЛОВИЕ

Книга является учебным пособием для студентов при выполнении ими расчетных и лабораторных работ по курсу «Холодильные установки». Рассмотренные материалы иллюстрируют теоретические положения курса и способствуют его усвоению. Никаких дополнительных теоретических положений к разделам книги не приводится, так как методы решения задач основаны главным образом на материалах учебника «Холодильные установки» (изд-во «Машиностроение», 1970). Порядок расположения материала книги соответствует последовательности изложения, принятой в указанном учебнике.

Основное внимание уделено методам решения задач, т. е. применению теоретических положений курса в практических условиях проектирования холодильных установок. Не следует поэтому считать, что выбранные конструкции или расчетные условия, а также коэффициенты являются оптимальными и, следовательно, рекомендуемыми.

Численные значения встречающихся в задачах физических величин даются в двух системах единиц: технической (МКГСС с привлечением внесистемных единиц, широко применяемых в холодильной технике) и системе СИ. Для облегчения перехода на систему СИ и для однотипного написания расчетных формул приняты некоторые допущения. За основу для определения количества вещества взята масса, но обозначена она буквой G, принятой для обозначения веса. Это не вносит ошибки в расчеты, поскольку вес в системе МКГСС и масса в системе СИ имеют одинаковое численное значение. Точно так же основной удельной величиной количества вещества выбрана плотность в $кг/м^3$, обозначенная, как и удельный вес, γ. Однако в тех случаях, когда в формулах вес выступает в значении не количества вещества, а силы, удельный вес обозначен γ' с размерностью $кгс/м^3$.

Лабораторные работы по курсу «Холодильные установки» включают описание работ по разделам: монтаж,

эксплуатация и ремонт холодильных установок. Выполнению лабораторных работ предшествуют лекции и самостоятельное изучение соответствующих разделов курса «Холодильные установки». Эти работы не только помогают закреплению приобретенных знаний, но и позволяют получить практические навыки в области монтажа, ремонта и эксплуатации холодильного оборудования.

Учебное пособие знакомит студентов с методикой проведения лабораторных работ по проверке правильности монтажа и ремонта компрессоров, испытанию изоляционных конструкций зданий и аппаратов, определению технико-экономических показателей работы холодильных установок.

Глава I написана Е. С. Курылевым. В составлении и решении задач принимали участие канд. техн. наук М. З. Печатников, инженеры Э. Л. Лихтенштейн, Е. Л. Федотов и С. И. Яновский.

Глава II написана Н. А. Герасимовым. В ее составлении принимали участие канд. техн. наук В. А. Тейдер, доц. С. И. Суренков, инженеры Н. Н. Некрасов, Г. Д. Тимофеев, С. И. Яновский.

Авторы

Глава I

ПРИМЕРЫ И РАСЧЕТЫ

§ 1. УСТАНОВЛЕНИЕ РАВНОВЕСНОГО СОСТОЯНИЯ В ОХЛАЖДАЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

1. Найти равновесную влажность воздуха в камере хранения яиц и рассчитать устройство для поддержания заданной влажности воздуха в помещении при следующих условиях: температура воздуха в камере $t_к = -2°$ С; технологически необходимая влажность воздуха в камере $\varphi_к = 85\%$; система охлаждения воздушная; поверхность воздухоохладителя из оребренных труб $F_0 = 535$ *м*²; количество груза в камере (яйца, уложенные в картонные коробки) $G_п = 490$ *т*.

Р е ш е н и е. 1. Равновесная влажность $\varphi_к$ воздуха, какая устанавливается при влагопритоке только от испарения с поверхности продуктов, равна [20]

$$\varphi_к = \frac{f(F) + \varphi_0 M}{f(F) + M}.$$

Здесь

$$f(F) = \frac{\beta_п F_п}{\beta_0 F_0},$$

где $\beta_п$ — коэффициент испарения с поверхности продуктов; по опытным данным Ленинградского технологического института холодильной промышленности (ЛТИХП) для яиц в коробках $\beta_п = 0{,}1 г/(м^2 \cdot ч \cdot мм\ рт.ст.)$;

β_0 — коэффициент конденсации на поверхности охлаждающих приборов; по опытным данным ЛТИХП для воздухоохладителя из оребренных труб среднее значение $\beta_0 = 12{,}5$ $г/(м^2 \cdot ч \cdot мм\ рт.ст.)$;

$F_п$ — поверхность хранящихся грузов; для яиц, имеющих среднюю массу 42,5 *г* и средний диаметр 45 *мм*, поверхность яйца $f_1 = 61{,}5$ *см*²; поверхность яиц в 1 *кг* продукта $f_п = 0{,}150$ *м*²/*кг*, следовательно, $F_п = 490 \cdot 10^3 \cdot 0{,}150 = 73{,}5 \cdot 10^3$ *м*².

Тогда

$$f(F) = \frac{0{,}1 \cdot 73{,}5 \cdot 10^3}{12{,}5 \cdot 535} = 1{,}1.$$

Минимальная относительная влажность воздуха φ_0 при данной температуре поверхности охлаждающих приборов

$$\varphi_0 = \frac{p_0''}{p_к''},$$

где p_0'' — давление насыщенного водяного пара над поверхностью охлаждающих приборов; если принять среднюю температуру поверхности воздухоохладителя $t_0 = -10°$ С, то $p_0'' = 2{,}14$ *мм рт. ст.* (2,85 *мбар*);

$p_к''$ — давление насыщенного пара при температуре воздуха камеры; при $t_к = -2°$ С $p_к'' = 3{,}95$ *мм рт. ст.* (5,26 *мбар*).

Тогда

$$\varphi_0 = \frac{2{,}14}{3{,}95} = 0{,}54, \text{ или } 54\%.$$

Коэффициент M является постоянной величиной при данных условиях охлаждения

$$M = 1 + \frac{b}{A},$$

где b — коэффициент в линейной зависимости давления насыщенного водяного пара от температуры; в интервале температур от 0 до —10° С коэффициент $b = 0{,}246$;

A — психрометрический коэффициент; при малой скорости воздуха $A = 1{,}0$.

Тогда

$$M = 1 + \frac{0{,}246}{1} = 1{,}246.$$

При этих данных

$$\varphi_к' = \frac{1{,}1 + 0{,}54 \cdot 1{,}246}{1{,}1 + 1{,}246} = \frac{1{,}774}{2{,}346} = 0{,}755, \text{ или } 75{,}5\%,$$

что меньше $\varphi_к = 85\%$. Таким образом, в рассматриваемом охлаждаемом помещении установится относительная влажность воздуха ниже оптимальной, что и определяет необходимость в искусственном увлажнении воздуха.

2. Количество влаги W *кг/ч*, которое нужно подавать в помещение для поддержания необходимой влажности, может быть найдено по выражению

$$W = (\varphi_к - \varphi_к') \frac{p_к'' \beta_0 F_0 [f(F) + M]}{M} =$$

$$= (0{,}85 - 0{,}755) \frac{3{,}95 \cdot 12{,}5 \cdot 10^{-3} \cdot 535\,(1{,}1 + 1{,}246)}{1{,}246} =$$

$$= 0{,}095 \frac{26{,}5 \cdot 2{,}346}{1{,}246} = 4{,}75 \text{ кг/ч}.$$

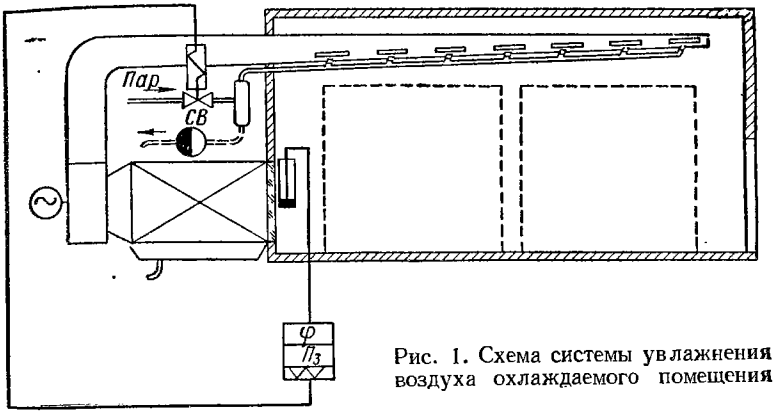


Рис. 1. Схема системы увлажнения воздуха охлаждаемого помещения

На рис. 1 показана схема системы увлажнения воздуха подачей в помещение водяного пара. При понижении влажности воздуха ниже оптимальной (85%) датчик влажности передает импульс соленоидному вентилю *СВ*, который открывается и пропускает пар по трубе к патрубкам, расположенным у воздуховода возле сопел для выхода воздуха.

3. Количество влаги ΔG, испаряющейся с поверхности продуктов при заданных условиях, может быть получено по выражению

$$\Delta G = \beta_п F_п p_к'' \frac{1 - \varphi_к}{M} =$$

$$= 0{,}1 \cdot 10^{-3} \cdot 73{,}5 \cdot 10^3 \cdot 3{,}95 \frac{1 - 0{,}85}{1{,}246} = 29 \frac{0{,}15}{1.246} = 3{,}5 \text{ кг/ч}.$$

Усушка продуктов за месяц

$$\Delta G' = \frac{\Delta G 24 \cdot 30}{G_п} 100 = \frac{3{,}5 \cdot 720}{4900} = 0{,}515\%.$$

Это довольно близко к нормативной величине усушки яиц, установленной в размере 0,5% за месяц хранения.

2. Найти, при каких температурных условиях и при каком коэффициенте рабочего времени установится соответствие между производительностью отдельных элементов холодильной установки, характеризуемых следующими данными: компрессор марки ФВ-12 с числом оборотов 720 *1/мин*; холодильный агент фреон-12; в компрессор поступает пар, перегретый на 15 *град*; температура камеры $t_к = 0°$ С; поверхность охлаждающих приборов в камере (воздухоохладителей) $F_0 = 120$ *м*^{2}; коэффициент теплопередачи $k = 10$ *ккал/(м*^{2}*·ч·град)* $= 11{,}63$ *вт/(м*^{2}*·град)*; температура конденсации $t = 30°$ С; давление конденсации $p = 7{,}581$ *кгс/см*^{2} $= 74{,}3 \cdot 10^4$ *н/м*^{2}; температура наружного воздуха, окружающего камеру, $t_н = 25°$ С.

Теплоприток считать только через ограждения камеры; поверхность ограждений $F_н = 800$ *м*^{2}; коэффициент теплопередачи ограждений $k_н = 0{,}5$ *ккал/(м*^{2}*·ч·град)* $= 0{,}59$ *вт/(м*^{2}*·град)*.

Найти также необходимую площадь проходного сечения регулирующего вентиля. Определить, как изменяется температура кипения, температура камеры и проходное сечение регулирующего вентиля при тех же температурах конденсации и наружного воздуха, если компрессор будет работать непрерывно (при коэффициенте рабочего времени $b = 1$).

Р е ш е н и е. 1. Для построения характеристики компрессора следует воспользоваться выражением для его холодопроизводительности

$$Q_{0к} = \lambda V_h q_v = \lambda V_h \frac{q_0}{v_1},$$

где λ — коэффициент подачи компрессора;

V_h — объем, описываемый поршнем компрессора; для компрессора ФВ-12 при $n = 720$ *об/мин* объем $V_h = 54{,}3$ *м*^{3}*/ч* $= 0{,}0151$ *м*^{3}*/сек*;

q_0 — удельная массовая холодопроизводительность рабочего тела; $q_0 = i_1 - i_4$ *ккал/кг* (*кдж/кг*);

v_1 — удельный объем пара при входе в компрессор в *м*^{3}*/кг*.

При постоянной температуре конденсации величины λ, q_0 и v_1 зависят от температуры кипения. Характеристику строим в интервале температур кипения от —20° до +5° С. Результаты вычисления холодопроизводительности компрессора при различных температурах кипения в указанном

интервале температур сведены в табл. 1. Изображение цикла холодильной машины и обозначение узловых точек цикла дано на рис. 2. По данным для $Q_{0к}$ построена линия I на рис. 3.

2. Характеристика испарителя строится по выражению для холодопроизводительности испарителя

$$Q_{0и} = k_0 F_0 (t_к - t_0),$$

которое представляет собой уравнение прямой линии в координатах $t - Q_0$. Эта прямая линия выходит из точки на оси абсцисс, соответствующей температуре помещения $t_к$, и проводится под углом α к оси абсцисс, тангенс которого равен

$$\operatorname{tg}\alpha = k_0 F_0 \frac{m}{n}.$$

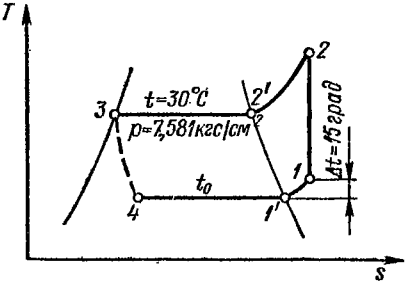


Рис. 2. Цикл холодильной машины в диаграмме $s-T$

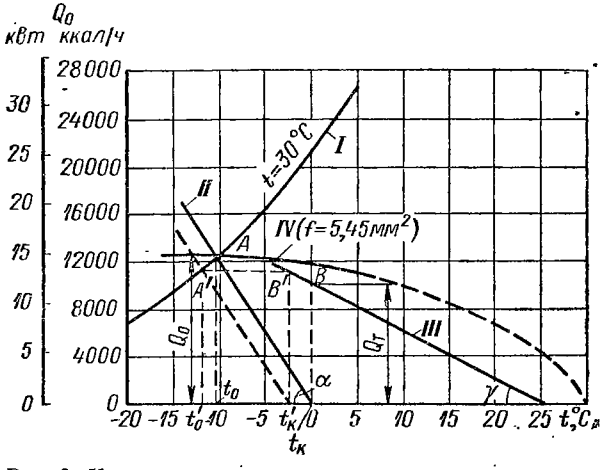


Рис. 3. Характеристики холодильной машины и охлаждаемого помещения

На рис. 3 построение выполнено в таких масштабах: по оси ординат 2 *мм* = 1000 *ккал/ч* = 1163 *вт*, следовательно, линейный масштаб $m = \frac{2}{1000} = 0{,}002$ *мм·ч/ккал*; по оси

Температура кипения t_0 в °С	Давление кипения p_0		Температура всасываемого пара t_1 в °С	Удельный объем всасываемого пара v_1 в $м^3/кг$	Энтальпия всасываемого пара i_1		Энтальпия жидкого холодильного агента i_4	
	кгс/см²	10^{-4} *н/м²*			*ккал/кг*	*кдж/кг*	*ккал/кг*	*кдж/кг*
—20	1,540	15,10	—5	0,120	136,8	573	106,97	448
—15	1,862	18,27	0	0,098	137,5	576	106,97	448
—10	2,234	21,90	5	0,083	138,0	578	106,97	448
—5	2,660	26,10	10	0,070	138,6	581	106,97	448
0	3,147	30,90	15	0,061	139,2	584	106,97	448
5	3,696	36,20	20	0,052	139,8	586	106,97	448

абсцисс 8 *мм* = 5° С, следовательно, линейный масштаб $n = \frac{8}{5} = 1{,}6$ *мм/град*. Значит

$$\operatorname{tg}\alpha = 10 \cdot 120 \frac{0{,}002}{1{,}6} = 1{,}5;\ \alpha = 56°20'.$$

Построенная под этим углом характеристика испарителя (линия *II*) пересекает характеристику компрессора в рабочей точке *A*, абсцисса которой $t_0 = -10{,}3°$ С и ордината $Q_0 =$ = 12400 *ккал/ч* = 14,42 *квт*.

3. Характеристика охлаждаемого помещения строится по выражению для внешнего теплопритока

$$Q_т = k_н F_н (t_н - t_к),$$

которое представляет собой также уравнение прямой линии в принятых координатах. Эта прямая выходит из точки на оси абсцисс, соответствующей температуре наружного воздуха $t_н$, и проводится под углом γ к оси абсцисс, причем

$$\operatorname{tg}\gamma = k_н F_н \frac{m}{n} = 0{,}5 \cdot 800 \frac{0{,}002}{1{,}6} = 0{,}5;\ \gamma = 26°30'.$$

Построенная под этим углом характеристика помещения (линия *III*) пересекает перпендикуляр, восставленный из точки $t_к = 0°$, в точке *B*, ордината которой дает величину теплопритока в помещение при этой температуре $Q_т =$ = 10 000 *ккал/ч* = 11,63 *квт*.

Таблица 1

при разных температурах кипения

Разность энтальпий $i_1 - i_4$		Отношение давлений $\frac{p}{p_0}$	Коэффициент подачи λ [30]	Удельная объемная холодопроизводительность q_v		Холодопроизводительность компрессора $Q_{0к}$	
ккал/кг	*кдж/кг*			*ккал/м³*	*кдж/м³*	*ккал/ч*	*квт*
29,83	125	4,92	0,51	249,0	1041	6 900	8,025
30,53	128	4,07	0,57	311,5	1306	9 650	11,25
31,03	130	3,40	0,62	374,0	1565	12 600	14,65
31,63	133	2,85	0,69	450,0	1900	16 850	19,75
32,28	136	2,40	0,75	528,0	2230	21 500	25,25
32,83	138	2,05	0,80	631,0	2655	27 400	32,10

4. Коэффициент рабочего времени

$$\varepsilon = \frac{\tau_{раб}}{\tau_ц} = \frac{Q_т}{Q_0} = \frac{10\,000}{12\,400} = 0{,}807.$$

При непрерывной работе компрессора ($\varepsilon = 1$) температура камеры будет понижаться ниже заданного значения, так как $Q_0 > Q_т$. Построение, выполненное на рис. 3, позволяет найти температуры, при которых установится равновесие. Это $t_к' = -3^\circ$ С и $t_0' = -12{,}25^\circ$ С при $Q_0 = Q_т = 11\,200$ *ккал/ч* $= 13{,}02$ *квт*.

5. Уравнение гидравлической характеристики регулирующего вентиля имеет вид

$$G_a = 3600 \mu f \sqrt{2g\,(p - p_0)\,\gamma_a'} \quad кг/ч$$

или

$$G_a = \mu f \sqrt{2\,(p - p_0)\,\gamma_a} \quad кг/сек,$$

где μ — коэффициент расхода; если протекание жидкости через дроссельное отверстие сопровождается парообразованием, как это происходит в регулирующем вентиле, то считают для аммиачных дроссельных устройств $\mu = 0{,}35 \div 0{,}40$ и для фреоновых $\mu = 0{,}5 \div 0{,}6$, так как во фреоновых машинах удается обеспечить большее переохлаждение, что уменьшает относительное парообразование при дросселировании; принимаем $\mu = 0{,}55$;

f — проходное сечение регулирующего вентиля;

γ_a — плотность протекающей жидкости в состоянии перед регулирующим вентилем; при $t = 30°$ С насыщенный жидкий фреон-12 имеет $\gamma_a = 1{,}293 \cdot 10^3$ *кг/м*^{3};

γ'_a — удельный вес в *кгс/м*^{3}.

Количество жидкости, протекающей через вентиль,

$$G_a = \frac{Q_0}{i_1 - i_4}.$$

Для рабочей точки A при $t_0 = -10{,}3°$ С и $p_0 = 2{,}211$ *кгс/см*^{2} $= 21{,}65 \cdot 10^4$ *н/м*^{2}

$$G_a = \frac{12\,400}{137{,}97 - 106{,}97} = \frac{12\,400}{31} = 400 \text{ кг/ч} = 0{,}111 \text{ кг/сек}.$$

В данных условиях должно быть

$$f = \frac{G_a}{3600\mu \sqrt{2g(p - p_0)\gamma'_a}} =$$

$$= \frac{400}{3600 \cdot 0{,}55 \sqrt{2 \cdot 9{,}81 (7{,}581 - 2{,}211) 10^4 \cdot 1{,}293 \cdot 10^3}} =$$

$$= 5{,}45 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 5{,}45 \text{ мм}^2$$

или

$$f = \frac{G_a}{\mu \sqrt{2(p - p_0)\gamma_a}} =$$

$$= \frac{0{,}111}{0{,}55 \sqrt{2 (74{,}3 - 21{,}65) 10^4 \cdot 1{,}293 \cdot 10^3}} = 5{,}45 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 5{,}45 \text{ мм}^2.$$

Таблица 2

Определение параметров точек гидравлической характеристики регулирующего вентиля

Температура кипения t_0 в °С	Давление кипения p_0		Разность давлений $p - p_0$		Количество жидкого холодильного агента G_a		Разность энтальпий $i_1 - i_4$		Холодопроизводительность Q_0	
	кгс/см^2	10^{-4} *н/м*^{2}	*кгс/см*^{2}	10^{-4} *н/м*^{2}	*кг/ч*	*кг/сек*	*ккал/кг*	*кдж/кг*	*ккал/ч*	*квт*
30	7,581	74,30	0	0	0	0	0	0	0	0
5	3,696	36,20	3,885	38,10	338,0	0,0940	32,83	138	11 100	12,98
—5	2,660	26,10	4,921	48,20	382,0	0,1055	31,63	133	12 100	14,04
—15	1,862	18,27	5,719	56,03	412,0	0,1140	30,53	128	12 550	14,60

Для нахождения других точек гидравлической характеристики можно воспользоваться данными табл. 1. Вычисление произведено в табл. 2 для данного открытия регулирующего вентиля, характеризуемого $f = 5{,}45$ *мм*^{2}.

По данным табл. 2 на рис. 3 нанесена кривая *IV* — характеристика регулирующего вентиля.

§ 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ХОЛОДИЛЬНИКА

3. По заданному грузообороту (табл. 3) найти необходимую емкость распределительного холодильника и помещений для отдельных видов грузов. Определить площадь камер для хранения грузов, площадь морозилок и других помещений. Найти число этажей, а также необходимое количество средств механизации.

Р е ш е н и е. 1. Необходимая емкость холодильника определяется по наибольшему количеству продуктов, которые одновременно должны храниться в камерах холодильника. Так как расчет удобнее вести в тоннах условного груза, то соответствующее наибольшее число следует искать в графе 23 табл. 3. Здесь наибольшее количество хранящихся продуктов оказывается в ноябре месяце — 5712 *т*. Эта величина и должна быть принята за общую емкость холодильника $G_{хол}$, т. е. $G_{хол} = 5712$ *т*.

2. Общая емкость холодильника разделяется на емкость помещений для продуктов, хранящихся при различных температурах. Различают две группы продуктов. К первой группе относятся мороженые продукты, хранение которых осуществляется при отрицательных температурах (—18 ÷ ÷ —25° С); в табл. 3 такими продуктами являются мясо мороженое, рыба мороженая и масло, а суммарное количество этих грузов, хранящееся одновременно в каждом месяце, приведено в графе 24.

Ко второй группе относятся охлажденные продукты, которые хранятся при положительных или нулевых температурах (+4 ÷ —2,5° С); в табл. 3 такими продуктами будут яйца, фрукты, а суммарное количество этих грузов, одновременно хранящихся на холодильнике, приведено в графе 25 для каждого месяца.

Наибольшее количество хранящихся мороженых продуктов приходится на декабрь и составляет 3965 *т*; наибольшее количество охлажденных грузов приходится на октябрь и составляет 2278 *т*. Если отвести под указанные

Таблица грузооборота

Месяцы	Мясо мороженое			Рыба мороженая			Масло				Яйца			
	Поступление	Выпуск	Единовременное хранение	Поступление	Выпуск	Единовременное хранение	Поступление	Выпуск	Единовременное хранение	Единовременное хранение в *m* условного груза	Поступление	Выпуск	Единовременное хранение	Единовременное хранение в *m* условного груза
	m										*m*			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
I	230	—	2600	150	350	450	470	820	1225	735	80	150	275	300
II	—	400	2200	200	350	300	640	990	875	525	100	120	255	278
III	—	400	1800	200	350	150	700	1100	475	285	200	280	175	191
IV	—	400	1400	600	500	250	940	540	875	525	300	380	95	103
V	—	350	1050	1000	700	550	1400	850	1425	855	500	400	195	213
VI	—	350	700	1000	600	950	1760	1100	2085	1245	500	400	295	322
VII	—	300	400	500	600	850	1760	1410	2435	1460	500	400	395	430
VIII	—	200	200	300	400	750	1400	1160	2675	1610	400	300	495	540
IX	—	200	—	600	500	850	930	1130	2475	1485	300	170	625	681
X	785	—	785	650	450	1050	700	950	2225	1335	225	145	705	768
XI	925	—	1710	200	400	850	580	885	1920	1152	30	185	550	600
XII	660	—	2370	100	300	650	465	810	1575	945	—	205	345	376

продукты такую емкость помещений, то общая емкость холодильника будет не $G_{хол} = 5712\ m$, а $3965 + 2278 = 6243\ m$, что приведет к ухудшению использования объема холодильника.

При устройстве универсальных камер емкость холодильника распределится следующим образом:

емкость камер с отрицательными температурами

$$G_{отр} = G_{хол} - G_{пол.\ макс} = 5712 - 2278 = 3434\ m;$$

емкость камер с положительными температурами

$$G_{пол} = G_{хол} - G_{отр.\ макс} = 5712 - 3965 = 1747\ m;$$

распределительного холодильника

Таблица 3

Фрукты				Всего					
Поступление	Выпуск	Единовременное хранение	Единовременное хранение в *т* условного груза	Поступление	Выпуск	Единовременное хранение	Единовременное хранение условного груза	Единовременное хранение мороженых продуктов	Единовременное хранение охлажденных продуктов
т				*т*			*т* условного груза		
16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
—	200	985	1070	930	1520	5535	5155	3785	1370
—	200	785	856	940	2060	4415	4159	3025	1134
—	200	585	638	1100	2330	3185	3064	2235	829
—	200	385	420	1840	2020	3005	2698	2175	523
—	200	185	202	2900	2500	3405	2870	2455	415
—	100	85	93	3260	2550	4115	3310	2895	415
285	85	285	311	3045	2795	4365	3451	2710	741
400	—	685	746	2500	2060	4805	3846	2560	1286
500	—	1185	1291	2330	2000	5135	4307	2335	1972
200	—	1385	1510	2560	1545	6150	5448	3170	2278
—	100	1285	1400	1735	1570	6315	5712	3712	2000
—	100	1185	1291	1225	1415	6125	5632	3965	1667

емкость универсальных камер

$$G_{ун} = G_{хол} - G_{пол} - G_{отр} =$$

$$= 5712 - 1747 - 3434 = 531 \ т.$$

На рис. 4, *а* показано изменение по месяцам общего количества хранящихся продуктов на холодильнике, а на рис. 4, *б* — количества продуктов, хранящихся в камерах с различными температурами. Из рис. 4, *б* видно, что емкость камер для охлажденных продуктов отсчитывается сверху вниз от своей оси абсцисс, расположенной от основания

нижнего графика на расстоянии, равном общей емкости холодильника [20]. Этот рисунок показывает степень использования емкости камер для различных грузов в разное время года, а также какими продуктами должны быть заняты уни-

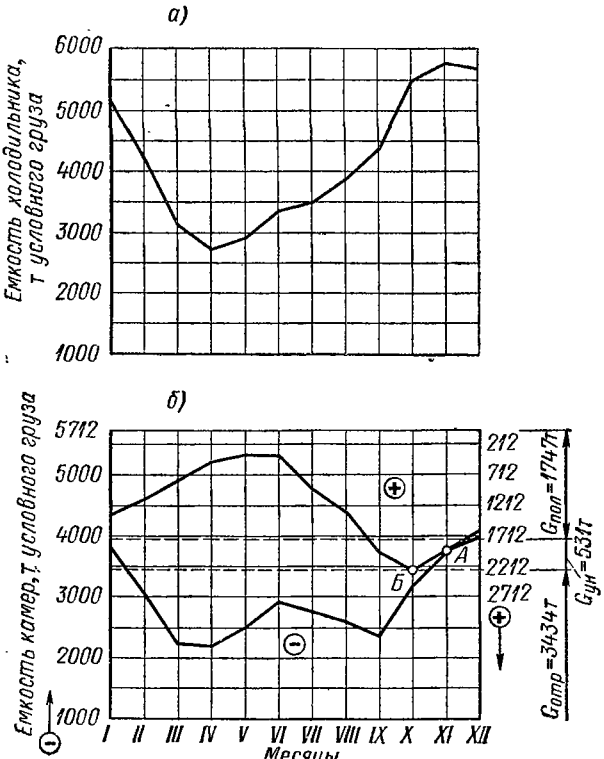


Рис. 4. Изменение по месяцам количества продуктов, хранящихся в камерах распределительного холодильника: *а* — всего по холодильнику; *б* — в камерах с различными температурами

версальные камеры в отдельные месяцы (т. е. какая температура должна в них поддерживаться в разные периоды года).

3. Максимальное суточное поступление продуктов на холодильник

$$G_{пост} = \frac{G_{макс.\ мес.\ пост}}{30} m_{пост}.$$

Здесь $G_{макс.\ мес.\ пост}$ — максимальное поступление за месяц, которое находится по графе 20; наибольшее число (3260 *т/мес*) приходится на июнь месяц;

$m_{пост}$ — коэффициент неравномерности поступления грузов; принимаем

$$m_{пост} = 2.$$

Тогда

$$G_{пост} = \frac{3260 \cdot 2}{30} = 217 \ т/сутки.$$

4. Максимальный суточный выпуск грузов из холодильника

$$G_{вып} = \frac{G_{макс.\ мес.\ вып}}{22} m_{вып},$$

где $G_{макс.\ мес.\ вып}$ — максимальный выпуск за месяц, который определяется по графе 21; наибольшее число (2795 *т/мес*) приходится на июль месяц;

$m_{вып}$ — коэффициент неравномерности выпуска грузов; принимаем $m_{вып} = 1{,}5$.

Следовательно,

$$G_{вып} = \frac{2795 \cdot 1{,}5}{22} = 190 \ т/сутки.$$

5. Максимальная сумма поступающих и выпускаемых грузов

$$G_{макс.\ пост.\ и\ вып} = \left(\frac{G_{мес.\ пост}}{30} m_{пост} + \frac{G_{мес.\ вып}}{22} m_{вып}\right)_{макс.\ мес}$$

находится по месяцу, в котором сумма количеств поступающих и выпускаемых грузов оказывается наибольшей. Для этого складываются числа граф 20 и 21 каждого месяца. В табл. 3 таким месяцем является июль. В этом месяце

$$G_{мес.\ пост} + G_{мес.\ вып} = 3045 + 2795 = 5840 \ т/мес,$$

в то время как в ближайшем по величине суммы июне месяце она составляет $3260 + 2550 = 5810$ *т/мес*.

Значит

$$G_{макс.\ пост.\ и\ вып} = \frac{3045}{30} 2 + \frac{2795}{22} 1{,}5 =$$

$$= 213 + 190 = 403 \ т/сутки.$$

6. Производительность морозилок находится из предположения, что из всего количества продуктов, поступающих в низкотемпературные камеры, часть его $(1 - \varphi_{мор}) = 15 \div 35\%$ идет на замораживание (или домораживание); принимаем величину $(1 - \varphi_{мор}) = 20\%$. Остальное количество мороженых грузов, оцениваемое долей $\varphi_{мор}$, имеет достаточно низкую температуру и может не поступать на домораживание.

Максимальное поступление мяса берется по графе 2; здесь наибольшее поступление 925 *т* в ноябре. Тогда производительность мясоморозилки

$$G'_м = \frac{G_{макс.\ мес.\ пост.\ мяса}}{30} m_{пост}(1 - \varphi_{мор}) =$$

$$= \frac{925}{30} 2 \cdot 0{,}20 = 12 \ т/сутки.$$

Максимальное месячное поступление рыбы 1000 *т* приходится на май и июнь. Тогда производительность рыбоморозилки будет

$$G'_р = \frac{1000}{30} 2 \cdot 0{,}20 = 13 \ т/сутки.$$

Общая производительность морозилок

$$G' = 12 + 13 = 25 \ т/сутки.$$

Это составляет $\frac{25}{5712} = 0{,}45\%$ от общей емкости холодильника *.

7. Площадь камер хранения можно рассчитывать по условной емкости, что позволит определить площадь не по потребности в ней для отдельных продуктов, а для групп, отличающихся температурами хранения.

Грузовой объем камер хранения мороженых продуктов

$$V_{гр} = \frac{G_{отр}}{g_v} = \frac{3434}{0{,}35} = 9850 \ м^3.$$

Здесь g_v — норма загрузки единицы объема помещения (масса груза в 1 $м^3$). Для условного груза $g_v = 0{,}35 \ т/м^3$.

Принимаем, что высота этажа (от пола одного этажа до пола другого) составляет 4,2 *м*; при общей толщине перекры-

---

* Полученная цифра не должна быть больше практической нормы (0,5—0,7%), которая дана без учета разной размерности числителя (в *т/сутки*) и знаменателя (в *т*).

тия 0,6 *м* строительная высота камеры $h_{стр} = 4{,}2 - 0{,}6 = 3{,}6$ *м*. В случае наличия в камере потолочных батарей грузовая высота

$$h_{гр} = 3{,}6 - 0{,}3 - 0{,}3 = 3{,}0 \text{ м},$$

где 0,3 *м* — высота однорядной потолочной батареи;
0,3 *м* — размер отступа штабеля от батареи.

При такой высоте рабочая нагрузка на пол от продуктов

$$g_F = g_v h_{гр} = 350 \cdot 3{,}0 = 1050 \text{ кг/м}^2,$$

что допустимо, так как g_F меньше предельной величины $g_{F\,доп} = 2000$ *кг/м*^{2} для междуэтажных перекрытий.

Грузовая площадь камер

$$F_{гр} = \frac{V_{гр}}{h_{гр}} = \frac{9850}{3{,}0} = 3280 \text{ м}^2.$$

Строительная площадь камер

$$F_{стр} = \frac{F_{гр}}{\beta_F} = \frac{3280}{0{,}70} = 4700 \text{ м}^2,$$

где β_F — коэффициент использования площади камер хранения:

Площадь помещений в *м*^{2}	β_F
От 20 до 100	0,65
» 100 » 400	0,70
Свыше 400	0,80

При решении задачи исходим из предположения, что все камеры на холодильнике будут иметь площадь в пределах от 100 до 400 *м*^{2}, а поэтому выбираем $\beta_F = 0{,}70$.

Грузовой объем камер хранения охлажденных продуктов

$$V_{гр} = \frac{G_{пол}}{g_v} = \frac{1747}{0{,}35} = 5000 \text{ м}^3.$$

Грузовую высоту $h_{гр}$ определяем, предполагая, что камеры охлажденных продуктов имеют систему смешанного охлаждения, а потому по потолку проложены воздуховоды с высотой сечения 400 *мм*. Тогда $h_{гр} = 3{,}6 - 0{,}4 - 0{,}3 = 2{,}9$ *м*.

Рабочая нагрузка на пол будет

$g_F = 350 \cdot 2{,}9 = 1015$ *кг/м*^{2}, т. е. меньше $g_{F\,доп}$.

Грузовая площадь камер

$$F_{гр} = \frac{5000}{2{,}9} = 1720 \text{ м}^2.$$

Строительная площадь камер

$$F_{стр} = \frac{1720}{0{,}70} = 2460 \ м^2.$$

Грузовой объем универсальных камер

$$V_{гр} = \frac{G_{ун}}{g_v} = \frac{531}{0{,}35} = 1520 \ м^3.$$

Грузовую высоту считаем такой же, как для камер хранения охлажденных продуктов (т. е. берем из двух ранее вычисленных величин меньшую).

Грузовая площадь камер

$$F_{гр} = \frac{1520}{2{,}9} = 524 \ м^2.$$

Строительная площадь камер

$$F_{стр} = \frac{524}{0{,}70} = 750 \ м^2.$$

8. Обычно полутуши мяса в мясоморозилках размещаются на подвесных путях. При норме нагрузки от массы мяса, отнесенной к единице строительной площади $g_F = 225 \ кг/м^2$, и при продолжительности цикла замораживания $\tau_ц = 24 \ ч$ строительная площадь мясоморозилки

$$F_{стр} = \frac{G'_м \tau_ц}{g_F 24} = \frac{12 \cdot 1000 \cdot 24}{225 \cdot 24} = 54 \ м^2.$$

Учитывая необходимость размещения воздухоохладителей, увеличиваем площадь для морозилки на 30% и округляем ее до 72 $м^2$ (для «квадрата» 6 × 6 $м$).

Полагаем, что рыба будет замораживаться в интенсивной рыбоморозилке с временем цикла $\tau_ц = 6 \ ч$. Рыба размещается на полках тележек с нагрузкой 30 $кг/м^2$ полки. При числе полок, равном 8, масса, отнесенная к 1 $м^2$ площади пола, $g_F = 30 \cdot 8 = 240 \ кг/м^2$.

Тогда площадь для размещения рыбы

$$F_{гр} = \frac{13 \cdot 1000 \cdot 6}{240 \cdot 24} = 14 \ м^2.$$

Учитывая необходимость размещения воздухоохладителей, увеличиваем площадь для рыбоморозилки в два раза ($F_{стр} = 14 \cdot 2 = 28 \ м^2$) и округляем ее до площади одного квадрата 6 × 6 $м$, т. е. считаем $F_{стр} = 36 \ м^2$.

9. Общая площадь основных производственных помещений холодильника

$$\sum F_{стр} = 4700 + 2460 + 750 + 72 + 36 = 8018 \ м^2.$$

С учетом величин вспомогательных производственных помещений общая строительная площадь холодильника будет

$$F_{хол} = \frac{\sum F_{стр}}{\eta_{хол}} = \frac{8018}{0{,}85} = 9450 \ м^2,$$

где $\eta_{хол}$ — коэффициент использования общей площади холодильника; для крупных холодильников $\eta_{хол} = 0{,}85 \div 0{,}90$.

10. Для определения длины железнодорожной платформы считаем, что железнодорожным транспортом доставляется 90% прибывающих продуктов и отправляется 15% выпускаемых грузов. Тогда

$$G_{жел} = 0{,}90G_{пост} + 0{,}15G_{вып} = 0{,}90 \cdot 217 + 0{,}15 \cdot 190 = \\ = 225 \ т/сутки.$$

Если принять среднюю грузоподъемность железнодорожного четырехосного вагона $g_{ваг} = 20 \ т$, то число вагонов, прибывающих за сутки, будет

$$n_{ваг} = \frac{G_{жел}}{g_{ваг}} = \frac{225}{20} = 12.$$

Длина железнодорожной платформы

$$L_{жел} = \frac{n_{ваг} l_{ваг} m_{п.в}}{П},$$

где $l_{ваг}$ — полная длина вагона; длина четырехосного вагона $l_{ваг} = 20 \ м$;

$П$ — число подач вагонов в сутки; принимаем $П = 4$;

$m_{п.в}$ — коэффициент неравномерности подачи вагонов; принимаем $m_{п.в} = 1{,}25$.

Тогда

$$L_{жел} = \frac{12 \cdot 20 \cdot 1{,}25}{4} = 75 \ м.$$

Этот размер округляется до величины кратной длине вагона, т. е. следует считать $L_{жел} = 80 \ м$.

Количество продуктов, которое проходит через автомобильную платформу, определится по выражению

$$G_{авт} = 0{,}1G_{пост} + 0{,}85G_{вып} = 0{,}1 \cdot 217 + 0{,}85 \cdot 190 = \\ = 183 \ т/сутки.$$

Число автомашин, которые прибывают на холодильник за сутки,

$$n_{авт} = \frac{G_{авт}}{g_{авт}\eta_{исп.\ авт}},$$

где $g_{авт}$ — грузоподъемность автомашины; принимаем в среднем $g_{авт} = 3$ *т*;

$\eta_{исп.\ авт}$ — коэффициент использования грузоподъемности машины; считаем $\eta_{исп.\ авт} = 0{,}60$.

При этих данных

$$n_{авт} = \frac{183}{3 \cdot 0{,}60} = 102 \text{ шт./сутки}.$$

Длина автомобильной платформы

$$L_{авт} = \frac{n_{авт} b_{авт} \psi_{пер} \tau_{авт} m_{авт}}{8}.$$

Здесь $b_{авт}$ — ширина кузова автомашины, включая промежуток между машинами; считаем $b_{авт} = 3{,}5$ *м*;

$\psi_{пер}$ — доля общего числа автомашин, обрабатываемая за первую смену; принимаем $\psi_{пер} = 0{,}85$;

$\tau_{авт}$ — время загрузки или выгрузки одной машины; считаем $\tau_{авт} = 0{,}5$ *ч*;

$m_{авт}$ — коэффициент неравномерности прибытия автомашин; принимаем $m_{авт} = 1{,}5$.

Тогда

$$L_{авт} = \frac{102 \cdot 3{,}5 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}5 \cdot 1{,}5}{8} = 28 \text{ м}.$$

Эта величина кратна ширине кузова, т. е. 3,5 *м*.

11. Размеры платформ помогают определить площадь первого этажа холодильника. При угловом расположении платформ размеры и площадь первого этажа должны быть не меньше $80 \times 28 = 2240$ *м*^{2}. При фронтальном расположении платформ ширину холодильника можно принять и меньше 28 *м* (30 *м*).

Таким образом, число этажей

$$z_{эт} = \frac{9450}{2240} \approx 4.$$

12. Число лифтов определяется по максимальной сумме поступающих и выпускаемых грузов

$$n_л = \frac{(G_{пост.\ и\ вып} - G_{1\ пост.\ и\ вып})\ \tau_ц \psi_{пер}}{g_л \eta_{исп.\ л} 480},$$

где $G_{1\ пост.\ и\ вып}$ — количество грузов, поступающих на первый этаж и выпускаемых из него; считаем, что на первый этаж поступает половина того количества, которое идет в среднем на каждый этаж выше первого, т. е.

$$G_{1\ пост.\ и\ вып} = \frac{G_{пост.\ и\ вып}}{2z_{эт}} = \frac{403}{2 \cdot 4} =$$

$= 50{,}5$ *т/сутки* для четырехэтажного холодильника;

$\tau_ц$ — продолжительность цикла работы лифта; принимаем $\tau_ц = 10$ *мин*;

$\psi_{пер}$ — доля всего объема грузовых работ, выполняемая в первую смену; считаем $\psi_{пер} = 0{,}70$;

$g_л$ — грузоподъемность лифта; принимаем к установке лифты с $g_л = 3$ *т*;

$\eta_{испл.\ л}$ — коэффициент использования грузоподъемности лифта; принимаем $\eta_{испл.\ л} = 0{,}7$.

С учетом принятых величин

$$n_л = \frac{(403 - 50{,}5)\ 10 \cdot 0{,}70}{3 \cdot 0{,}70 \cdot 480} = 3.$$

Учитывая необходимость резерва, ставим четыре лифта.

13. Число штабелеукладчиков, необходимое для производства всех грузовых работ,

$$n_{гр.\ мех} = \frac{G_{пост.\ и\ вып} \tau_ц \psi_{пер}\ 1{,}2}{g_{мех} \eta_{испл.\ мех}\ 480},$$

где $\tau_ц$ — продолжительность цикла работы механизма; считаем $\tau_ц = 8$ *мин*;

$g_{мех}$ — грузоподъемность механизма; принимаем $g_{мех} = 0{,}75$ *т*.

Тогда

$$n_{гр.\ мех} = \frac{403 \cdot 8 \cdot 0{,}70 \cdot 1{,}2}{0{,}75 \cdot 0{,}70 \cdot 480} = 11 \text{ шт.}$$

В связи с тем, что часть продуктов может приходить в таре и часть грузов перемещается на поддонах, увеличиваем число механизмов до 14 шт.

§ 3. РАСЧЕТ ИЗОЛЯЦИИ ОХЛАЖДАЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

4. Проверить изолированное ограждение (рис. 5) на возможность конденсации водяного пара внутри ограждения при следующих условиях: температура воздуха в камере

$t_к = -18°$ С; влажность воздуха в камере $\varphi_к = 90\%$; температура наружного воздуха $t_н = 30°$ С; влажность наружного воздуха $\varphi_н = 60\%$.

В случае наличия зоны конденсации следует так изменить конструкцию ограждения, чтобы конденсации в нем не было.

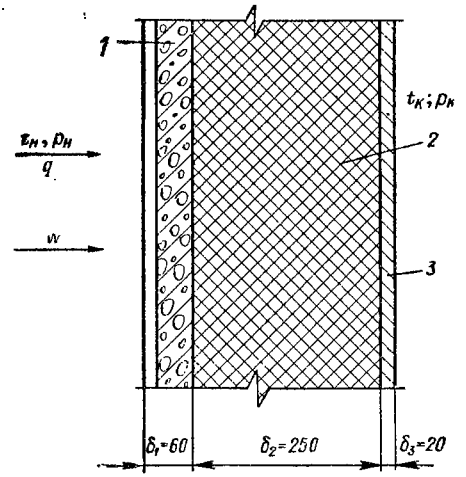


Рис. 5. Конструкция изолированного ограждения:
1—железобетонная плита с фактурным слоем; *2*—минеральная пробка; *3*—известковая штукатурка

Р е ш е н и е. 1. Коэффициент теплопередачи ограждения

$$k = \frac{1}{R},$$

где R — термическое сопротивление ограждения, равное сумме сопротивлений слоев.

$$R = \sum R_i = \frac{1}{\alpha_н} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_к}.$$

Здесь $\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности ограждения; считаем $\alpha_н = 20$ *ккал*/(*м*^{2}·*ч*·*град*) = 23,3 *вт*/(*м*^{2}·*град*);

$\alpha_к$ — коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности ограждения к воздуху камеры; выбираем $\alpha_к = 7$ *ккал*/(*м*^{2}·*ч*·*град*) = 8,15 *вт*/(*м*^{2}·*град*);

λ_1 — коэффициент теплопроводности железобетона; принимаем $\lambda_1 = 1{,}33$ *ккал*/(*м*·*ч*·*град*) = 1,55 *вт*/(*м*·*град*);

λ_2 — коэффициент теплопроводности минеральной пробки; значение λ_2 следует выбирать с учетом работы материала при отрицательных температурах и высокой относительной влажности воздуха, т. е. оно должно находиться при влажности материала, близкой к максимальной гигроскопической; поскольку в конструкции предполагается пароизоляция из рулонных материа-

лов, считаем ([129], табл. 33, графа 11) $\lambda_2 = 0{,}06$ *ккал/(м·ч·град)* $= 0{,}07$ *вт/(м·град)*;

λ_3 — коэффициент теплопроводности известковой штукатурки на внутренней поверхности; принимаем ([34], приложение I) $\lambda_3 = 0{,}60$ *ккал/(м·ч·град)* $= 0{,}70$ *вт/(м·град)*.

Тогда

$$R = \frac{1}{20} + \frac{0{,}06}{1{,}33} + \frac{0{,}25}{0{,}06} + \frac{0{,}02}{0{,}60} + \frac{1}{7} = 0{,}05 + 0{,}045 + 4{,}17 + 0{,}033 + 0{,}143 = 4{,}441 \ м^2 \cdot ч \cdot град/ккал$$

или

$$R = \frac{1}{23{,}3} + \frac{0{,}06}{1{,}55} + \frac{0{,}25}{0{,}07} + \frac{0{,}02}{0{,}70} + \frac{1}{8{,}15} = 0{,}043 + 0{,}039 + 3{,}57 + 0{,}029 + 0{,}123 = 3{,}804 \ м^2 \cdot град/вт;$$

$$k = \frac{1}{4{,}441} = 0{,}225 \ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град)$$

или

$$k = \frac{1}{3{,}804} = 0{,}263 \ вт/(м^2 \cdot град).$$

2. Тепловой поток через ограждение

$$q = k(t_н - t_к) = 0{,}225\,(30 + 18) = 10{,}8 \ ккал/м^2 \cdot ч)$$

или

$$\delta = 0{,}263\,(30 + 18) = 12{,}6 \ вт/м^2.$$

3. Находим температуру на наружной и внутренней поверхностях ограждения и на поверхностях, разделяющих слои различных материалов. Кроме того, в теплоизоляционном материале определяем температуру четырех промежуточных поверхностей (слой теплоизоляционного материала разделен на пять частей).

Пользуясь выражением для температуры любого слоя x [20], вычисляем последовательно эти температуры по формуле

$$t_x = t_н - qR_x.$$

Тогда

$$t_1 = t_н - 10{,}8 \cdot 0{,}05 = 30 - 0{,}54 = 29{,}46^\circ \text{ C};$$

$$t_2 = t_н - 10{,}8\,(0{,}05 + 0{,}045) = 30 - 1{,}03 = 28{,}97^\circ \text{ C};$$

$$t_7 = t_н - 10{,}8\,(0{,}05 + 0{,}045 + 4{,}17) = 30 - 46{,}1 = -16{,}1^\circ \text{ C}.$$

Так как температура в однородном материале изменяется линейно по толщине материала, то

$$t_3 = t_2 - \frac{28{,}97 + 16{,}1}{5} = t_2 - 9{,}014 =$$

$$= 28{,}97 - 9{,}014 = 19{,}96^\circ\text{ C};$$

$$t_4 = t_2 - 2 \cdot 9{,}014 = 28{,}97 - 18{,}028 = 10{,}94^\circ\text{ C};$$

$$t_5 = t_2 - 3 \cdot 9{,}014 = 28{,}97 - 27{,}042 = 1{,}93^\circ\text{ C};$$

$$t_6 = t_2 - 4 \cdot 9{,}014 = 28{,}97 - 36{,}056 = -7{,}09^\circ\text{ C};$$

$$t_8 = t_н - 10{,}8\ (0{,}05 + 0{,}045 + 4{,}17 + 0{,}033) =$$

$$= 30 - 46{,}5 = -16{,}5^\circ\text{ C}.$$

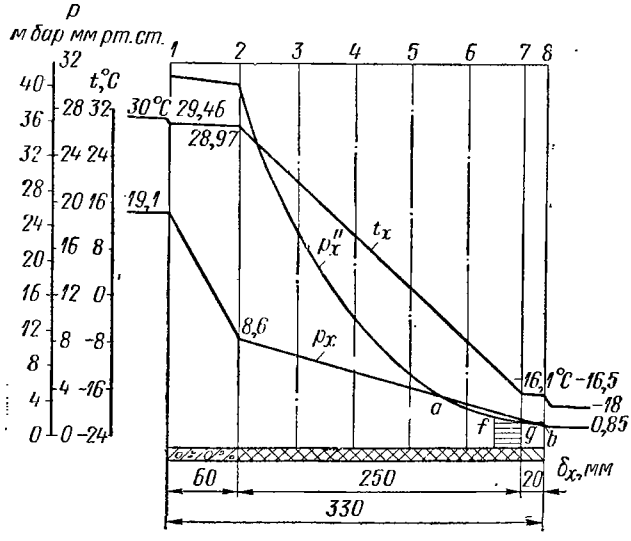


Рис. 6. Распределение температуры и давления водяного пара по слоям ограждения

Для проверки находим

$$t_8 = t_к + q\frac{1}{\alpha_к} = -18 + 10{,}8 \cdot 0{,}143 = -18 + 1{,}545 =$$

$$= -16{,}455 \approx -16{,}5^\circ\text{ C}.$$

Распределение температуры по слоям ограждения показано на рис. 6 в координатах $\delta_x - t_x$ (линия t_x). Промежуточные температуры $t_6 - t_3$ могут быть найдены и графически на этом чертеже.

4. По найденным температурам поверхности слоев могут быть определены давления насыщенного водяного пара, соответствующие этим температурам. Их значения приведены, например, в ([34], приложение IV). Полученные результаты представлены в табл. 4. Давление насыщенного пара по сечениям ограждения нанесено на рис. 6 (линия p''_x) в координатах $\delta_x - p_x$.

Таблица 4

Температура слоев ограждения и соответствующие давления насыщенного водяного пара

№ поверхности	Температура поверхности в °С	Давление насыщенного пара p''_x	
		мм рт. ст.	*мбар*
1	29,46	30,85	41,20
2	28,97	29,99	40,00
3	19,96	17,50	23,35
4	10,94	9,80	13,05
5	1,93	5,27	7,03
6	—7,09	2,51	3,35
7	—16,10	1,12	1,49
8	—16,50	1,08	1,44

Примечание. Для отрицательных температур взято давление водяного пара над льдом.

5. Удельный поток водяного пара через ограждение

$$w = \frac{p_н - p_к}{H_н},$$

где $H_н$ — сопротивление ограждения паропроницанию, равное сумме сопротивлений отдельных слоев,

$$H_н = \frac{\delta_1}{\mu_1} + \frac{\delta_2}{\mu_2} + \frac{\delta_3}{\mu_3}.$$

Здесь μ_1 — коэффициент паропроницания для бетона; по данным [34], $\mu_1 = 0{,}004$ *г/(м·ч·мм рт. ст.)* $= 0{,}832 \times 10^{-9}$ *кг/(м·сек·мбар)*; μ_2 — то же для минеральной пробки; $\mu_2 = 0{,}025$ *г/(м·ч·мм рт. ст.)* $= 5{,}2 \cdot 10^{-9}$ *кг/(м·сек·мбар)*; μ_3 — то же для известковой штукатурки; $\mu_3 = 0{,}018$ *г/(м·ч·мм рт. ст.)* $= 3{,}74 \cdot 10^{-9}$ *кг/(м·сек·мбар)*.

Общее сопротивление ограждения паропроницанию

$$H_н = \frac{0{,}06}{0{,}004} + \frac{0{,}25}{0{,}025} + \frac{0{,}02}{0{,}018} = 15 + 10 + 1{,}1 =$$

$$= 26{,}1 \ м^2 \cdot ч \cdot мм \ рт. \ ст./г$$

или

$$H_н = \left(\frac{0{,}06}{0{,}882} + \frac{0{,}25}{5{,}2} + \frac{0{,}02}{3{,}74}\right) 10^9 =$$

$$= 125{,}7 \cdot 10^6 \ м^2 \cdot сек \cdot мбар/кг.$$

Парциальное давление пара на наружной поверхности ограждения

$p_1 = p_н = \varphi_н p''_н = 0{,}60 \cdot 31{,}82 = 19{,}1$ *мм рт. ст.* $= 25{,}4$ *мбар*;

парциальное давление пара на внутренней поверхности ограждения

$p_8 = p_к = \varphi_к p''_к = 0{,}90 \cdot 0{,}94 = 0{,}85$ *мм рт. ст.* $= 1{,}13$ *мбар*.

Следовательно,

$$w = \frac{19{,}1 - 0{,}85}{26{,}1} = 0{,}70 \ г/(м^2 \cdot ч)$$

или

$$w = \frac{25{,}4 - 1{,}13}{125{,}7 \cdot 10^6} = 0{,}193 \cdot 10^{-6} \ кг/(м^2 \cdot сек).$$

6. Действительное парциальное давление водяного пара в воздухе на поверхности слоев ограждения находится по зависимости

$$p_x = p_н - wH_x.$$

Тогда

$$p_2 = p_н - w\frac{\delta_1}{\mu_1} = 19{,}1 - 0{,}70 \cdot 15 =$$

$$= 8{,}6 \ мм \ рт. \ ст. = 11{,}45 \ мбар;$$

$$p_7 = p_н - w\left(\frac{\delta_1}{\mu_1} + \frac{\delta_2}{\mu_2}\right) = 19{,}1 - 0{,}70 \ (15 + 10) =$$

$$= 1{,}6 \ мм \ рт. \ ст. = 2{,}13 \ мбар.$$

Проверяем

$$p_7 = p_к + w\frac{\delta_3}{\mu_3} = 0{,}85 + 0{,}70 \cdot 1{,}1 = 0{,}85 + 0{,}77 =$$

$$= 1{,}62 \ мм \ рт. \ ст. = 2{,}16 \ мбар,$$

т. е. получено почти совпадающее значение.

График действительного давления пара показан на рис. 6 (линия p_x).

7. Пересечение линий p_x и p_x'' в точках a и b указывает на наличие в ограждении зоны конденсации. Действительная ширина зоны конденсации находится в диаграмме $H_x - p_x$ (рис. 7) путем построения касательных из точек d и e к линии p_x''. Между точками касания f и g и находится зона конден-

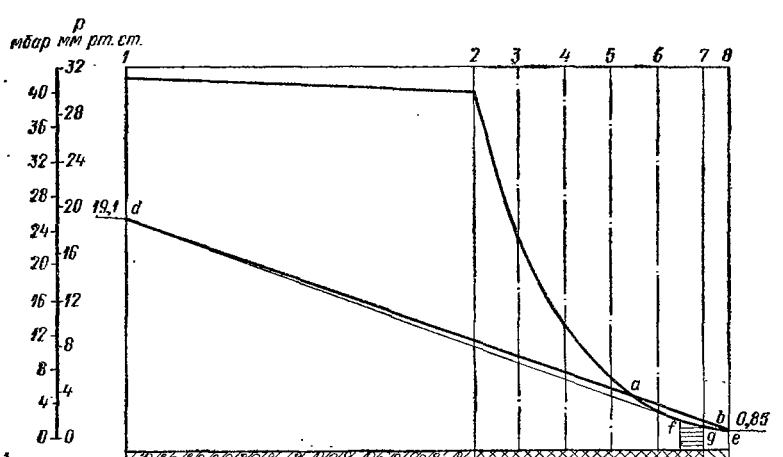


Рис. 7. Установление зоны конденсации в ограждении

сации. Эти точки перенесены на рис. 6 по значениям парциального давления пара в данных сечениях $p_f = 1{,}4$ *мм рт. ст.* $= 1{,}87$ *мбар* и $p_g = p_7'' = 1{,}12$ *мм рт. ст.* $=$ $= 1{,}49$ *мбар*.

Количество влаги, выпадающее в зоне конденсации,

$$\Delta w = \frac{p_н - p_f}{H_{df}} - \frac{p_g - p_к}{H_{ge}} = \frac{19{,}1 - 1{,}4}{24{,}0} - \frac{1{,}12 - 0{,}85}{1{,}1} =$$

$$= 0{,}737 - 0{,}246 = 0{,}491 \ г/(м^2 \cdot ч) =$$

$$= 0{,}136 \cdot 10^{-6} \ кг/(м^2 \cdot сек) = 0{,}35 \ кг/м^2 \text{ в месяц.}$$

8. Отсутствие зоны конденсации может обеспечить такой наклон линии p_x на рис. 7, какой имеет отрезок касательной ge. Так как в диаграмме $H_x - p_x$ наклон прямой линии

численно равен потоку пара, то зоны конденсации и ограждения не будет, если поток пара окажется не больше

$$w' = \frac{p_g - p_к}{H_{ge}} = 0{,}246 \ г/(м^2 \cdot ч) = 0{,}068 \cdot 10^{-6} \ кг/(м^2 \cdot сек).$$

При таком потоке влаги сопротивление ограждения паропроницанию должно быть

$$H'_н = \frac{p_н - p_к}{w'} = \frac{19{,}1 - 0{,}85}{0{,}246} = \frac{18{,}25}{0{,}246} =$$

$$= 74{,}2 \ м^2 \cdot ч \cdot мм \ рт. \ ст./г$$

или

$$H'_н = \frac{25{,}4 - 1{,}13}{0{,}068} \ 10^6 = \frac{24{,}27}{0{,}068} \ 10^6 =$$

$$= 357 \cdot 10^6 \ м^2 \cdot сек \cdot мбар/кг.$$

Так как сопротивление ограждения $H_н = 26{,}1 \ м^2 \cdot ч \times$ $\times \ мм \ рт. \ ст./г$, то дополнительное сопротивление слоя пароизоляции должно быть

$$H_п = H'_н - H_н = 74{,}2 - 26{,}1 = 48{,}1 \ м^2 \cdot ч \cdot мм \ рт. \ ст./г$$

или

$$H_п = (357 - 125{,}8) \ 10^6 = 231{,}2 \cdot 10^6 \ м^2 \cdot сек \cdot мбар/кг.$$

С теплой стороны теплоизоляционного слоя, т. е. на внутренней поверхности железобетонной плиты, предусматриваем два слоя борулина толщиной по 3 *мм*, наклеенных битумом или горячей битумной мастикой.

Сопротивление двух слоев борулина

$$H_б = \frac{\delta_б}{\mu_б} = \frac{2 \cdot 0{,}003}{0{,}000144} = 41{,}6 \ м^2 \cdot ч \cdot мм \ рт. \ ст./г$$

или

$$H_б = \frac{2 \cdot 0{,}003}{0{,}03} \ 10^9 = 200 \cdot 10^6 \ м^2 \cdot сек \cdot мбар/кг;$$

сопротивление окраски битумом или битумной мастикой ([34], табл. 27)

$$H_м = 2 \ м^2 \cdot ч \cdot мм \ рт. \ ст./г = 9{,}6 \cdot 10^6 \ м^2 \cdot сек \cdot мбар/кг.$$

Сопротивление борулина и трех обмазочных слоев битума (или битумной мастики) составляет $H_п = 41{,}6 + 3 \cdot 2 =$ $= 47{,}6$, т. е. почти равно найденному расчетом необходимому сопротивлению пароизоляционного слоя 48,1 $м^2 \cdot ч \cdot мм \ рт. \ ст./г$. Точно так же $H_п = (200 +$ $+ 3 \cdot 9{,}6) \ 10^6 = 228{,}8 \cdot 10^6$ близко к $231{,}1 \cdot 10^6 \ м^2 \cdot сек \cdot мбар/кг$.

По данным работы [27], при допущении конденсации в ограждении сравнительно небольшого количества пара сопротивление пароизоляционного слоя должно быть

$$H_п = 1{,}6\,(p_в - p_к) = 1{,}6 \cdot 18{,}25 = 29{,}2\ м^2 \cdot ч \cdot мм\ рт.\ ст./г.$$

В этом случае достаточно положить один слой борулина ($H_б = 20{,}8\ м^2 \cdot ч \cdot мм\ рт.\ ст./г$) и два слоя битума по 1 *мм* ($H_{бит} = 7{,}5\ м^2 \cdot ч \cdot мм\ рт.\ ст./г$), тогда

$$H_п = 7{,}5 + 20{,}8 + 7{,}5 = 36{,}3\ м^2 \cdot ч \cdot мм\ рт.\ ст./г.$$

5. Пенобетонная стена отделяет помещение с температурой воздуха $t_1 = 18°$ С и влажностью $\varphi_1 = 90\%$ от охлаждаемого помещения с температурой $t_2 = -18°$ С. Определить необходимую толщину пенобетонной стены по условию недопущения конденсации влаги на поверхности ограждения.

Р е ш е н и е. 1. Чтобы не допустить конденсацию водяного пара на поверхности ограждения со стороны помещения с более высокой температурой, температура этой поверхности должна быть выше температуры точки росы воздуха данного помещения, т. е. $t_1' > t_{p1}$. Тогда коэффициент теплопередачи ограждения следует определить по выражению

$$k = 0{,}95\alpha_1 \frac{t_1 - t_{p1}}{t_1 - t_2},$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от воздуха более теплого помещения к поверхности ограждения; следует выбирать наименьшее его значение, принимаем $\alpha_1 = 7{,}5\ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град) = 8{,}7\ вт/(м^2 \cdot град)$;

t_{p1} — температура точки росы; при $t_1 = 18°$ С и $\varphi_1 = 90\%$ $t_{p1} = 16{,}4°$ С.

Тогда

$$k = 0{,}95 \cdot 7{,}5 \frac{18 - 16{,}4}{18 + 18} = 0{,}32\ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град) =$$

$$= 0{,}372\ вт/(м^2 \cdot град).$$

2. Толщина теплоизоляционного слоя равна

$$\delta_{из} = \lambda_{из}\left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}\right)\right].$$

Здесь $\lambda_{из}$ — коэффициент теплопроводности материала ограждения; для пенобетона, с учетом его работы в условиях низкой температуры и высокой влажности воздуха $\lambda_{из} = 0{,}150\ ккал/(м \cdot ч \cdot град)$ ([29], табл. 33) или $\lambda_{из} = 0{,}174\ вт/(м \cdot град)$;

δ_i — толщина других слоев ограждения, кроме теплоизоляционного; считаем, что стена с обеих сторон оштукатурена цементной штукатуркой толщиной по 20 *мм*;

λ_i — коэффициент теплопроводности материала этих других слоев; для цементной штукатурки $\lambda = 0{,}80$ *ккал/(м·ч·град)* $= 0{,}93$ *вт/(м·град)*;

α_2 — коэффициент теплоотдачи к воздуху охлаждаемого помещения; для стены $\alpha_2 = 7$ *ккал/(м²·ч·град)* $= 8{,}15$ *вт/(м²·град)*.

$$\delta_{из} = 0{,}150 \left[\frac{1}{0{,}32} - \left(\frac{1}{7{,}5} + \frac{2 \cdot 0{,}02}{0{,}80} + \frac{1}{7}\right)\right] =$$

$$= 0{,}150 \cdot 2{,}904 = 0{,}436 \text{ м}.$$

Следует взять толщину изоляционного слоя $\delta_{из} = 0{,}48$ *м*, поскольку толщина пенобетонных блоков обычно кратна 20 *мм* и может быть от 80 до 200 *мм*. В связи с этим стена будет выполнена из трех рядов, каждый толщиной 160 *мм*.

6. По трубопроводу диаметром $d_н = 57$ *мм* протекает холодный пар холодильного агента при температуре $t_a = -45°$ С. Трубопровод проходит по помещению, температура воздуха в котором $t_1 = 30°$ С, а его относительная влажность $\varphi_1 = 75\%$. Определить необходимую толщину теплоизоляционного слоя $\delta_{из}$ при выполнении изоляции из сегментов минеральной пробки, считая

$$\lambda_{из} = 0{,}070 \text{ ккал/(м·ч·град)} = 0{,}0815 \text{ вт/(м·град)}.$$

Р е ш е н и е. Чтобы избежать конденсации водяного пара на поверхности трубопровода, температура наружной поверхности трубопровода должна быть выше температуры точки росы t_{p1} воздуха в помещении. При $t_1 = 30°$ С и $\varphi_1 = 75\%$ значение величины $t_{p1} = 25{,}2°$ С.

Условие может быть выполнено при соблюдении неравенства

$$\frac{t_1 - t_{p1}}{t_1 - t_a} > \frac{1}{1 + \frac{\alpha_1 D_{из}}{2\lambda_{из}} \ln \frac{D_{из}}{d_н}},$$

где $D_{из}$ — наружный диаметр изолированной трубы (рис. 8); $D_{из} = d_н + 2\delta_{из}$;

α_1 — коэффициент теплоотдачи к наружной поверхности трубопровода; берем $\alpha_1 = 6$ *ккал/(м²·ч·град)* $= 7$ *вт/(м²·град)*.

Тогда рассматриваемая зависимость примет вид:

$$\frac{30-25{,}2}{30+45} \geqslant \frac{1}{1+\frac{6D_{из}}{2\cdot 0{,}70}\,2{,}3\lg\frac{D_{из}}{0{,}057}}$$

или

$$0{,}064 > \frac{1}{1+98{,}5D_{из}\lg\frac{D_{из}}{0{,}057}},$$

откуда

$$D_{из}\lg\frac{D_{из}}{0{,}057} \geqslant 0{,}149.$$

Это неравенство легче всего решать методом последовательного приближения, задаваясь значением $\delta_{из}$. В случае применения штучных жестких материалов следует выбирать толщину изоляции, кратную стандартной толщине изделия. Поскольку плиты минеральной пробки имеют толщину 50 *мм*, возможны, например, такие значения $D_{из}$:

$D_{из} = 0{,}057 + 2\cdot 0{,}05 = 0{,}157$ *м*;

$D_{из} = 0{,}057 + 2\cdot 2\cdot 0{,}05 = 0{,}257$ *м*.

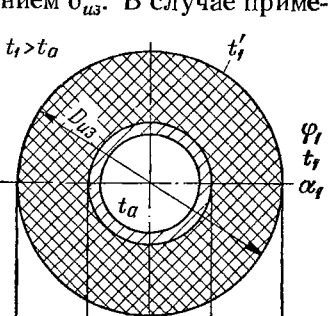


Рис. 8. Изоляция холодного трубопровода

В первом случае

$$0{,}157\lg\frac{0{,}157}{0{,}057} = 0{,}069 < 0{,}149;$$

во втором случае

$$0{,}257\lg\frac{0{,}257}{0{,}057} = 0{,}168 > 0{,}149.$$

Таким образом, толщина изоляции трубопровода должна быть $\delta_{из} = 100$ *мм*, т. е. два слоя по 50 *мм*.

7. Определить коэффициент теплопередачи ограждения (рис. 9). В ограждении, изолированном пенополиуретаном [$\lambda_{из} = 0{,}05$ *ккал/(м·ч·град)* $= 0{,}0582$ *вт/(м·град)*] толщиной 100 *мм*, теплоизоляционный материал перерезается деревянными брусками шириной 60 *мм* [$\lambda_д = 0{,}15$ *ккал/(м·ч·град)* $=$ $= 0{,}174$ *вт/(м·град)*], расстояние между осями которых 600 *мм*.

Р е ш е н и е. 1. По первому способу [20] изоляционную конструкцию разбивают на зоны мысленными абсолютно

нетеплопроводными и бесконечно тонкими мембранами, перпендикулярными поверхности ограждения. В этом случае

$$k_{1cn} = k_1 \frac{F_1}{F} + k_2 \frac{F_2}{F} = k_1 \frac{l_1}{l} + k_2 \frac{l_2}{l},$$

где k_1 — коэффициент теплопередачи первой зоны (по изоляционному материалу);

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_н} + \frac{\delta'}{\lambda_1'} + \frac{\delta''}{\lambda_1''} + \frac{\delta'''}{\lambda_1'''} + \frac{1}{\alpha_к}};$$

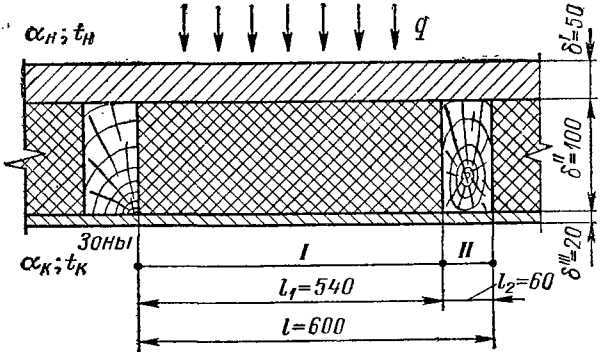


Рис. 9. Изолированное ограждение с тепловыми мостиками

k_2 — коэффициент теплопередачи второй зоны (по деревянному бруску);

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_н} + \frac{\delta'}{\lambda_2'} + \frac{\delta''}{\lambda_2''} + \frac{\delta'''}{\lambda_2'''} + \frac{1}{\alpha_к}}.$$

В этих выражениях $\alpha_н$ и $\alpha_к$ — коэффициенты теплоотдачи к наружной и внутренней поверхностям ограждения; считаем $\alpha_н = \alpha_к = 10$ *ккал/(м²·ч·град)* = 11,63 *вт/(м²·град)*. Тогда

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{0{,}05}{0{,}15} + \frac{0{,}10}{0{,}05} + \frac{0{,}02}{0{,}15} + \frac{1}{10}} = \frac{1}{2{,}665} =$$

$$= 0{,}375 \text{ ккал/(м²·ч·град)} = 0{,}436 \text{ вт/(м²·град)};$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{0{,}05 + 0{,}10 + 0{,}02}{0{,}15} + \frac{1}{10}} = \frac{1}{1{,}33} =$$

$$= 0{,}75 \text{ ккал/(м²·ч·град)} = 0{,}873 \text{ вт/(м²·град)}.$$

Коэффициент теплопередачи изоляционной конструкции

$$k_{1сп} = 0{,}375\,\frac{540}{600} + 0{,}75\,\frac{60}{600} = 0{,}340 + 0{,}075 =$$

$$= 0{,}415 \ \textit{ккал/(м}^2 \cdot \textit{ч} \cdot \textit{град)} = 0{,}483 \ \textit{вт/(м}^2 \cdot \textit{град)}.$$

2. По второму способу ограждение мысленно разбивают на слои абсолютно теплопроводными мембранами, параллельными поверхности ограждения. В этом случае общее термическое сопротивление ограждения равно

$$R_{2сп} = R_н + R' + R'' + R''' + R_к.$$

Здесь R', R'' и R''' — термические сопротивления слоев, равные:

$$R' = \frac{\delta'}{\lambda_1'\frac{l_1}{l} + \lambda_2'\frac{l_2}{l}} = \frac{0{,}05}{0{,}15\frac{540}{600} + 0{,}15\frac{60}{600}} = \frac{0{,}05}{0{,}15} =$$

$$= 0{,}333 \ \textit{м}^2 \cdot \textit{ч} \cdot \textit{град/ккал} = 0{,}286 \ \textit{м}^2 \cdot \textit{град/вт};$$

$$R'' = \frac{\delta''}{\lambda_1''\frac{l_1}{l} + \lambda_2''\frac{l_2}{l}} = \frac{0{,}10}{0{,}05\frac{540}{600} + 0{,}15\frac{60}{600}} = \frac{0{,}10}{0{,}045 + 0{,}015} =$$

$$= \frac{0{,}10}{0{,}06} = 1{,}67 \ \textit{м}^2 \cdot \textit{ч} \cdot \textit{град/ккал} = 1{,}44 \ \textit{м}^2 \cdot \textit{град/вт};$$

$$R''' = \frac{\delta'''}{\lambda_1'''\frac{l_1}{l} + \lambda_2'''\frac{l_2}{l}} = \frac{0{,}02}{0{,}15\frac{540}{600} + 0{,}15\frac{60}{600}} = \frac{0{,}02}{0{,}15} =$$

$$= 0{,}133 \ \textit{м}^2 \cdot \textit{ч} \cdot \textit{град/ккал} = 0{,}286 \ \textit{м}^2 \cdot \textit{град/вт}.$$

Тогда

$$R_{2сп} = \frac{1}{10} + 0{,}333 + 1{,}67 + 0{,}133 + \frac{1}{10} =$$

$$= 2{,}336 \ \textit{м}^2 \cdot \textit{ч} \cdot \textit{град/ккал} = 2{,}01 \ \textit{м}^2 \cdot \textit{град/вт},$$

а коэффициент теплопередачи

$$k_{2сп} = \frac{1}{R_{2сп}} = \frac{1}{2{,}336} = 0{,}429 \ \textit{ккал/(м}^2 \cdot \textit{ч} \cdot \textit{град)} =$$

$$= 0{,}498 \ \textit{вт/(м}^2 \cdot \textit{град)}.$$

3. Среднее значение коэффициента теплопередачи

$$k = \frac{k_{1сп} + k_{2сп}}{2} = \frac{0{,}415 + 0{,}429}{2} = 0{,}422 \ \textit{ккал/(м}^2 \cdot \textit{ч} \cdot \textit{град)}$$

или

$$k = \frac{0{,}483 + 0{,}498}{2} = 0{,}491 \ вт/(м^2 \cdot град).$$

Коэффициент теплопередачи конструкции без учета тепловых мостиков (деревянных брусков) был бы

$$k = k_1 = 0{,}375 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град = 0{,}436 \ вт/(м^2 \cdot град).$$

8. Определить коэффициент теплопередачи ограждения с металлическими ребрами [$\lambda_м = 50$ *ккал/(м·ч·град)* = = 58,2 *вт/(м·град)*], показанного на рис. 10. Теплоизоляционный материал — пенополиуретан

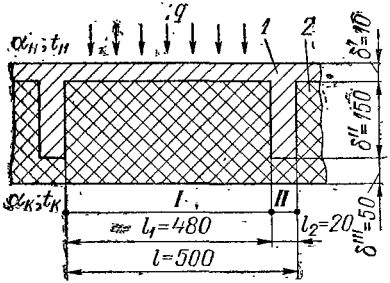


Рис. 10. Изолированное ограждение с металлическими тепловыми мостиками:

1 — сталь; *2* — пенополиуретан

$$[\lambda_{из} =$$

$$= 0{,}05 \ ккал/(м \cdot ч \cdot град) =$$

$$= 0{,}0582 \ вт/(м \cdot град)].$$

Решение. 1. По первому способу

$$k_{1сп} = k_1 \frac{l_1}{l} + k_2 \frac{l_2}{l};$$

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{0{,}01}{50} + \frac{0{,}20}{0{,}05} + \frac{1}{10}} = \frac{1}{4{,}2002} =$$

$$= 0{,}238 \ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град) = 0{,}277 \ вт/(м^2 \cdot град);$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{0{,}160}{50} + \frac{0{,}05}{0{,}05} + \frac{1}{10}} = \frac{1}{1{,}2032} =$$

$$= 0{,}831 \ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град) = 0{,}978 \ вт/(м^2 \cdot град);$$

$$k_{1сп} = 0{,}238 \cdot 0{,}96 + 0{,}831 \cdot 0{,}04 = 0{,}261 \ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град) =$$

$$= 0{,}304 \ вт/(м^2 \cdot град).$$

2. По второму способу

$$R_{2сп} = R_н + R' + R'' + R''' + R_к.$$

$$R' = \frac{0{,}01}{50} = 0{,}0002 \ м^2 \cdot ч \cdot град/ккал = 0{,}000172 \ м^2 \cdot град/вт;$$

$$R'' = \frac{0{,}150}{0{,}05 \cdot 0{,}96 + 50 \cdot 0{,}04} = \frac{0{,}150}{2{,}048} = 0{,}0732 \ м^2 \cdot ч \cdot град/ккал =$$

$$= 0{,}063 \ м^2 \cdot град/вт;$$

$$R''' = \frac{0{,}05}{0{,}05} = 1{,}0 \ м^2 \cdot ч \cdot град/ккал = 0{,}86 \ м^2 \cdot град/вт.$$

Тогда

$$R_{2сп} = \frac{1}{10} + 0{,}0002 + 0{,}0732 + 1{,}0 + \frac{1}{10} =$$

$$= 1{,}2734 \ м^2 \cdot ч \cdot град/ккал = 1{,}093 \ м^2 \cdot град/вт,$$

а

$$k_{2сп} = \frac{1}{1{,}2734} = 0{,}785 \ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град) = 0{,}912 \ вт/(м^2 \cdot град),$$

т. е. в $\frac{0{,}785}{0{,}261} = 3$ раза больше, чем по первому способу.

3. Расчет по методу круговых потоков. Расчетные зоны в ограждении показаны на рис. 11.

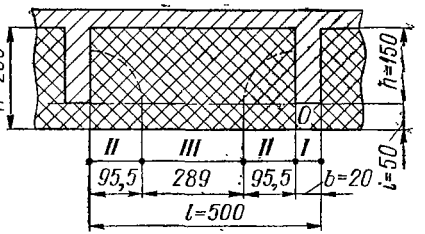


Рис. 11. Расчетные зоны в ограждении с металлическими тепловыми мостиками

Теплопроходимость первой зоны

$$K_1 = \frac{\lambda_{из} b}{i} = \frac{0{,}05 \cdot 0{,}02}{0{,}05} =$$

$$= 0{,}02 \ ккал/(ч \cdot град) = 0{,}0233 \ вт/град.$$

Теплопроходимость второй зоны

$$K_2 = \frac{4\lambda_{из}}{\pi} \ln \frac{i+h}{i} = \frac{4 \cdot 0{,}05}{\pi} 2{,}3 \lg \frac{50+150}{50} = \frac{0{,}46}{\pi} \lg 4 =$$

$$= 0{,}088 \ ккал/(ч \cdot град) = 0{,}102 \ вт/град;$$

ширина половины второй зоны

$$\frac{2h}{\pi} = \frac{2 \cdot 150}{\pi} = 95{,}5 \ мм.$$

Теплопроходимость третьей зоны

$$K_3 = \lambda_{из} \frac{l - b - \frac{4h}{\pi}}{H} = 0{,}05 \frac{0{,}5 - 0{,}02 - 2 \cdot 0{,}0955}{0{,}20} =$$

$$= 0{,}05 \frac{0{,}289}{0{,}20} = 0{,}072 \ ккал/(ч \cdot град) = 0{,}084 \ вт/град.$$

Коэффициент теплопередачи ограждения

$$k_{ср} = \frac{K_1 + K_2 + K_3}{l} = \frac{0{,}02 + 0{,}088 + 0{,}072}{0{,}5} =$$

$$= 0{,}360 \ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град)$$

или

$$k_{ср} = \frac{0{,}0233 + 0{,}102 + 0{,}084}{0{,}5} = 0{,}419 \ вт/(м^2 \cdot град).$$

Этот результат ближе к коэффициенту теплопередачи, вычисленному по первому способу, чем по второму, но более верен, поскольку лучше учитывает влияние включений (несмотря на пренебрежение коэффициентами теплоотдачи).

4. Интенсивность теплового потока (местный коэффициент теплопередачи).

Значение интенсивности теплового потока в первой зоне

$$k_1 = \frac{K_1}{b} = \frac{\lambda_{из}}{i} = \frac{0{,}05}{0{,}05} = 1 \ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град) =$$

$$= 1{,}163 \ вт/(м^2 \cdot град).$$

Значение интенсивности теплового потока по второй зоне

$$k_2 = \frac{\lambda_{из}}{i + \frac{\pi r}{2}}.$$

Поскольку величина радиуса r изменяется

$$\text{от } 0 \text{ до } r_{макс} = \frac{2h}{\pi} = \frac{2 \cdot 0{,}150}{\pi} = 0{,}0955 \ м,$$

меняется и величина интенсивности потока

$$\text{от } k_1 = \frac{\lambda_{из}}{i} \text{ до } k_3 = \frac{\lambda_{из}}{i + h} = \frac{\lambda_{из}}{H} = \frac{0{,}05}{0{,}20} =$$

$$= 0{,}25 \ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град) = 0{,}291 \ вт/(м^2 \cdot град).$$

Среднее значение интенсивности теплового потока при $\frac{r_{макс}}{2} = \frac{h}{\pi} = 47{,}75 \ мм$

$$k_2' = \frac{\lambda_{из}}{i + \frac{h}{2}} = \frac{0{,}05}{0{,}05 + 0{,}075} = 0{,}4 \ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град) =$$

$$= 0{,}465 \ вт/(м^2 \cdot град).$$

Значение интенсивности теплового потока (местных коэффициентов теплопередачи) приведены на рис. 12.

9. Определить коэффициент теплопередачи нормальной конструкции судовой изоляции (рис. 13) при следующих

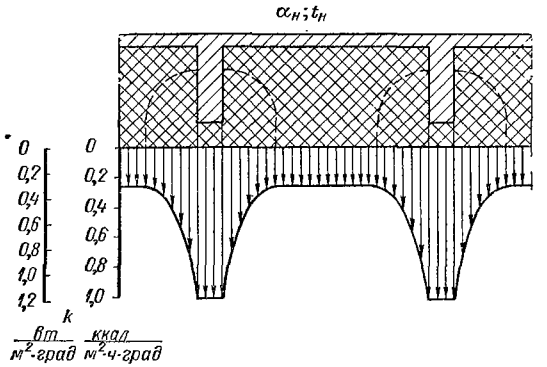


Рис. 12. Интенсивность теплового потока в ограждении с металлическими тепловыми мостиками

данных: $S = 700$ *мм*; $h = 200$ *мм*; $b = 75$ *мм*; $c = 50$ *мм*; $g = 100$ *мм*; $i = 40$ *мм*; $a = 30$ *мм*; коэффициент теплопроводности теплоизоляционного материала (пенополиуретана)

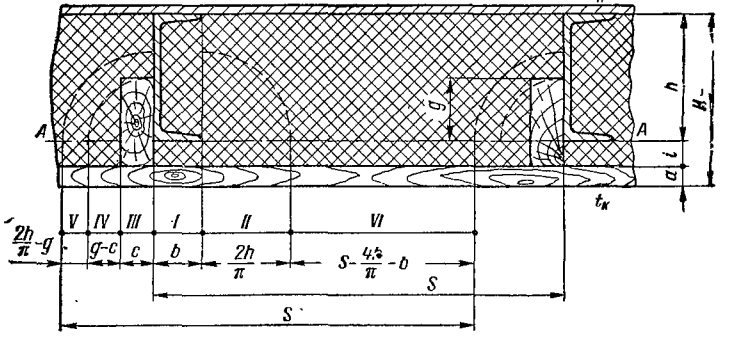


Рис. 13. Нормальная конструкция судовой изоляции

$\lambda_{из} = 0,05$ *ккал/(м·ч·град)* $= 0,0582$ *вт/(м·град)*; коэффициент теплопроводности деревянных элементов $\lambda_д =$ $= 0,15$ *ккал/(м·ч·град)* $= 0,174$ *вт/(м·град)*.

Р е ш е н и е. Разбивка конструкции на зоны показана на рис. 13. Решение ведется по методу круговых потоков.

1. Теплопроходимость первой зоны (под металлическим элементом)

$$K_1 = \frac{\lambda_{из} b}{a\frac{\lambda_{из}}{\lambda_д} + i} = \frac{0{,}05 \cdot 0{,}075}{0{,}03\frac{0{,}05}{0{,}15} + 0{,}04} = 0{,}075 \text{ ккал/(ч·град)} =$$

$$= 0{,}0872 \text{ вт/град}.$$

2. Теплопроходимость второй зоны (зона кругового потока в изоляционном материале)

$$K_2 = \frac{2\lambda_{из}}{\pi} \ln \frac{a\frac{\lambda_{из}}{\lambda_д} + i + h}{a\frac{\lambda_{из}}{\lambda_д} + i} = \frac{2 \cdot 0{,}05}{\pi} 2{,}3 \lg \frac{0{,}03\frac{0{,}05}{0{,}15} + 0{,}04 + 0{,}20}{0{,}03\frac{0{,}05}{0{,}15} + 0{,}04} =$$

$$= \frac{0{,}1}{\pi} 2{,}3 \lg 5 = 0{,}051 \text{ ккал/(ч·град)} = 0{,}0594 \text{ вт/град}.$$

3. Теплопроходимость третьей зоны (зоны кругового потока по деревянному бруску)

$$K_3 = \frac{2\lambda_д}{\pi} \ln \frac{a + i + \frac{\pi c}{2}}{a + i} = \frac{2 \cdot 0{,}15}{\pi} 2{,}3 \lg \frac{0{,}03 + 0{,}04 + \frac{\pi \cdot 0{,}05}{2}}{0{,}03 + 0{,}04} =$$

$$= \frac{0{,}3}{\pi} 2{,}3 \lg 2{,}13 = 0{,}072 \text{ ккал/(ч·град)} = 0{,}084 \text{ вт/град}.$$

4. Теплопроходимость четвертой зоны (зона смешанного пути по бруску и по изоляционному материалу)

$$K_4 = \frac{\lambda_{из}(g - c)}{a\frac{\lambda_{из}}{\lambda_д} + i + \frac{c + g}{2}\left(\arccos\frac{2c}{c + g} + \frac{\lambda_{из}}{\lambda_д}\arcsin\frac{2c}{c + g}\right)};$$

$$\frac{2c}{c + g} = \frac{2 \cdot 0{,}05}{0{,}05 + 0{,}10} = \frac{0{,}10}{0{,}15} = 0{,}667;$$

$$\arcsin\ 0{,}667 = 0{,}73;\quad \arccos\ 0{,}667 = 0{,}84.$$

Тогда

$$K_4 = \frac{0{,}05\,(0{,}10 - 0{,}05)}{0{,}03\frac{0{,}05}{0{,}15} + 0{,}04 + \frac{0{,}05 + 0{,}10}{2}\left(0{,}84 + \frac{0{,}05}{0{,}15}0{,}73\right)} =$$

$$= \frac{0{,}0025}{0{,}131} = 0{,}019 \text{ ккал/(ч·град)} = 0{,}0221 \text{ вт/град}.$$

5. Теплопроходимость пятой зоны (остаточная зона круговых потоков)

$$K_5 = \frac{\lambda_{из}\left(\frac{2h}{\pi} - g\right)}{a\frac{\lambda_{из}}{\lambda_д} + i + \frac{h}{2} + \frac{\pi g}{4}} = \frac{0{,}05\left(\frac{2\cdot 0{,}2}{\pi} - 0{,}1\right)}{0{,}03\frac{0{,}05}{0{,}15} + 0{,}04 + \frac{0{,}20}{2} + \frac{\pi 0{,}10}{4}} =$$

$$= \frac{0{,}00185}{0{,}228} = 0{,}0081 \ ккал/(ч\cdot град) = 0{,}0094 \ вт/град.$$

6. Теплопроходимость шестой зоны (зона неискаженного теплового потока)

$$K_6 = \frac{\lambda_{из}\left(S - b - \frac{4h}{\pi}\right)}{a\frac{\lambda_{из}}{\lambda_д} + i + h} = \frac{0{,}05\left(0{,}70 - 0{,}075 - \frac{4\cdot 0{,}20}{\pi}\right)}{0{,}03\frac{0{,}05}{0{,}15} + 0{,}04 + 0{,}20} =$$

$$= \frac{0{,}0185}{0{,}25} = 0{,}074 \ ккал/(ч\cdot град) = 0{,}086 \ вт/град.$$

7. Коэффициент теплопередачи ограждения

$$k = \frac{\sum K_i}{S} = \frac{0{,}075 + 0{,}051 + 0{,}072 + 0{,}019 + 0{,}0081 + 0{,}074}{0{,}70} =$$

$$= \frac{0{,}2991}{0{,}70} = 0{,}427 \ ккал/(м^2\cdot ч\cdot град)$$

или

$$k = \frac{0{,}0872 + 0{,}0594 + 0{,}084 + 0{,}0221 + 0{,}0094 + 0{,}086}{0{,}70} =$$

$$= \frac{0{,}3481}{0{,}70} = 0{,}497 \ вт/(м^2\cdot град).$$

8. Интенсивность теплового потока (местный коэффициент теплопередачи).

В первой зоне

$$k_1 = \frac{K_1}{b} = \frac{\lambda_{из}}{a\frac{\lambda_{из}}{\lambda_д} + i} = \frac{0{,}05}{0{,}05} = 1 \ ккал/(м^2\cdot ч\cdot град) =$$

$$= 1{,}163 \ вт/(м^2\cdot град).$$

Во второй зоне

$$k_2 = \frac{\lambda_{из}}{a\frac{\lambda_{из}}{\lambda_д} + i + \frac{\pi r}{2}};$$

при изменении радиуса от 0 до $r_{макс} = \frac{2h}{\pi} = 0{,}127$ *м* интенсивность теплового потока меняется

$$\text{от } k_2 = k_1 \text{ до } k_2 = k_6 = \frac{\lambda_{из}}{a\frac{\lambda_{из}}{\lambda_д} + i + h} =$$

$$= \frac{0{,}05}{0{,}03\frac{0{,}05}{0{,}15} + 0{,}04 + 0{,}20} = \frac{0{,}05}{0{,}25} = 0{,}20 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град)} =$$

$$= 0{,}233 \text{ вт/(м}^2 \cdot \text{град)}.$$

Эта величина является коэффициентом теплопередачи данного ограждения без учета металлических включений. Из-за включений расчетный коэффициент теплопередачи этого ограждения повысился в $\frac{0{,}427}{0{,}20} = 2{,}13$ раза.

Значение интенсивности теплового потока второй зоны при средней величине радиуса $r_{ср} = 0{,}0695$ *м*

$$k_2' = \frac{0{,}05}{0{,}03\frac{0{,}05}{0{,}15} + 0{,}04 + \frac{\pi 0{,}0635}{2}} = \frac{0{,}05}{0{,}15} =$$

$$= 0{,}333 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град)} = 0{,}387 \text{ вт/(м}^2 \cdot \text{град)}.$$

В третьей зоне

$$k_3 = \frac{\lambda_д}{a + i + \frac{\pi r}{2}};$$

при изменении радиуса от 0 до c интенсивность теплового потока меняется

$$\text{от } k_3' = \frac{\lambda_д}{a + i} = \frac{0{,}15}{0{,}03 + 0{,}04} = 2{,}14 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град)} =$$

$$= 2{,}49 \text{ вт/(м}^2 \cdot \text{град)}$$

$$\text{до } k_3'' = \frac{\lambda_д}{a + i + \frac{\pi c}{2}} = \frac{0{,}15}{0{,}03 + 0{,}04 + \frac{\pi 0{,}05}{2}} = \frac{0{,}15}{0{,}148} =$$

$$= 1{,}01 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град)} = 1{,}175 \text{ вт/(м}^2 \cdot \text{град)};$$

при среднем значении радиуса в зоне $r_{ср} = \frac{c}{2} = 0{,}025$ *м*

$$k_3''' = \frac{0{,}15}{0{,}03 + 0{,}04 + \frac{\pi 0{,}025}{2}} = \frac{0{,}15}{0{,}109} =$$

$$= 1{,}375 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град)} = 1{,}6 \text{ вт/(м}^2 \cdot \text{град)}.$$

В четвертой зоне

$$k_4 = \frac{\lambda_{из}}{a\frac{\lambda_{из}}{\lambda_д} + i + r\left(\arccos\frac{c}{r} + \frac{\lambda_{из}}{\lambda_д}\arcsin\frac{c}{r}\right)};$$

при изменении радиуса от $r = c = 0{,}05$ *м* до $r = g = 0{,}10$ *м* интенсивность теплового потока меняется от

$$k_4' = \frac{0{,}05}{0{,}03\frac{0{,}05}{0{,}15} + 0{,}04 + \frac{0{,}05}{0{,}15}0{,}05\cdot 1{,}57} = \frac{0{,}05}{0{,}076} =$$

$$= 0{,}66\ ккал/(м^2\cdot ч\cdot град) = 0{,}768\ вт/(м^2\cdot град)$$

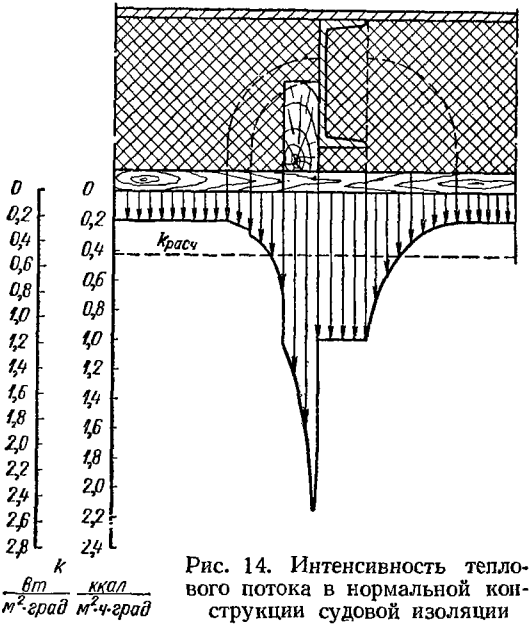


Рис. 14. Интенсивность теплового потока в нормальной конструкции судовой изоляции

до

$$k_4'' = \frac{0{,}05}{0{,}03\frac{0{,}05}{0{,}15} + 0{,}04 + 0{,}10\left(1{,}05 + \frac{0{,}05}{0{,}15}\cdot 0{,}52\right)} = \frac{0{,}05}{0{,}172} =$$

$$= 0{,}29\ ккал/(м^2\cdot ч\cdot град) = 0{,}337\ вт/(м^2\cdot град).$$

При среднем радиусе $r_{ср} = \frac{c+g}{2}$

$$k_4''' = \frac{K_4}{g-c} = \frac{0{,}019}{0{,}10-0{,}05} = 0{,}38\ ккал/(м^2\cdot ч\cdot град) =$$

$$= 0{,}442\ вт/(м^2\cdot град).$$

В пятой зоне

$$k_5 = \frac{\lambda_{из}}{a\frac{\lambda_{из}}{\lambda_д} + i + \frac{\pi r}{2}};$$

при изменении радиуса от $r = g = 0{,}10$ *м* до $r = \frac{2h}{\pi}$ интенсивность теплового потока меняется

$$\text{от } k_5' = \frac{0{,}05}{0{,}03\frac{0{,}05}{0{,}15} + 0{,}04 + \frac{\pi 0{,}10}{2}} = \frac{0{,}05}{0{,}207} =$$

$$= 0{,}242 \text{ ккал/(м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град)} = 0{,}281 \text{ вт/(м}^2\cdot\text{град)}$$

$$\text{до } k_5'' = k_6 = 0{,}20 \text{ ккал/(м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град)} = 0{,}233 \text{ вт/(м}^2\cdot\text{град)}.$$

Изменение интенсивности теплового потока на расчетном участке ограждения показано на рис. 14.

§ 4. КАЛОРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОХЛАЖДАЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

10. Найти теплопритоки на компрессор и на камерное оборудование для трех помещений № 11, 13 и 14 одноэтажного холодильника, проектируемого для Краснодара. Наружные стены имеют толщину в $1^1/_2$ кирпича, с внешней стороны они оштукатурены и окрашены известковой побелкой. Теплоизоляционный материал — минеральная пробка. Перегородки из пенобетона толщиной 25 *см*, оштукатуренные с обеих сторон. Покрытие выполнено из железобетонных плит толщиной 15 *см*. Материалом кровли является борулин. Пол в морозилках и в камерах хранения мороженых продуктов изолирован слоем шлака толщиной 700 *мм*.

План части помещений холодильника приведен на рис. 15. Сетка колонн 6 × 12 *м*. Внутренняя высота помещений холодильника 5,0 *м*.

Р е ш е н и е. Решение подобных задач требует выполнения большого количества вычислений. Для существенного сокращения объема работы и для облегчения ее проверки решение отдельных, наиболее трудоемких вопросов обычно осуществляется путем составления расчетных таблиц.

1. Результаты вычисления данных для характеристики помещений, включающей их размеры и емкость, приведены в табл. 5.

Графа 4. Строительная площадь камер $F_{стр}$ определялась по размерам между осями колонн.

Графа 5. Коэффициент использования площади β_F относится к помещениям, в которых груз хранится в штабелях.

Для камеры № 13, где груз размещается на подвесных путях, норма загрузки отнесена к строительной площади, в связи с чем коэффициент β_F принят равным 1.

Графа 7. Понятие грузовой высоты $h_{гр}$ может быть применено только в случае размещения продуктов в штабелях. Предполагаем, что в камере № 11 потолочных охлаждающих приборов не будет, поэтому грузовая высота равна 5,0 — — 0,3 = 4,7 *м* [20]. В камере № 14 могут быть и потолочные

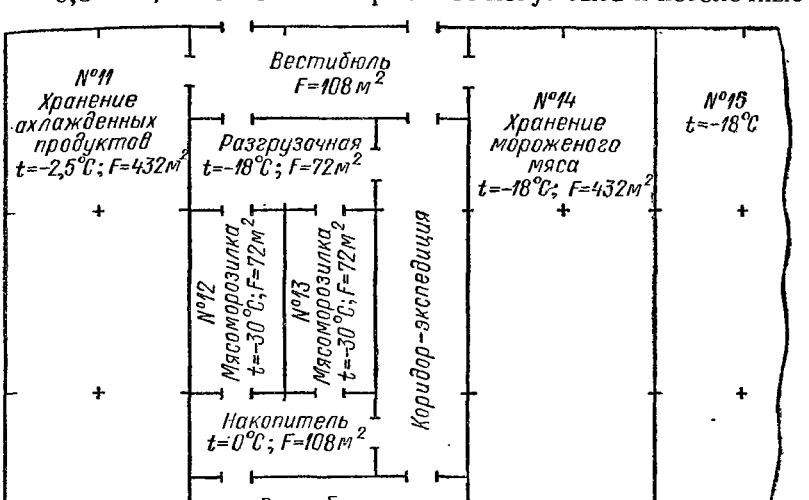


Рис. 15. План части помещений холодильника, рассчитываемых в задаче

охлаждающие приборы. Считая, что однорядные батареи с отступом от потолка занимают по высоте 0,3 *м*, определяем грузовую высоту $h_{гр} = 5{,}0 - 0{,}3 - 0{,}3 = 4{,}4$ *м*.

Графа 11. Норма загрузки g_v относится только к грузам, хранящимся в штабелях. В примере расчет емкости ведется по условному грузу.

Графа 12. Норма загрузки g_F относится к грузам, размещенным на полу россыпью, на этажерках, стеллажах, подвесном пути, конвейерах и т. п.

Графа 13. Емкость камеры, равная $G = V_{гр}g_v$ в случае грузов, хранящихся в штабелях, и $G = F_{гр}g_F$ в случае грузов, размещенных на подвесном пути и т. п.

Графа 14. Действительная нагрузка на пол для грузов, хранящихся в штабелях, $g_F = h_{гр}g_v$ *кг/м²*; приведенные

Таблица 5

Характеристика камер холодильника

Этаж	№ камеры	Назначение камеры	Строительная площадь $F_{стр}$ в $м^2$	Коэффициент использования площади β_F	Грузовая площадь $F_{гр}$ в $м^2$	Грузовая высота $h_{гр}$ в $м$	Грузовой объем $V_{гр}$ в $м^3$	Строительная высота $h_{стр}$ в $м$	Строительный объем $V_{стр}$ в $м^3$	Норма загрузки 1 $м^3$ g_v в $кг/м^3$	Норма загрузки 1 $м^2$ g_F в $кг/м^2$	Емкость камеры G в $т$	Рабочая нагрузка на пол g_F в $кг/м^2$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	11	Хранение охлажденных продуктов	432	0,85	367	4,7	1720	5,0	2160	350	—	602	1650
	13	Мясоморозилка	72	1	72	—	—	5,0	360	—	250	18	—
	14	Хранение мороженого мяса	432	0,85	367	4,4	1610	5,0	2160	350	—	563	1540

Таблица 6

Технологическое заданне по камерам холодильника

Этаж	№ камеры	Назначение камеры	Характеристика камеры						Характеристика груза			
			Температура воздуха $t_к$ в °С	Относительная влажность $\Phi_к$ в %	Кратность вентиляции a в *обмен/сутки*	Емкость G в $т$	Установленная мощность электродвигателей $N_{дв}$ в $квт$	Количество работающих одновременно n	Температура поступающего груза t_1 в °С	Температура выпускаемого груза t_2 в °С	Продолжительность термической обработки τ в $ч$	Поступление в сутки G' в $т/сутки$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	11	Хранение охлажденных продуктов	—2,5	90	3	602	4	6	8	—2,5	—	15,0
	13	Мясоморозилка	—30	—	—	18	10	—	4	—18	24	18,0
	14	Хранение мороженого мяса	—18	95	—	563	—	6	—8	—18	—	8,6

в графе 14 числа позволяют проверить, не превышает ли действительная нагрузка на пол g_F величину допустимой нагрузки $g_{F\,доп}$, ограниченной соображениями прочности конструкции. Для одноэтажных холодильников (без подвала) эта проверка не имеет значения, так как у таких сооружений пол лежит непосредственно на грунте и может выдержать нагрузки до 4000 *кг/м²*.

2. Технологическим заданием устанавливается характер термической обработки продуктов, осуществляемой в камерах, параметры воздуха, время термической обработки и другие подобные данные. Все выбранные величины занесены в табл. 6.

Графы 4, 5, 10 и 11. Данные для заполнения этих граф взяты из работы (29, табл. 1).

Графа 6. Вентиляция применяется только в камерах хранения охлажденных продуктов. Данные по кратности вентиляции a можно найти, например, в работе [8].

Графы 8 и 9 заполнены по практическим данным.

Графа 13. Суточное поступление в морозилку или ее производительность

$$G' = \frac{G24}{\tau} = \frac{18 \cdot 24}{24} = 18 \ т/сутки.$$

Поступление продуктов в камеры № 11 и 14 вычислено на стр. 58 и 59.

3. Расчет летнего теплопритока через ограждения выполнен в табл. 7.

По климатологическим данным [33] самым жарким месяцем для Краснодара является июль. Для этого месяца среднемесячная температура $t_{см} = 23{,}4°$ С, температура абсолютного максимума $t_{ам} = 40°$ С и среднемесячная относительная влажность для 13 *ч* дня $\varphi_{нр} = 51\%$. Тогда

$$t_{нр} = 23{,}4 + 0{,}25 \cdot 40 = 33{,}4 \approx 33° \text{ С}.$$

Графа 5. Здесь приняты обозначения: НС — наружная стена; третья буква показывает ориентацию стены (НСС — наружная стена северная); ВС — внутренняя стена; дальше идет название помещения, от которого это ограждение отделяет рассчитываемое помещение.

Графа 6. За длину наружных стен угловых помещений принимают величину расстояния от наружной поверхности стены до оси внутренней стены. Считаем, что от пристенных колонн до наружной поверхности стены 0,95 *м* (31, рис. 48). Поэтому в таблице длина ограждения НСС равна

Таблица 7

Расчет теплопритоков через ограждения

Характеристика камеры									
Этаж	№ камеры	Назначение камеры	Температура камеры $t_к$ в °С	Обозначение ограждения и его ориентация	Длина ограждения, м	Ширина или высота ограждения, м	Площадь ограждения $F_н$ в м²	Коэффициент теплопередачи $k_н$ ккал/м²·ч·град	Коэффициент теплопередачи $k_н$ вт/м²·град
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
1	11	Хранение охлажденных продуктов	—2,5	НСС	12,95	5,5	71,2	0,30	0,35
				НСЗ	37,90	5,5	208,5	0,30	0,35
				НСЮ	12,95	5,5	71,2	0,30	0,35
				ВС вестибюля	26,25	5,5	68,8	0,45	0,53
				ВС накопителя	6,0	5,5	33,0	0,45	0,53
				ВС камеры № 12	12,0	5,5	66,0	0,30	0,35
				ВС разгрузочной	6,0	5,5	33,0	0,40	0,47
				Потолок	36,5	12,25	447,0	0,25	0,29
				Пол	36,5	12,25	447,0	2,00	2,33

1	13	Мясоморозилка	—30	ВС разгрузочной	6,0	5,5	33,0	0,40	0,47
				ВС камеры № 12	12,0	5,5	66,0	0,40	0,47
				ВС накопителя	6,0	5,5	33,0	0,30	0,35
				ВС коридора	12,0	5,5	66,0	0,30	0,35
				Потолок	12,0	6,0	72,0	0,17	0,20
				Пол	12,0	6,0	72,0	0,198	0,23
1	14	Хранение мороженого мяса	—18	НСС	12,0	5,5	66,0	0,20	0,23
				ВС вестибюля	6,25	5,5	34,4	0,35	0,41
				ВС коридора	24,0	5,5	132,0	0,35	0,41
				ВС вестибюля	6,25	5,5	34,4	0,35	0,41
				НСЮ	12,0	5,5	66,0	0,20	0,23
				ВС камеры № 15	36,5	5,5	201,0	0,45	0,52
				Потолок	36,5	12,0	438,0	0,17	0,20
				Пол	36,5	12,0	438,0	0,198	0,23

Расчетный месяц — июль; $t_{нр} = 33°$ С; $\varphi_{нр} = 51\%$

Этаж	№ камеры	Назначение камеры	Температура вне камеры $t_н$ в °С	Разность температур Δt в *град*	Разность температур от солнечной радиации Δt_c в *град*	Теплоприток из-за разности температур $Q_{1т}$				Теплоприток от солнечной радиации $Q_{1с}$				Полный теплоприток через ограждения Q_1			
						на компрессор		на оборудование		на компрессор		на оборудование		на компрессор		на оборудование	
						ккал/ч	*вт*	*ккал/ч*	*вт*	*ккал/ч*	*вт*	*ккал/ч*	*вт*	*ккал/ч*	*вт*	*ккал/ч*	*вт*
1	2	3	10	11	12	13		14		15		16		17		18	
1	11	Хранение охлажденных продуктов	33	35,5	—	758	885	758	885	—	—	—	—	758	885	758	885
			33	35,5	9,6	2220	2590	2220	2590	—	—	450	525	2220	2590	2670	3115
			33	35,5	6,6	758	885	758	885	106	124	—	—	864	1009	758	885
			—	25,0	—	775	905	775	905	—	—	—	—	775	905	775	905
			0	2,5	—	—	—	37	43	—	—	—	—	—	—	37	43
			—30	—27,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
			—18	—15,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
			33	35,5	23,6	3970	4610	3970	4610	1980	2300	1980	2300	5950	6910	5950	6910
			0	2,5	—	2230	2600	2230	2600	—	—	—	—	2230	2600	2230	2600
												Итого по камере № 11		12797	14899	13178	15343

1	13	Мясоморозилка	—18	12,0	—	—	—	159	186	—	—	—	—	—	—	159	186
			—30	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
			0	30	—	—	—	297	346	—	—	—	—	—	—	297	346
			—	38	—	753	776	753	776	—	—	—	—	753	776	753	776
			33	63	23,6	772	878	772	878	218	256	218	256	990	1134	990	1134
			0	30	—	427	498	427	498	—	—	—	—	427	498	427	498
													Итого по камере № 13	2170	2408	2626	2940
1	14	Хранение мороженого мяса	33	51	—	675	786	675	786	—	—	—	—	675	786	675	786
			—	36	—	434	506	434	506	—	—	—	—	434	506	434	506
			—	31	—	1430	1665	1430	1665	—	—	—	—	1430	1665	1430	1665
			—	36	—	434	506	434	506	—	—	—	—	434	506	434	506
			33	51	6,6	675	786	675	786	65	75	65	75	740	861	740	861
			—18	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
			33	51	23,6	3800	4425	3800	4425	1320	1550	1320	1550	5120	6020	5120	6020
			0	18	—	1590	1850	1590	1850	—	—	—	—	1590	1850	1590	1850
													Итого по камере № 14	10423	12194	10423	12194

$12 + 0{,}95 = 12{,}95$ *м*, а длина НСЗ $36 + 2 \cdot 0{,}95 = 37{,}9$ *м*. Длину внутренних стен определяют по расстоянию между внутренней поверхностью наружных стен и осью внутренних стен или между осями внутренних стен. Полагаем, что оси внутренних стен совпадают с осями колонн.

Линейные размеры пола и потолка находят по расстоянию между внутренними поверхностями противоположных наружных стен или расстоянию от внутренней поверхности наружной стены до оси внутренней стены. Принимаем, что внутренняя поверхность наружной стены находится от оси колонн на расстоянии 0,25 *м*.

Графа 7. Расчетная высота камеры должна включать толщину междуэтажного перекрытия или же толщину покрытия. В данном случае толщину покрытия считаем 0,5 *м*. Тогда расчетная высота ограждений $5 + 0{,}5 = 5{,}5$ *м*.

Графа 9. Коэффициенты теплопередачи $k_н$ для наружных и внутренних ограждений взяты по данным работы ([29], табл. 29 и 30).

Графа 10. В ней проставляется температура наружного воздуха или воздуха соседнего помещения (охлаждаемого или отапливаемого), примыкающего к данному ограждению. Если соседнее помещение неотапливаемое и неохлаждаемое, температура воздуха в нем не нормируется и в графе 10 не проставляется. В графе же 11 для таких ограждений проставляется разность температур, которую берут в размере 70% от расчетной разности между температурами наружного воздуха и воздуха внутри рассчитываемого помещения, т. е. $\Delta t = 0{,}7(t_{нр} - t_к)$, если соседнее помещение сообщается с наружным воздухом, и в размере 60%, т. е. $\Delta t = 0{,}6\ (t_{нр} - t_к)$, если данное соседнее помещение не имеет непосредственного сообщения с наружным воздухом. Поэтому для вычисления теплопритока в камеру № 11 через внутреннюю стену из вестибюля определена разность температур $\Delta t = 0{,}7\ (33 + 2{,}5) = 25{,}0$ *град*. Для вычисления же теплопритока в камеру № 13 из коридора (не сообщающегося непосредственно с наружным воздухом) $\Delta t = 0{,}6\ (33 + 30) = 38$ *град*.

Для определения теплопритока через пол находят количество тепла, поступающее в помещение от слоя грунта, имеющего температуру 0° С. В таком случае теплоприток через пол равен

$$Q_{1п} = \frac{1}{R_0} F_п t_к,$$

где R_0 — общее термическое сопротивление передаче тепла от слоя грунта с нулевой изотермой к воздуху камеры;

F_n — площадь пола;

$t_к$ — температура камеры (абсолютное значение).

Величина R_0 включает термическое сопротивление грунта (от нулевой изотермы до поверхности грунта), термическое сопротивление конструкции пола и сопротивление теплоотдачи от поверхности пола к воздуху. Считают, что у камер с температурой $t_к = -2 \div -2{,}5°$ С нулевая изотерма проходит непосредственно под конструкцией пола и для неизолированного пола $R_0 = 0{,}5$ *м²·ч·град/ккал* = $= 0{,}43$ *м²·град/вт*.

Поэтому для камеры № 11

$$Q_{1n} = \frac{1}{0{,}5} 447 \cdot 2{,}5 = 2230 \text{ ккал/ч}$$

или

$$Q_{1n} = \frac{1}{0{,}43} 447 \cdot 2{,}5 = 2600 \text{ вт}.$$

Для камер с низкими температурами считают термическое сопротивление слоя промерзшего грунта $R_{гр} = 1{,}75$ *м²·ч·град/ккал* $= 1{,}5$ *м²·град/вт*. Поэтому

$$R_0 = R_{гр} + \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}} + \frac{1}{\alpha_к} = 1{,}75 + \frac{0{,}7}{0{,}22} + \frac{1}{8} =$$

$$= 5{,}06 \text{ м²·ч·град/ккал}$$

или

$$R_0 = 1{,}5 + \frac{0{,}7}{0{,}256} + \frac{1}{9{,}3} = 4{,}34 \text{ м²·град/вт}.$$

Для камеры № 13

$$Q_{1n} = \frac{1}{5{,}06} 72 \cdot 30 = 427 \text{ ккал/ч}$$

или

$$Q_{1n} = \frac{1}{4{,}34} 72 \cdot 30 = 498 \text{ вт}.$$

Для камеры № 14

$$Q_{1n} = \frac{1}{5{,}06} 447 \cdot 18 = 1590 \text{ ккал/ч} = 1850 \text{ вт}.$$

Графа 13. В тепловую нагрузку на компрессор внесены теплопритоки через наружные ограждения, а через внутренние ограждения — только из неохлаждаемых помещений.

Графа 14. В тепловую нагрузку на камерное оборудование включены теплопритоки как через наружные, так и внутренние ограждения, но только те из них, которые имеют положительный знак.

Графа 15. На компрессор считается теплоприток от солнечной радиации через ту стену, через которую этот теплоприток наибольший для всего здания. На рис. 15 изображена только часть здания холодильника, имеющего длинную стену, обращенную на юг. Поэтому теплоприток на компрессор следует считать именно через эту стену. Кроме того, учитывается теплоприток и через покрытие здания.

Теплоприток через южную стену камеры № 11

$$Q_{1c} = 0{,}75kF\frac{Ja}{\alpha_н} = 0{,}75kF\,\Delta t_c.$$

Здесь Δt_c — избыточная разность температур, характеризующая действие солнечной радиации, $\Delta t_c = \frac{Ja}{\alpha_н}$;

a — коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью ограждения; для поверхности, окрашенной светлой краской, $a = 0{,}40$;

J — напряжение солнечной радиации; для Краснодара, находящегося на широте около 46°, $J = 330$ *ккал/(м²·ч)* = 385 *вт/м²*;

$\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи к наружной поверхности ограждения; принимаем $\alpha_н = 20$ *ккал/(м²·ч·град)* = 23,3 *вт/(м²·град)*.

$$\Delta t_c = \frac{0{,}4 \cdot 330}{20} = 6{,}6 \text{ } град.$$

Значения Δt_c для ограждений внесены в графу 12. Тогда

$$Q_{1c} = 0{,}75 \cdot 0{,}30 \cdot 71{,}2 \cdot 6{,}6 = 106 \text{ } ккал/ч$$

или

$$Q_{1c} = 0{,}75 \cdot 0{,}35 \cdot 71{,}2 \cdot 6{,}6 = 124 \text{ } вт.$$

Избыточная разность температур для покрытия камеры № 11

$$\Delta t_c = \frac{0{,}86 \cdot 550}{20} = 23{,}6 \text{ } град,$$

где 0,86 — коэффициент a для крыши, покрытой борулином; 550 *ккал/(м²·ч)* = 640 *вт/м²* — напряжение солнечной радиации для горизонтальной поверхности.

Тогда для покрытия

$$Q_{1c} = 0{,}75 \cdot 0{,}25 \cdot 447 \cdot 23{,}6 = 1980 \text{ ккал/ч}$$

или

$$Q_{1c} = 0{,}75 \cdot 0{,}29 \cdot 447 \cdot 23{,}6 = 2300 \text{ вт}.$$

В камеру № 13 теплоприток от солнечной радиации проникает только через покрытие

$$Q_{1c} = 0{,}75 \cdot 0{,}17 \cdot 72 \cdot 23{,}6 = 218 \text{ ккал/ч} = 256 \text{ вт}.$$

Теплоприток через южную стену камеры № 14

$$Q_{1c} = 0{,}75 \cdot 0{,}20 \cdot 66 \cdot 6{,}6 = 65 \text{ ккал/ч} = 75 \text{ вт}.$$

Теплоприток через покрытие

$$Q_{1c} = 0{,}75 \cdot 0{,}17 \cdot 438 \cdot 23{,}6 = 1320 \text{ ккал/ч} = 1550 \text{ вт}.$$

Графа 16. На оборудование относят теплоприток через ту из стен, через которую проникает наибольший для данного помещения теплоприток от солнечной радиации. Для камеры № 11 таким является теплоприток через западную стену, для которой

$$\Delta t_c = \frac{0{,}40 \cdot 480}{20} = 9{,}6 \text{ град},$$

$$Q_{1c} = 0{,}75 \cdot 0{,}30 \cdot 208{,}5 \cdot 9{,}6 = 450 \text{ ккал/ч} = 525 \text{ вт}.$$

Для камер № 13 и № 14 нет разницы между теплопритоком от солнечной радиации на компрессор и на камерное оборудование.

4. Расчет зимних теплопотерь произведен в табл. 8. Такой расчет производится только для камер с положительной температурой и для камер хранения охлажденных продуктов при температурах, близких к 0° С. В данном случае такой расчет необходим только для камеры № 11. Расчетная температура наружного воздуха, по данным «СНиП» [33] для Краснодара, $t_{нр} = -17°$ С.

5. Итоговые данные расчета летних теплопритоков от всех источников теплопритока приведены в табл. 9.

Графы 4 и 5. Величины теплопритока через ограждения занесены в табл. 9 из табл. 7 в полном размере, так как считаем, что максимальное поступление продуктов на холодильник происходит в летнее время, т. е. максимальные

Таблица 8

Расчет теплопотерь через ограждения

Характеристика камеры								Расчетный месяц—январь; $t_{нр} = -17°C$					
Этаж	№ камеры	Назначение камеры	Температура камеры $t_к$ в °С	Обозначение ограждения и его ориентация	Длина ограждения, м	Ширина или высота ограждения, м	Площадь ограждения $F_н$ в $м^2$	Коэффициент теплопередачи $k_н$		Температура вне камеры $t_н$ в °С	Разность температур Δt в *град*	Теплопотери $Q_{1т}$	
								$\frac{ккал}{м^2 \cdot ч \cdot град}$	$\frac{вт}{м^2 \cdot град}$			$\frac{ккал}{ч}$	*вт*
1	2	3	4	5	6	7	8	9		10	11	12	
1	11	Хранение охлажденных продуктов	—2,5	НСС	12,95	5,5	71,2	0,30	0,35	—17	14,5	310	362
				НСЗ	37,90	5,5	208,5	0,30	0,35	—17	14,5	910	1060
				НСЮ	12,95	5,5	71,2	0,30	0,35	—17	14,5	310	362
				2 ВС вестибюля	26,95	5,5	68,8	0,45	0,53	—	10,0	309	361
				ВС накопителя	6,0	5,5	33,0	0,45	0,53	0	—2,5	—37	—43
				ВС камеры № 12	12,0	5,5	66,0	0,30	0,35	—30	27,5	545	635
				ВС разгрузочной	6,0	5,5	33,0	0,40	0,47	—18	15,5	205	238
				Потолок	36,5	12,95	447,0	0,25	0,29	—27	14,5	1620	1890
							Итого по камере № 11					4172	4865

Таблица 9

Сводная таблица теплопритоков

№ камеры	Назначение камеры	Температура камеры $t_к$ в °С	Теплоприток через ограждения Q_1				Теплоприток при термической обработке Q_2			
			на компрессор		на оборудование		на компрессор		на оборудование	
			ккал/ч	вт	ккал/ч	вт	ккал/ч	вт	ккал/ч	вт
1	2	3	4		5		6		7	
11	Хранение охлажденных продуктов	—2,5	12 800	14 900	13 180	15 340	5 000	5 820	12 000	14 000
13	Мясоморозилка	—30	2 170	2 410	2 630	2 940	43 100	50 200	56 000	65 200
14	Хранение мороженого мяса	—18	10 420	12 190	10 420	12 190	2 970	3 460	11 700	13 600

№ камеры	Назначение камеры	Температура камеры $t_к$ в °С	Теплоприток при вентиляции Q_3		Эксплуатационные теплопритоки Q_4				Суммарный теплоприток Q_0			
					на компрессор		на оборудование		на компрессор		на оборудование	
			ккал/ч	вт	ккал/ч	вт	ккал/ч	вт	ккал/ч	вт	ккал/ч	вт
			8		9		10		11		12	
11	Хранение охлажденных продуктов	—2,5	5950	6910	4180	4 860	6970	8 100	27 930	32 490	38 100	44 350
13	Мясоморозилка	—30	—	—	9100	10 590	9100	10 590	54 370	63 200	67 730	78 730
14	Хранение мороженого мяса	—18	—	—	1500	1 740	2500	2 900	14 890	17 390	24 620	28 690

значения теплопритоков Q_1 и Q_2 по времени совпадают. Произведено только округление чисел.

Графа 6. Теплоприток Q_2 на компрессор от охлажденных грузов камеры № 11 определяется по максимальному поступлению грузов за сутки по данным грузооборота. По величине оборачиваемости B (кратности грузооборота) максимальное суточное поступление продуктов $G_{пост} = G'_{ox}$ на охлаждение (в камеру № 11) может быть найдено по следующей зависимости [29]:

$$G'_{ox} = \frac{G_{ox} B_{ox} m_{ox}}{360} \; m/сутки,$$

где G_{ox} — емкость камеры хранения охлажденных продуктов; в примере $G_{ox} = 602$ m;

B_{ox} — оборачиваемость продуктов; в примере $B_{ox} = 6$;

m_{ox} — коэффициент неравномерности поступления охлажденных продуктов на холодильник; принято $m_{ox} = 1{,}5$.

С учетом этих величин

$$G'_{ox} = \frac{602 \cdot 6 \cdot 1{,}5}{360} = 15{,}0 \; m/сутки.$$

Тогда

$$Q_{2ox} = \frac{G'_{ox} 1000 \, \Delta i_n}{24},$$

где Δi_n — разность энтальпий продукта; считаем, что в камере хранятся яйца, тогда при охлаждении яиц от 8° С до —2,5° С (см. табл. 3) $\Delta i_n = 62{,}7 - 54{,}7 = 8$ *ккал/кг* = 33,5 *кдж/кг*.

$$Q_{2ox} = \frac{15 \cdot 1000 \cdot 8}{24} = 5000 \; ккал/ч$$

или

$$Q_{2ox} = \frac{15 \cdot 1000 \cdot 33{,}5 \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} = 5820 \; вт.$$

Теплоприток на компрессор от замораживаемых продуктов в камере № 13 определяется производительностью морозилки G'

$$Q_{2зам} = \frac{18 \cdot 1000 \, (58{,}6 - 1{,}1)}{24} = 43\,100 \; ккал/ч = 50\,200 \; вт.$$

Теплоприток на компрессор от замораживаемых продуктов в камере № 14 определяется по максимальному поступле-

нию мороженых грузов за сутки. По величине оборачиваемости поступление в камеру № 14 может быть

$$G'_{мор} = \frac{G_{мор} B_{мор} m_{мор} \varphi_{мор}}{360}.$$

Здесь $G_{мор}$ — емкость камеры хранения мороженых продуктов; в примере $G_{мор} = 563$ *т*;

$B_{мор}$ — оборачиваемость грузов; для мороженых продуктов $B_{мор} = 3{,}5$;

$m_{мор}$ — коэффициент неравномерности поступления мороженых продуктов на холодильник; принято $m_{мор} = 2{,}5$;

$\varphi_{мор}$ — для мороженых продуктов, поступающих непосредственно в камеры хранения мороженых продуктов; $\varphi_{мор} = 0{,}65 \div 0{,}85$; считаем $\varphi_{мор} = 0{,}70$.

$$G'_{мор} = \frac{563 \cdot 3{,}5 \cdot 2{,}5 \cdot 0{,}70}{360} = 8{,}6 \ т/сутки.$$

Тогда

$$Q_{2\,мор} = \frac{8{,}6 \cdot 1000\,(9{,}4 - 1{,}1)}{24} = 2970 \ ккал/ч = 3460 \ вт.$$

Графа 7. Теплоприток на камерное оборудование в камерах хранения охлажденных и мороженых продуктов определяется возможным поступлением грузов в данную камеру в относительно большем размере, чем в среднем по холодильнику.

Считают [29], что в камеру емкостью до 200 *т* может ежесуточно поступать до 8% от емкости камеры, а емкостью свыше 200 *т* — до 6%.

Камеры № 11 и № 14 имеют емкость более 200 *т*, а потому возможное поступление считаем 6%.

Теплоприток для камеры № 11

$$Q_{2\,об.\,ох} = \frac{0{,}06 \cdot 602 \cdot 1000 \cdot 8}{24} = 12\,000 \ ккал/ч = 14\,000 \ вт.$$

Теплоприток для камеры № 14

$$Q_{2\,об.\,мор} = \frac{0{,}06 \cdot 563 \cdot 1000 \cdot 8{,}3}{24} = 11\,700 \ ккал/ч = 13\,600 \ вт.$$

Теплоприток для камеры № 13

$Q_{2\,об.\,зам} = 1{,}3 Q_{2\,зам} = 1{,}3 \cdot 43\,100 = 56\,000$ *ккал/ч* $= 65\,200$ *вт*,

так как рассматривается морозилка периодического действия.

Графа 8. Теплоприток от наружного воздуха при вентиляции камеры № 11

$$Q_3 = aV_{стр}\gamma_к (i_н - i_к)\frac{1}{24},$$

где $\gamma_к$ — плотность воздуха в охлаждаемом помещении; при $t_к = -2{,}5°$ С и $\varphi_к = 90\%$ $\gamma_к = 1{,}30$ *кг/м*³;

$i_н$ — энтальпия наружного воздуха; при $t_н = 33°$ С и $\varphi_н = 51\%$ $i_н = 18{,}0$ *ккал/кг* = 75,5 *кдж/кг*;

$i_к$ — энтальпия воздуха камеры; $i_к = 1{,}1$ *ккал/кг* = = 4,61 *кдж/кг*.

$$Q_3 = 3 \cdot 2160 \cdot 1{,}30\,(18 - 1{,}1)\frac{1}{24} = 5950 \text{ ккал/ч}$$

или

$$Q_3 = 3 \cdot 2160 \cdot 1{,}30\,(75{,}5 - 4{,}61)\,10^3 \frac{1}{24 \cdot 3600} = 6910 \text{ вт}.$$

Графы 9 и 10. Эксплуатационные теплопритоки определены от различных источников.

Теплоприток от электрического освещения:

для камеры № 11

$$Q_4' = 1 \cdot 432 = 432 \text{ ккал/ч} = 502 \text{ вт};$$

для камеры № 13

$$Q_4' = 1 \cdot 72 = 72 \text{ ккал/ч} = 84 \text{ вт};$$

для камеры № 14

$$Q_4' = 1 \cdot 432 = 432 \text{ ккал/ч} = 502 \text{ вт}.$$

Теплоприток от двигателей:

для камеры № 11

$$Q_4'' = 860 \cdot 4 \cdot 1 = 3440 \text{ ккал/ч} = 4000 \text{ вт},$$

для камеры № 13

$$Q_4'' = 860 \cdot 10 = 8600 \text{ ккал/ч} = 10\,000 \text{ вт}.$$

Теплоприток от людей, работающих в помещении:

для камеры № 11

$$Q_4''' = 6 \cdot 300 = 1800 \text{ ккал/ч} = 2090 \text{ вт};$$

для камеры № 14

$$Q_4''' = 4 \cdot 300 = 1200 \text{ ккал/ч} = 1395 \text{ вт}.$$

Теплоприток из соседних помещений при открывании дверей:

для камеры № 11

$$Q_4^{IV} = 3 \cdot 432 = 1296 \text{ ккал/ч} = 1510 \text{ вт};$$

для камеры № 13

$$Q_4^{IV} = 6 \cdot 72 = 432 \text{ ккал/ч} = 502 \text{ вт};$$

для камеры № 14

$$Q_4^{IV} = 2 \cdot 432 = 864 \text{ ккал/ч} = 1004 \text{ вт}.$$

Сумма эксплуатационных теплопритоков:

$$Q_4 = Q_4' + Q_4'' + Q_4''' + Q_4^{IV}.$$

Для камеры № 11

$$Q_4 = 432 + 3440 + 1800 + 1296 = 6968 \text{ ккал/ч} = 8102 \text{ вт};$$

для камеры № 13

$$Q_4 = 72 + 432 + 8600 = 9104 \text{ ккал/ч} = 10\,586 \text{ вт};$$

для камеры № 14

$$Q_4 = 432 + 1200 + 864 = 2496 \text{ ккал/ч} = 2901 \text{ вт}.$$

Все эти величины теплопритоков передаются в качестве тепловой нагрузки на оборудование, т. е. проставляются в графе 10 (с округлением).

Нагрузка на компрессор в зависимости от количества и площади камер хранения считается в размере от 50 до 75% от найденных суммарных величин. В данном случае считаем $Q_{4\,ком} = 0{,}6Q_4$. Эти величины проставлены в графе 9. В устройствах для замораживания теплоприток от работы вентиляторов имеет наибольшее значение из всех эксплуатационных теплопритоков, а потому его следует полностью считать в нагрузку на компрессор.

6. Распределение тепловой нагрузки на компрессор по температурам кипения приведено в табл. 10.

Графы 4 и 5. Сюда занесены величины суммарных теплопритоков, представляющие собой необходимую холодопроизводительность компрессора и камерных охлаждающих приборов. Числа в графах 11 и 12 табл. 9 для упрощения расчетной работы здесь округлены.

7. При определении необходимой производительности отопительных приборов на зимнее время для камеры № 11 следует учесть теплопотери при вентиляции камеры.

Таблица 10

Выбор температур кипения и способов охлаждения

№ камеры	Назначение камеры	Температура камеры $t_к$ в °С	Необходимая холодопроизводительность: компрессора $Q_{0к}$ ккал/ч	компрессора $Q_{0к}$ квт	оборудования $Q_{об}$ ккал/ч	оборудования $Q_{об}$ квт	Способ охлаждения	Перепад температур у охлаждающего прибора $t_к - t_a$ в *град*	Температура рассола $t_a = t_s$ в °С	Перепад температур в испарителе $t_s - t_0$ в *град*	Температура кипения t_0 в °С	Тип охлаждающих приборов	Холодопроизводительность компрессора $Q_{0\,ком}$ при t_0 (в °С): —12 ккал/ч	—12 квт	—28 ккал/ч	—28 квт	—40 ккал/ч	—40 квт
1	2	3	4		5		6	7	8	9	10	11	12		13		14	
11	Хранение охлажденных продуктов	—2,5	27 900	32,5	38 100	44,4	Непосредственное охлаждение	9,5	—	—	—12	Пристенные батареи и воздухоохладители	27 900	32,5	—	—	—	—
13	Мясоморозилка	—30	54 400	63,2	67 700	78,7	То же	10	—	—	—40	Воздухоохладители	—	—	—	—	54 400	63,2
14	Хранение мороженого мяса	—18	14 900	17,4	24 600	28,7	»	10	—	—	—28	Пристенные и потолочные батареи	—	—	14 900	17,4	—	—
												Всего	27 900	32,5	14 900	17,4	54 400	63,2

Для температуры $t_н = -17°$ С и $\varphi_н = 80\%$ энтальпия $i_н = -3{,}8$ *ккал/кг* $= -15{,}9$ *кдж/кг*;

$$Q_з = 3 \cdot 2160 \cdot 1{,}3\,(1{,}1 + 3{,}8)\,\frac{1}{24} = 1720 \text{ ккал/ч}$$

или

$$Q_з = 3 \cdot 2160 \cdot 1{,}3\,(4{,}61 + 15{,}9)\,10^3\,\frac{1}{24 \cdot 3600} = 2000 \text{ вт}.$$

Так как расчет должен вестись на самые неблагоприятные условия, то теплоприток при термической обработке продуктов и эксплуатационные теплопритоки учитывать не следует. Следовательно, необходимая производительность отопительных приборов для камеры № 11 будет

$$Q_{от} = Q_{1т} + Q_з = 4172 + 1720 = 5892 \approx 5900 \text{ ккал/ч}$$

или

$$Q_{от} = 4865 + 2000 = 6865 \text{ вт} \approx 6{,}9 \text{ квт}.$$

§ 5. РАСЧЕТ ОХЛАЖДАЮЩИХ СИСТЕМ

11. Подобрать трубные батареи для камеры хранения мороженых продуктов одноэтажного холодильника. Температура помещения $t_к = -18°$ С. Относительная влажность $\varphi_к = 95\%$. Общий теплоприток в камеру $Q_{об} = 35\,000$ *ккал/ч* $= 40{,}7$ *квт*. Площадь камеры $F_к = 540$ *м*^{2}, ее размеры и расположение показаны на рис. 16, *а*. Сопоставить расход металла и труб на охлаждающие приборы, а также емкость батарей в случае выполнения батарей из гладких и оребренных труб.

Решение. 1. Поскольку охлаждающие приборы должны закрывать поверхности наибольшего теплопритока, то их следует поставить на наружную и две внутренние стены, отделяющие камеру от помещений с температурой 0° С, а также на потолок.

Принимаем гладкотрубные однорядные пристенные батареи из вертикальных труб диаметром $57 \times 3{,}5$ *мм*, длина батареи 4,3 *м*, высота батареи 2,5 *м*. Так как расстояние между осями труб 100 *мм*, то в батарее всего 44 трубы. Поверхность охлаждения батареи

$$f_{0\,пр} = 44 \cdot 2{,}5\pi 0{,}057 = 19{,}75 \text{ м}^2.$$

Всего в камере может быть размещено 12 пристенных батарей (рис. 16, *б*). Их общая поверхность охлаждения $F_{0\,пр} = 19{,}75 \cdot 12 = 238$ *м*^{2}.

Холодопроизводительность пристенных батарей

$$Q_{об.\,пр} = k_{0\,пр} F_{0\,пр} (t_к - t_0)\ ккал/ч,$$

где $k_{0\,пр}$ — коэффициент теплопередачи пристенных батарей; при разности температур $t_к - t_0 = 10°$ С по работе [29] $k_{0\,пр} = 7{,}15\ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град) = 8{,}32\ вт/(м^2 \cdot град)$.

$$Q_{об.\,пр} = 7{,}15 \cdot 238 \cdot 10 = 17\,000\ ккал/ч = 19{,}8\ квт.$$

Таким образом, на долю гладкотрубных потолочных батарей приходится компенсация теплопритока в размере

$$Q_{об.\,пот} = Q_{об} - Q_{об.\,пр} = 35\,000 - 17\,000 = 18\,000\ ккал/ч = 20{,}9\ квт.$$

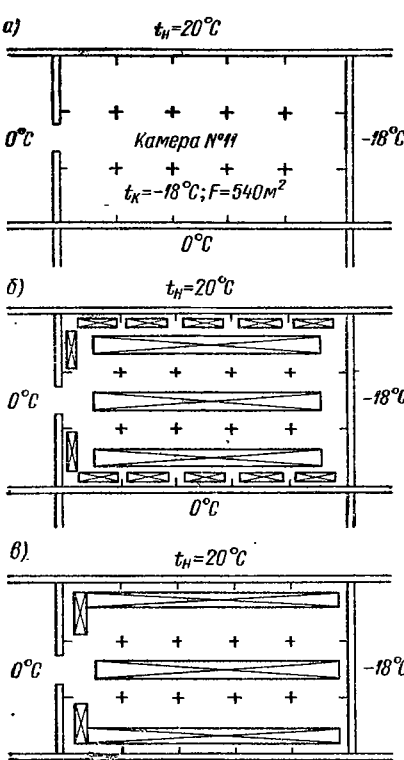


Рис. 16. Камера с охлаждающими приборами трубного охлаждения: *а* — план камеры; *б* — размещение гладкотрубных батарей; *в* — размещение батарей из оребренных труб

Поверхность охлаждения потолочных батарей должна быть

$$F_{0\,пот} = \frac{Q_{об.\,пот}}{k_{0\,пот}(t_к - t_0)}\ м^2,$$

где $k_{0\,пот}$ — коэффициент теплопередачи потолочных батарей; при разности температур $t_к - t_0 = 10°$ С для однорядных батарей $k_{0\,пот} = 6{,}0\ ккал/(м^2 \cdot ч \times \times град) = 7{,}98\ вт/(м^2 \times \times град)$.

$$F_{0\,пот} = \frac{18\,000}{6 \cdot 10} = 300\ м^2.$$

В камере можно разместить три потолочных батареи (по числу пролетов). Длина батарей $L_б = 25\ м$. Тогда число труб n во всех потолочных батареях должно быть

$$n = \frac{F_{0\,пот}}{L_б \pi d_н} = \frac{300}{25 \pi 0{,}057} = 67\ шт.$$

В каждой батарее $n_1 = \frac{67}{3} = 22$ шт., т. е. всего в потолочных батареях $n = 66$ шт.

Ширина потолочной батареи при расстоянии между осями труб 150 *мм* (коллекторная батарея) будет $(22 - 1) \times \times 0{,}15 = 3{,}15$ *м*.

Расход труб на все батареи (без учета коллекторов):

для пристенных

$$L_{пр} = 12 \cdot 44 \cdot 2{,}5 = 1335 \text{ м};$$

для потолочных

$$L_{пот} = 3 \cdot 22 \cdot 25 = 1650 \text{ м};$$

всего

$$L_{тр} = 1335 + 1650 = 2985 \text{ м}.$$

Исходя из того, что 1 *пог.м* трубы диаметром $57 \times 3{,}5$ *мм* имеет массу 4,62 *кг*, расход $G_б$ металла на батареи будет

$$G_б = 2985 \cdot 4{,}62 = 13\,800 \text{ кг} = 13{,}8 \text{ т}.$$

Емкость батареи по холодильному агенту (при внутреннем объеме 1 *пог. м* трубы 1,98 *л* и при заполнении пристенных вертикальных трубных батарей на 80%, а потолочных коллекторных на 60%) составит

$$V_б = 1{,}98\,(1335 \cdot 0{,}80 + 1650 \cdot 0{,}60) = 4080 \text{ л} = 4{,}08 \text{ м}^3.$$

2. Оребренные охлаждающие приборы могут быть выполнены из труб диаметром $57 \times 3{,}5$ *мм*, оребренных стальной лентой 46×1 *мм* с шагом оребрения 35,7 *мм*; поверхность охлаждения оребренной трубы на 1 *пог. м* составляет 1,12 $м^2$.

Пристенные охлаждающие приборы могут быть размещены на тех же ограждениях в количестве 2 шт. (рис. 15, *в*). Длина батарей 34 *м*. Берем число труб по высоте 7. Коэффициент теплопередачи такой батареи $k_{0\,пр} = 3{,}2$ *ккал*/($м^2 \cdot ч \cdot град$) $= 3{,}72$ *вт*/($м^2 \cdot град$) [29].

Поверхность охлаждения:

для одной батареи

$$f_{0\,пр} = 7 \cdot 34 \cdot 1{,}12 = 267 \text{ м}^2,$$

для обеих батарей

$$F_{0\,пр} = 2 \cdot 267 = 534 \text{ м}^2.$$

Холодопроизводительность пристенных батарей

$$Q_{об.\,пр} = 3{,}2 \cdot 534 \cdot 10 = 17\,000 \text{ ккал/ч} = 19{,}8 \text{ квт}.$$

Принимаем только одну потолочную двухрядную батарею, размещая ее над грузовым проходом. Коэффициент теплопередачи такой батареи $k_{0\,пот} = 4{,}1$ *ккал/(м²·ч·град)* = $= 4{,}77$ *вт/(м²·град)*.

Количество тепла, приходящееся на потолочную батарею,

$$Q_{об.\,пот} = 35\,000 - 17\,000 = 18\,000 \text{ ккал/ч} = 20{,}9 \text{ квт}.$$

Необходимая поверхность потолочной батареи

$$F_{0\,пот} = \frac{Q_{об.\,пот}}{k_{0\,пот}\,(t_к - t_0)} = \frac{18\,000}{4{,}1 \cdot 10} = 440 \text{ м}^2.$$

Общая длина труб

$$L_{пот} = \frac{440}{1{,}12} = 394 \text{ м}.$$

Число труб в ряду при длине батареи 25 *м*

$$n_{пот} = \frac{394}{2 \cdot 25} = 7{,}9;$$

принимаем 8 труб в ряду.

При расстоянии между осями труб 180 *мм* ширина батареи $(8 - 1)\,0{,}18 = 1{,}26$ *м*.

Общая длина труб оребренных батарей

$$L_{тр} = 2 \cdot 7 \cdot 34 + 2 \cdot 8 \cdot 25 = 476 + 400 = 876 \text{ м},$$

т. е. в $\frac{2985}{876} = 3{,}4$ раза меньше, чем гладких труб.

Общий расход металла на батареи (без коллекторов) при массе 1 *пог. м* оребренной трубы 8,6 *кг* будет $876 \cdot 8{,}6 = 7540$ *кг*, т. е. в $\frac{13\,800}{7540} = 1{,}83$ раза меньше, чем в случае гладкотрубных батарей.

Емкость батарей по холодильному агрегату, считая заполнение пристенных и потолочных батарей с горизонтальными трубами равным 60% объема труб, составит

$$V_б = 1{,}98 \cdot 876 \cdot 0{,}60 = 1050 \text{ л} = 1{,}05 \text{ м}^3,$$

т. е. почти в четыре раза меньше, чем гладкотрубных батарей.

12. Определить число и диаметр сопел для системы бесканального воздухораспределения камеры хранения охлажденных затаренных грузов одноэтажного холодильника. Камера имеет следующие размеры: длина 18 *м*, ширина 15 *м*, высота 6 *м* (рис. 17). Балки высотой 1,2 *м* проходят

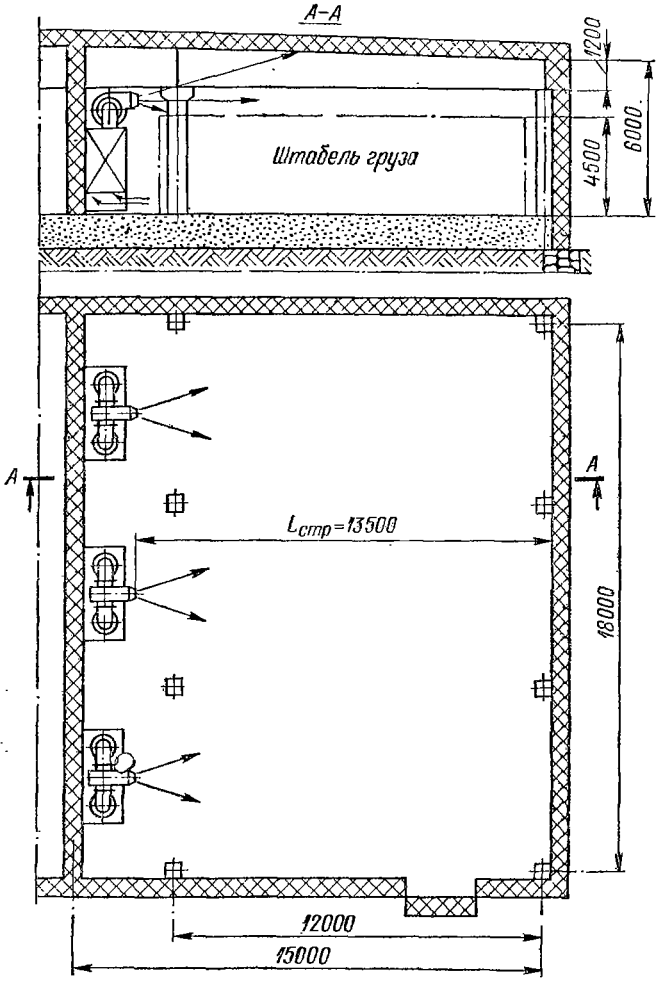


Рис. 17. Камера холодильника с бесканальным воздухо-распределением

параллельно короткой стороне камеры на расстоянии 6 *м* друг от друга.

Общий теплоприток в помещение составляет $Q_{об} = 22\,000$ *ккал/ч* = 29,1 *квт*. Температура воздуха в камере $t_к = 0°$ С, влажность воздуха $\varphi_к = 75\%$.

Р е ш е н и е. 1. Количество воздуха V_0, подаваемое в помещение,

$$V_0 = \frac{Q_{об}}{\gamma_к (i_к - i_1)},$$

где $\gamma_к$ — плотность воздуха в камере; при $t_к = 0°$ С и $\varphi_к = 75\%$ плотность $\gamma_к = 1{,}24$ *кг/м³*;

$i_к$ — энтальпия воздуха в камере; при этих же условиях $i_к = 1{,}7$ *ккал/кг* = 7,13 *кдж/кг*;

i_1 — энтальпия воздуха, выходящего из сопла.

Если принять, что воздух охлаждается в воздухоохладителе на 5°, т. е. считать $t_к - t_1 = 5°$, то $t_1 = -5°$ С. Предполагая температуру поверхности воздухоохладителя $t_0 = -8°$ С и пользуясь диаграммой d—i влажного воздуха, можно найти состояние воздуха при выходе из воздухоохладителя. Ему соответствует точка пересечения прямой, соединяющей точки состояния воздуха в камере (состояние при входе в воздухоохладитель) и состояния насыщенного воздуха над поверхностью воздухоохладителя (при $t_0 = -8°$ С) с изотермой температуры t_1. Влажность воздуха, выходящего из воздухоохладителя, получается $\varphi_1 = 90\%$. Энтальпия воздуха этого состояния $i_1 = 0{,}15$ *ккал/кг* = 0,63 *кдж/кг*. Тогда

$$V_0 = \frac{22\,000}{1{,}24\,(1{,}7 - 0{,}15)} = 11\,450 \text{ м}^3/ч = 3{,}18 \text{ м}^3/сек.$$

Для обслуживания каждого шестиметрового пролета будет предусмотрено одно сопло. Поэтому начальный расход воздуха каждой струи

$$V_0' = \frac{V_0}{3} = \frac{3{,}18}{3} = 1{,}06 \text{ м}^3/сек.$$

2. Считаем, что воздух будет подаваться в камеру через цилиндрические сопла. Если задаться скоростью выхода воздуха из сопла $w_0 = 15$ *м/сек*, то можно предварительно определить диаметр сопла d_0:

$$V_0' = \frac{\pi d_0^2}{4} w_0,$$

т. е. $d_0 = \sqrt{\frac{4V_0'}{\pi w_0}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}06}{\pi 15}} = \sqrt{0{,}09} = 0{,}3$ *м*.

3. Грузовой штабель укладывается в помещении на расстоянии 0,3 *м* от выступающих строительных конструкций. Так как высота балки $h = 1{,}2$ *м*, то расстояние между штабелем и потолком

$$H' = 1{,}2 + 0{,}3 = 1{,}5 \text{ м}.$$

При этом высота штабеля

$$h_{гр} = h_{стр} - H' = 6{,}0 - 1{,}5 = 4{,}5 \text{ м}.$$

Ширина помещения B, обслуживаемая одной струей, равна ширине пролета $B = 6$ *м*. Тогда площадь поперечного сечения помещения, не занятого грузом, т. е. сечения, в котором развивается струя,

$$F_n = BH' = 6 \cdot 1{,}5 = 9 \text{ м}^2.$$

Длина струи равна расстоянию от кромки сопла до стены $L_{стр} = 13{,}5$ *м*.

4. Следует проверить предельную дальнобойность струи. В холодильных камерах можно исходить из приближенной зависимости [22]

$$L_{стр} \leqslant 4{,}6\sqrt{F_n}.$$

В данном случае $4{,}6\sqrt{F_n} = 4{,}6\sqrt{9} = 13{,}8$ *м* и $L_{стр} = 13{,}5 < 13{,}8$ *м*, т. е. необходимая дальнобойность струи обеспечена.

5. Первым обобщенным параметром, от которого зависит развитие стесненной струи, является безразмерная характеристика свободного поперечного помещения

$$\frac{\sqrt{F_n}}{d_0} = \frac{\sqrt{9}}{0{,}3} = \frac{3}{0{,}3} = 10.$$

В качестве второго обобщенного параметра принимают безразмерное расстояние по оси струи

$$\bar{x} = \frac{ax}{\sqrt{F_n}},$$

где a — коэффициент турбулентной структуры струи; для круглого сопла $a = 0{,}076$ [20];

x — расстояние от полюса струи до рассматриваемого сечения.

Поскольку при расчете камер хранения грузов в качестве технологического требования, которое должно обеспечить струйное воздухораспределение, принимают среднюю скорость воздуха в конце помещения, то за величину x следует

принять $x = h_0 + L_{стр}$. Здесь h_0 — расстояние до полюса струи, равное

$$h_0 = 0{,}145\frac{d_0}{a} = 0{,}145\frac{0{,}3}{0{,}076} = 0{,}57 \text{ м}.$$

Тогда

$$x = 0{,}57 + 13{,}5 = 14{,}07 \text{ м}, \quad \text{а} \quad \bar{x} = \frac{0{,}076 \cdot 14{,}07}{\sqrt{9}} = 0{,}356.$$

Рекомендуемые значения средней скорости обратного потока воздуха $w_{ср.\,обр}$ в конце помещения находятся в пределах 0,3—0,5 *м/сек*. Считаем $w_{ср.\,обр} = 0{,}5$ *м/сек*.

6. Относительная средняя скорость обратного потока может быть определена или по уравнению

$$\frac{w_{ср.\,обр}}{w_0}\frac{\sqrt{F_n}}{d_0} = 11{,}3\bar{x}e^{-11{,}5\bar{x}+47\bar{x}^2-98\bar{x}^3},$$

или по графику работ [20; 26]. По принятым в этом примере данным левая сторона уравнения

$$\frac{w_{ср.\,обр}}{w_0}\frac{\sqrt{F_n}}{d_0} = \frac{0{,}5}{1{,}5}\frac{\sqrt{9}}{0{,}3} = 0{,}333;$$

правая сторона этого уравнения

$$11{,}3\bar{x}e^{-11{,}5\bar{x}+47\bar{x}^2-98\bar{x}^3} = 11{,}3 \cdot 0{,}356e^{-11{,}5 \cdot 0{,}356+47 \cdot 0{,}356^2-98 \cdot 0{,}356^3} = 0{,}311.$$

Причина неравенства правой и левой сторон уравнения заключается в том, что ранее в п. 2 произвольно задавались начальной скоростью выхода воздуха из сопла w_0 (или диаметром d_0). Путем подбора этих величин можно изменить левую сторону уравнения и добиться равенства обеих сторон. При $w_0 = 17$ *м/сек*

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}06}{\pi 17}} = 0{,}28 \text{ м}.$$

В этом случае

$$\frac{w_{ср.\,обр}}{w_0}\frac{\sqrt{F_n}}{d_0} = \frac{0{,}5}{17}\frac{\sqrt{9}}{0{,}28} = 0{,}315.$$

Таким образом, разница оказывается около 1,5%, что вполне допустимо.

13. Рассчитать одноканальную систему воздухораспределения для холодильной камеры одноэтажного холодиль-

ника. Определить производительность вентилятора, число плоских (щелевых) сопел и скорость выхода из них воздуха для поддержания температуры в камере хранения охлажденных продуктов, имеющей следующие размеры (рис. 18): длина 48 *м*, ширина 18 *м*, высота 4,2 *м*. Температура воздуха в помещении $t_к = -2°$ С, влажность воздуха $\varphi_к = 85\%$.

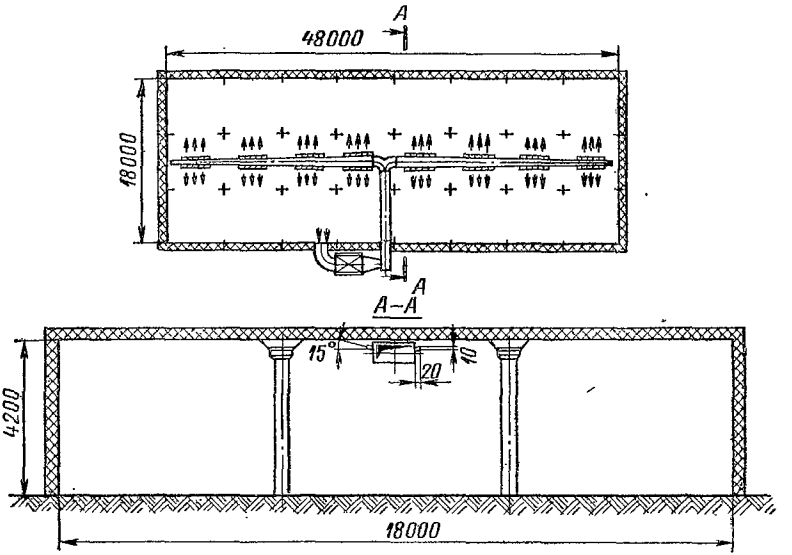


Рис. 18. Камера холодильника с одноканальным воздухораспределением

Общий теплоприток в камеру $Q_{об} = 34\,560$ *ккал/ч* = = 40,2 *квт*.

Р е ш е н и е. 1. Количество воздуха V_0, подаваемое в помещение,

$$V_0 = \frac{Q_{об}}{\gamma_к (i_к - i_1)},$$

где $\gamma_к$ — плотность воздуха в камере; при $t_к = -2°$ С и $\varphi_к = 85\%$ плотность $\gamma_к = 1{,}29$ *кг/м*³;

$i_к$ — энтальпия воздуха в камере; при этих же условиях $i_к = 1{,}07$ *ккал/кг* = 4,49 *кдж/кг*;

i_1 — энтальпия воздуха, выходящего из сопла; если считать температуру воздуха, поступающего в камеру, $t_1 = -5°$ С, а температуру поверхности воздухоохладителя $t_0 = -8°$ С, то $i_1 = 0{,}15$ *ккал/кг* = 0,63 *кдж/кг* (см. пример 12).

Тогда

$$V_0 = \frac{34\,560}{1{,}29\,(1{,}07 - 0{,}15)} = 31\,150 \ м^3/ч = 8{,}65 \ м^3/сек.$$

2. Для расчета в данном случае принята следующая схема воздухораспределения: нагнетательный канал прокладывается вдоль продольной оси помещения; в каждом пролете предусматривается на обеих сторонах канала по 6 щелевых сопел, обслуживающих свою половину ширины помещения. Необходимая длина струи равна половине ширины помещения за вычетом половины ширины нагнетательного канала. Принимаем предварительно ширину нагнетательного канала 700 *мм*, тогда $L_{стр} = 9{,}0 - 0{,}35 = 8{,}65$ *м*.

3. Для обеспечения дальнобойности струи необходимо, чтобы свободное сечение, в котором развивается струя, было не меньше

$$\sqrt{F_n} = \frac{L_{стр}}{4{,}6}$$

или

$$F_n = \frac{L^2_{стр}}{4{,}6^2} = \frac{8{,}65^2}{21} = 3{,}65 \ м^2, \quad \text{т. е. } BH' = 3{,}65 \ м^2.$$

Поскольку группа сопел, находящихся в шестиметровом пролете ($B = 6$ *м*), может считаться как одно сопло (суммарной ширины), то свободная высота H' над штабелем груза должна быть не меньше

$$H' = \frac{BH'}{B} = \frac{3{,}65}{6} = 0{,}6 \ м.$$

Таким образом, грузовая высота $h_{гр}$ штабеля в камере не должна быть выше

$$h_{гр} = h_{стр} - H' = 4{,}2 - 0{,}6 = 3{,}6 \ м.$$

Примем $h_{гр} = 3{,}5$ *м*. Тогда $H' = 4{,}2 - 3{,}5 = 0{,}7$ *м*, а $F_n = 6 \cdot 0{,}7 = 4{,}2 \ м^2$.

4. Щелевые сопла обычно делают высотой $2b_0 = 10 \div 20$ *мм*. Принимаем $2b_0 = 10$ *мм* $= 0{,}01$ *м*. Предварительно задаемся также величиной начальной скорости выхода воздуха из сопла $w_0 = 15$ *м/сек*. Тогда общее сечение f_0 всех сопел будет

$$f_0 = \frac{V_0}{w_0} = \frac{8{,}65}{15} = 0{,}576 \ м^2.$$

Общая ширина всех сопел

$$l = \frac{f_0}{2b_0} = \frac{0{,}576}{0{,}01} = 57{,}6 \text{ м}.$$

Камера имеет 8 пролетов и таким образом, ширина сопел в пролете

$$l_1 = \frac{57{,}6}{8} = 7{,}2 \text{ м}.$$

Половина сопел располагается на одной стороне нагнетательного канала и половина—на другой. Следовательно, на каждой стороне канала ширина сопел $l_2 = \frac{7{,}2}{2} = 3{,}6$ м. Можно выполнить с каждой стороны по 6 сопел шириной $l_0 = \frac{3{,}6}{6} = 0{,}6$ м, т. е. сечением 600×10 мм. Сопла снабжены направляющими лопатками, в связи с чем их коэффициент турбулентной структуры $a_1 = 0{,}20$ [20]. Так как сопла в пролете близко располагаются друг от друга, то их можно рассматривать как одно сопло с общей площадью щели

$$f_щ = 6 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}01 = 0{,}036 \text{ м}^2.$$

5. Плоская струя на расстоянии $10d_0$ от сопла трансформируется в круглую, и ее дальнейшее распространение характеризуется коэффициентом турбулентной структуры для конического сопла $a_2 = 0{,}066$. Величина эквивалентного диаметра

$$d_0 = \sqrt{f_щ} = \sqrt{0{,}036} = 0{,}190 \text{ м};$$

$$10d_0 = 10 \cdot 0{,}190 = 1{,}90 \text{ м}.$$

Первая безразмерная характеристика свободного поперечного сечения помещения

$$\frac{\sqrt{F_п}}{d_0} = \frac{\sqrt{4{,}2}}{0{,}190} = 10{,}77.$$

Второй безразмерный параметр [22]

$$\bar{x} = \frac{a_1 x_1 + a_2 (x - x_1)}{\sqrt{F_п}},$$

где x_1 — расстояние от полюса струи, на котором струя из плоской трансформируется в круглую; в связи с тем, что высота сопла мала, можно пренебречь величиной h_0 — расстоянием от выходного сечения сопла до полюса струи, и считать $x_1 = 10\ d_0 = 1{,}9$ м;

x — расстояние от полюса струи до рассматриваемого сечения; так как технологическим заданием обусловлена средняя скорость обратного потока $w_{ср.\ обр} = 0{,}3$ *м/сек* в конце действия струи, то $x = L_{стр} = 8{,}65$ *м*.

Тогда

$$\bar{x} = \frac{0{,}20 \cdot 1{,}9 + 0{,}066\,(8{,}65 - 1{,}9)}{\sqrt{4{,}2}} = 0{,}403.$$

6. Относительная средняя скорость обратного потока может быть определена по уравнению

$$\frac{w_{ср.\ обр}}{w_0}\frac{\sqrt{F_п}}{d_0} = 11{,}3\bar{x}e^{-11{,}5\bar{x}+47\bar{x}^2-98\bar{x}^3}.$$

Левая сторона уравнения

$$\frac{w_{ср.\ обр}}{w_0}\frac{\sqrt{F_п}}{d_0} = \frac{0{,}30}{15}\,10{,}77 = 0{,}2154;$$

правая сторона уравнения

$$11{,}3 \cdot 0{,}403e^{-11{,}5 \cdot 0{,}403+47 \cdot 0{,}403^2-98 \cdot 0{,}403^3} = 0{,}160.$$

7. Несовпадение величин обеих сторон уравнения заставляет решать задачу методом последовательного приближения. Подобрано $w_0 = 18$ *м/сек*. Тогда, если оставить высоту щелевых сопел без изменений, их общая ширина в пролете будет $l_2 = 3{,}6\,\frac{15}{18} = 3{,}0$ *м*. Можно сохранить прежний размер сопел 600×10 *мм*; их число в пролете станет $z = \frac{0{,}6}{3{,}0} = 5$. Площадь щелевых сопел в пролете

$$f_щ = 5 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}01 = 0{,}03\ м^2.$$

Эквивалентный диаметр конического сопла

$$d_0 = \sqrt{0{,}03} = 0{,}173\ м; \quad 10d_0 = 10 \cdot 0{,}173 = 1{,}73\ м.$$

Тогда

$$\frac{\sqrt{F_п}}{d_0} = \frac{\sqrt{4{,}2}}{0{,}173} = 11{,}82;$$

$$\bar{x} = \frac{0{,}20 \cdot 1{,}73 + 0{,}066\,(8{,}65 - 1{,}73)}{\sqrt{4{,}2}} = 0{,}391;$$

левая сторона уравнения

$$\frac{w_{ср.\ обр}}{w_0}\frac{\sqrt{F_п}}{d_0} = \frac{0{,}3}{18}\,11{,}82 = 0{,}197;$$

правая сторона уравнения

$$11{,}3 \cdot 0{,}391 e^{-11{,}5 \cdot 0{,}391 + 47 \cdot 0{,}391^2 - 98 \cdot 0{,}391^3} = 0{,}194.$$

Таким образом, достигнуто удовлетворительное совпадение, что позволяет обоснованно выбрать скорость выхода воздуха из сопла $w_0 = 18$ *м/сек*.

8. По каждой из двух ветвей нагнетательного канала пойдет воздух в количестве

$$V_0' = \frac{V_0}{2} = \frac{8{,}65}{2} = 4{,}325 \ м^3/сек.$$

Если задаться скоростью воздуха в начале канала $w = 8$ *м/сек*, то его начальное сечение будет

$$F_{кан} = \frac{V_0'}{w} = \frac{4{,}325}{8} = 0{,}540 \ м^2;$$

при высоте канала 500 *мм* его ширина $b_к$ в начальном сечении

$$b_к = \frac{0{,}540}{0{,}5} = 1{,}08 \ м.$$

Для обеспечения равномерной раздачи воздуха отношение площади воздуховыпускных отверстий $\sum f_щ$ к площади канала $F_{кан}$ не должно превышать 0,6, т. е. $\frac{\sum f_щ}{F_{кан}} < 0{,}6$. В данном случае

$$\frac{\sum f_щ}{F_{кан}} = \frac{8 \cdot 0{,}03}{0{,}540} = 0{,}444 < 0{,}6.$$

Кроме того, площадь сечения канала в конце воздуховода $F_{кан}'$ должна быть

$$F_{кан}' = (0{,}15 \div 0{,}30) F_{кан}.$$

Если сохранить постоянную высоту канала, то его ширина $b_к'$ в конце камеры при $F_{кан}' = 0{,}25 F_{кан}$ будет

$$b_к' = 0{,}25 \cdot 1{,}08 = 0{,}252 \ м,$$

а сечение окажется равным 252×500 *мм*.

14. Рассчитать воздушную завесу для двери камеры хранения мороженых продуктов, выходящей в коридор. Температура в камере $t_к = -20°$ С (плотность воздуха $\gamma_к = 1{,}35$ *кг/м*^{3}), температура в коридоре $t_н = 0°$ С (плотность воздуха $\gamma_н = 1{,}29$ *кг/м*^{3}). Размер дверного проема: высота

$h = 2{,}2$ *м*, ширина $b = 1{,}7$ *м*. Воздух для создания завесы забирается из коридора (рис. 19).

Р е ш е н и е. 1. Под действием разности давлений воздуха внутри камеры и в коридоре через дверной проем проходит количество воздуха $V_{пр}$. Оно состоит из смеси воздуха $V_з$, выходящего из завесы, и воздуха $V_к$, прорывающегося из камеры через завесу. Чтобы максимально уменьшить количество холодного воздуха $V_к$, вытекающего из камеры через открытую дверь при действии воздушной за-

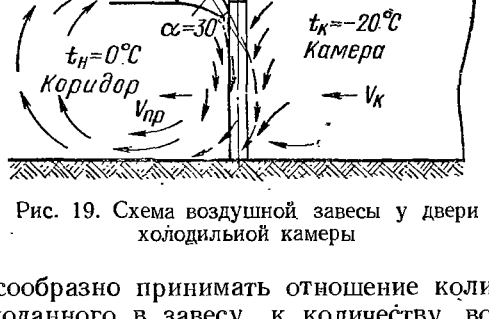


Рис. 19. Схема воздушной завесы у двери холодильной камеры

весы, целесообразно принимать отношение количества воздуха $V_з$, поданного в завесу, к количеству воздуха $V_{пр}$, проходящего через дверной проем, близким к единице, т. е.

$$q = \frac{V_з}{V_{пр}} = 1.$$

Так как $V_{пр} = V_з + V_к$, то из равенства $q = 1$ следует, что дверной проем окажется заполненным воздухом, выходящим из завесы, $V_к$ будет близким к нулю и холодный воздух из камеры не сможет, следовательно, вытекать в коридор.

2. Угол между направлением оси струи воздуха, выходящей из плоского сопла завесы, и плоскостью двери чаще всего выбирают в пределах $\alpha = 30 \div 45°$; принимаем $\alpha = 30°$.

Отношение площади $F_щ$ отверстия щелевого сопла завесы к площади $F_{дв}$ дверного проема обычно находится в пределах

$$\frac{F_щ}{F_{дв}} = \frac{1}{10} \div \frac{1}{40}.$$

Так как завесы холодильных камер не несут тепловой нагрузки, то можно для их дверей брать минимальное отношение, т. е. считать $\frac{F_щ}{F_{дв}} = \frac{1}{40}$.

3. Коэффициент расхода μ воздуха через дверь при действии струи [38]

$$\mu = \frac{\sqrt{1 + 4\mu_0 q^2 D} - 1}{2q^2 D}.$$

Здесь μ_0 — коэффициент расхода воздуха через дверь при бездействии завесы; обычно $\mu_0 = 0{,}64 \div 0{,}80$; считаем $\mu_0 = 0{,}80$;

$$D = \frac{F_{дв}}{F_{щ}} \frac{\gamma_{см}}{\gamma_з} \sin \alpha,$$

где $\gamma_з$ — плотность воздуха, выходящего из завесы;
$\gamma_{см}$ — плотность смеси воздуха, проникающего через двёрь и выходящего из завесы. В связи с тем, что воздух камеры проникает через дверь в малом количестве, можно считать $\gamma_{см} = \gamma_з = \gamma_н$.

Таким образом,

$$D = \frac{40 \sin 30^\circ}{1} = 40 \cdot 0{,}5 = 20,$$

а

$$\mu = \frac{\sqrt{1 + 4 \cdot 0{,}8 \cdot 1^2 \cdot 20} - 1}{2 \cdot 1^2 \cdot 20} = \frac{\sqrt{65} - 1}{40} = \frac{7{,}06}{40} = 0{,}176.$$

4. Количество воздуха, которое будет проходить через дверной проем при работе завесы, можно найти, предполагая, что высота нейтральной зоны $h_{н.з}$ равна высоте дверного проема h. Тогда по работе [38]

$$V_{пр} = \frac{2}{3} bh\mu \sqrt{2gh \frac{\gamma'_к - \gamma'_н}{\gamma'_{см}}} =$$

$$= \frac{2}{3} 1{,}7 \cdot 2{,}2 \cdot 0{,}176 \sqrt{19{,}62 \cdot 2{,}2 \frac{1{,}35 - 1{,}29}{1{,}29}} =$$

$$= 0{,}438 \cdot 1{,}42 = 0{,}62 \ м^3/сек.$$

5. Поскольку $V_{пр} = V_з$, то через щелевое сопло завесы должно проходить количество воздуха также $V_з = 0{,}62 \ м^3/сек$. Тогда площадь отверстия щелевого сопла

$$F_{щ} = \frac{F_{дв}}{40} = \frac{3{,}74}{40} = 0{,}0935 \ м^2.$$

Если считать длину щелевого сопла равной ширине дверного проема, т. е. $l_{щ} = b = 1{,}7 \ м$, то ширина сопла

$$2b_0 = \frac{F_{щ}}{l_{щ}} = \frac{0{,}0935}{1{,}7} = 0{,}055 \ м = 5{,}5 \ см.$$

Скорость выхода воздуха из сопла

$$w_0 = \frac{V_э}{F_щ} = \frac{0{,}62}{0{,}0935} = 6{,}65 \text{ м/сек.}$$

6. Средняя скорость воздуха $w_{x\,ср}$ в конце действия струи (у пола помещения) может быть определена по зависимости, справедливой для свободных струй

$$w_{x\,ср} = w_0 \frac{0{,}82}{\sqrt{\frac{ax}{b_0} + 0{,}41}},$$

где a — коэффициент турбулентной структуры струи; для плоского (щелевого) сопла с направляющими лопатками $a = 0{,}20$;

x — расстояние до рассматриваемого сечения струи; в данном случае можно приблизительно считать это расстояние равным длине гипотенузы прямоугольного треугольника, имеющего катет, равный высоте дверного проема, и угол, прилегающий к катету, равный углу α направления струи, т. е.

$$x = \frac{h}{\cos\alpha} = \frac{2{,}2}{\cos 30^\circ} = 2{,}5 \text{ м.}$$

Таким образом,

$$w_{x\,ср} = 6{,}65 \frac{0{,}82}{\sqrt{\frac{0{,}2 \cdot 2{,}5}{0{,}0275} + 0{,}41}} = 6{,}65 \frac{0{,}82}{\sqrt{18{,}62}} = 1{,}26 \text{ м/сек.}$$

Этот результат удовлетворителен, поскольку желательно, чтобы средняя скорость воздуха в конце действия завесы не была меньше 1 *м/сек.*

15. Определить емкость бака рассольного аккумулятора холода для холодильной установки закрытого искусственного ледяного катка. Здание катка оборудовано системой кондиционирования воздуха. В качестве промежуточного хладоносителя принять раствор хлористого кальция. Теплопритоки ко всем потребителям в различные периоды суток приведены в табл. 11.

Р е ш е н и е. 1. Поскольку из-за кратковременной работы системы кондиционирования воздуха график нагрузки на холодильное оборудование неравномерный, то установленную мощность холодильных машин можно находить только по нагрузке на ледяное поле, а для снятия нагрузки от системы кондиционирования воздуха предусмотреть рассольный аккумулятор холода.

Теплопритоки к объектам холодильной установки искусственного поля

Режим работы	Время работы в сутки z в *ч/сутки*	Ледяное поле		Кондиционирование воздуха		
		Теплоприток $Q_{0л}$ в *ккал/ч*	Температура льда $t_л$ в °С	Теплоприток $Q_{0к.в}$ в *ккал/ч*	Температура воздуха $t_в$ в °С	Влажность воздуха φ в %
Демонстрация зрелищ	3	510 000	—4	980 000	22	55
Тренировки	10—12	290 000	—4	—	—	—

Наибольший теплоприток к ледяному полю составляет 510 000 *ккал/ч*. С учетом коэффициента потерь $\rho = 1{,}12$ холодопроизводительность установленных компрессоров должна быть

$$Q_{0\,уст} = 1{,}12 \cdot 510\,000 = 572\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Условия работы машин стандартные: температура конденсации $t = 30°$ С, температура кипения $t_0 = -15°$ С (средняя температура рассола $t_{s\,ср} = -4 - 7 = -11°$ С).

Выбраны фреоновые компрессоры ФУ-175, имеющие холодопроизводительность 175 000 *ст.ккал/ч*. Таким образом, для обслуживания ледяного поля нужно установить

$$\frac{572\,000}{175\,000} \approx 4 \text{ компрессора, общей}$$

холодопроизводительностью $4 \cdot 175\,000 = 700\,000$ *ст. ккал/ч*.

2. Если трехчасовую нагрузку на систему кондиционирования воздуха снимать при помощи аккумулятора холода, то количество аккумулированного холода должно быть $Q_a = \rho Q_{0\,к.в}\, z$, где z — число часов работы в сутки.

$$Q_a = 1{,}12 \cdot 980\,000 \cdot 3 = 3{,}29 \cdot 10^6 \text{ ккал} = 13{,}8 \cdot 10^6 \text{ кдж}.$$

Для системы кондиционирования воздуха рассол должен подаваться с температурой $t_{s1} = 5°$ С; он в теплообменном аппарате охлаждает воду, нагреваясь при этом до $t_{s2} = 9°$ С.

Если бы для непосредственного охлаждения воды были предусмотрены отдельные компрессоры ФУ-175, работающие

при температуре кипения $t_0 = 5°$ С и той же температуре конденсации $t = 30°$ С, то пришлось бы установить

$$\frac{1{,}07 \cdot 980\,000}{415\,000} \approx 3 \text{ компрессора,}$$

которые работали бы не больше 4 *ч* в сутки и только в теплое время года.

3. Считаем, что рассол, поступающий в аккумулятор, будет охлажден в испарителе до $t_{sa} = -16°$ С. Значит, температура кипения в испарителе может понизиться до $t_{0a} = -16 - 4 = -20°$ С. Температура замерзания рассола должна быть на 8° ниже возможной температуры кипения, т. е. $t_{s\,зам} = -20 - 8 = -28°$ С. По таблице свойств раствора хлористого кальция ([10], табл. 20) этой температуре соответствует раствор с плотностью $\gamma_s = 1230$ *кг/м*^{3}, имеющий среднюю теплоемкость $c_s = 0{,}685$ *ккал/(кг·град)* = $= 2{,}86$ *кдж/(кг·град)*.

Таким образом, 1 *м*^{3} рассола может аккумулировать холод в количестве

$$q_{sa} = \gamma_s c_s (t_{s1} - t_{sa}) = 1230 \cdot 0{,}685\ (5 + 16) =$$

$$= 1230 \cdot 0{,}685 \cdot 21 = 17\,650 \text{ ккал/м}^3 = 74\,000 \text{ кдж/м}^3.$$

4. Необходимая емкость бака-аккумулятора

$$V_a = \frac{Q_a}{q_{sa}} = \frac{3{,}29 \cdot 10^6}{17\,650} = 186 \text{ м}^3.$$

Учитывая возможные колебания уровня в баке, следует принять к установке бак объемом 200 *м*^{3}. Выполняется стальной прямоугольный бак высотой 8 *м*; площадь основания бака $F = \frac{200}{8} = 25$ *м*^{2}, размеры сечения могут быть $4 \times 6{,}25$ *м*.

5. Охлаждение рассола в баке-аккумуляторе происходит в периоды уменьшенной нагрузки на холодильное оборудование, в частности, в тренировочном режиме, когда необходимая холодопроизводительность

$$Q_{0л} = 1{,}12 \cdot 290\,000 = 325\,000 \text{ ккал/ч.}$$

Для этого потребуется работа всего двух компрессоров, так как $\frac{325\,000}{175\,000} \approx 2$. Таким образом, два других компрессора могут работать на аккумуляцию холода.

Так как температура рассола в баке постепенно понижается, то компрессоры будут работать с понижающейся

температурой кипения и, следовательно, с уменьшающейся холодопроизводительностью. Изменение холодопроизводительности двух компрессоров ФУ-175 в зависимости от температуры кипения показано на рис. 20.

Для приближенного определения времени, необходимого для создания требуемого запаса холода, можно считать охлаждение рассола идущим ступенчато, причем при каждом таком шаге весь объем рассола в баке охлаждается на 4 *град* при постоянной температуре кипения; предполагается также, что разность между средней температурой рассола и температурой кипения на каждой ступени остается неизменной. Продолжительность каждой ступени будет непрерывно возрастать, поскольку производительность холодильных машин по мере охлаждения рассола понижается.

Ход вычислений показан на примере расчета двух ступеней.

Количество тепла, отведенного от рассола, на первой ступени

$$Q_{s1} = V_a \gamma_s c_s 4 = 186 \cdot 1230 \cdot 0{,}685 \cdot 4 =$$
$$= 625\,000 \text{ ккал} = 252 \cdot 10^6 \text{ кдж}.$$

В этом периоде рассол охлаждается от 5 до 1° С, средняя температура кипения за период $t_{01} = -1°$ С, чему соответствует холодопроизводительность обоих компрессоров $Q_{01} = 665\,000$ *ккал/ч*. Следовательно, первый период будет продолжаться

$$\Delta\tau_1 = \frac{Q_{s1}}{Q_{01}} = \frac{625\,000}{665\,000} = 0{,}94 \text{ ч}.$$

На второй ступени рассол охлаждается от +1 до —3° С. Количество отведенного тепла Q_{s1} остается тем же, холодопроизводительность компрессоров, соответствующая средней температуре кипения $t_{02} = -5°$ С, будет $Q_{02} = 560\,000$ *ккал/ч*. Продолжительность второго периода

$$\Delta\tau_2 = \frac{625\,000}{560\,000} = 1{,}115 \text{ ч}.$$

Результаты вычислений приведены на рис. 20. Весь период охлаждения рассола, находящегося в баке, занимает около 7 *ч* 30 *мин*.

Так как рассол из бака-аккумулятора подается в охладитель воды более холодным, чем нужно, то поддержание требуемой температуры следует осуществлять подмешиванием отепленного рассола, выходящего из охладителя воды, к холодному.

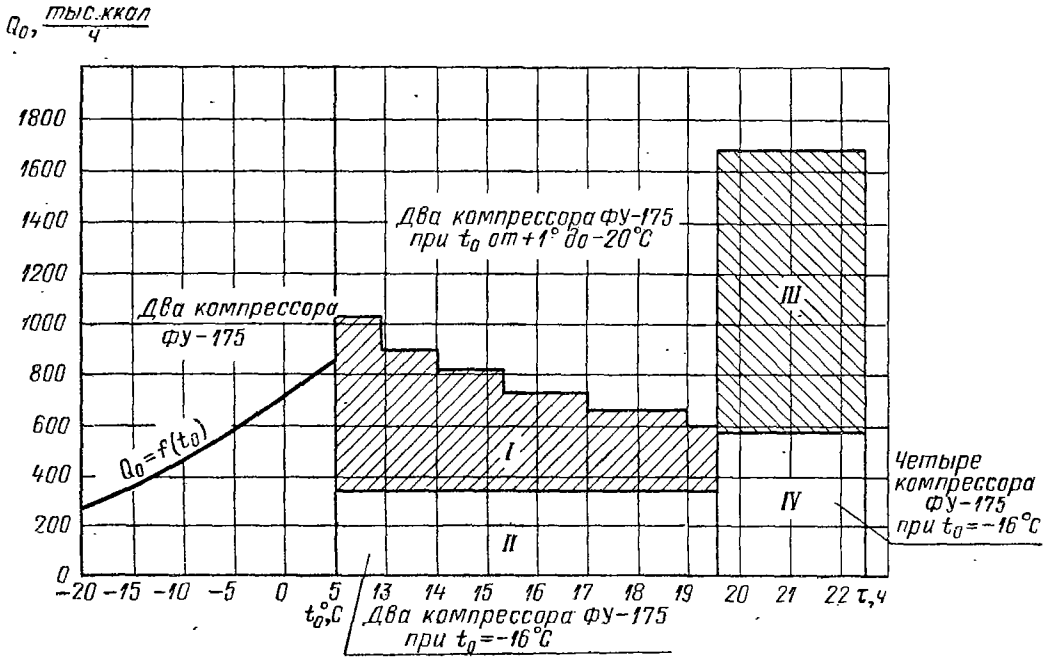


Рис. 20. Характеристика компрессоров ФУ-175 и график нагрузки на холодильное оборудование с аккумулятором холода:

I — аккумулированный холод; *II* — холод на поддержание поля в тренировочном режиме; *III* — холод на кондиционнрование воздуха (из аккумулятора холода); *IV* — холод на поддержание поля (в демонстрационном режиме)

§ 6. РАСЧЕТ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ЗАМОРАЖИВАНИЯ ПРОДУКТОВ

16. Рассчитать камерную морозилку периодического действия для мяса в полутушах. Производительность морозилки $G' = 10$ *т/сутки*. Морозилка с интенсивным движением воздуха; воздух подается в помещение через щелевые сопла в ложном потолке (рис. 21).

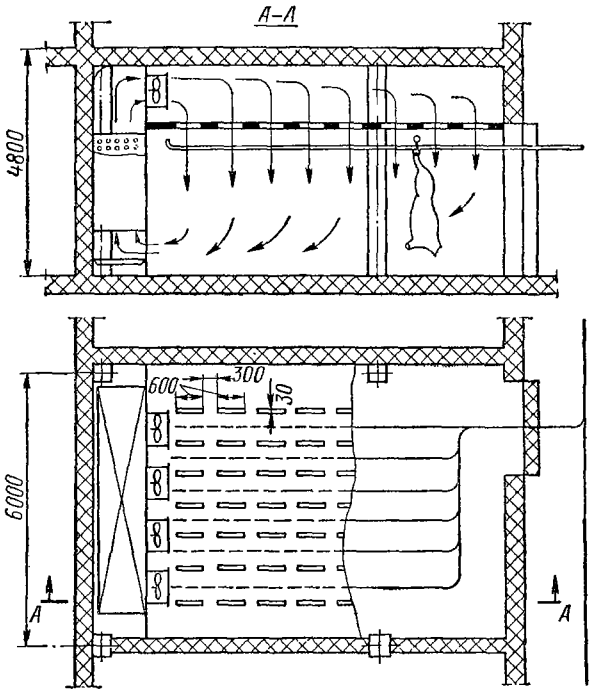


Рис. 21. Разрез и план мясоморозилки с интенсивным движением воздуха

Р е ш е н и е. 1. Желательно, чтобы цикл замораживания таких значительных по толщине продуктов, как мясные полутуши, для удобной эксплуатации морозилки был кратен целым суткам. Для интенсивной морозилки продолжительность цикла $\tau_ц$ следует принять равной 24 *ч*. Иными словами, оборачиваемость устройства

$$z' = \frac{24}{\tau_ц} = 1 \text{ об./сутки.}$$

Так как цикл замораживания включает в случае морозилки периодического действия время термической обработки τ и время для выполнения вспомогательных операций $\tau_в$ (загрузки, разгрузки и очистки камеры), то

$$\tau = \tau_ц - \tau_в.$$

Требуется примерно 2—2,5 *ч* для загрузки и выгрузки морозилки на 5—10 *т/сутки*. Сюда включается и время, необходимое для очистки помещения (или аппарата) и для оттаивания инея с поверхности охлаждающих приборов. В данном случае считаем $\tau_в = 2{,}5$ *ч*. Тогда время замораживания

$$\tau = 24 - 2{,}5 = 21{,}5 \text{ ч}.$$

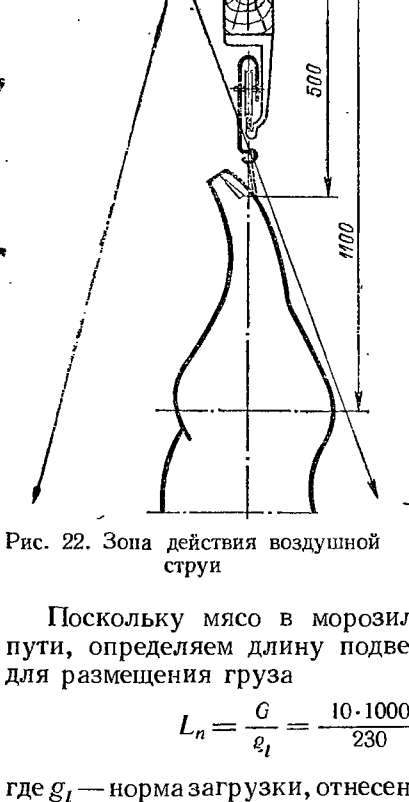


Рис. 22. Зона действия воздушной струи

2. Емкость морозилки

$$G = \frac{G'\tau_ц}{24} \text{ или } G =$$

$$= \frac{G'}{z'} = \frac{10}{1} = 10 \text{ т}.$$

3. Строительная площадь пола морозилки

$$F_{стр} = \frac{G}{g_F} = \frac{10 \cdot 1000}{250} = 40 \text{ м}^2,$$

где g_F — норма загрузки, отнесенная к 1 $м^2$ строительной площади морозилки.

Поскольку мясо в морозилке подвешено на подвесном пути, определяем длину подвесного пути $L_п$, необходимую для размещения груза

$$L_п = \frac{G}{g_l} = \frac{10 \cdot 1000}{230} = 35{,}5 \text{ пог. м},$$

где g_l — норма загрузки, отнесенная к 1 *пог. м* подвесного пути.

Размещаем в морозилке шесть ниток подвесного пути, каждая длиной 6 *м*, т. е. всего 36 *пог. м*. Расстояние между нитками принимаем 800 *мм*. Под морозилку отводим помещение (с учетом размещения воздухоохладителя) 9×6 *м*, т. е. 54 $м^2$.

4. Так как время замораживания уже определено, то следует создать условия, при которых это задание может быть выполнено. Температуру воздуха в камере принимаем $t_к = -30°$ С. Толщина туши обычно 0,20—0,25 *м* в наиболее толстой части (бедре). Расчет будем вести для толщины $\delta = 0{,}25$ *м*.

Воздух выходит из плоских (щелевых) сопел, расположенных на ложном потолке между рядами подвесных путей. Ширина сопла $2b_0 = 40$ *мм*, длина сопла $l_0 = 600$ *мм*, промежутки между соплами 300 *мм*. Высота расположения подвесных путей такова, что наиболее толстая часть туши, по которой следует определять продолжительность ее замораживания, находится на расстоянии от сопла примерно 1,1 *м* (рис. 22). В этой зоне и следует создать скорость движения воздуха w, обеспечивающую необходимую величину коэффициента теплоотдачи от туши к воздуху.

Требуемый коэффициент теплоотдачи α может быть найден из уравнения Планка для времени замораживания

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{\tau\,(t_{н.\,з} - t_к)}{q_м \gamma_м \delta P} - \frac{R}{P}\,\frac{\delta}{\lambda_м}.$$

Здесь $t_{н.\,з}$ — температура начала замерзания соков в мясе; $t_{н.\,з} = -1°$ С;

$q_м$ — полное количество тепла, отводимое от 1 *кг* мяса при его замораживании от начальной температуры t_1 (где $t_1 = 4°$ С) до конечной температуры t_2 (где $t_2 = -18°$ С);

$q_м = i_1 - i_2 = 58{,}55 - 1{,}1 = 57{,}45$ *ккал/кг* $= 241 \cdot 10^3$ *дж/кг*;

$\gamma_м$ — плотность мороженого мяса; $\gamma_м = 1050$ *кг/м*^{3};

R и P — коэффициенты, зависящие от формы и относительных размеров тела; в данном случае мясная туша считается прямоугольной плитой неограниченной длины с соотношением ширины и толщины $\beta = \frac{b}{\delta} = 2{,}5$; по приложению II $R = 0{,}0967$, $P = 0{,}3571$;

$\lambda_м$ — коэффициент теплопроводности замороженного мяса;

$$\lambda_м = 1{,}27 \text{ } ккал/(м \cdot ч \cdot град) = 1{,}48 \text{ } вт/(м \cdot град).$$

Тогда

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{21{,}5\,(-1 + 30)}{57{,}45 \cdot 1050 \cdot 0{,}25 \cdot 0{,}3571} - \frac{0{,}0967}{0{,}3571}\,\frac{0{,}25}{1{,}27} =$$

$$= 0{,}116 - 0{,}053 = 0{,}063;$$

$$\alpha = \frac{1}{0{,}063} = 15{,}9 \text{ } ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град) = 18{,}5 \text{ } вт/(м^2 \cdot град).$$

5. В данном случае можно мясную полутушу рассматривать как плиту, вдоль которой движется воздух. Уравнение теплообмена для плиты при вынужденном движении воздуха

$$Nu = 0{,}032Re^{0{,}8},$$

откуда

$$w = 72{,}5\,\frac{\alpha^{1{,}25} l^{0{,}25} \nu}{\lambda^{1{,}25}}.$$

Необходимая скорость w *м/сек* должна быть создана на расстоянии $l_c = 1{,}1$ *м* от сопла. Однако самая толстая часть туши находится на ее длине примерно в 0,60 *м* от места подвески. В связи с этим длину плиты считаем $l = 0{,}60$ *м*.

При температуре —30° С коэффициент кинематической вязкости воздуха $\nu = 10{,}8 \cdot 10^{-6}$ *м²/сек* и коэффициент теплопроводности $\lambda = 0{,}0186$ *ккал/(м·ч·град)* $= 0{,}0216$ *вт/(м·град)*. Тогда

$$w = 72{,}5\,\frac{15{,}9^{1{,}25} \cdot 0{,}60^{0{,}25} \cdot 10{,}8 \cdot 10^{-6}}{0{,}0186^{1{,}25}} = 3{,}28 \text{ м/сек}.$$

6. Средняя скорость $w_{x\,ср}$ плоской струи на расстоянии x от сопла определяется по выражению [20]

$$\frac{w_{x\,ср}}{w_0} = \frac{0{,}82}{\sqrt{\frac{ax}{b_0} + 0{,}41}},$$

где a — коэффициент турбулентной структуры струи; для плоских сопел $a = 0{,}12$;

b_0 — половина ширины (высоты) сопла; $b_0 = 0{,}02$ *м*; $x = l_c = 1{,}1$ *м*.

Начальная скорость w_0 в сопле, необходимая для создания скорости $w_{x\,ср} = 3{,}28$ *м/сек* на расстоянии $l_c = 1{,}1$ *м* от сопла, может быть найдена из предыдущего выражения, откуда

$$w_0 = w_{x\,ср}\,\frac{\sqrt{\frac{ax}{b_0} + 0{,}41}}{0{,}82} = 3{,}28\,\frac{\sqrt{\frac{0{,}12 \cdot 1{,}1}{0{,}02} + 0{,}41}}{0{,}82} =$$

$$= 3{,}28 \cdot 3{,}23 = 10{,}6 \text{ м/сек}.$$

7. Общее количество холодного воздуха, которое подается в камеру через сопла,

$$V_0 = w_0 \sum f_0 3600 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Здесь $\sum f_0$ — общая площадь всех сопел. Всего предусматривается 7 рядов сопел (при 6 нитках подвесных путей). В каждом ряду сопла располагаются на длине 6 *м*. При длине сопел 600 *мм* и промежутке между ними 300 *мм* на этом отрезке может быть размещено 7 сопел ($7 \cdot 0{,}6 + 6 \cdot 0{,}3 = 4{,}2 + 1{,}8 = 6$). Общее количество сопел $7 \times 7 = 49$ шт.

Площадь каждого сопла

$$f_0 = l_0 2b_0 = 0{,}6 \cdot 0{,}04 = 0{,}024 \ м^2.$$

Площадь всех сопел

$$\sum f_0 = 49 \cdot 0{,}024 = 1{,}176 \ м^2.$$

Тогда

$$V_0 = 10{,}6 \cdot 1{,}176 \cdot 3600 = 45\,000 \ м^3/ч = 12{,}5 \ м^3/сек.$$

Масса подаваемого воздуха при средней температуре $t_{ср} = -31^\circ$ С

$$G_0 = V_0 \gamma_{ср} = 45\,000 \cdot 1{,}453 = 65\,400 \ кг/ч = 18{,}2 \ кг/сек.$$

8. Теплопритоки в морозилку проникают от различных источников. Для определения теплопритока через ограждения считаем, что три боковых ограждения морозилки и верхнее ограждение отделяют ее от помещений с температурой $t_н = 0^\circ$ С; к одной из боковых сторон примыкает такая же морозилка; пол морозилки лежит непосредственно на грунте и снабжен электроподогревом для защиты от промерзания грунта. Коэффициент теплопередачи всех ограждений морозилки принимаем $k_н = 0{,}4 \ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град) = 0{,}465 \ вт/(м^2 \cdot град)$.

Высота помещения морозилки (от пола до пола следующего этажа) 4,8 *м*. Поверхность ограждений, через которые проникает теплоприток,

$$F_н = 2 \cdot 6 \cdot 4{,}8 + 2 \cdot 9 \cdot 6 + 9 \cdot 4{,}8 = 57{,}6 + 108 + 43{,}2 = 208{,}8 \ м^2.$$

Тогда

$$Q_1 = k_н F_н (t_н - t_к) = 0{,}4 \cdot 208{,}8 \ (0 + 30) = 2510 \ ккал/ч = 2920 \ вт.$$

Теплоприток от продуктов для морозилки периодического действия определяется по выражению

$$Q_2 = G' q_м \frac{1}{24} \frac{\tau_ц}{\tau} = 10\,000 \cdot 57{,}45 \frac{1}{24} \frac{24}{21{,}5} = 26\,700 \ ккал/ч$$

или

$$Q_2 = \frac{10\,000 \cdot 241 \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} \frac{24}{21{,}5} = 31\,100 \text{ вт}.$$

Для расчета поверхности оборудования (воздухоохладителя) следует принимать $Q_{2\,об} = 1{,}3Q_2 = 1{,}3 \cdot 26\,700 = 34\,700$ ккал/ч $= 40\,400$ вт.

Теплоприток от двигателей вентиляторов принимаем пока ориентировочно в размере 20% от Q_2. Тогда

$$Q_4'' = 0{,}20 \cdot 26\,700 = 5\,340 \text{ ккал/ч} = 6200 \text{ вт}.$$

Другие эксплуатационные теплопритоки считаем

$$Q_4^{IV} = 0{,}4Q_1 = 0{,}4 \cdot 2510 = 1000 \text{ ккал/ч} = 1163 \text{ вт}.$$

Общий теплоприток:
на компрессор

$$Q_0 = 2510 + 26\,700 + 5340 + 1000 = 35\,550 \text{ ккал/ч} = 41\,250 \text{ вт};$$

на оборудование

$$Q_{об} = 2510 + 34\,700 + 5340 + 1000 = 43\,550 \text{ ккал/ч} = 50\,700 \text{ вт}.$$

9. При прохождении через морозилку энтальпия воздуха изменится на

$$\Delta i = \frac{Q_0}{G_0} = \frac{35\,550}{65\,400} = 0{,}542 \text{ ккал/кг}$$

или

$$\Delta i = \frac{41\,250 \cdot 3600}{65\,400} = 2{,}27 \cdot 10^3 \text{ дж/кг} = 2{,}27 \text{ кдж/кг}.$$

Такому перепаду энтальпий соответствует изменение температуры воздуха в морозилке примерно на 2 град, а поэтому необходимо, чтобы в морозилку подавался воздух с температурой $t_1 = -32°$ С.

10. Поверхность воздухоохладителя

$$F_0 = \frac{Q_{об}}{k_0 \Delta t} \text{ м}^2.$$

Принимаем коэффициент теплопередачи оребренных батарей воздухоохладителя непосредственного охлаждения $k_0 = 10$ ккал/(м^2·ч·град) $= 11{,}6$ вт/(м^2·град), а перепад между средней температурой воздуха и температурой кипения

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2} - t_0 = 9 \text{ град},$$

т. е. считаем температуру кипения

$$t_0 = \frac{-32-30}{2} - 9 = -40°C.$$

Тогда

$$F_0 = \frac{43\,550}{10 \cdot 9} = 485 \ м^2.$$

Выполняем воздухоохладитель из труб $32 \times 2{,}25$ *мм*, оребренных лентой толщиной $\delta = 1$ *мм* и высотой $h = 30$ *мм*, внешний диаметр ребра $D = 92$ *мм*, шаг оребрения $b = 20$ *мм*, наружная поверхность оребренной трубы $f_1 = 0{,}69$ *м²/пог. м*.

Общая длина L труб воздухоохладителя

$$L = \frac{F_0}{f_1} = \frac{485}{0{,}69} = 703 \ м.$$

11. Длину секции воздухоохладителя следует выбрать такой, чтобы она была несколько больше расстояния между крайними рядами сопел. Так как всего принято 7 рядов сопел с расстоянием между осями 0,8 *м* (таким же, как размер между осями подвесных путей), то расстояние между осями крайних рядов сопел равно $6 \times 0{,}8 = 4{,}8$ *м*. Считаем длину секции $l_{сек} = 4{,}9$ *м*.

Число труб в батарее воздухоохладителя

$$z_{тр} = \frac{L}{l_{сек}} = \frac{703}{4{,}9} = 143 \text{ шт.}$$

Число секций (т. е. число труб по ширине воздухоохладителя) можно взять таким, чтобы скорость воздуха между трубами была в пределах 4—5 *м/сек*. Это позволит обеспечить выбранную величину коэффициента теплопередачи батареи воздухоохладителя.

Соотношение между скоростью w_1 в живом сечении между трубами и скоростью $w_н$ набегающего потока (в сечении, не занятом трубами) определяется следующим соотношением:

$$\frac{w_1}{w_н} = \frac{1}{1 - \frac{d_н}{S_1}\left(1 + 2\frac{h}{b}\frac{\delta}{d_н}\right)}.$$

Здесь S_1 — шаг труб по ширине; для принятых в расчете оребренных труб можно взять $S_1 = 105$ *мм* (рис. 23).

Тогда

$$\frac{w_1}{w_н} = \frac{1}{1 - \frac{32}{105}\left(1 + 2\frac{30}{20}\frac{1}{32}\right)} = 1{,}5.$$

Если выбрать скорость воздуха в живом сечении воздухоохладителя $w_1 = 4{,}0$ *м/сек*, то скорость набегающего потока

$$w_н = \frac{4{,}0}{1{,}5} = 2{,}67 \text{ м/сек}.$$

Тогда сечение $F_в$ отсека, где расположен воздухоохладитель, может быть найдено по количеству воздуха, проходящему через воздухоохладитель,

$$F_в = \frac{V_0}{w_н} = \frac{12{,}5}{2{,}67} = 4{,}68 \text{ м}^2.$$

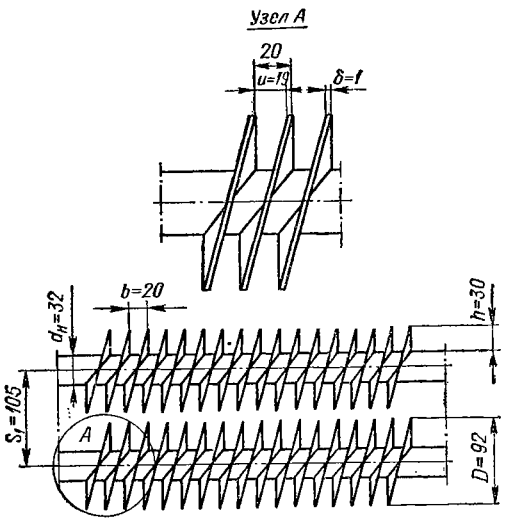


Рис. 23. Оребренные трубы воздухоохладителя

Если пренебречь площадью сечения, на которой размещаются коллекторы батарей воздухоохладителя, и считать длину отсека равной длине труб в секции то ширина отсека окажется равной

$$b_в = \frac{F_в}{l_{сек}} = \frac{4{,}68}{4{,}9} = 0{,}955 \text{ м}.$$

На этом расстоянии может быть размещено число секций

$$n_1 = \frac{b_в}{S_1} = \frac{0{,}955}{0{,}105} = 9.$$

Уточненная ширина $b_в = n_1 S_1 = 9 \cdot 0{,}105 = 0{,}945$ *м*. Тогда

$$F_в = 4{,}9 \cdot 0{,}945 = 4{,}63 \text{ м}^2.$$

Скорость набегающего потока

$$w_н = \frac{12,5}{4,63} = 2,7 \text{ м/сек.}$$

Скорость воздуха в воздухоохладителе

$$w_1 = w_н 1,5 = 2,7 \cdot 1,5 = 4,05 \text{ м/сек.}$$

Число труб в секции (число труб по высоте)

$$n_2 = \frac{z_{тр}}{n_1} = \frac{143}{9} = 16.$$

Принимаем шаг труб по высоте $S_2 = 115$ *мм*, тогда высота воздухоохладителя (между осями крайних труб)

$$H_в = S_2 (n_2 - 1) = 0,115 \cdot 15 = 1,72 \text{ м.}$$

Эскиз батареи воздухоохладителя показан на рис. 24.

12. Аэродинамическое сопротивление батареи воздухоохладителя.

Критерий Рейнольдса для данных условий обтекания труб $\mathrm{Re} = \frac{w_1 d_н}{\nu}$, причем определяющей температурой является температура стенки. Считая эту температуру равной температуре кипения, т. е. $t_0 = -40°$ С, находим коэффициент кинематической вязкости воздуха $\nu = 10,04 \times \times 10^{-6}$ *м²/сек*. Определяющим размером является наружный диаметр трубы $d_н$. Тогда

$$\mathrm{Re} = \frac{4,05 \cdot 0,032}{10,04 \cdot 10^{-6}} = 12950.$$

Для Re в пределах $1 \cdot 10^4 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 6 \cdot 10^4$ сопротивление $\Delta p_в$ коридорного пучка оребренных труб следует находить из выражения [2]

$$\mathrm{Eu} = 0,094 n_2 \left(\frac{h}{d_н}\right)^{0,5} \left(\frac{u}{d_н}\right)^{-0,58},$$

где u — расстояние между ребрами, $u = b - \delta = 20 - 1 = 19$ *мм*.

Следовательно,

$$\Delta p_в = 0,094 n_2 \left(\frac{h}{d_н}\right)^{0,5} \left(\frac{u}{d_н}\right)^{-0,58} \frac{\gamma'}{g} w_1^2.$$

Здесь γ' — удельный вес воздуха, который берется при средней температуре потока, т. е. в данном случае при $-31°$ С, следовательно, $\gamma' = 1,453$ *кгс/м³*.

$$\Delta p_в = 0,094 \cdot 16 \left(\frac{30}{32}\right)^{0,5} \left(\frac{19}{32}\right)^{-0,58} \frac{1,453}{9,81} 4,05^2 =$$

$$= 5,6 \text{ мм вод. ст.} = 55 \text{ н/м}^2.$$

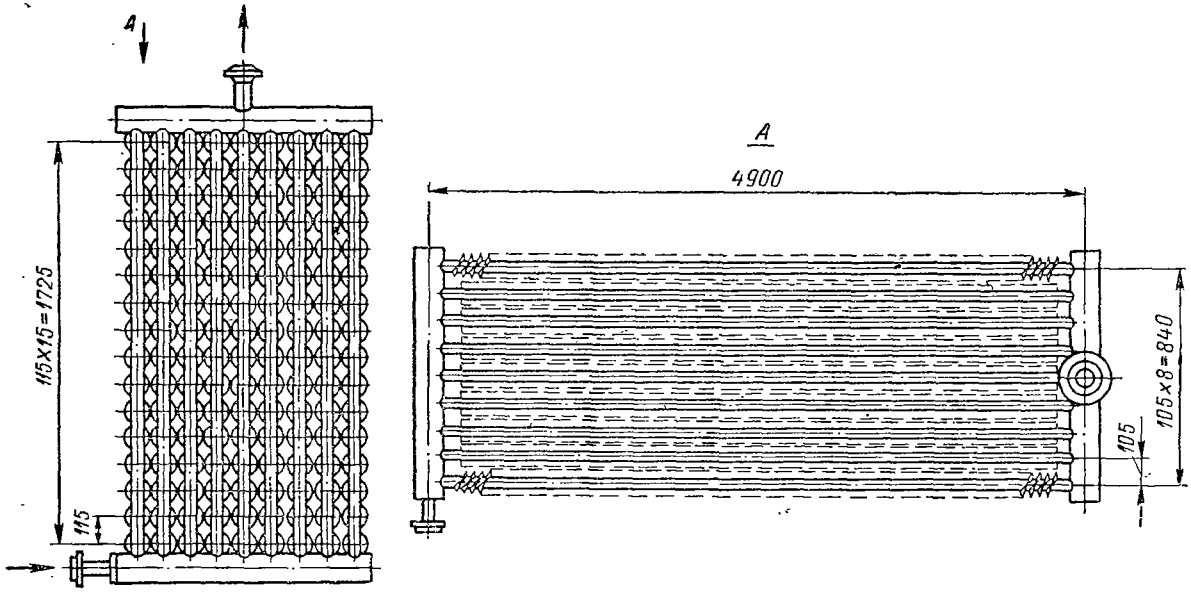


Рис. 24. Батарея воздухоохладителя для морозилки

13. Аэродинамическое сопротивление движению воздуха в циркуляционном кольце является суммой нескольких сопротивлений.

Статический напор перед соплами

$$\Delta p_c = \frac{w_0^2}{2g\varphi_0^2}\gamma' = \frac{10{,}6^2}{2\cdot 9{,}81\cdot 0{,}70^2}1{,}453 =$$

$$= 17{,}0 \text{ мм вод. ст.} = 167 \text{ н/м}^2.$$

Здесь φ_0 — коэффициент скорости истечения из сопла; его можно принять равным $\varphi_0 = 0{,}70$.

Сопротивление трения в канале (над ложным потолком) при движении воздуха до последнего сопла со скоростью $w_н = 2{,}7$ *м/сек*

$$\Delta p_к = \lambda_т \frac{l}{d_э}\frac{w_н^2}{2g}\gamma',$$

где $\lambda_т$ — коэффициент трения по длине; $\lambda_т = 0{,}025$;

l — длина канала; $l = 6$ *м*;

$d_э$ — эквивалентный диаметр сечения канала, равный

$$d_э = \frac{4F_к}{U_к} = \frac{4\cdot 0{,}945\cdot 4{,}9}{2\,(0{,}945+4{,}9)} = 1{,}59 \text{ м}.$$

Здесь $F_к$ и $U_к$ — площадь и периметр сечения канала. Тогда

$$\Delta p_к = 0{,}025\,\frac{6}{1{,}59}\,\frac{2{,}7^2}{2\cdot 9{,}81}1{,}453 =$$

$$= 0{,}094\cdot 0{,}540 = 0{,}05 \text{ мм вод. ст.} = 0{,}49 \text{ н/м}^2.$$

Сопротивление при входе в воздухоохладитель ($\xi_{вх} = 0{,}5$)

$$\Delta p_{вх} = \xi_{вх}\frac{w_н^2}{2g}\gamma' = 0{,}5\cdot 0{,}540 = 0{,}27 \text{ мм вод. ст.} = 2{,}65 \text{ н/м}^2.$$

Потеря давления на двух поворотах при входе и выходе из воздухоохладителя ($\xi_{пов} = 1{,}5$)

$$\Delta p_{пов} = 2\cdot 1{,}5\cdot 0{,}540 = 1{,}6 \text{ мм вод. ст.} = 15{,}7 \text{ н/м}^2.$$

Потеря давления при выходе из вентиляторов в канал над ложным потолком зависит от величины коэффициента местного сопротивления $\xi_{рас}$, который, в свою очередь, является функцией отношения суммы площадей выходных сечений вентиляторов $\sum F_{вент}$ к площади сечения канала $F_к$. Для обеспечения подачи воздуха в количестве

$V_0 = 12{,}5$ *м³/сек* берем четыре вентилятора ОМЦ-7 с диаметром выходного отверстия кожуха 700 *мм*. Следовательно,

$$\frac{\sum F_{вент}}{F_к} = \frac{4\frac{\pi}{4}0{,}7^2}{4{,}9 \cdot 0{,}945} = 0{,}375.$$

Для такого отношения площадей $\xi_{рас} = 0{,}4$ [12].

Скорость в выходном сечении вентилятора

$$w_{вент} = \frac{12{,}5 \cdot 4}{4\pi 0{,}7^2} = 8{,}1 \text{ м/сек}.$$

Тогда

$$\Delta p_{рас} = \xi_{рас} \frac{w^2_{вент}}{2g} \gamma' = 0{,}4 \frac{8{,}1^2}{2 \cdot 9{,}81} 1{,}453 =$$

$$= 1{,}95 \text{ мм вод. ст.} = 19{,}1 \text{ н/м}^2.$$

Общая потеря напора

$$\Delta p = 5{,}6 + 17 + 0{,}05 + 0{,}27 + 1{,}6 + 1{,}95 =$$

$$= 26{,}47 \text{ мм вод. ст.}$$

или

$$\Delta p = 55{,}0 + 167 + 0{,}49 + 2{,}65 + 15{,}7 + 19{,}1 =$$

$$= 259{,}9 \text{ н/м}^2.$$

14. Производительность каждого вентилятора

$$V_{01} = \frac{45\,000}{4} = 11\,250 \text{ м}^3/\text{ч} = 3{,}13 \text{ м}^3/\text{сек},$$

а создаваемый напор, приведенный к воздуху с удельным весом $\gamma' = 1{,}2$ *кгс/м³*, составляет

$$\Delta p' = \frac{26{,}47 \cdot 1{,}2}{1{,}453} = 21{,}5 \text{ мм вод. ст.}$$

По характеристике вентилятора ОМЦ-7 находим по работе [14], что производительность 11 250 *м³/ч* обеспечивается при 1420 *об/мин*; при этом вентилятор создает напор 23,0 *мм вод. ст.*, а коэффициент полезного действия вентилятора $\eta_{вент} = 0{,}49$.

Мощность двигателя вентилятора

$$N_{вент} = \frac{V_{01} \Delta p}{102 \eta_{вент}} = \frac{11\,250 \cdot 26{,}47}{3600 \cdot 102 \cdot 0{,}49} = 1{,}66 \text{ квт}$$

или

$$N_{вент} = \frac{3{,}13 \cdot 259{,}9}{0{,}49} = 1660 \text{ вт} = 1{,}66 \text{ квт}.$$

Теплоприток от работы всех четырех вентиляторов $Q_4 = 4 \cdot 1660 = 6650$ *вт*, что близко к принятой ранее величине, а поэтому перерасчет можно не производить.

17. Рассчитать конвейерный скороморозильный аппарат непрерывного действия для замораживания рыбы на противнях, производительностью $G' = 1$ *т/ч*. Сопоставить варианты с продольным (рис. 25, *а*) и с поперечным (рис. 25, *б*) движением воздуха.

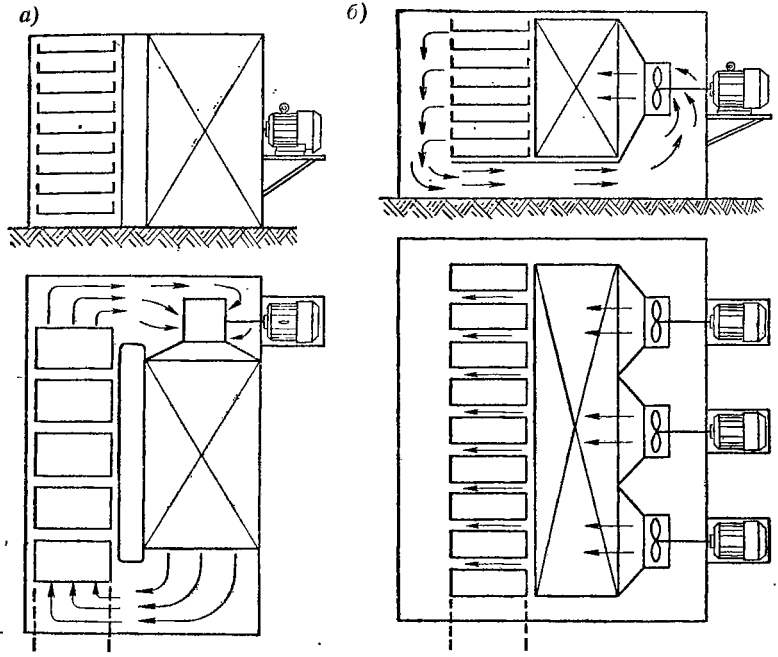


Рис. 25. Скороморозильный аппарат непрерывного действия: *а* — схема аппарата с продольным движением воздуха; *б* — схема аппарата с поперечным движением воздуха

Решение. 1. Считаем, что рыба укладывается на противни размером $625 \times 400 \times 50$ *мм*. Объем блока рыбы

$$v_1 = lb\delta = 0{,}625 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}05 = 0{,}0125 \ м^3.$$

Масса блока рыбы

$$g_1 = v_1 \gamma_м,$$

где $\gamma_м$ — плотность мороженой рыбы; $\gamma_м = 1000$ *кг/м*^{3}. Следовательно,

$$g_1 = 0{,}0125 \cdot 1000 = 12{,}5 \ кг.$$

2. Время замораживания τ определяем по формуле Планка

$$\tau = \frac{q_м \gamma_м}{t_{н.э} - t_a} \delta \left(R \frac{\delta}{\lambda_м} + P \frac{1}{\alpha} \right) \text{ ч.}$$

Здесь $q_м$ — полное количество тепла, отводимое от 1 *кг* рыбы при замораживании от температуры t_1, при которой поступает рыба (считаем $t_1 = 20°$ С), до средней конечной температуры t_2 (принимаем $t_2 = -18°$ С); $q_м = i_1 - i_2 = 75{,}8 - 1{,}2 = 74{,}6$ *ккал/кг* $= 312{,}6$ *кдж/кг* (значения энтальпий рыбы i_1 и i_2 взяты по приложению I);

δ — толщина блока; $\delta = 0{,}05$ *м*;

$t_{н.з}$ — температура начала замерзания соков в рыбе; $t_{н.з} = -1°$ С;

t_a — температура охлаждающей среды; принимаем, что средняя температура в аппарате $t_a = -35°$ С;

$\lambda_м$ — коэффициент теплопроводности замороженной рыбы; $\lambda_м = 0{,}970$ *ккал/(м·ч·град)* $= 1{,}13$ *вт/(м·град)*;

R и P — коэффициенты, зависящие от формы и относительных размеров тела; в данном случае блок рыбы охлаждается воздухом со всех шести поверхностей; при $\beta_1 = \frac{l}{\delta} = \frac{625}{50} = 12{,}5$ и $\beta_2 = \frac{b}{\delta} = \frac{400}{50} = 8$ по приложению II (для $\beta_1 = 10$) $P = 0{,}4038$ и $R = 0{,}1076$;

α — коэффициент теплоотдачи от поверхностей противня к воздуху.

Принимаем скорость движения воздуха у поверхности продукта $w = 6$ *м/сек*. Для плиты при турбулентном движении воздуха $\mathrm{Nu} = 0{,}032\mathrm{Re}^{0{,}8}$. В случае поперечного движения воздуха

$$\alpha = 0{,}032 \frac{w^{0{,}8} \lambda}{l^{0{,}2} \nu^{0{,}8}}.$$

При средней температуре воздуха $t_a = -35°$ С его физические параметры имеют следующие значения: коэффициент кинематической вязкости $\nu = 10{,}42 \cdot 10^{-6}$ *м²/сек*; коэффи-

циент теплопроводности $\lambda = 1{,}86 \cdot 10^{-2}$ *ккал/(м·ч·град)* = = 0,0216 *вт/(м·град)*; плотность $\gamma = 1{,}484$ *кг/м*^{3}. Тогда

$$\alpha = 0{,}032 \frac{6^{0,8} \cdot 0{,}0186}{0{,}625^{0,2} (10{,}42 \cdot 10^{-6})^{0,8}} =$$

$$= 26{,}5 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град)} = 30{,}8 \text{ вт/(м}^2 \cdot \text{град)}.$$

В случае продольного движения воздуха

$$\alpha = 0{,}032 \frac{w^{0,8}\lambda}{b^{0,2}\nu^{0,8}} = 0{,}032 \frac{6^{0,8} \cdot 0{,}0186}{0{,}4^{0,2} (10{,}42 \cdot 10^{-6})^{0,8}} =$$

$$= 29{,}0 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град)} = 33{,}7 \text{ вт/(м}^2 \cdot \text{град)}.$$

Тогда время замораживания будет:

при продольном движении воздуха

$$\tau = \frac{74{,}6 \cdot 1000}{-1 + 35} 0{,}05 \left(0{,}1076 \frac{0{,}05}{0{,}970} + 0{,}4038 \frac{1}{29{,}0}\right) = 2{,}14 \text{ ч};$$

при поперечном движении воздуха

$$\tau = \frac{74{,}6 \cdot 1000}{-1 + 35} 0{,}05 \left(0{,}1076 \frac{0{,}05}{0{,}970} + 0{,}4038 \frac{1}{26{,}5}\right) = 2{,}28 \text{ ч}.$$

3. Емкость аппарата (емкость конвейера), т. е. количество (масса) рыбы, одновременно находящейся на конвейере аппарата:

с продольным движением воздуха

$$G = G'\tau = 1 \cdot 2{,}14 = 2{,}14 \text{ т};$$

с поперечным движением воздуха

$$G = 1 \cdot 2{,}28 = 2{,}28 \text{ т}.$$

Так как масса блока $q_1 = 12{,}5$ *кг*, то в аппарате должно находиться одновременно число блоков $z_б$

при продольном движении воздуха

$$z_б = \frac{G}{g_1} = \frac{2{,}14 \cdot 1000}{12{,}5} = 173,$$

при поперечном движении воздуха

$$z_б = \frac{2{,}28 \cdot 1000}{12{,}5} = 182.$$

4. Конвейер образован двумя параллельными пластинчатыми цепями с шагом 60 *мм*. Каретки соединены с цепями через каждые 540 *мм* (промежуток между формами 140 *мм*). Тогда длина цепи конвейера в аппарате при продольном

движении воздуха $L_ц = 172 \cdot 0{,}54 = 93$ *м* и при поперечном движении $L_ц = 182 \cdot 0{,}54 = 98{,}5$ *м*.

Скорость движения цепи конвейера при продольном движении воздуха

$$w_к = \frac{L_ц}{3600\tau} = \frac{93}{3600 \cdot 2{,}14} = 0{,}012 \text{ м/сек}$$

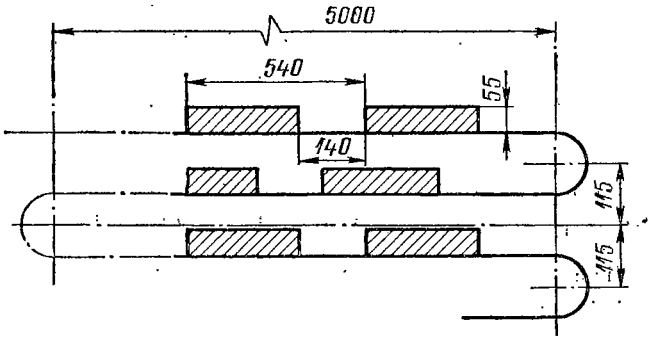


Рис. 26. Схема узла конвейера аппарата для замораживания рыбы в блоках

и та же скорость цепи при поперечном движении воздуха

$$w_к = \frac{98{,}5}{3600 \cdot 2{,}28} = 0{,}012 \text{ м/сек}.$$

5. Для сокращения длины аппарата конвейерную цепь выполняют в несколько параллельных ветвей (рис. 26). Длину ветви l целесообразно делать не более 5—7 *м* [19]. Выбираем длину ветви $l = 4{,}6$ *м*. Тогда число ветвей при продольном движении воздуха $z_в = \frac{93}{4{,}6} = 20$, а при поперечном $z_в = \frac{98{,}5}{4{,}6} = 21$.

Так как в конструкции аппарата предусматривается загрузка и выгрузка продуктов с одной и той же стороны аппарата, то приходится выполнять конвейер с четным числом ветвей. Поэтому для поперечного движения воздуха принимаем также 20 ветвей, но удлиняем ветвь до $l = \frac{98{,}5}{20} \approx$ ≈ 5 *м*. Направляющие звездочки имеют 6 зубьев, в связи с чем расстояние между горизонтальными осями цепей будет 115 *мм*. При высоте формы 55 *мм* расстояние между формами для прохода воздуха составит $115 - 55 = 60$ *мм*.

Живое сечение для прохода воздуха:
при продольном движении воздуха

$$F_{ж} = (0{,}625 \cdot 0{,}06 + 2 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}115)\,(20 + 1) = 1{,}27\ м^2;$$

при поперечном движении воздуха

$$F_{ж} = (5 + 2 \cdot 0{,}1)\,0{,}115\,(20 + 1) - 182 \cdot 0{,}40 \times \times 0{,}055 = 6{,}5\ м^2.$$

Здесь 0,1 *м* — боковые зазоры в аппарате.

Количество циркулирующего воздуха:
при продольном движении

$$V = F_{ж} w 3600 = 1{,}27 \cdot 6 \cdot 3600 = = 27\,400\ м^3/ч = 7{,}61\ м^3/сек;$$

при поперечном движении воздуха

$$V = 6{,}5 \cdot 6 \cdot 3600 = 140\,000\ м^3/ч = 39{,}0\ м^3/сек.$$

6. Для нахождения теплопритока через ограждения аппарата считаем, что аппарат находится в помещении с температурой $t_н = 10°$ С. Коэффициент теплопередачи ограждения примем $k_н = 0{,}4$ *ккал*/(*м*^{2}·*ч*·*град*) = 0,465 *вт*/(*м*^{2}·*град*).

Ориентировочные размеры аппарата считаем 7,0×4,0× ×3,0 *м*. Тогда поверхность аппарата

$$F_н = 2 \cdot 7 \cdot 4 + 2 \cdot 7 \cdot 3 + 2 \cdot 4 \cdot 3 = = 56 + 42 + 24 = 122\ м^2.$$

При этих данных теплоприток через ограждения аппарата

$$Q_1 = k_н F_н (t_н - t_а) = 0{,}4 \cdot 122\,(10 + 35) = = 2200\ ккал/ч = 2560\ вт.$$

В связи с наличием трудно учитываемых потерь из-за инфильтрации воздуха через отверстия для входа конвейера в аппарат и выхода его из аппарата увеличиваем Q_1 на 50%, т. е. считаем

$$Q_1 = 1{,}5 \cdot 2200 = 3300\ ккал/ч = 3840\ вт.$$

Теплоприток от продуктов в аппарате непрерывного действия

$$Q_2 = G' q_м = 1000 \cdot 74{,}6 = 74\,600\ ккал/ч$$

или

$$Q_2 = \frac{1000 \cdot 312{,}6 \cdot 10^3}{3600} = 86\,900\ вт.$$

Для определения теплопритока от конвейера и форм, входящих в аппарат после оттаивания и нахождения в сравнительно теплом помещении, считаем, что стальные детали конвейера и алюминиевые формы входят в аппарат, имея температуру $t_{ф1} = 5°$ С, а в аппарате охлаждаются до температуры $t_{ф2} = -30°$ С.

По данным для аналогичных аппаратов принимаем массу движущихся деталей конвейера на 1 *пог. м* цепи $g_{ст} = 20$ *кг/пог. м*, а массу форм на 1 *пог. м* цепи $g_ф = 8$ *кг/пог. м* [19]. Тогда теплоприток от стальных деталей конвейера

$$Q_2' = g_{ст} c_{ст} w_к (t_{ф1} - t_{ф2}) 3600 =$$

$$= 20 \cdot 0{,}11 \cdot 0{,}012 (5 + 30) 3600 = 2800 \text{ ккал/ч} = 3250 \text{ вт}.$$

Здесь $c_{ст} = 0{,}11$ *ккал/(кг·град)* — теплоемкость стали.

Теплоприток от форм

$$Q_2'' = g_ф c_ф w_к (t_{ф1} - t_{ф2}) 3600 =$$

$$= 8 \cdot 0{,}20 \cdot 0{,}012 (5 + 30) 3600 = 2000 \text{ ккал/ч} = 2320 \text{ вт},$$

где $c_ф = 0{,}20$ *ккал/(кг·град)* — теплоемкость алюминиевых форм.

Тепловой эквивалент работы вентиляторов принимаем пока в размере 20% от Q_2, т. е. $Q_4'' = 0{,}2 \cdot 74\,600 = 14\,920$ *ккал/ч* $= 17\,350$ *вт*.

Общий теплоприток

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_2' + Q_2'' + Q_4'' =$$

$$= 3300 + 74\,600 + 2800 + 2000 + 14\,920 = 97\,620 \text{ ккал/ч}$$

или

$$Q_0 = 3820 + 86\,900 + 3250 + 2320 + 17\,350 = 113\,640 \text{ вт}.$$

7. Изменение температуры воздуха при замораживании рыбы

$$t_1 - t_2 = \frac{Q_0}{V \gamma c_p},$$

где c_p — теплоемкость воздуха; при низкой температуре воздуха можно пренебречь изменением его влагосодержания и считать при $t_a = -35°$ С величину $c_p = 0{,}242$ *ккал/(кг·град)* $= 1{,}03$ *кдж/(кг·град)*.

При продольном движении воздуха

$$t_1 - t_2 = \frac{97\,620}{27\,400 \cdot 1{,}484 \cdot 0{,}242} = 9{,}9 \text{ град},$$

при поперечном движении воздуха

$$t_1 - t_2 = \frac{97\,620}{140\,000 \cdot 1{,}484 \cdot 0{,}242} = 1{,}9 \text{ } \textit{град}.$$

Температура воздуха перед воздухоохладителем:
при продольном движении воздуха

$$t_1 = t_a + \frac{t_1 - t_2}{2} = -35 + \frac{9{,}9}{2} = -30{,}05^\circ \text{C},$$

при поперечном движении

$$t_1 = -35 + \frac{1{,}9}{2} = -34{,}05^\circ \text{C}.$$

Температура воздуха после воздухоохладителя:
при продольном движении воздуха

$$t_2 = t_a - \frac{t_1 - t_2}{2} = -35 - \frac{9{,}9}{2} = -39{,}95^\circ \text{C},$$

при поперечном движении

$$t_2 = -35 - \frac{1{,}9}{2} = -35{,}95^\circ \text{C}.$$

8. Средняя логарифмическая разность температур между воздухом и рабочим телом при продольном движении воздуха

$$\Delta t = \frac{t_1 - t_2}{2{,}3 \lg \frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_0}},$$

где t_0 — температура кипения рабочего тела; принимаем $t_0 = -45^\circ$ С.

Тогда

$$\Delta t = \frac{9{,}9}{2{,}3 \lg \frac{-30{,}05 + 45}{-39{,}95 + 45}} = \frac{9{,}9}{2{,}3 \lg \frac{14{,}95}{5{,}05}} = 9{,}15 \text{ } \textit{град}.$$

При поперечном движении воздуха из-за сравнительно небольшого изменения температуры можно считать

$$\Delta t = t_a - t_0 = -35 + 45 = 10 \text{ } \textit{град}.$$

9. Поверхность воздухоохладителя

$$F_0 = \frac{Q_0}{k_0 \Delta t}.$$

Здесь k_0 — коэффициент теплопередачи воздухоохладителя; для оребренных труб воздухоохладителя с учетом выпадения инея на ребрах можно считать $k_0 = 10$ *ккал*/(*м*$^2 \cdot$*ч*$\cdot$*град*) $= 11{,}63$ *вт* (*м*$^2 \cdot$*град*).

Тогда для продольного движения воздуха

$$F_0 = \frac{97\,620}{10 \cdot 9{,}15} = 1065 \ м^2;$$

для поперечного движения воздуха

$$F_0 = \frac{97\,620}{10 \cdot 10} = 976 \ м^2.$$

10. Воздухоохладитель выполняем из труб 38×2,25 *мм*, оребренных лентой толщиной $\delta = 1$ *мм* и шириной (высота ребра) $h = 30$ *мм*, внешний диаметр ребра $D = 98$ *мм*; воздухоохладитель составляется из трех секций, в каждой из них трубы имеют разный шаг оребрения, так как на первых рядах труб выпадает слой инея большей толщины: первая секция по ходу воздуха составляет 15% всей поверхности и имеет шаг $b = 30$ *мм*; поверхность охлаждения на 1 *пог. м* трубы 0,54 *м²/м*; вторая секция — 20% поверхности и шаг $b = 20$ *мм*, поверхность охлаждения 0,76 *м²/м*; третья секция — 65% поверхности и шаг $b = 13{,}3$ *мм*, поверхность охлаждения 1,08 *м²/м*.

Длина труб в первой секции для продольного $L'_{пр}$ и поперечного $L'_{п}$ движения воздуха:

$$L'_{пр} = \frac{0{,}15 \cdot 1065}{0{,}54} = 296 \ пог.\ м; \quad L'_{п} = \frac{0{,}15 \cdot 976}{0{,}54} = 266 \ пог.\ м.$$

Длина труб во второй секции для продольного $L''_{пр}$ и поперечного $L''_{п}$ движения воздуха:

$$L''_{пр} = \frac{0{,}2 \cdot 1065}{0{,}76} = 280 \ пог.\ п; \quad L''_{п} = \frac{0{,}2 \cdot 976}{0{,}76} = 256 \ пог.\ м.$$

Длина труб в третьей секции для продольного $L'''_{пр}$ и поперечного $L'''_{п}$ движения воздуха:

$$L'''_{пр} = \frac{0{,}65 \cdot 1065}{1{,}08} = 640 \ пог.\ м; \quad L'''_{п} = \frac{0{,}65 \cdot 976}{1{,}08} = 588 \ пог.\ м.$$

11. Аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя определяем, считая, что на поверхности ребер выпал иней слоем 3, 2 и 1 *мм* для труб с шагом соответственно 30, 20 и 13,3 *мм* [19].

Соотношение между скоростью воздуха w_1 в живом сечении между трубами и скоростью $w_н$ набегающего потока (в сечении, не занятом трубами) определяется по выражению

$$\frac{w_1}{w_н} = \frac{\dfrac{S_1}{d_н}\left(1 + \dfrac{\delta}{u}\right)}{\dfrac{S_1}{d_н} - 1 + \left(\dfrac{S_1}{d_н} - 1 - \dfrac{2h}{d_н}\right)\dfrac{\delta}{u}}.$$

Здесь u — расстояние между ребрами:

для первой секции

$$u = 30 - 1 - 2 \cdot 3 = 23 \text{ мм},$$

для второй секции

$$u = 20 - 1 - 2 \cdot 2 = 15 \text{ мм},$$

для третьей секции

$$u = 13{,}3 - 1 - 2 \cdot 1 = 10{,}3 \text{ мм}.$$

Тогда для первой секции

$$\frac{w_1}{w_н} = \frac{\frac{110}{38}\left(1 + \frac{1}{23}\right)}{\frac{110}{38} - 1 + \left(\frac{110}{38} - 1 - \frac{2 \cdot 30}{38}\right)\frac{1}{23}} = 1{,}58;$$

для второй секции

$$\frac{w_1}{w_н} = \frac{\frac{110}{38}\left(1 + \frac{1}{15}\right)}{\frac{110}{38} - 1 + \left(\frac{110}{38} - 1 - \frac{2 \cdot 30}{38}\right)\frac{1}{15}} = 1{,}61;$$

для третьей секции

$$\frac{w_1}{w_н} = \frac{\frac{110}{38}\left(1 + \frac{1}{10{,}3}\right)}{\frac{110}{38} - 1 + \left(\frac{110}{38} - 1 - \frac{2 \cdot 30}{38}\right)\frac{1}{10{,}3}} = 1{,}65.$$

Если считать, что скорость воздуха при прохождении через первую секцию равна 3,5 *м/сек*, то скорость в свободном сечении должна быть

$$w_н = \frac{3{,}5}{1{,}58} = 2{,}22 \text{ м/сек}.$$

Площадь сечения канала, в котором размещен воздухоохладитель аппарата с продольным движением воздуха,

$$F = \frac{V}{w_н 3600} = \frac{27\,400}{2{,}22 \cdot 3600} = 3{,}5 \text{ м}^2.$$

Длину труб воздухоохладителя принимаем равной 2 *м*, поэтому ширина канала может быть 2,15 *м*. Тогда высота сечения канала будет $\frac{3{,}5}{2{,}15} = 1{,}63$ *м*. На такой высоте можно разместить

$$n_1 = \frac{1{,}63}{0{,}110} - 1 = 14 \text{ рядов труб}.$$

Длина труб в каждом ряде по длине воздухоохладителя окажется $14 \cdot 2 = 28$ *пог. м*; следовательно, в каждой секции число рядов по длине:

в первой секции $n_2' = \frac{296}{28} = 11$ рядов (166 $м^2$);

во второй секции $n_2'' = \frac{280}{28} = 10$ рядов (213 $м^2$);

в третьей секции $n_2''' = \frac{640}{28} = 23$ ряда (695 $м^2$).

Всего будет 44 ряда труб с общей поверхностью 1074 $м^2$.

Скорость воздуха во второй секции $w_1 = 2{,}22 \cdot 1{,}61 = 3{,}57$ *м/сек*; в третьей секции $w_1 = 2{,}22 \cdot 1{,}65 = 3{,}66$ *м/сек*.

Критерий Рейнольдса для условий обтекания труб в первой секции

$$\mathrm{Re} = \frac{w_1 d_н}{\nu},$$

причем определяющей температурой является температура стенки; считая эту температуру равной температуре кипения $t_0 = -45°$ С, находим коэффициент кинематической вязкости $\nu = 9{,}63 \cdot 10^{-6}$ $м^2/сек$; за определяющий размер в данном случае принимается диаметр трубы $d_н = 0{,}038$ *м*. Тогда

$$\mathrm{Re} = \frac{3{,}5 \cdot 0{,}038}{9{,}63 \cdot 10^{-6}} = 13\,800;$$

во второй секции

$$\mathrm{Re} = \frac{3{,}57 \cdot 0{,}038}{9{,}63 \cdot 10^{-6}} = 14\,100;$$

в третьей секции

$$\mathrm{Re} = \frac{3{,}66 \cdot 0{,}038}{9{,}63 \cdot 10^{-6}} = 14\,430.$$

Гидравлическое сопротивление шахматного пучка $\Delta p_в$ оребренных труб при $\mathrm{Re} \leqslant 6 \cdot 10^4$ может быть определено по выражению [2]

$$\Delta p_в = 1{,}35 n_2 \left(\frac{h}{d_н}\right)^{0{,}45} \left(\frac{u}{d_н}\right)^{-0{,}72} \mathrm{Re}^{-0{,}24} \frac{\gamma'}{g} w_1^2,$$

где n_2 — число рядов труб по ходу воздуха;

γ' — удельный вес воздуха при средней температуре потока; $\gamma' = 1{,}484$ $кгс/м^3$.

Сопротивление первой секции

$$\Delta p_в' = 1{,}35 \cdot 11 \left(\frac{30}{38}\right)^{0{,}45} \left(\frac{23}{38}\right)^{-0{,}72} 13\,800^{-0{,}24} \frac{1{,}484}{9{,}81} 3{,}5^2 =$$

$$= 3{,}6 \text{ мм вод. ст.} = 35{,}3 \text{ н/м}^2;$$

второй секции

$$\Delta p_в'' = 1{,}35 \cdot 10 \left(\frac{30}{38}\right)^{0{,}45} \left(\frac{15}{38}\right)^{-0{,}72} 14\,100^{-0{,}24} \frac{1{,}484}{9{,}81} \times$$

$$\times 3{,}57^2 = 4{,}6 \text{ мм вод. ст.} = 45{,}2 \text{ н/м}^2;$$

третьей секции

$$\Delta p_в''' = 1{,}35 \cdot 23 \left(\frac{30}{38}\right)^{0{,}45} \left(\frac{10{,}3}{38}\right)^{-0{,}72} 14430^{-0{,}24} \frac{1{,}484}{9{,}81} \times$$

$$\times 3{,}66^2 = 14{,}5 \text{ мм вод. ст.} = 142{,}2 \text{ н/м}^2.$$

Таким образом, общее аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя при продольном движении воздуха

$$\Delta p_в = 3{,}6 + 4{,}6 + 14{,}5 = 22{,}7 \text{ мм вод. ст.} = 222{,}7 \text{ н/м}^2.$$

Сечение канала, в котором размещен воздухоохладитель аппарата с поперечным движением воздуха,

$$F = \frac{140\,000}{2{,}22 \cdot 3600} = 17{,}5 \text{ м}^2.$$

Длину труб воздухоохладителя принимаем равной 5,0 *м*; ширину канала можно считать 5,2 *м*. Тогда высота сечения канала будет

$$h_к = \frac{17{,}5}{5{,}2} = 3{,}4 \text{ м}.$$

Однако лучше выполнять высоту воздухоохладителя, равной высоте конвейера, т. е. $(20 + 1) \cdot 0{,}115 = 2{,}42$ *м*. На такой высоте можно расположить $n_1 = 20$ рядов труб. Тогда площадь сечения канала воздухоохладителя будет всего

$$F = 5{,}2 \cdot 2{,}42 = 12{,}6 \text{ м}^2.$$

Это вынуждает несколько повысить скорость воздуха как в каналах, так и в самом воздухоохладителе до величины

$$w_н = \frac{140\,000}{12{,}6 \cdot 3600} = 3{,}2 \text{ м/сек}.$$

Длина труб в каждом ряду по ходу воздуха будет равна $L = 5{,}0 \cdot 20 = 100$ *м*; следовательно, в каждой секции число рядов по длине:

в первой секции $n_2' = \frac{266}{100} \approx 3$ ряда (162 $м^2$);

во второй секции $n_2'' = \frac{256}{100} \approx 3$ ряда (288 $м^2$);

в третьей секции $n_2''' = \frac{588}{100} \approx 6$ рядов (650 $м^2$).

Всего будет 12 рядов труб с общей поверхностью 1040 $м^2$ вместо 976 $м^2$.

Скорость воздуха в первой секции $w_1 = 3{,}2 \cdot 1{,}58 = 5{,}05$ *м/сек*; во второй $w_1 = 3{,}2 \cdot 1{,}61 = 5{,}15$ *м/сек*; в третьей $w_1 = 3{,}2 \cdot 1{,}65 = 5{,}30$ *м/сек*.

Критерий Рейнольдса для условий обтекания труб:
в первой секции

$$\mathrm{Re} = \frac{5{,}05 \cdot 0{,}038}{9{,}63 \cdot 10^{-6}} = 20100;$$

во второй секции

$$\mathrm{Re} = \frac{5{,}15 \cdot 0{,}038}{9{,}63 \cdot 10^{-6}} = 20\,500;$$

в третьей секции

$$\mathrm{Re} = \frac{5{,}30 \cdot 0{,}038}{9{,}63 \cdot 10^{-6}} = 21000.$$

Гидравлическое сопротивление первой секции

$$\Delta p_в' = 1{,}35 \cdot 3 \left(\frac{30}{38}\right)^{0{,}45} \left(\frac{23}{38}\right)^{-0{,}72} 20100^{-0{,}24} \frac{1{,}484}{9{,}81} \times$$

$$\times 5{,}05^2 = 1{,}9 \text{ мм вод. ст.} = 18{,}7 \text{ н/м}^2.$$

второй секции

$$\Delta p_в'' = 1{,}35 \cdot 3 \left(\frac{30}{38}\right)^{0{,}45} \left(\frac{15}{38}\right)^{-0{,}72} 20\,500^{-0{,}24} \frac{1{,}484}{9{,}81} \times$$

$$\times 5{,}15^2 = 2{,}7 \text{ мм вод. ст.} = 26{,}5 \text{ н/м}^2;$$

третьей секции

$$\Delta p_в''' = 1{,}35 \cdot 6 \left(\frac{30}{38}\right)^{0{,}45} \left(\frac{10{,}3}{38}\right)^{-0{,}72} 21\,000^{-0{,}24} \frac{1{,}484}{9{,}81} \times$$

$$\times 5{,}30^2 = 7{,}2 \text{ мм вод. ст.} = 70{,}6 \text{ н/м}^2.$$

Таким образом, общее аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя при поперечном движении воздуха

$$\Delta p_в = 1{,}9 + 2{,}7 + 7{,}2 = 11{,}8 \text{ мм вод. ст.} = 115{,}8 \text{ н/м}^2.$$

12. Для определения аэродинамического сопротивления движению воздуха у форм с продуктом считаем, что местное сопротивление форм состоит из сопротивления при входе воздуха в суженное сечение между формами и из сопротивления при выходе воздуха из этого суженного сечения в пространство, не занятое формами (внезапное расширение потока), т. е. коэффициент местного сопротивления форм

$$\xi_ф = \xi_{вх} + \xi_{вых} = \left(1 - \frac{f}{F}\right) + \left(1 - \frac{f}{F}\right)^2.$$

Здесь f — площадь суженного сечения;

F — площадь свободного сечения канала.

Считаем, что отношение этих площадей приблизительно равно отношению их высот, т. е.

$$\frac{f}{F} = \frac{60}{115} = 0{,}52.$$

Тогда

$$\xi_ф = 1 - 0{,}52 + (1 - 0{,}52)^2 = 0{,}71.$$

В аппарате с продольным движением воздуха воздушный поток омывает последовательно число форм $z_ф = \frac{173}{20} \approx 9$, следовательно, потеря напора

$$\Delta p_ф = \xi_ф z_ф \frac{w^2}{2g}\gamma' = 0{,}71 \cdot 9 \frac{6^2}{2 \cdot 9{,}81} 1{,}484 =$$

$$= 17{,}4 \text{ мм вод. ст.} = 170 \text{ н/м}^2.$$

В аппарате с поперечным движением воздуха воздушный поток омывает только одну форму ($z_ф = 1$), следовательно, потеря напора

$$\Delta p_ф = 0{,}71 \frac{6^2}{2 \cdot 9{,}81} 1{,}484 = 2{,}0 \text{ мм вод. ст.} = 19{,}6 \text{ н/м}^2.$$

13. Аэродинамическое сопротивление движению воздуха в циркуляционном кольце так же включает несколько последовательно соединенных сопротивлений.

В аппарате с продольным движением воздух делает четыре поворота; при коэффициенте местного сопротивления $\xi_{пов} = 1{,}5$ падение давления будет

$$\Delta p_{пов} = 4 \cdot 1{,}5 \frac{2{,}22^2}{2 \cdot 9{,}81} 1{,}484 = 2{,}3 \text{ мм вод. ст.} = 22{,}7 \text{ н/м}^2.$$

Кроме того, два раза плавно изменяется сечение канала от площади сечения канала воздухоохладителя $F = 3{,}5\ м^2$ до площади сечения камеры конвейера

$$F_к = 0{,}115\ (20 + 1)\ (0{,}625 + 2 \cdot 0{,}1) = 2{,}42 \cdot 0{,}825 = 2\ м^2.$$

Коэффициент местного сопротивления диффузора с углом раскрытия 90°

$$\xi_{диф} = 1{,}10 \left(1 - \frac{f}{F}\right)^2 = 1{,}10 \left(1 - \frac{F_к}{F}\right)^2 =$$

$$= 1{,}10 \left(1 - \frac{2}{3{,}5}\right)^2 = 1{,}10 (1 - 0{,}57)^2 = 0{,}2.$$

Коэффициент местного сопротивления конфузора

$$\xi_{кон} = 0{,}40\ (1 - 0{,}57) = 0{,}17.$$

Падение давления на этих местных сопротивлениях, определяемое по динамическому напору в узкой части, при скорости в ней

$$w = \frac{27\,400}{2 \cdot 3600} = 3{,}7\ м/сек$$

будет

$$\Delta p_{суж} = (0{,}2 + 0{,}17) \frac{3{,}7^2}{2 \cdot 9{,}81} 1{,}484 =$$

$$= 0{,}4\ мм\ вод.\ ст. = 3{,}9\ н/м^2.$$

По расходу воздуха в аппарате с продольным движением воздуха $V = 27\,400\ м^3/ч$ может быть подобран центробежный вентилятор типа Ц9-57 № 12.

Скорость во входном окне

$$w = \frac{27\,400 \cdot 4}{\pi 1{,}2^2 \cdot 3600} = 6{,}8\ м/сек.$$

Падение давления при входе в вентилятор ($\xi_{вх} = 0{,}5$)

$$\Delta p_{вх} = 0{,}5 \frac{6{,}8^2}{2 \cdot 9{,}81} 1{,}484 = 1{,}8\ мм\ вод.\ ст. = 17{,}6\ н/м^2.$$

Для нахождения падения давления при входе в диффузор считаем, что коэффициент местного сопротивления диффузора $\xi_{диф} = 0{,}15$, а скорость в выходном окне $w = 16\ м/сек$. Поэтому

$$\Delta p_{диф} = 0{,}15 \frac{16^2}{2 \cdot 9{,}81} \cdot 1{,}484 = 2{,}9\ мм\ вод.\ ст. = 28{,}4\ н/м^2.$$

Общее падение давления в аппарате с продольным движением воздуха

$$\Delta p = \Delta p_в + \Delta p_ф + \Delta p_{пов} + \Delta p_{сужс} + \Delta p_{вх} + \Delta p_{диф} =$$
$$= 22{,}7 + 17{,}4 + 2{,}3 + 0{,}4 + 1{,}8 + 2{,}9 =$$
$$= 47{,}5 \text{ мм вод. ст.} = 466 \text{ н/м}^2.$$

Потери напора на трение считаем равными 10% от общего падения давления. Тогда общее падение давления

$$\Delta p = 1{,}1 \cdot 47{,}5 = 52 \text{ мм вод. ст.} = 510 \text{ н/м}^2.$$

Необходимый напор вентилятора, приведенный к воздуху с удельным весом $\gamma' = 1{,}2$ кгс/м^3,

$$\Delta p' = \frac{52 \cdot 1{,}2}{1{,}484} = 42{,}0 \text{ мм вод. ст.}$$

По характеристике вентилятора № 12 подача 27 400 м^3/ч при напоре 42,0 мм вод. ст. может быть обеспечена при 400 об/мин, причем коэффициент полезного действия вентилятора будет $\eta_{вент} = 0{,}62$.

Необходимая мощность вентилятора

$$N_в = \frac{27\,400 \cdot 52}{102 \cdot 3600 \cdot 0{,}62} = 6{,}2 \text{ квт}.$$

Необходимую холодопроизводительность воздухоохладителя следует несколько уменьшить, так как в предварительном расчете считалась мощность вентилятора 17,35 квт. Следовательно,

$$Q_0 = 97\,620 - 11{,}15 \cdot 860 = 88\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Действительное нагревание воздуха в морозильном аппарате будет

$$t_1 - t_2 = \frac{88\,000}{27\,400 \cdot 1{,}484 \cdot 0{,}242} = 9 \text{ град}.$$

В аппарате с поперечным движением воздух делает четыре поворота, но скорость в обводных каналах повышена для уменьшения их площади сечения. Принимаем скорость в этих каналах 5 м/сек. Тогда падение давления

$$\Delta p_{пов} = 4 \cdot 1{,}5 \frac{5^2}{2 \cdot 9{,}81} 1{,}484 =$$
$$= 11{,}3 \text{ мм вод. ст.} = 111 \text{ н/м}^2.$$

Для обеспечения подачи воздуха в количестве $V =$ $= 140\,000$ м^3/ч выбираем четыре вентилятора типа У № 12.

Скорость во входном окне

$$w = \frac{140\,000 \cdot 4}{4\pi 1{,}2^2 \cdot 3600} = 9 \ м/сек.$$

Тогда падение давления при входе в вентилятор ($\xi_{вх} = 0{,}5$)

$$\Delta p_{вх} = 0{,}5 \frac{9^2}{2 \cdot 9{,}81} 1{,}484 = 3{,}1 \ мм\ вод.\ ст. = 30{,}5 \ н/м^2.$$

Падение давления в диффузоре при выходе из вентилятора при

$$\xi_{вых} = 1{,}1 \left(1 - \frac{f}{F}\right)^2 = 1{,}1 (1 - 0{,}25)^2 = 0{,}6$$

будет

$$\Delta p_{вых} = 0{,}6 \frac{9^2}{2 \cdot 9{,}81} 1{,}484 = 3{,}7 \ мм\ вод.\ ст. = 36{,}3 \ н/м^2.$$

Общее падение давления в аппарате с поперечным движением воздуха

$$\Delta p = \Delta p_в + \Delta p_ф + \Delta p_{пов} + \Delta p_{вх} + \Delta p_{вых} =$$
$$= 11{,}8 + 2{,}0 + 11{,}3 + 3{,}1 + 3{,}7 = 31{,}9 \ мм\ вод.\ ст. =$$
$$= 312 \ н/м^2.$$

Потери напора на трение считаем равными 10% от общего напора. Тогда общее падение давления

$$\Delta p = 1{,}1 \cdot 31{,}9 = 35{,}2 \ мм\ вод.\ ст. = 346 \ н/м^2.$$

Необходимый напор вентилятора, приведенный к воздуху с удельным весом $\gamma' = 1{,}2 \ кгс/м^3$,

$$\Delta p' = \frac{35{,}2 \cdot 1{,}2}{1{,}484} = 28{,}5 \ мм\ вод.\ ст.$$

При подаче воздуха $\frac{140\,000}{4} = 35\,000 \ м^3/ч$ и напоре 28,5 *мм вод. ст.* вентилятор У № 12, судя по его характеристике [14], должен работать при 830 *об/мин*, а его коэффициент полезного действия $\eta_{вент} = 0{,}63$.

Мощность двигателя вентилятора

$$N_в = \frac{140000 \cdot 35{,}2}{3600 \cdot 102 \cdot 0{,}63} = 21{,}2 \ квт.$$

Действительный тепловой эквивалент работы вентиляторов оказывается больше предварительно рассчитанного (17,35 *квт*), но в общей сумме теплопритоков ошибка не превышает 5%, в связи с чем перерасчет не производим. В то же время поверхность воздухоохладителя имеет запас около 6%.

§ 7. РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТА

18. Определить диаметр трубопроводов аммиачной холодильной установки, схема которой показана на рис. 27. Даны длина труб, вид и число местных сопротивлений на каждом участке, а также холодопроизводительность, соответствующая каждому участку. Рабочий режим установки: температура кипения $t_0 = -28°$ С, температура конденсации $t = 25°$ С, температура перед регулирующим вентилем $t_и = 22°$ С, в компрессор поступает пар, перегретый на 10 *град*.

Р е ш е н и е. 1. Цикл холодильной машины в диаграмме $s - T$ с обозначением узловых точек показан на рис. 28, а значения параметров этих точек приведены в табл. 12.

Таблица 12

Параметры узловых точек цикла холодильной машины

№ точки	Температура t в °С	Давление p		Энтальпия i		Удельный объем v в $м^3/кг$
		кгс/см²	10^{-5} *н/м²*	*ккал/кг*	*кдж/кг*	
1'	—28	1,342	1,318	392,6	1647	0,88
1	—18	1,342	1,318	397,5	1667	0,93
2	116	10,225	10,030	463,0	1941	0,18
2'	25	10,225	10,030	406,8	1702	0,13
3'	25	10,225	10,030	128,1	547	$1{,}66 \cdot 10^{-3}$
3	22	10,225	10,030	124,7	523	$1{,}65 \cdot 10^{-3}$
4	—28	1,342	1,318	124,7	523	0,15

2. Расчет всасывающего трубопровода и жидкостного низкого давления выполнен для одной из параллельных ветвей. Паровой нагнетательный трубопровод и жидкостный трубопровод высокого давления в данном случае неразветвленные. Весь расчет сведен в табл. 13.

3. Весь паровой всасывающий трубопровод от самой удаленной батареи до компрессора на пути *1—5* (рис. 27) разбит на участки, отличающиеся количеством протекающего вещества.

Количество пара, образующегося в пристенной батарее,

$$G_a = \frac{Q_0}{i_1 - i_4} = \frac{20\,000}{397{,}5 - 124{,}7} = \frac{20\,000}{272{,}8} = 73{,}3 \ кг/ч$$

или

$$G_a = \frac{23{,}25}{1666 - 523} = \frac{23{,}25}{1443} = 0{,}0203 \ кг/сек.$$

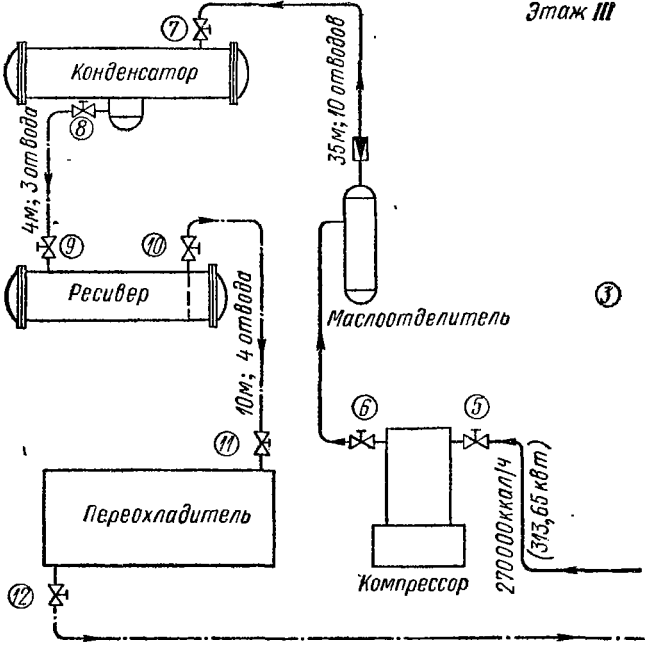


Рис. 27. Схема аммиачной установки (*ТРВ* — терморегулирующий
1—15 — участки

Объем этого пара, движущегося по участку 1—2,

$$V_a = G_a v_1 = 73{,}3 \cdot 0{,}93 = 68{,}3 \ м^3/ч$$

или

$$V_a = 0{,}0203 \cdot 0{,}93 = 0{,}0189 \ м^3/сек.$$

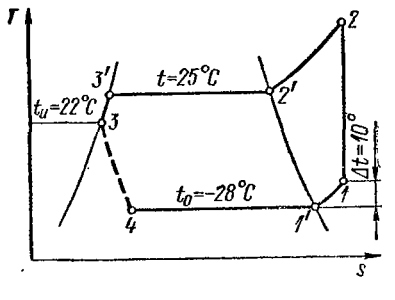
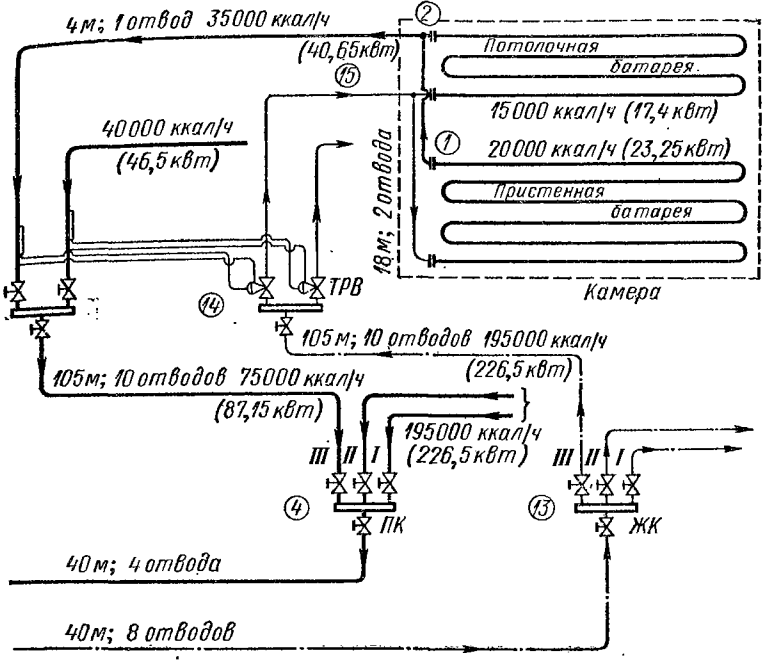


Рис. 28. Условия работы холодильной машины к примеру 18

Допустимая скорость пара во всасывающем трубопроводе [20] $w = 10—20$ *м/сек*. Считаем $w = 10$ *м/сек*. Тогда внутренний диаметр трубы

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4V_a}{\pi w 3600}} =$$

$$= \sqrt{\frac{4 \cdot 68{,}3}{\pi 10 \cdot 3600}} = 0{,}0481 \ м$$



вентиль; *ПК* — паровой коллектор; *ЖК* — жидкостный коллектор):

трубопроводов

или

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4V_a}{\pi w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}0189}{\pi 10}} = 0{,}0481 \text{ м}.$$

Может быть выбрана труба диаметром 57 × 3,5 *мм*, тогда $d_{вн} = 50$ *мм* $= 0{,}05$ *м*, а фактическая скорость

$$w = \frac{4V_a}{\pi d_{вн}^2 3600} = \frac{4 \cdot 68{,}3}{\pi 0{,}05^2 \cdot 3600} = 9{,}65 \text{ м/сек}$$

или

$$w = \frac{4 \cdot 0{,}0189}{\pi 0{,}05^2} = 9{,}65 \text{ м/сек}.$$

Падение давления на участке

$$\Delta p_{1-2} = \lambda_{тр} \frac{l + \sum l_{экв}}{d_{вн}} \frac{w^2}{2g} \gamma' \text{ кгс/м}^2$$

Определение диаметра трубопроводов

Участок трубопровода (рис. 27)	Длина участка l в м	Холодопроизводительность Q_0		Количество протекающего вещества G_a		Удельный вес γ или плотность γ		Объем протекающего вещества V_a		Скорость движения вещества w	Внутренний диаметр трубы $d_{вн}$	Эквивалентная длина местных сопротивлений $\sum l_{экв}$	Общая длина $l+\sum l_{экв}$	Падение давления Δp		Допускаемое падение давления $\Delta p_{доп}$	
		ккал/ч	квт	кг/ч	кг/сек	кгс/м³	кг/м³	м³/ч	м³/сек	м/сек	м			кгс/м²	н/м²	кгс/м²	н/м²
1	2	3		4		5		6		7	8	9	10	11		12	
1—2	18	20 000	23,25	78,3	0,0203	1,08	1,08	68,3	0,0189	9,65	0,050	4,27	22,27	58	568	—	—
2—3	4	35 000	40,65	128,0	0,0356	1,08	1,08	119,0	0,0310	16,80	0,050	18,39	22,39	173	1690	—	—
3—4	105	75 000	87,15	275,0	0,0765	1,08	1,08	256,0	0,0712	13,40	0,082	65,54	170,54	514	5040	—	—
4—5	40	270 000	313,65	990,0	0,2750	1,08	1,08	920,0	0,2560	14,50	0,150	111,37	151,37	292	2860	—	—
1—5	–													1037	10 158	600	5890
3—4	105	75 000	87,15	275,0	0,0765	1,08	1,08	256,0	0,0712	9,05	0,100	80,00	185,00	209	2045	—	—
4—5	40	270 000	313,65	990,0	0,2750	1,08	1,08	920,0	0,2560	7,60	0,207	154,00	194,00	75	736	—	—
1—5														515	5039	600	5890
6—7	35	270 000	313,65	990,0	0,2750	6,45	6,45	153,5	0,0427	12,00	0,069	83,70	118,70	2035	19 950	1600	15 700
6—7	35	270 000	313,65	990,0	0,2750	6,45	6,45	153,5	0,0427	8,10	0,082	99,50	134,50	890	8740	1600	15 700
8—9	4	270 000	313,65	990,0	0,2750	602,80	602,80	1,64	$0,467 \cdot 10^{-3}$	0,50	0,0835	24,82	28,82	232	2255	120	1175
8—9	4	270 000	313,65	990,0	0,2750	602,80	602,80	1,64	$0,467 \cdot 10^{-3}$	0,36	0,0405	30,00	34,00	117	1148	120	1175
10—11	10	270 000	313,65	990,0	0,2750	602,80	602,80	1,64	$0,467 \cdot 10^{-3}$	0,50	0,0335	25,12	35,12	282	2770	—	—
12—13	40	270 000	313,65	990,0	0,2750	607,30	607,30	1,63	$0,453 \cdot 10^{-3}$	0,50	0,0335	26,47	66,47	537	5270	—	—
13—14	105	75 000	87,15	275,0	0,0765	607,30	607,30	0,454	$0,126 \cdot 10^{-3}$	0,50	0,0180	14,35	119,35	1795	17 620	—	—
10—14														2614	25 660	2500	24 500

или

$$\Delta p_{1-} = \lambda_{тр} \frac{l + \sum l_{экв}}{d_{вн}} \frac{w^2}{2} \gamma \ н/м^2.$$

Здесь $\lambda_{тр}$ — коэффициент сопротивления трения по длине трубопровода; для перегретого пара считаем $\lambda_{тр} = 0{,}025$ [20];

l — геометрическая длина трубопровода; на участке *1—2* $l = 2 + 1 + 15 = 18$ *м*;

$\sum l_{экв}$ — сумма эквивалентных длин для местных сопротивлений; величину эквивалентной длины можно найти по работе [20], пользуясь выражением $l_{экв} = A d_{вн}$ (где A — коэффициент для данного местного сопротивления); на участке *1—2* два отвода, чему соответствует $l_{экв} = 2 \cdot 9{,}2 \cdot 0{,}05 = 0{,}92$ *м*; тройник на разветвлении — $l_{экв} = 67 \cdot 0{,}05 = 3{,}35$ *м*; $\sum l_{экв} = 0{,}92 + 3{,}35 = 4{,}27$ *м*;

γ' — удельный вес пара; принимаем, что по всему трубопроводу *1—5* идет пар, перегретый на 10 *град*, т. е. считаем $\gamma' = \frac{1}{0{,}93} = 1{,}08$ *кгс/м*^{3};

γ — плотность пара; $\gamma = 1{,}08$ *кг/м*^{3}.

Тогда

$$\Delta p_{1-2} = 0{,}025 \frac{22{,}27}{0{,}05} \frac{9{,}65^2}{2 \cdot 9{,}81} 1{,}08 = 58 \ кгс/м^2$$

или

$$\Delta p_{1-2} = 0{,}025 \frac{22{,}27}{0{,}05} \frac{9{,}65^2}{2} 1{,}08 = 568 \ н/м^2.$$

Количество пара, движущегося по участку *2—3*,

$$G_a = \frac{20\,000 + 15\,000}{272{,}8} = 128 \ кг/ч = 0{,}0356 \ кг/сек.$$

Объем этого пара

$$V_a = 128 \cdot 0{,}93 = 119 \ м^3/ч = 0{,}031 \ м^3/сек.$$

Выбираем для участка трубу диаметром 57 × 3,5 *мм*. Тогда

$$w = \frac{4 \cdot 119}{\pi 0{,}05^2 \cdot 3600} = 16{,}8 \ м/сек.$$

Длина участка $l = 1 + 3 = 4$ *м*. На участке имеются местные сопротивления: один отвод, которому соответствует

$l_{экв} = 9{,}2 \cdot 0{,}05 = 0{,}46$ *м*; один вентиль — $l_{экв} = 340 \cdot 0{,}05 = 17{,}0$ *м*; внезапное расширение с отношением диаметров 3 : 4 при входе в коллектор — $l_{экв} = 18{,}5 \cdot 0{,}05 = 0{,}93$ *м*.

Следовательно,

$$\sum l_{экв} = 0{,}46 + 17 + 0{,}93 = 18{,}39 \text{ м};$$

$$l + \sum l_{экв} = 4 + 18{,}39 = 22{,}39 \text{ м}.$$

Тогда

$$\Delta p_{2-3} = 0{,}025 \frac{22{,}39}{0{,}05} \frac{16{,}8^2}{2 \cdot 9{,}81} 1{,}08 = 173 \text{ кгс/м}^2 = 1690 \text{ н/м}^2.$$

Количество пара, движущегося на участке *3—4*,

$$G_a = \frac{35\,000 + 40\,000}{272{,}8} = 275 \text{ кг/ч} = 0{,}0765 \text{ кг/сек}.$$

Объем этого пара

$$V_a = 275 \cdot 0{,}93 = 256 \text{ м}^3/\text{ч} = 0{,}0712 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Если выбрать скорость пара $w = 10$ *м/сек*, то диаметр трубы будет

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot 256}{\pi 10 \cdot 3600}} = 0{,}095 \text{ м}.$$

Берем трубу диаметром $89 \times 3{,}5$ *мм*, т. е. $d_{вн} = 82$ *мм* $= 0{,}082$ *м*. Тогда

$$w = \frac{4 \cdot 256}{\pi 0{,}082^2 \cdot 3600} = 13{,}4 \text{ м/сек}.$$

Длина участка $l = 105$ *м*. На участке имеются: внезапное сужение с отношением диаметров 4 : 3 при выходе из коллектора, чему соответствует $l_{экв} = 6{,}9 \cdot 0{,}082 = 0{,}57$ *м*; два вентиля — $l_{экв} = 2 \cdot 340 \cdot 0{,}082 = 55{,}8$ *м*; внезапное расширение с отношением диаметров 3 : 4 при входе в коллектор — $l_{экв} = 18{,}5 \cdot 0{,}082 = 1{,}52$ *м*; десять отводов — $l_{экв} = 10 \times 9{,}2 \times 0{,}082 = 7{,}55$ *м*.

Следовательно,

$$\sum l_{экв} = 0{,}57 + 55{,}8 + 1{,}52 + 7{,}55 = 65{,}54 \text{ м};$$

$$l + \sum l_{экв} = 105 + 65{,}54 = 170{,}54 \text{ м}.$$

Тогда

$$\Delta p_{3-4} = 0{,}025 \frac{170{,}54}{0{,}082} \frac{13{,}4^2}{2 \cdot 9{,}81} 1{,}08 = 514 \text{ кгс/м}^2 = 5040 \text{ н/м}^2.$$

Количество пара, движущегося по участку *4—5*,

$$G_a = \frac{270\,000}{272{,}8} = 990 \text{ кг/ч} = 0{,}275 \text{ кг/сек}.$$

Объем этого пара

$$V_a = 990 \cdot 0{,}93 = 920 \ м^3/ч = 0{,}256 \ м^3/сек.$$

Если выбрать скорость пара $w = 10$ *м/сек*, то диаметр трубы

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot 920}{\pi 10 \cdot 3600}} = 0{,}180 \ м.$$

Берем трубу диаметром 159 × 4,5 *мм*, т. е. $d_{вн} = 150$ *мм* = = 0,150 *м*.

Тогда действительная скорость пара будет

$$w = \frac{4 \cdot 920}{\pi 0{,}150^2 \cdot 3600} = 14{,}5 \ м/сек.$$

Длина участка $l = 40$ *м*. На участке имеются: внезапное сужение при выходе из коллектора, чему соответствует $l_{экв} = 6{,}9 \cdot 0{,}150 = 1{,}04$ *м*; два вентиля — $l_{экв} = 2 \times 340 \times$ $\times 0{,}150 = 102{,}0$ *м*; четыре отвода — $l_{экв} = 4 \cdot 9{,}2 \cdot 0{,}150 =$ $= 5{,}53$ *м*; вход в коллектор компрессора — $l_{экв} = 18{,}5 \times$ $\times 0{,}150 = 2{,}8$ *м*;

$$\sum l_{экв} = 1{,}04 + 102{,}0 + 5{,}53 + 2{,}8 = 111{,}37 \ м;$$

$$l + \sum l_{экв} = 40 + 111{,}37 = 151{,}37 \ м.$$

Тогда

$$\Delta p_{4-5} = 0{,}025 \frac{151{,}37}{0{,}150} \frac{14{,}5^2}{2 \cdot 9{,}81} 1{,}08 = 292 \ кгс/м^2 = 2860 \ н/м^2.$$

Расчетная величина падения давления по всей длине всасывающего трубопровода получилась $\Delta p_{1-5} =$ $= 1037$ *кгс/м*$^2 = 10\,158$ *н/м*^{2}, что больше допустимой величины $\Delta p_{доп} = 600$ *кгс/м*$^2 = 5890$ *н/м*^{2} при температуре кипения $t_0 = -28°$ С. Больше всего давление падает на участках *3—4* и *4—5*. Поэтому целесообразно именно на этих участках понизить скорость пара, увеличив диаметр трубы. Для участка *3—4* берем трубу диаметром 108 × 4 *мм*, т. е. $d_{вн} = 100$ *мм* = 0,1 *м*, а для участка *4—5* — трубу диаметром 219 × 6 *мм*, т. е. $d_{вн} = 207$ *мм* = 0,207 *м*. Поэтому скорость пара на участке *3—4* будет

$$w = \frac{4 \cdot 256}{\pi 0{,}1^2 \cdot 3600} = 9{,}05 \ м/сек.$$

Эквивалентная длина для местных сопротивлений

$$\sum l_{экв} = \frac{65{,}54 \cdot 0{,}1}{0{,}082} = 80 \ м; \quad l + \sum l_{экв} = 105 + 80 = 185 \ м.$$

Падение давления

$$\Delta p_{3-4} = 0{,}025 \frac{185}{0{,}1} \frac{9{,}05^2}{2 \cdot 9{,}81} 1{,}08 = 209 \text{ кгс/м}^2 = 2045 \text{ н/м}^2.$$

Скорость пара на участке *4—5*

$$w = \frac{4 \cdot 920}{\pi 0{,}207^2 \cdot 3600} = 7{,}6 \text{ м/сек}.$$

Эквивалентная длина для местных сопротивлений

$$\sum l_{экв} = \frac{111{,}37 \cdot 0{,}207}{0{,}150} = 154 \text{ м};$$

$$l + \sum l_{экв} = 40 + 154 = 194 \text{ м}.$$

Падение давления

$$\Delta p_{4-5} = 0{,}025 \frac{194}{0{,}207} \frac{7{,}6^2}{2 \cdot 9{,}81} 1{,}08 = 75 \text{ кгс/м}^2 = 736 \text{ н/м}^2.$$

Теперь общее падение давления во всасывающем трубопроводе будет

$$\Delta p_{1-5} = 515 \text{ кгс/м}^2 < 600 \text{ кгс/м}^2$$

или

$$\Delta p_{1-5} = 5039 \text{ н/м}^2 < 5890 \text{ н/м}^2.$$

Паровой нагнетательный трубопровод составляет участок *6—7*.

Количество движущегося пара

$$G_a = 990 \text{ кг/ч} = 0{,}275 \text{ кг/сек}.$$

Расчет ведем по средним параметрам пара между точками *2* и *2'* (табл. 12). Средний удельный объем

$$v = \frac{0{,}18 + 0{,}13}{2} = 0{,}155 \text{ м}^3/\text{кг};$$

удельный вес пара

$$\gamma' = \frac{1}{0{,}155} = 6{,}45 \text{ кгс/м}^3.$$

Объем перемещаемого пара

$$V_a = 990 \cdot 0{,}155 = 153{,}5 \text{ м}^3/\text{ч} = 0{,}0427 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Приняв скорость пара в трубопроводе $w = 12$ *м/сек*, можно определить предварительный диаметр трубы

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot 153{,}5}{\pi 12 \cdot 3600}} = 0{,}067 \text{ м}.$$

Выбираем трубу диаметром $76\times3{,}5$ *мм*, т. е. $d_{вн} = 69$ *мм* $= 0{,}069$ *м*.

Длина участка $l = 35$ *м*. На участке имеются местные сопротивления: выход из компрессора, чему соответствует $l_{экв} = 17{,}5 \times 0{,}069 = 1{,}2$ *м*; два вентиля — $l_{экв} = 2 \times 340 \times 0{,}069 = 47{,}0$ *м*; внезапное расширение при входе в маслоотделитель и в конденсатор — $l_{экв} = 2 \cdot 32 \cdot 0{,}069 = 4{,}4$ *м*; выход из маслоотделителя — $l_{экв} = 17{,}5 \cdot 0{,}069 = 1{,}2$ *м*; обратный клапан — $l_{экв} = 340 \cdot 0{,}069 = 23{,}5$ *м*; десять отводов — $l_{экв} = 10 \cdot 9{,}2 \cdot 0{,}069 = 6{,}4$ *м*.

Следовательно,

$$\sum l_{экв} = 1{,}2 + 47 + 4{,}4 + 1{,}2 + 23{,}5 + 6{,}4 = 83{,}7 \text{ м};$$

$$l + \sum l_{экв} = 35 + 83{,}7 = 118{,}7 \text{ м}.$$

Падение давления на участке *6—7*

$$\Delta p_{6-7} = 0{,}025 \frac{118{,}7}{0{,}069} \frac{12^2}{2 \cdot 9{,}81} 6{,}45 = 2035 \text{ кгс/м}^2 >$$

$$> \Delta p_{доп} = 1600 \text{ кгс/м}^2$$

или

$$\Delta p_{6-7} = 0{,}025 \frac{118{,}7}{0{,}069} \frac{12^2}{2} 6{,}45 = 19\,950 \text{ н/м}^2 >$$

$$> \Delta p_{доп} = 15\,700 \text{ н/м}^2.$$

Так как падение давления в трубопроводе превышает величину допустимого падения давления, то выбираем трубу диаметром $89\times3{,}5$ *мм*, у которой $d_{вн} = 82$ *мм* $= 0{,}082$ *м*. Тогда скорость пара будет

$$w = \frac{4 \cdot 153{,}5}{\pi 0{,}082^2 \cdot 3600} = 8{,}1 \text{ м/сек}.$$

Эквивалентная длина для местных сопротивлений

$$\sum l_{экв} = \frac{83{,}7 \cdot 0{,}082}{0{,}069} = 99{,}5 \text{ м};$$

$$l + \sum l_{экв} = 35 + 99{,}5 = 134{,}5 \text{ м}.$$

Падение давления

$$\Delta p_{6-7} = 0{,}025 \frac{134{,}5}{0{,}082} \frac{8{,}1^2}{2 \cdot 9{,}81} 6{,}45 = 890 \text{ кгс/м}^2 = 8740 \text{ н/м}^2,$$

что меньше допустимого падения давления $\Delta p_{доп} = 1600$ *кгс/м*$^2 = 15\,700$ *н/м*^{2}.

Трубопровод для слива жидкости из конденсатора в ресивер составляет участок *8—9*.

Количество протекающей насыщенной жидкости $G_a = 990$ *кг/ч*; ее объем

$$V_a = G_a v_3' = 990 \cdot 1{,}66 \cdot 10^{-3} = 1{,}64 \ м^3/ч =$$

$$= 0{,}467 \cdot 10^{-3} \ м^3/сек.$$

Выбираем скорость движения жидкости $w = 0{,}5$ *м/сек*. Тогда внутренний диаметр трубы будет

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}64}{\pi 0{,}5 \cdot 3600}} = 0{,}034 \ м.$$

Берем трубу диаметром $38 \times 2{,}25$ *мм*, т. е. $d_{вн} = 33{,}5$ *мм* $= 0{,}0335$ *м*.

Длина участка $l = 4$ *м*. На участке имеются: два вентиля, чему соответствует $l_{экв} = 2 \cdot 340 \cdot 0{,}0335 = 22{,}8$ *м*; три отвода — $l_{экв} = 3 \cdot 9{,}2 \cdot 0{,}0335 = 0{,}93$ *м*; вход в аппарат — $l_{экв} = 15 \cdot 0{,}0335 = 0{,}5$; выход из аппарата — $l_{экв} = 17{,}5 \cdot 0{,}0335 = 0{,}59$ *м*.

Следовательно,

$$\sum l_{экв} = 22{,}8 + 0{,}93 + 0{,}5 + 0{,}59 = 24{,}82 \ м;$$

$$l + \sum l_{экв} = 4 + 24{,}82 = 28{,}82 \ м.$$

Тогда

$$\Delta p_{8-9} = 0{,}035 \frac{28{,}82}{0{,}0335} \frac{0{,}5^2}{2 \cdot 9{,}81} 602{,}8 = 232 \ кгс/м^2 = 2255 \ н/м^2,$$

что больше $\Delta p_{доп} = 120$ *кгс/м*^{2} $= 1175$ *н/м*^{2}.

Для снижения падения давления увеличиваем диаметр трубы до следующего размера $45 \times 2{,}25$ *мм*, которому соответствует $d_{вн} = 40{,}5$ *мм* $= 0{,}0405$ *м*. Тогда скорость жидкости в трубе будет

$$w = \frac{4 \cdot 1{,}64}{\pi 0{,}0405^2 \cdot 3600} = 0{,}36 \ м/сек.$$

Эквивалентная длина для местных сопротивлений

$$\sum l_{экв} = \frac{24{,}82 \cdot 0{,}0405}{0{,}0335} = 30 \ м; \quad l + \sum l_{экв} = 4 + 30 = 34 \ м.$$

Падение давления

$$\Delta p_{8-9} = 0{,}035 \frac{34}{0{,}0405} \frac{0{,}36^2}{2 \cdot 9{,}81} 602{,}8 = 117 \ кгс/м^2 < 120 \ кгс/м^2$$

или

$$\Delta p_{8-9} = 1148 \ н/м^2 < 1175 \ н/м^2.$$

Жидкостный трубопровод от линейного ресивера до коллектора регулирующей станции включает участки от *10—11* до *13—14*.

При скорости жидкости на участке *10—11* $w = 0{,}5$ *м/сек* можно предусмотреть трубу диаметром $38\times2{,}25$ *мм*, т. е. $d_{вн} = 0{,}0335$ *м*.

Длина участка $l = 10$ *м*. На участке имеются местные сопротивления: два вентиля, чему соответствует $l_{экв} = 2\cdot340\cdot0{,}0335 = 22{,}8$ *м*; четыре отвода — $l_{экв}=4\cdot9{,}2\times0{,}0335=1{,}23$ *м*; вход в трубу из сосуда — $l_{экв}=17{,}5\cdot0{,}0335=0{,}59$ *м*; вход в аппарат — $l_{экв} = 15\times0{,}0335 = 0{,}5$ *м*.

Следовательно,

$$\sum l_{экв} = 22{,}8 + 1{,}23 + 0{,}59 + 0{,}5 = 25{,}12 \text{ м};$$

$$l + \sum l_{экв} = 10 + 25{,}12 = 35{,}12 \text{ м}.$$

Тогда

$$\Delta p_{10-11} = 0{,}035\ \frac{35{,}12}{0{,}0335}\ \frac{0{,}5^2}{2\cdot9{,}81}\ 602{,}8 = 282 \text{ кгс/м}^2 = 2770 \text{ н/м}^2.$$

Длина участка *12—13* трубопровода $l = 40$ *м*. На участке имеются: два вентиля, чему соответствует $l_{экв} = 2\cdot340\times0{,}0335 = 22{,}8$ *м*; восемь отводов — $l_{экв} = 8\cdot9{,}2\cdot0{,}0335 = 2{,}46$ *м*; вход в трубу из сосуда — $l_{экв} = 17{,}5\cdot0{,}0335 = 0{,}59$ *м*; вход в коллектор — $l_{экв} = 18{,}5\cdot0{,}0335 = 0{,}62$ *м*.

Следовательно,

$$\sum l_{экв} = 22{,}8 + 2{,}46 + 0{,}59 + 0{,}62 = 26{,}47 \text{ м};$$

$$l + \sum l_{экв} = 40 + 26{,}47 = 66{,}47 \text{ м}.$$

Тогда

$$\Delta p_{12-13} = 0{,}035\ \frac{66{,}47}{0{,}0335}\ \frac{0{,}5^2}{2\cdot9{,}81}\ 607{,}3 = 537 \text{ кгс/м}^2 = 5270 \text{ н/м}^2.$$

Количество жидкости, протекающей по участку *13—14*,

$$G_a = 275 \text{ кг/ч} = 0{,}0765 \text{ кг/сек}.$$

Объем этой жидкости

$$V_a = G_a v_з = 275\cdot1{,}65\cdot10^{-3} = 0{,}454 \text{ м}^3/\text{ч} = 0{,}126\cdot10^{-3} \text{ м}^3/\text{сек}.$$

При скорости жидкости $w = 0{,}5$ *м/сек* диаметр трубопровода будет

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4\cdot0{,}454}{\pi0{,}5\cdot3600}} = 0{,}018 \text{ м}.$$

Выбираем трубу диаметром 22×2 *мм*, т. е. $d_{вн} = 18$ *мм* $= 0{,}018$ *м*.

Длина участка $l = 105$ *м*. На участке имеются: два вентиля, чему соответствует $l_{экв} = 2 \cdot 340 \cdot 0{,}018 = 12{,}25$ *м*; десять отводов — $l_{экв} = 10 \cdot 9{,}2 \cdot 0{,}018 = 1{,}65$ *м*; вход в коллектор — $l_{экв} = 18{,}5 \cdot 0{,}018 = 0{,}33$ *м*; выход из коллектора — $l_{экв} = 6{,}9 \cdot 0{,}018 = 0{,}12$ *м*.

Следовательно,

$$\sum l_{экв} = 12{,}25 + 1{,}65 + 0{,}33 + 0{,}12 = 14{,}35 \text{ м};$$

$$l + \sum l_{экв} = 105 + 14{,}35 = 119{,}35 \text{ м}.$$

Тогда

$$\Delta p_{13-14} = 0{,}035 \frac{119{,}35}{0{,}018} \frac{0{,}5^2}{2 \cdot 9{,}81} 607{,}3 = 1795 \text{ кгс/м}^2 = 17\,600 \text{ н/м}^2.$$

Общее падение давления в трубопроводе $\Delta p_{10-14} = 2614$ *кгс/м*^{2} или $\Delta p_{10-14} = 25\,660$ *н/м*^{2}. Так как оно лишь на 5% выше допустимой величины падения давления для жидкостного трубопровода, то перерасчет не производим.

Для участка трубопровода *14—15* от регулирующего вентиля до охлаждающего прибора можно принять трубу того же размера, что и на участке *13—14*, т. е. 22 × 2 *мм*.

Объем влажного пара, движущегося на участке *14—15*,

$$V_a = G_a v_4 = 128 \cdot 0{,}15 = 19{,}2 \text{ м}^3/\text{ч} = 5{,}33 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Скорость пара в трубе

$$w = \frac{4 \cdot 19{,}2}{\pi 0{,}018^2 \cdot 3600} = 21 \text{ м/сек},$$

что допустимо для этого трубопровода.

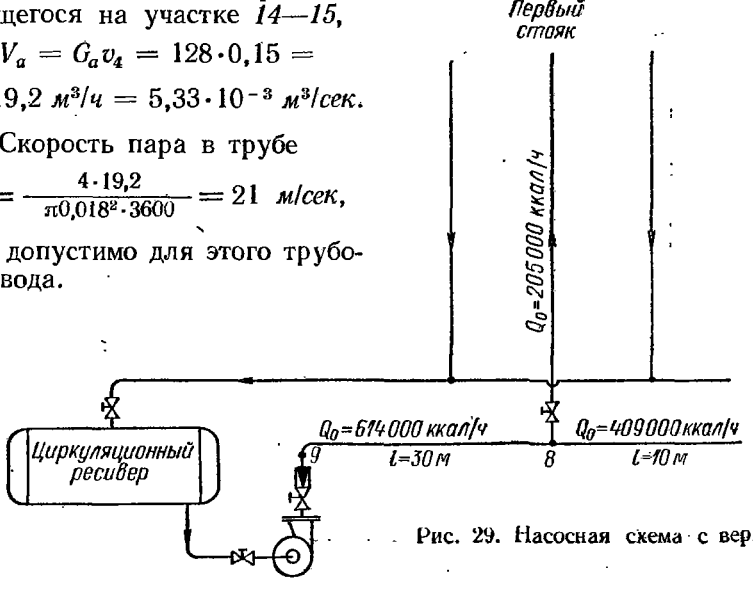


Рис. 29. Насосная схема с верх

19. Найти диаметр труб подающих линий насосной системы с верхней подачей, определить производительность насоса и необходимый напор насоса для многоэтажного холодильника, схема которого показана на рис. 29. Жидкость насосом подается по трем стоякам в пять этажей холодильника. Первый и второй стояки питают по одной камере на этаже, а третий — по две камеры меньшего размера. Температура кипения $t_0 = -28°$ С. Высота этажа 4,2 *м*.

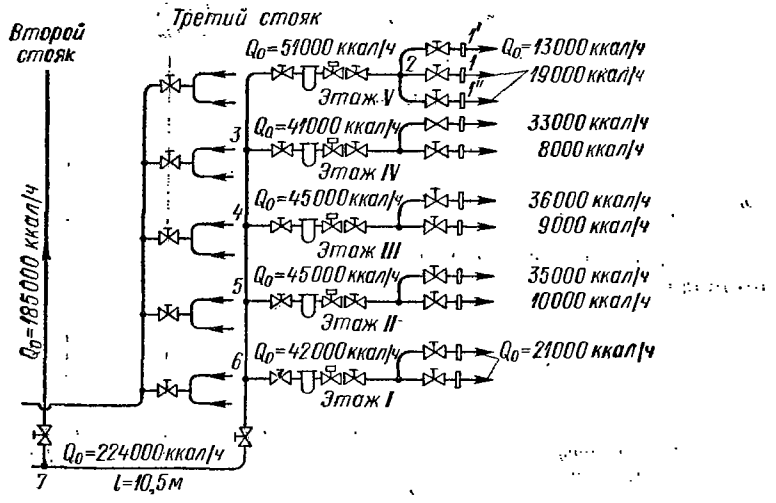
Р е ш е н и е. 1. Расчет проведен для третьего стояка, на который приходится наибольшая нагрузка. Нагрузки Q_0 по стоякам и по отдельным потребителям третьего стояка нанесены на рис. 29.

Количество жидкого дросселированного рабочего тела G'_a, подаваемого насосом из циркуляционного ресивера к потребителям, определялось по выражению

$$G'_a = \frac{Q_0 n}{r} \text{ кг/ч},$$

где r — теплота парообразования; при $t_0 = -28°$ С $r = 323{,}1$ *ккал/кг* $= 1352$ *кдж/кг*;

n — кратность циркуляции; в примере взята $n = 6$.



ней подачей рабочего тела в охлаждающие приборы

Таблица 14

Определение диаметра жидкостного трубопровода насосной схемы подачи жидкости в испарительную систему

Участок трубопровода (рис. 29)	Холодопроизводительность Q_0 в *ккал/ч*	Количество протекающего вещества G_a' в *кг/ч*	Объем, протекающего вещества V_a в *м³/ч*	Внутренний диаметр трубы $d_{вн}$ в *мм*	Скорость движения вещества w в *м/сек*	Длина участка l	Эквивалентная длина местного сопротивления $\sum l_{экв}$	Общая длина $l + \sum l_{экв}$	Падение давления Δp	Давление столба жидкости Δp_h	Давление в начале участка по ходу жидкости p_0
						м			*кгс/м²*	*кгс/см²*	
1—2	19 000	353	0,525	25	0,30	2,0	11	13	60	—	1,551
2—3	51 000	947	1,41	25	0,80	5,5	35	40,5	1300	0,284	1,965
3—4	92 000	1705	2,52	32	0,90	5,5	1,5	7,0	220	0,284	2,269
4—5	137 000	2540	3,76	50	0,53	5,5	2,5	8,0	50	0,284	2,558
5—6	182 000	3380	5,00	50	0,71	5,5	2,5	8,0	100	0,284	2,852
6—7	224 000	4160	6,15	50	0,87	10,5	19,0	29,5	540	0,284	3,190
7—8	409 000	7600	11,27	69	0,84	10,0	4,0	14,0	340	—	3,224
8—9	614 000	11 400	16,90	69	1,26	30	50	80	2220	0,100	3,546

Результаты вычислений для всех участков схемы узла подачи жидкого рабочего тела приведены в табл. 14.

2. Диаметр диафрагм перед охлаждающими приборами, обеспечивающих равномерную подачу рабочего тела по батареям, должен определяться из выражения расхода при истечении жидкости

$$G_a' = \frac{\pi d_\partial^2}{4} \mu\, 3600 \sqrt{2g\Delta p \gamma_{ж}'} \quad кг/ч,$$

где d_∂ — диаметр диафрагм в *м*;

μ — коэффициент расхода; для переохлажденного жидкого холодильного агента $\mu = 0{,}62 \div 0{,}65$;

Δp — перепад давлений, который должен быть погашен в диафрагме для того, чтобы выравнять гидравлические сопротивления на пути к каждой параллельно включенной батарее, в *кгс/м²*;

$\gamma_{ж}'$ — удельный вес жидкого холодильного агента перед диафрагмой; при $t_0 = -28°$ С $\gamma_{ж}' = 675$ *кгс/м³*.

Величина давления перед диафрагмами $p_д$ верхнего этажа (в данном случае этажа *V*) должна складываться из давления кипения p_0, падения давления в батарее $\Delta p_б$ и падения давления Δp в диафрагме, т. е.

$$p_д = p_0 + \Delta p_б + \Delta p.$$

При температуре кипения $t_0 = -28°$ С давление $p_0 = 1{,}342$ *кгс/см²*. Поскольку давление перед всеми параллельно включенными диафрагмами, через которые идет питание охлаждающих приборов данного этажа, должно быть одинаковым, то расчетное падение давления в диафрагме оказывается зависящим от сопротивления батарей. В связи с этим следует вычислить их сопротивление.

На этаже *V* жидкость, поступающая в камеру, обслуживаемую третьим стояком, раздается по трем охлаждающим приборам (рис. 29): в количестве 241 *кг/ч* к пристенной батарее холодопроизводительностью 13 000 *ккал/ч* и в количестве по 353 *кг/ч* к двум потолочным холодопроизводительностью 19 000 *ккал/ч* каждая.

При удельном теплосъеме потолочных батарей $q_F = 41$ *ккал/(м²·ч)* поверхность одной батареи

$$F_{0\,пот} = \frac{19\,000}{41} = 464 \ м^2.$$

При теплосъеме пристенной батареи $q_F = 33$ *ккал/(м²·ч)* ее поверхность

$$F_{0\,пр} = \frac{13\,000}{33} = 396 \ м^2.$$

Батареи выполнены из оребренных труб диаметром 57 × × 3,5 *мм*, 1 *пог/м* которых имеет поверхность 1 *м²*. Таким образом, длина труб каждой потолочной батареи составляет 464, а пристенной — 396 *м*.

Считаем, что пристенная батарея выполнена из двух параллельных секций (расположенных в одной плоскости) с длиной шланга 198 *м*, а потолочные двухрядные батареи — каждая из восьми параллельных секций с длиной шланга 58 *м*.

Количество пара, образующегося в одной секции батарей: пристенной батареи

$$G_{a\,пр} = \frac{13\,000}{2 \cdot 323{,}1} = 20{,}1 \ кг/ч;$$

потолочной батареи

$$G_{a\,пот} = \frac{19\,000}{8 \cdot 323{,}1} = 7{,}35 \ кг/ч.$$

Скорость пара w_n на выходе из батарей, если полагать, что при кратности циркуляции $n = 6$ жидкое рабочее тело протекает по трубам, заполняя сечение трубы $f_{тр}$ в среднем на 50%,

$$w_n = \frac{G_a}{\gamma_n 3600 f_n} \text{ м/сек},$$

где γ_n — плотность насыщенного пара; при $t_0 = 28^\circ$ С $\gamma_n = 1{,}136$ кг/м³;

f_n — сечение трубы, занятое паром; здесь $f_n = 0{,}5 f_{тр} = 0{,}5 \frac{\pi d_{вн}^2}{4}$.

В секции пристенной батареи

$$w_n = \frac{20{,}1 \cdot 4}{1{,}136 \cdot 3600 \pi 0{,}05^2 \cdot 0{,}5} = 5{,}04 \text{ м/сек};$$

в секции потолочной батареи

$$w_n = \frac{7{,}35 \cdot 4}{1{,}136 \cdot 3600 \pi 0{,}05^2 \cdot 0{,}5} = 1{,}84 \text{ м/сек}.$$

Средняя скорость пара в трубе пристенной батареи

$$w_{n.\,ср} = \frac{5{,}04}{2} = 2{,}52 \text{ м/сек};$$

в трубе потолочной батареи

$$w_{n.\,ср} = \frac{1{,}84}{2} = 0{,}92 \text{ м/сек}.$$

Средняя скорость жидкости $w_{ж.\,ср}$ в трубах, соответствующая найденной средней скорости пара, может быть определена по выражению [25]

$$w_{ж.\,ср} = 0{,}261 w_n^{0.274}.$$

В пристенной батарее

$$w_{ж.\,ср} = 0{,}261 \cdot 2{,}52^{0.274} = 0{,}34 \text{ м/сек};$$

в потолочной батарее

$$w_{ж.\,ср} = 0{,}261 \cdot 0{,}92^{0.274} = 0{,}256 \text{ м/сек}.$$

Для определения гидравлического сопротивления $\Delta p_б$ батареи можно воспользоваться выражением [25]

$$\Delta p_б = \lambda_{тр} \frac{l + \sum l_{экв}}{d_{экв.\,п}} \frac{w_n^2}{2g} \gamma_n' + \lambda_{тр} \frac{l + \sum l_{экв}}{d_{экв.\,ж}} \frac{w_{ж}^2}{2g} \gamma_{ж}' \text{ кгс/м}^2.$$

Здесь $\lambda_{тр} = 0{,}035$;

$d_{экв}$ — эквивалентный диаметр сечения, по которому протекает пар или жидкость.

Эквивалентный диаметр

$$d_{экв} = \frac{4F}{U},$$

где F — площадь сечения, занятого протекающей средой;
U — периметр этого сечения.

В данном случае

$$d_{экв.п} = d_{экв.ж} = 0{,}5\,\frac{4\pi d_{вн}^2}{4\left(\frac{\pi d_{вн}}{2} + d_{вн}\right)} =$$

$$= 0{,}5\,\frac{\pi d_{вн}}{\frac{\pi}{2} + 1} = \frac{\pi 0{,}05}{5{,}14} = 0{,}030 \text{ м}.$$

В батареях имеются местные сопротивления. В пристенной батарее: семь отводов, чему соответствует $l_{экв} = 7 \times 9{,}2 \times 0{,}03 = 2$ м; вход в коллектор — $l_{экв} = 12 \cdot 0{,}03 = 0{,}36$ м; вход в секцию — $l_{экв} = 17{,}5 \cdot 0{,}03 = 0{,}53$ м; вход в сливной коллектор — $l_{экв} = 20 \cdot 0{,}03 = 0{,}6$ м.

Следовательно,

$$\sum l_{экв} = 2 + 0{,}36 + 0{,}53 + 0{,}6 = 3{,}49 \text{ м}.$$

В потолочной батарее: вход в коллектор, чему соответствует $l_{экв} = 0{,}36$ м; вход в секцию — $l_{экв} = 0{,}53$ м; вход в сливной коллектор — $l_{экв} = 0{,}6$ м; двойной отвод (калач) — $l_{экв} = 2{,}5 \cdot 0{,}03 = 0{,}75$ м.

Следовательно,

$$\sum l_{экв} = 0{,}36 + 0{,}53 + 0{,}6 + 0{,}75 = 2{,}24 \text{ м}.$$

Тогда падение давления в пристенной батарее

$$\Delta p_б = 0{,}035\,\frac{198 + 3{,}49}{0{,}03}\left(\frac{2{,}52^2}{2 \cdot 9{,}81}\,1{,}136 + \frac{0{,}34^2}{2 \cdot 9{,}81}\,675\right) =$$

$$= 235\,(0{,}324 + 3{,}97) = 1010 \text{ кгс/м}^2 \approx 0{,}1 \text{ кгс/см}^2;$$

в потолочной батарее

$$\Delta p_б = 0{,}035\,\frac{58 + 2{,}24}{0{,}03}\left(\frac{0{,}92^2}{2 \cdot 9{,}81}\,1{,}136 + \frac{0{,}256^2}{2 \cdot 9{,}81}\,675\right) =$$

$$= 70{,}5\,(0{,}043 + 2{,}250) = 162 \text{ кгс/м}^2 \approx 0{,}02 \text{ кгс/см}^2.$$

На пути от диафрагмы до батарей проложен участок трубы диаметром 32 × 3,5 мм, длиной $l = 10$ м с подъемом 1,2 м и имеющий три отвода.

Скорость жидкости в трубе к пристенной батарее

$$w = \frac{241 \cdot 4}{3600\pi 0{,}025^2 \cdot 675} = 0{,}2 \text{ м/сек};$$

к потолочной батарее

$$w = \frac{353 \cdot 4}{3600\pi 0{,}025^2 \cdot 675} = 0{,}3 \text{ м/сек}.$$

Сопротивление участка подвода жидкости к пристенной батарее

$$\Delta p' = 0{,}035 \frac{10 + 9{,}2 \cdot 3 \cdot 0{,}025}{0{,}025} \frac{0{,}2^2}{2 \cdot 9{,}81} 675 + 1{,}2 \cdot 675 =$$

$$= 20 + 810 = 830 \text{ кгс/м}^2 = 0{,}083 \text{ кгс/см}^2.$$

Сопротивление участка подвода жидкости к потолочной батарее

$$\Delta p' = 0{,}035 \frac{10 + 9{,}2 \cdot 3 \cdot 0{,}025}{0{,}025} \frac{0{,}3^2}{2 \cdot 9{,}81} 675 + 1{,}2 \cdot 675 =$$

$$= 45 + 810 = 855 \text{ кгс/м}^2 = 0{,}086 \text{ кгс/см}^2.$$

Общее сопротивление:
пристенной батареи

$$\Delta p_б = 0{,}1 + 0{,}083 = 0{,}183 \text{ кгс/см}^2;$$

потолочной батареи

$$\Delta p_б = 0{,}02 + 0{,}086 = 0{,}106 \text{ кгс/см}^2.$$

Поскольку сопротивление пристенной батареи больше, чем потолочной, то в диафрагме, питающей пристенную батарею, должен быть предусмотрен самый малый перепад давлений, разницу же между сопротивлением батарей следует компенсировать повышенным сопротивлением диафрагм, через которые идет питание потолочных батарей.

Выбираем перепад давлений в диафрагме пристенной батареи $\Delta p = 0{,}02$ кгс/см^2. Тогда диаметр диафрагмы будет:

$$d_д^2 = \frac{4G_a}{\pi 0{,}62 \cdot 3600 \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \Delta p \cdot 10^4 \cdot 675}} =$$

$$= \frac{0{,}0498 G_a}{\sqrt{\Delta p}} 10^{-6} = \frac{0{,}0498 \cdot 241}{\sqrt{0{,}02}} 10^{-6} = 85 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$d_д = \sqrt{85} \cdot 10^{-3} = 9{,}2 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 9{,}2 \text{ мм}.$$

Давление перед диафрагмами этажа V (точка *1*, рис. 29)

$$p_{дV} = 1{,}342 + 0{,}183 + 0{,}02 = 1{,}545 \text{ кгс/см}^2.$$

Падение давления в диафрагмах потолочных батарей

$$\Delta p = 1{,}545 - 1{,}342 - 0{,}106 = 0{,}097 \approx 0{,}10 \ кгс/см^2.$$

Размер отверстия диафрагмы для потолочных батарей

$$d_д^2 = \frac{0{,}0498 \cdot 353 \cdot 10^{-6}}{\sqrt{0{,}10}} = 55{,}5 \cdot 10^{-6} \ м^2;$$

$$d_д = \sqrt{55{,}5} \cdot 10^{-3} = 7{,}45 \cdot 10^{-3} \ м = 7{,}45 \ мм.$$

3. Падение давления на участке *1—2* (от диафрагмы до разветвления). Длина участка $l = 2$ *м*, диаметр трубы $d_{вн} = 25$ *мм*. На участке тройник на разветвлении, вентиль, два отвода, для которых

$$\sum l_{экв} = (67 + 340 + 2{,}25)\, 0{,}025 = 11 \ м.$$

Падение давления на участке *1—2*

$$\Delta p_{1-2} = 0{,}035 \frac{2 + 11}{0{,}025} \frac{0{,}3^2}{2 \cdot 9{,}81} 675 = 60 \ кгс/м^2 = 0{,}006 \ кгс/см^2.$$

Давление в начале участка (точка *2*, рис. 29)

$$p_0' = 1{,}545 + 0{,}006 = 1{,}551 \ кгс/см^2.$$

4. Падение давления на участке *2—3* (между пятым и четвертым этажами). Длина участка $l = 5{,}5$ *м*, выбранный диаметр $d_{вн} = 25$ *мм*. Проверка величины скорости жидкости в трубе дает

$$w = \frac{4V_a'}{\pi d_{вн}^2 3600} = \frac{4 \cdot 1{,}41}{\pi 0{,}025^2 \cdot 3600} = 0{,}8 \ м/сек,$$

что меньше допустимой величины (1 *м/сек*).

На участке имеются тройник на проходе, отвод, три вентиля (в том числе один соленоидный) и фильтр, для которых

$$\sum l_{экв} = (20 + 12{,}5 + 3 \cdot 340 + 340)\, 0{,}025 = 35 \ м.$$

Тогда

$$\Delta p_{2-3} = 0{,}035 \frac{5{,}5 + 35}{0{,}025} \frac{0{,}8^2}{2 \cdot 9{,}81} 675 = 1300 \ кгс/м^2 = 0{,}13 \ кгс/см^2.$$

Давление столба жидкости высотой 4,2 *м*

$$\Delta p_h = 4{,}2 \cdot 675 = 2840 \ кгс/м^2 = 0{,}284 \ кгс/см^2.$$

Давление в трубе на уровне ответвления подачи холодильного агента в этаж *IV*

$$p_0' = 1{,}551 + 0{,}13 + 0{,}284 = 1{,}965 \ кгс/см^2.$$

5. В камере этажа *IV*, питающейся от третьего стояка, две батареи: пристенная $Q_{0\,пр} = 8000$ *ккал/ч* и потолочная $Q_{0пот} = 33\,000$ *ккал/ч*.

Количество жидкого агента, поступающее в батареи: в пристенную

$$G_a' = \frac{8000 \cdot 6}{323{,}1} = 149 \ кг/ч;$$

в потолочную

$$G_a' = \frac{33\,000 \cdot 6}{323{,}1} = 613 \ кг/ч.$$

При расчете диаметра диафрагм для батарей этажа *IV* можно полагать, что падение давления на участке до диафрагм и сопротивление участков за диафрагмами здесь такие же, как и на этаже *V*. Тогда давление перед диафрагмами этажа *IV*

$$p_{\partial IV} = 1{,}965 - 0{,}006 = 1{,}959 \ кгс/см^2.$$

Давление за диафрагмой:
пристенной батареи

$$p_0 + \Delta p_б = 1{,}342 + 0{,}183 = 1{,}525 \ кгс/см^2;$$

потолочной батареи

$$p_0 + \Delta p_б = 1{,}342 + 0{,}106 = 1{,}448 \ кгс/см^2.$$

Следовательно, в диафрагме пристенной батареи падение давления должно быть

$$\Delta p = 1{,}959 - 1{,}525 = 0{,}434 \ кгс/см^2,$$

а в диафрагме потолочной батареи

$$\Delta p = 1{,}959 - 1{,}448 = 0{,}511 \ кгс/см^2.$$

Диаметр диафрагм для питания:
пристенной батареи

$$d_\partial^2 = \frac{0{,}0498 \cdot 149 \cdot 10^{-6}}{\sqrt{0{,}434}} = 11{,}3 \cdot 10^{-6} \ м^2,$$

$$d_\partial = \sqrt{11{,}3} \cdot 10^{-3} = 3{,}46 \cdot 10^{-3} \ м = 3{,}46 \ мм;$$

потолочной батареи

$$d_\partial^2 = \frac{0{,}0498 \cdot 613 \cdot 10^{-6}}{\sqrt{0{,}511}} = 42{,}6 \cdot 10^{-6} \ м^2,$$

$$d_\partial = \sqrt{42{,}6} \cdot 10^{-3} = 6{,}52 \cdot 10^{-3} \ м = 6{,}52 \ мм.$$

6. Результаты определения диаметра труб, падения давления в трубах и давления в начале каждого участка трубопровода сведены в табл. 14, поскольку эти расчеты аналогичны предыдущим.

7. Определение необходимых производительности и напора аммиачного насоса может быть выполнено по данным табл. 14. Из нее следует, что общее потребление жидкого холодильного агента 16,9 *м³/ч*. Это и определяет необходимую производительность насоса.

Необходимый напор H находится как разница между давлением в напорной линии на высоте уровня жидкости в циркуляционном ресивере (точка *9*) и давлением кипения. Таким образом,

$$H = 3{,}546 - 1{,}342 = 2{,}204 \text{ кгс/см}^2 = 22{,}04 \text{ м вод. ст} =$$

$$= \frac{22{,}04}{0{,}675} = 32{,}7 \text{ м столба жидкого аммиака.}$$

Аммиачный центробежный насос 3Ц-4 Щелковского завода при производительности 20 *м³/ч* дает напор 39 *м* аммиачного столба. Следовательно, он может быть применен для подачи жидкости в данной схеме.

§ 8. РАСЧЕТ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ ВОДЫ

20. Подобрать вентиляторную пленочную градирню для холодильной установки, находящейся в Москве. Нагрузка на конденсатор $Q = 600\,000$ *ккал/ч* $= 697{,}5$ *квт*.

Р е ш е н и е. 1. Расчетные условия наружного воздуха для Москвы по [33]: средняя температура самого жаркого месяца (июля) $t_{ср.м} = 17{,}8°$ С, температура абсолютного максимума $t_{а.м} = 35°$ С.

Тогда:

$$t_{н.расч} = t_{ср.м} + 0{,}125\ t_{а.м} = 17{,}8 + 0{,}125 \cdot 35 =$$

$$= 17{,}8 + 4{,}4 = 22{,}2 \approx 22° \text{ С.}$$

Средняя относительная влажность в 13 *ч* самого жаркого месяца для Москвы $\varphi_{н.расч} = 60\%$. Расчетная температура по мокрому термометру будет при этих данных $t' = 17{,}4°$ С.

2. Коэффициент эффективности вентиляторной пленочной градирни может быть выбран равным $\eta = 0{,}75$. Это позволяет найти температуру $t_{в1}$ охлажденной воды, выходящей из градирни.

Для получения сравнительных данных расчет проведен для двух значений ширины зоны охлаждения $\Delta t_в = 2$ *град* и $\Delta t_в = 4$ *град*. Температура воды после охлаждения

$$t_{в1} = t' + \Delta t_в \left(\frac{1}{\eta} - 1\right).$$

Тогда:

при $\Delta t_в = 2$ *град* $\quad t_{в1} = 17{,}4 + 2\left(\frac{1}{0{,}75} - 1\right) = 18{,}1°$ С;

при $\Delta t_в = 4$ *град* $\quad t_{в1} = 17{,}4 + 4\left(\frac{1}{0{,}75} - 1\right) = 18{,}7°$ С.

Температура воды, выходящей из конденсатора (т. е. до охлаждения в градирне),

$$t_{в2} = t' + \Delta t_в \frac{1}{\eta} \text{ или } t_{в2} = t_{в1} + \Delta t_в.$$

Тогда:

при $\Delta t_в = 2$ *град* $\quad t_{в2} = 18{,}1 + 2 = 20{,}1°$ С;

при $\Delta t_в = 4$ *град* $\quad t_{в2} = 18{,}7 + 4 = 22{,}7°$ С.

Глубина зоны охлаждения получилась:

при $\Delta t_в = 2$ *град* $\quad t_{в1} - t' = 18{,}1 - 17{,}4 = 0{,}7°$ С;

при $\Delta t_в = 4$ *град* $\quad t_{в1} - t' = 18{,}7 - 17{,}4 = 1{,}3°$ С.

3. Удельная гидравлическая нагрузка на 1 $м^2$ пленочной вентиляторной градирни (плотность орошения) может быть принята $H_в = 6$ $м^3/(м^2 \cdot ч)$. Количество циркуляционной воды в системе оборотного водоснабжения будет

$$W = \frac{Q}{c_в \Delta t_в}.$$

Тогда:

при $\Delta t_в = 2$ *град* $\quad W = \frac{600\,000}{1 \cdot 2 \cdot 1000} = 300$ $м^3/ч$;

при $\Delta t_в = 4$ *град* $\quad W = \frac{600\,000}{1 \cdot 4 \cdot 1000} = 150$ $м^3/ч$.

Необходимая площадь градирни F_0 (площадь поперечного сечения, перпендикулярного направлению движения воздуха) рассчитывается по соотношению

$$F_0 = \frac{W}{H_в}.$$

Тогда:

при $\Delta t_в = 2$ *град* $\quad F_0 = \frac{300}{6} = 50$ $м^2$;

при $\Delta t_в = 4$ *град* $\quad F_0 = \frac{150}{6} = 25$ $м^2$.

Так как для обеспечения устойчивости водяной пленки удельная гидравлическая нагрузка на 1 *пог.м* орошаемых щитов должна быть не менее 100 *кг/(ч·пог. м)*, то, выбирая эту величину равной $g_в = 200$ *кг/(ч·пог. м.)*, можно найти необходимую общую длину фронта орошения L щитов в градирне

$$L = \frac{W1000}{g_в}.$$

Тогда:

при $\Delta t_в = 2$ *град* $\quad L = \frac{300 \cdot 1000}{200} = 1500$ *м*;

при $\Delta t_в = 4$ *град* $\quad L = \frac{150 \cdot 1000}{200} = 750$ *м*.

4. Удельная тепловая нагрузка q_F на 1 $м^2$ площади поперечного сечения градирни получится

при $\Delta t_в = 2$ *град* $\quad q_F = H_в \Delta t_в = 6 \cdot 2 \cdot 1000 =$
$= 12\,000$ *ккал/($м^2 \cdot ч$)*;

при $\Delta t_в = 4$ *град* $\quad q_F = 6 \cdot 4 \cdot 1000 = 24\,000$ *ккал/($м^2 \cdot ч$)*.

В обоих случаях удельная нагрузка в пределах допустимых величин для этого типа градирни.

5. По каталогу типовых проектов вентиляторных градирен [28] можно выбрать: при $\Delta t_в = 2$ *град* две градирни, каждая из которых состоит из трех типовых секций площадью 8 $м^2$, т. е. общей площадью 2×24 $м^2$; при $\Delta t_в = 4$ *град* потребуется только одна такая градирня площадью 24 $м^2$. Высота указанных типовых секций принята 8 *м*.

21. Рассчитать пленочную (капиллярную) градирню с регулярной насадкой производительностью 300 000 *ккал/ч* (349 *квт*). Расчетные условия наружного воздуха: температура $t_1 = 28°$ С и относительная влажность $\varphi_1 = 50\%$. Вода охлаждается в градирне на $\Delta t_в = 4$ *град*.

Р е ш е н и е. 1. Насадка градирни выполнена из пластмассовых листов с продольными выступами, посредством которых образованы плоские каналы для движения воды и воздуха. Размеры сечения каналов показаны на рис. 30.

Среднее свободное сечение одного канала

$$s_0 = 13 \cdot 3 \cdot 10^{-6} = 39 \cdot 10^{-6} \text{ } м^2.$$

На 1 $м^2$ сечения насадки приходится каналов

$$n_1 = \frac{1000}{3,5} \frac{1000}{15} = 286 \cdot 66,7 = 19\,000 \text{ шт.}$$

Площадь свободного (живого) сечения каналов на 1 $м^2$ сечения насадки

$$S_0 = s_0 n_1 = 39 \cdot 10^{-6} \cdot 19\,000 = 0,74 \text{ } м^2/м^2.$$

Смоченный периметр единичного канала

$$u_{см} = 2\,(13 + 3)\,10^{-3} = 0{,}032\ м.$$

Смоченный периметр каналов в 1 $м^2$ сечения насадки

$$U_{см} = u_{см} n_1 = 0{,}032 \cdot 19\,000 = 610\ м/м^2.$$

Эквивалентный диаметр канала

$$d_{экв} = \frac{4s_0}{u_{см}} = \frac{4 \cdot 39 \cdot 10^{-6}}{0{,}032} = 4{,}86 \cdot 10^{-3}\ м = 4{,}86\ мм.$$

Поверхность теплообмена в 1 $м^3$ насадки

$$F_1 = U_{см}\,1 = 610\ м^2/м^3.$$

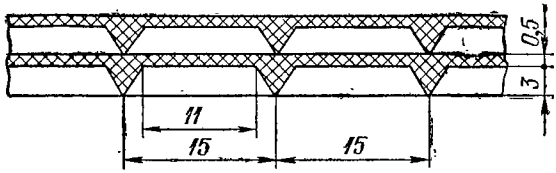


Рис. 30. Элемент регулярной насадки капиллярной градирни

Если принять высоту насадки $h = 350\ мм$, то поверхность теплообмена на 1 $м^2$ сечения насадки

$$F' = 610 \cdot 0{,}35 = 214\ м^2/м^2.$$

2. Температура воды $t_{в1}$ после охлаждения в градирне

$$t_{в1} = t' + \Delta t_в \left(\frac{1}{\eta} - 1\right)\ °C,$$

где t' — температура по мокрому термометру; при заданных расчетных условиях $t' = 20{,}3°$ С;

η — коэффициент эффективности работы атмосферного охладителя воды; принимаем $\eta = 0{,}70$ [5].

$$t_{в1} = 20{,}3 + 4\left(\frac{1}{0{,}70} - 1\right) = 20{,}3 + 1{,}7 = 22°\,С.$$

Температура воды $t_{в2}$ до охлаждения (после выхода из конденсатора)

$$t_{в2} = t_{в1} + \Delta t_в = 22 + 4 = 26°\,С.$$

Средняя температура воды в охладителе $t_{в.ср} = 24°$ С.

3. Количество воды, подаваемой на охлаждение в градирню,

$$W = \frac{Q}{c_в \Delta t_в} = \frac{300\,000}{1 \cdot 4} = 75\,000\ кг/ч = 75\ м^3/ч$$

или

$$W = \frac{349}{4{,}19 \cdot 4} = 20{,}8 \ кг/сек.$$

Здесь $c_в$ — теплоемкость воды; $c_в = 1$ *ккал/(кг·град)* = $= 4{,}19$ *кдж/ (кг·град)*.

4. Площадь поперечного сечения градирни

$$F_0 = \frac{W}{H_в} \ м^2.$$

Плотность орошения или удельная гидравлическая нагрузка $H_в$ на 1 $м^2$ сечения капиллярных градирен находится в пределах 7—12 $м^3/(м^2 \cdot ч)$. Выбираем $H_в = 8 \ м^3/(м^2 \cdot ч)$; тогда

$$F_0 = \frac{75}{8} = 9{,}4 \ м^2.$$

5. Плотность орошения $g_в$ на 1 $м$ смачиваемого периметра

$$g_в = \frac{H_в \gamma_в}{U_{см}} = \frac{8 \cdot 1000}{610} = 13{,}1 \ кг/(м \cdot ч) = 0{,}00364 \ кг/(м \cdot сек).$$

6. Для определения скорости $w_в$ течения пленки по поверхности насадки можно воспользоваться формулой Нуссельта, которая строго справедлива лишь для течения пленки в неподвижном воздухе. Однако при обычной в градирнях скорости воздуха $w = 2{,}0$—$3{,}5$ *м/сек* такое допущение вызывает погрешность, не превышающую 10% [7].

$$w_в = \frac{1}{\gamma'_в} \sqrt[3]{\frac{g(\gamma'_в - \gamma') g_в^2}{3\nu_в}} \ м/сек,$$

где $\gamma'_в$ и γ' — удельные веса воды и воздуха, *кгс/м³*;

$\nu_в$ — коэффициент кинематической вязкости воды; при средней температуре воды $t_{в.ср} = 24°$ С $\nu_в = 0{,}925 \cdot 10^{-6} \ м^2/сек$.

$$w_в = \frac{1}{1000} \sqrt[3]{\frac{9{,}81 \ (1000 - 1{,}2) \ 0{,}00364^2}{3 \cdot 0{,}925 \cdot 10^{-6}}} = 0{,}036 \ м/сек.$$

7. Скорость движения воздуха выбираем $w = 3{,}5$ *м/сек*. Тогда суммарная скорость движения потоков воздуха и воды

$$w_c = w + w_в = 3{,}5 + 0{,}036 = 3{,}536 \ м/сек.$$

8. Гидравлическое сопротивление Δp насадки высотой $h = 350$ *мм* может быть найдено в зависимости от плотности орошения $H_в$ и от суммарной скорости потоков w_c ([1], рис. 3).

Хотя опытные данные, приведенные в этой работе, получены для насадки из другого материала (алюминиевой фольги), но за отсутствием данных возможно ими пользоваться, так как они определены для каналов с близкой величиной эквивалентного диаметра ($d_{экв} = 3{,}2$ *мм*). Кроме того, данные рисунка приходится несколько экстраполировать, поскольку там приведены результаты опытов при плотности орошения от 10 $м^3/(м^2 \cdot ч)$ и выше.

Для $H_в = 8$ $м^3/(м^2 \cdot ч)$ и $w_0 = 3{,}536$ *м/сек* гидравлическое сопротивление слоя насадки $\Delta p = 23$ *мм рт. ст.*

9. Объемный коэффициент массоотдачи β_v, отнесенный к единице объема насадочной части градирни, может быть найден по работе ([1], рис. 4), в зависимости от сопротивления Δp слоя насадки. Для $H_в = 8$ $м^3/(м^2 \cdot ч)$ и $\Delta p = 23$ *мм рт. ст.* коэффициент $\beta_v = 9{,}5 \cdot 10^4$ $кг/(м^3 \cdot ч)$.

10. Количество воздуха G, проходящего через насадку,

$$G = w F_0 S_0 \gamma' 3600 = 3{,}5 \cdot 9{,}4 \cdot 0{,}74 \cdot 1{,}2 \cdot 3600 =$$

$$= 105\,000 \text{ } кг/ч = 29{,}1 \text{ } кг/сек.$$

11. Энтальпия i_2 воздуха, выходящего из градирни,

$$i_2 = i_1 + \frac{Q}{G}.$$

Здесь i_1 — энтальпия влажного воздуха, поступающего в градирню. При $t_1 = 28°$ С и $\varphi_1 = 50\%$ $i_1 = 14{,}08$ *ккал/кг* $=$ $= 59{,}0$ *кдж/кг*.

$$i_2 = 14{,}08 + \frac{300\,000}{105\,000} = 14{,}08 + 2{,}86 = 16{,}94 \text{ } ккал/кг =$$

$$= 71{,}0 \text{ } кдж/кг.$$

12. Достаточность вычисленной площади сечения градирни F_0 можно проверить по уравнению Меркеля для действительной поверхности теплообмена F

$$Q = \sigma F \Delta i_{ср},$$

где σ — коэффициент испарения в $кг/(м^2 \cdot ч)$;

$\Delta i_{ср}$ — средняя логарифмическая разность энтальпий, равная

$$\Delta i_{ср} = \frac{(i''_{в2} - i_2) - (i''_{в1} - i_1)}{\ln \dfrac{i''_{в2} - i_2}{i''_{в1} - i_1}}.$$

Здесь $i''_{в2}$ и $i''_{в1}$ — энтальпии насыщенного воздуха над водой при входе в градирню и при выходе из нее.

При $t_{в2} = 26°$ С энтальпия $i''_{в2} = 19{,}44$ *ккал/кг* = = 18,5 *кдж/кг*; при $t_{в1} = 22°$ С энтальпия $i''_{в1} =$ = 15,58 *ккал/кг* = 65,2 *кдж/кг*.

Тогда

$$\Delta i_{ср} = \frac{(19{,}44 - 16{,}94) - (15{,}58 - 14{,}08)}{2{,}3 \lg \frac{19{,}44 - 16{,}94}{15{,}58 - 14{,}08}} = \frac{2{,}50 - 1{,}50}{2{,}3 \lg \frac{2{,}5}{1{,}5}} =$$

$$= 1{,}96 \text{ ккал/кг} = 8{,}2 \text{ кдж/кг}.$$

Поскольку опытные данные по коэффициенту испарения отнесены к объему насадки, то уравнение Меркеля может быть представлено в виде

$$Q = \beta_v F_0 h \Delta i_{ср},$$

откуда площадь сечения насадки F_0, обеспечивающая массообмен,

$$F_0 = \frac{Q}{\beta_v h \Delta i_{ср}} = \frac{300\,000}{9{,}5 \cdot 10^4 \cdot 0{,}35 \cdot 1{,}96} = 4{,}6 \text{ м}^2.$$

Таким образом, проверка расчета показала безусловную достаточность вычисленного объема насадки и ее поверхности.

Чтобы добиться совпадения поверхности массообмена с найденной ранее поверхностью насадки, следует уменьшить высоту насадки. Но для насадки меньшей высоты пока отсутствуют опытные данные и это вынуждает ограничиться сделанным сравнением.

13. Температура t_2 воздуха, выходящего из градирни, может быть найдена из приближенного равенства

$$\frac{i_2 - i_1}{t_2 - t_1} = \frac{i''_{ср} - i_1}{t_{в.\,ср} - t_1},$$

где $i''_{ср}$ — энтальпия насыщенного воздуха при средней температуре воды; при $t_{в.\,ср} = 24°$ С $i''_{ср} = 17{,}42$ *ккал/кг* = = 73 *кдж/кг*.

$$t_2 = t_1 + \frac{i_2 - i_1}{i''_{ср} - i_1}(t_{в.\,ср} - t_1) =$$

$$= 28 + \frac{16{,}94 - 14{,}08}{17{,}42 - 14{,}08}(24 - 28) = 28 - \frac{2{,}86}{3{,}34} 4 =$$

$$= 28 - 3{,}46 = 24{,}54°\text{C}.$$

Изменение состояния воздуха при прохождении его через градирню показано в диаграмме *d—i* на рис. 31. Точка *2*

лежит на линии *1—в*, соединяющей точку *1*, которая характеризует состояние воздуха, входящего в градирню, с точкой *в*. Эта точка соответствует состоянию насыщенного воздуха при средней температуре воды $t_{в.ср}$. В данном случае воздух в градирне несколько охлаждается, контактируя с более холодной водой, но значительно увлажняется, по-

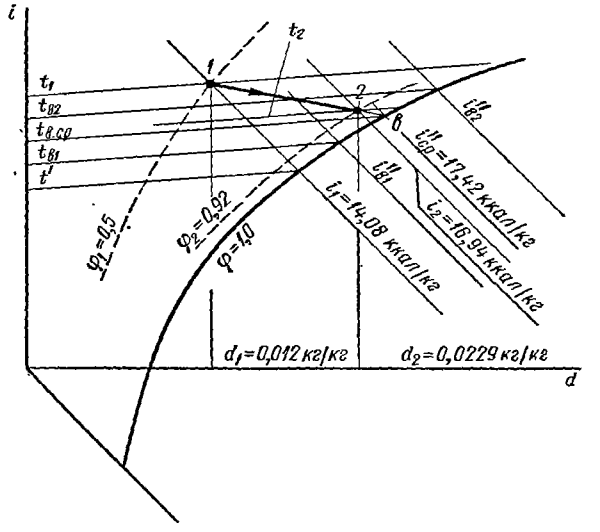


Рис. 31. Изменение состояния воздуха при прохождении через градирню

глощая пар, образующийся при испарении части циркулирующей воды. Количество испарившейся влаги

$$W_0 = G\,(d_2 - d_1) = 105\,000\,(0{,}0229—0{,}012) = 1144\ кг/ч,$$

т. е. 1,53% от количества циркулирующей воды W.

14. В самом низу узких капиллярных каналов насадки возможно зависание воды под действием сил поверхностного натяжения, препятствующее поступлению воздуха в эти каналы. Высота h_0 зоны зависания воды может быть определена из уравнения баланса сил, действующих в капиллярном канале,

$$\sigma'\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right) = \gamma_в' h_0,$$

где σ' — коэффициент поверхностного натяжения; для воды $\sigma' = 7{,}45 \cdot 10^{-3}\ кгс/м = 73 \cdot 10^{-3}\ н/м$;

R_1 и R_2 — радиусы кривизны поверхности жидкости; для прямоугольного узкого канала считаем высоту канала, равной $2R_1$, т. е. $R_1 = \frac{3}{2}$ *мм* $= 0{,}0015$ *м*, а ширину канала — равной $2R_2$, т. е. $R_2 = \frac{13}{2} = 6{,}5$ *мм* $= 0{,}0065$ *м*.

Тогда

$$h_0 = \frac{\sigma'}{\gamma_в'}\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right) = \frac{7{,}45 \cdot 10^{-3}}{1000}\left(\frac{1}{0{,}0015} + \frac{1}{0{,}0065}\right) =$$

$$= 7{,}45 \cdot 10^{-6} \cdot 820 = 6{,}1 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 6{,}1 \text{ мм}.$$

Чтобы устранить зависание воды, внизу на листах, из которых составлена насадка, вырезают пилообразные зубцы с высотой, большей чем размер h_0.

§ 9. РАСЧЕТ СИСТЕМ ЛЕДЯНОГО И ЛЬДОСОЛЯНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

22. Рассчитать ле́дник с боковым расположением льда для колхоза, находящегося в Свердловской области. Предусмотреть две камеры хранения общей емкостью $G = 3$ *т* с температурой $t_к = +4°$ С.

Р е ш е н и е. 1. Грузовая площадь камер

$$F_{гр} = \frac{G}{g_F} \text{ м}^2,$$

где g_F — нагрузка на 1 $м^2$ пола; для малых камер $g_F = 250 - 300$ *кг/м²* [21]; принимаем $g_F = 250$ *кг/м²*.

Тогда

$$F_{гр} = \frac{3000}{250} = 12 \text{ м}^2.$$

Строительная площадь камер

$$F_{стр} = \frac{F_{гр}}{\beta_F} = \frac{12}{0{,}6} = 20 \text{ м}^2.$$

Предусматриваются две камеры по 10 $м^2$ каждая (размером $4 \times 2{,}5$ *м*), расположенные по боковым сторонам льдохранилища (рис. 32, *а*). Внутреннюю высоту камер принимаем $h_{стр} = 3{,}0$ *м* (рис. 32, *б*).

2. Размерами льдохранилища приходится сначала задаваться, так как его размеры зависят от величины теплопритока не только в камеры, но и в само льдохранилище. В свою

очередь, теплоприток в льдохранилище зависит от его размеров. Для предварительного расчета лёдника, расположенного в северном районе страны, принимаем площадь льдохранилища равной площади камер, т. е. $F_л = 20$ м²; внутреннюю высоту льдохранилища принимаем 4 м (на 1 м больше высоты камеры).

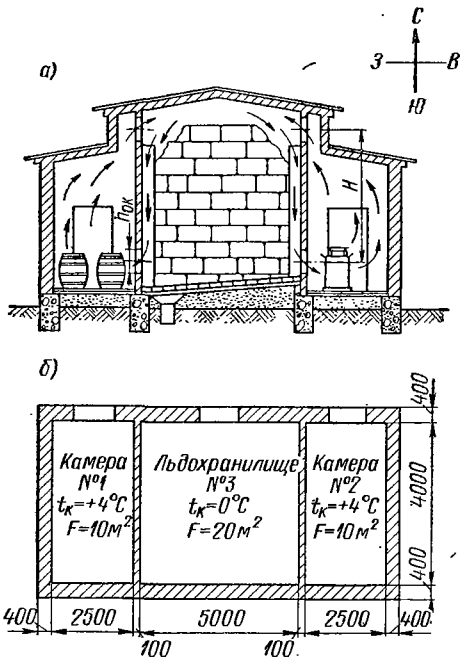


Рис. 32. Лёдник с боковым расположением льда: *а* — разрез; *б* — план ($h_{ок}$ — высота окна)

3. Особенностью калорического расчета устройств безмашинного охлаждения является определение полного количества тепла, проникающего в помещение за весь период (сезон), во время которого температура наружного воздуха выше температуры внутри помещений. Для этой цели нужны данные по среднемесячным температурам каждого месяца. Для Свердловска среднемесячная температура выше 4° С бывает в течение 5 месяцев [33]. Эти данные приведены в табл. 15.

Средняя температура за сезон

$$t_{ср.\,сез} = \frac{65{,}3}{5} = 13{,}1°\,\text{С}.$$

Таблица 15

Среднемесячные температуры теплого сезона для Свердловска

Сезон	Месяцы					Сумма
	май	июнь	июль	август	сентябрь	
Среднемесячная температура $t_{ср.\,мес}$ в °С	9,9	14,8	17,2	14,6	8,8	65,3
Число дней z	31	30	31	31	30	153

Число дней в сезоне $z_{сез} = 153$ дня.

Расчет теплопритока через ограждения сведен в табл. 16.

Графы 4 и 5 — см. пример 10.

Графа 6. К внутренней высоте прибавлена толщина покрытия, равная 0,4 *м*.

Графа 12. Теплоприток от солнечной радиации для ледников считается по среднесезонному значению напряжения солнечной радиации $J_{ср.\,сез}$ (см. приложение III) и для всех поверхностей, подвергающихся облучению.

Считаем, что стены ледника окрашены известковой побелкой (коэффициент поглощения $a = 0{,}4$), а крыша покрыта толем (коэффициент поглощения $a = 0{,}91$). Этот теплоприток определяется по формуле

$$Q_{1c} = \frac{aJ_{ср.\,сез}}{\alpha_н} k_н F_н 24 \text{ ккал/сутки}.$$

Теплоприток в камеру: через западную стену

$$Q_{1c} = \frac{0{,}40 \cdot 75}{20} 0{,}40 \cdot 16{,}3 \cdot 24 = 235 \text{ ккал/сутки} = 11{,}4 \text{ вт};$$

через южную стену

$$Q_{1c} = \frac{0{,}40 \cdot 95}{20} 0{,}40 \cdot 10 \cdot 24 = 183 \text{ ккал/сутки} = 8{,}85 \text{ вт};$$

через покрытие

$$Q_{1c} = \frac{0{,}91 \cdot 165}{20} 0{,}34 \cdot 10{,}2 \cdot 24 = 625 \text{ ккал/сутки} = 30{,}3 \text{ вт}.$$

Теплоприток в льдохранилище через южную стену

$$Q_{1c} = \frac{0{,}40 \cdot 95}{20} 0{,}40 \cdot 22{,}4 \cdot 24 = 409 \text{ ккал/сутки} = 19{,}8 \text{ вт};$$

Таблица 16

Расчет теплопритоков через ограждения ледника

№ камеры	Назначение камеры	Температура камеры $t_к$ в °С	Наименование ограждения и его ориентация	Длина ограждения, м	Ширина или высота ограждения, м	Площадь ограждения F, м²	Коэффициент теплопередачи ограждения k, ккал/м²·ч·град	Коэффициент теплопередачи ограждения k, вт/м²·град	Средняя температура теплого сезона $t_{ср.\,сез} = 13{,}1$ °С: Температура вне камеры $t_н$, °С	Разность температур Δt, град	Теплоприток из-за разности температур $Q_{1т}$, ккал/сутки	$Q_{1т}$, вт	Теплоприток от солнечной радиации $Q_{1с}$, ккал/сутки	$Q_{1с}$, вт	Полный теплоприток через ограждения Q_1, ккал/сутки	Q_1, вт	Теплоприток через ограждения за сезон Q_1, ккал	Q_1, кдж
1	2	3	4	5	6	7	8		9	10	11		12		13		14	
1	Хранение продуктов	+4	НСС	2,95	3,4	10,0	0,40	0,465	13,1	9,1	873	42,4	—	—	873	42,4		
			НСЗ	4,8	3,4	16,3	0,40	0,465	13,1	9,1	1425	69,0	235	11,4	1660	80,4		
			НСЮ	2,95	3,4	10,01	0,40	0,465	13,1	9,1	873	42,4	183	8,85	1056	51,25		
			Крыша	4,0	2.55	10,2	0,34	0,395	13,1	9.1	760	36,8	625	30,3	1385	67.1		
											Итого по камере № 1				4974	241,15	$0{,}762 \times 10^6$	$3{,}18 \times 10^6$
3	Ледохранилище	0	НСС	5,1	4,4	22,4	0,40	0,465	13,1	13,1	2820	136,5	—	—	2820	136,5		
			НСЮ	5,1	4,4	22,4	0,40	0,465	13,1	13,1	2820	136,5	409	19,8	3229	156,3		
			Крыша	4,0	5,1	20,4	0,34	0,395	13,1	13,1	2180	105,6	1250	60,5	3430	166,1		
											Итого по ледохранилищу				9479	458,9	$1{,}45 \times 10^6$	$6{,}05 \times 10^6$

через покрытие

$$Q_{1c} = \frac{0{,}91 \cdot 165}{20} 0{,}34 \cdot 20{,}4 \cdot 24 = 1250 \text{ ккал/сутки} = 60{,}5 \text{ вт}.$$

Вычисление общего теплопритока Q_1 через ограждения несколько упрощается, так как обе камеры по площади равны и одинаково расположены. Величины этого теплопритока берутся из табл. 16 (графа 14).

$$Q_1 = Q_{1к} + Q_{1л} = (2 \cdot 0{,}762 + 1{,}45)\ 10^6 =$$
$$= 2{,}974 \cdot 10^6 \text{ ккал за сезон}$$

или

$$Q_1 = (2 \cdot 3{,}18 + 6{,}06)\ 10^6 = 12{,}42 \cdot 10^6 \text{ кдж за сезон}.$$

4. Для определения теплопритока от продуктов считаем, что оборачиваемость продуктов в ледянике $B = 40$ 1/год и продукты поступают в ледник при температуре, равной средней температуре сезона, т. е. при $t_{ср.\,сез} = 13{,}1°$ С, и охлаждаются до температуры камеры, т. е. до $t_к = 4°$ С; теплоемкость охлажденных продуктов считаем $c_{ох} = 0{,}8$ ккал/(кг·град) $= 3{,}35$ кдж /(кг·град). Тогда количество грузов, поступающих в ледник за сезон, будет

$$G' = BG = 40 \cdot 3000 = 120\,000 \text{ кг за сезон},$$

а теплоприток от продуктов

$$Q_{2к} = G' c_{ох} (t_{ср.\,сез} - t_к) = 120\,000 \cdot 0{,}8\ (13{,}1 - 4) =$$
$$= 0{,}874 \cdot 10^6 \text{ ккал за сезон} = 3{,}66 \cdot 10^6 \text{ кдж за сезон}.$$

5. Эксплуатационные теплопритоки, т. е. теплопритоки от освещения, от пребывания людей, от открывания дверей и др., считаем в размере 20% от Q_1 для камер и 5% для льдохранилища, т. е.

$$Q_{4к} = 0{,}20 \cdot Q_{1к} = 0{,}20 \cdot 1{,}524 \cdot 10^6 =$$
$$= 0{,}305 \cdot 10^6 \text{ ккал за сезон} = 1{,}28 \cdot 10^6 \text{ кдж за сезон};$$
$$Q_{4л} = 0{,}05 \cdot 1{,}45 \cdot 10^6 = 0{,}073 \cdot 10^6 \text{ ккал за сезон} =$$
$$= 0{,}306 \cdot 10^6 \text{ кдж за сезон}.$$

6. Общий теплоприток в камеры

$Q_к = (1{,}524 + 0{,}874 + 0{,}305)\ 10^6 = 2{,}699 \cdot 10^6$ ккал за сезон или

$$Q_к = (6{,}36 + 3{,}66 + 1{,}28)\ 10^6 = 11{,}30 \cdot 10^6 \text{ кдж за сезон}.$$

Общий теплоприток в льдохранилище

$$Q_л = (1{,}45 + 0{,}073)\ 10^6 = 1{,}523 \cdot 10^6\ ккал$$ за сезон

или

$$Q_л = (6{,}06 + 0{,}306)\ 10^6 = 6{,}366 \cdot 10^6\ кдж$$ за сезон.

Всего теплоприток в ле́дник

$$Q = Q_к + Q_л = (2{,}699 + 1{,}523)\ 10^6 \approx 4{,}22 \cdot 10^6\ ккал$$ за сезон

или

$$Q = (11{,}30 + 6{,}366)\ 10^6 \approx 17{,}67 \cdot 10^6\ кдж$$ за сезон.

7. Количество льда, которое должно находиться в льдохранилище,

$$G_л = \frac{Q}{r_л} n,$$

где $n = 1{,}2—1{,}3$ — коэффициент запаса льда; считаем $n = 1{,}25$;
$r_л$ — теплота плавления льда; $r_л = 80\ ккал/кг = 335\ кдж/кг$.

В этом случае

$$G_л = \frac{4{,}22 \cdot 10^6}{80} 1{,}25 = 66\,000\ кг = 66\ т$$

Расчет теплопритока через

№ помещения	Назначение помещения	Температура помещения $t_к$ в °С	Обозначение ограждения и его ориентация	Длина ограждения, м	Ширина или высота ограждения, м	Площадь ограждения $F_н$, м²	Коэффициент теплопередачи $k_н$: $\frac{ккал}{м^2 \cdot ч \cdot град}$	Коэффициент теплопередачи $k_н$: $\frac{вт}{м^2 \cdot град}$
1	2	3	4	5	6	7	8	
3	Льдохранилище	0	НСС	6,6	4,4	29,0	0,40	0,465
			НСЮ	6,6	4,4	29,0	0,40	0,465
			Покрытие	4,0	6,6	26,4	0,34	0,395

или

$$G_л = \frac{17{,}67 \cdot 10^6}{335} 1{,}25 = 66\,000 \text{ кг} = 66 \text{ т}.$$

8. Объем льдохранилища

$$V_л = \frac{G_л}{\gamma_л \beta_v},$$

где $\gamma_л$ — объемная масса льда; для льда в крупных кусках $\gamma_л = 800$ кг/м³;

β_v — коэффициент заполнения объема льдохранилища; считаем $\beta_v = 0{,}90$.

Тогда

$$V_л = \frac{66\,000}{800 \cdot 0{,}90} = 92 \text{ м}^3.$$

По принятым выше размерам льдохранилища его объем составляет $V_л = 20 \cdot 4 = 80$ м³, что меньше необходимого объема.

Таким образом, площадь льдохранилища выбрана не верно и должна быть увеличена. Считаем длину льдохранилища не 5 м, а 6,5 м и делаем вновь расчет теплопритока только в льдохранилище.

9. Расчет теплопритока через ограждения льдохранилища выполнен в табл. 17.

Таблица 17

ограждения льдохранилища

Средняя температура $t_{ср.\ сез} = 13{,}1°$ С									
Температура вие камеры $t_н$	Разность температур Δt	Теплоприток из-за разности температур $Q_{1т}$		Теплоприток от солнечной радиации $Q_{1с}$		Общий теплоприток в единицу времени Q_1		Общий теплоприток за сезон $Q_{1\ сез}$	
°С	град	ккал/сутки	вт	ккал/сутки	вт	ккал/сутки	вт	ккал	кдж
9	10	11		12		13		14	
13,1	13,1	3640	177	—	—	3640	177,0		
13,1	13,1	3640	177	530	26,6	4170	203,6		
13,1	13,1	2820	137	1620	78,3	4440	215,3		
Итого по льдохранилищу						12 250	595,9	$1{,}875 \cdot 10^6$	$7{,}87 \cdot 10^6$

10. Общий теплоприток в льдохранилище

$$Q_л = 1{,}05\,Q_{1л} = 1{,}05 \cdot 1{,}875 \cdot 10^6 = 1{,}98 \cdot 10^6 \text{ ккал за сезон}$$

или

$$Q_л = 1{,}05 \cdot 7{,}87 \cdot 10^6 = 8{,}25 \cdot 10^6 \text{ кдж за сезон.}$$

11. Общий теплоприток

$$Q = (2{,}699 + 1{,}98)\ 10^6 \approx 4{,}68 \cdot 10^6 \text{ ккал за сезон}$$

или

$$Q = (11{,}30 + 8{,}25)\ 10^6 = 19{,}55 \cdot 10^6 \text{ кдж за сезон.}$$

12. Количество льда в льдохранилище

$$G_л = \frac{4{,}68 \cdot 10^6}{80} 1{,}25 = 73\,000 \text{ кг} = 73 \text{ т.}$$

13. Объем льдохранилища

$$V_л = \frac{73\,000}{800 \cdot 0{,}90} = 101 \text{ м}^3.$$

По принятым теперь размерам $V_л = 6{,}5 \cdot 4 \cdot 4 = 104$ $м^3$, т. е. почти совпадает с необходимым объемом льдохранилища.

14. Объем циркулирующего в ледднике воздуха

$$V = \frac{Q_{к.\,ср}}{\gamma_к (i_к - i_{лхр})} \text{ м}^3/ч.$$

Здесь $Q_{к.\,ср}$ — средний часовой теплоприток в камеру;

$$Q_{к.\,ср} = \frac{Q_к}{2 z_{сез} 24} = \frac{2{,}699 \cdot 10^6}{2 \cdot 153 \cdot 24} = 368 \text{ ккал/ч} = 428 \text{ вт;}$$

$\gamma_к$ — плотность воздуха в камере; при $t_к = 4°$ С и $\varphi_к = 90\%$ $\gamma_к = 1{,}275$ кг/м³;

$i_к$ — энтальпия воздуха в камере; при заданных условиях $i_к = 3{,}66$ ккал/кг $= 15{,}34$ кдж/кг;

$i_{лхр}$ — энтальпия воздуха, выходящего из льдохранилища; при температуре этого воздуха 2° С и его влажности 95% $i_{лхр} = 2{,}95$ ккал/кг $= 12{,}35$ кдж/кг.

Тогда

$$V = \frac{368}{1{,}275\,(3{,}66 - 2{,}95)} = 406 \text{ м}^3/ч$$

или

$$V = \frac{428}{1{,}275\,(15{,}34 - 12{,}35)\,10^3} = 0{,}113 \text{ м}^3/сек.$$

15. Напор, обеспечивающий циркуляцию воздуха,

$$\Delta p = H(\gamma'_{лхр} - \gamma'_{к}),$$

где H — высота столба воздуха по осям циркуляционных окон; считаем $H = 3{,}4$ *м*;

$\gamma'_{лхр}$ — удельный вес воздуха, выходящего из льдохранилища; $\gamma'_{лхр} = 1{,}285$ *кгс/м*³.

Следовательно,

$$\Delta p = 3{,}4\ (1{,}285 - 1{,}275) = 0{,}034\ кгс/м^2 = 0{,}334\ н/м^2.$$

16. Часть напора, затрачиваемую на сопротивление в окнах, считаем равной 60% от общего напора

$\Delta p_1 = 0{,}6\ \Delta p = 0{,}6 \cdot 0{,}034 =$
$= 0{,}0204\ кгс/м^2 = 0{,}20\ н/м^2.$

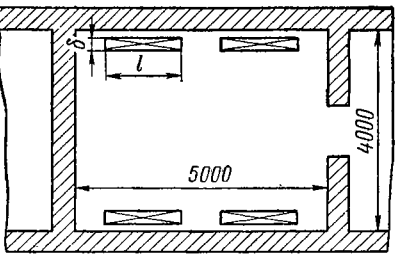


Рис. 33. План камеры с льдосоляным охлаждением

17. Скорость движения воздуха в окнах

$$w = \varphi \sqrt{\frac{2g\,\Delta p_1}{\gamma'_{к}}},$$

где φ — коэффициент скорости; считаем $\varphi = 0{,}80$.

$$w = 0{,}80 \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}0204}{1{,}275}} = 0{,}45\ м/сек$$

или

$$w = \varphi \sqrt{\frac{2\Delta p_1}{\gamma_к}} = 0{,}80 \sqrt{\frac{2 \cdot 0{,}20}{1{,}275}} = 0{,}45\ м/сек.$$

18. Площадь и число циркуляционных окон

$$F_{ок} = \frac{V}{w} = \frac{0{,}113}{0{,}45} = 0{,}262\ м^2.$$

Считаем высоту циркуляционных окон $h_{ок} = 0{,}2$ *м*; длина окон

$$l_{ок} = \frac{F_{ок}}{h_{ок}} = \frac{0{,}262}{0{,}2} = 1{,}31\ м.$$

Делаем вверху четыре окна (всасывающих) длиной по 0,33 *м*; число нижних (подающих) окон берем вдвое бóльшим, т. е. восемь.

23. Рассчитать поверхность и объем охлаждающих приборов (карманов) системы карманного льдосоляного охлаждения для помещения с температурой $t_к = -3°$ С. План помещения показан на рис. 33. Высота помещения $h = 3{,}0$ *м*;

теплоприток в помещение $Q_0 = 1200$ *ккал/ч* $= 1395$ *вт*. Определить также количество ежедневно загружаемых льда и соли.

Р е ш е н и е. 1. Перепад между температурой камеры $t_к$ и температурой льдосоляной смеси $t_{см}$ при непосредственном охлаждении обычно принимают 6—8 *град*. Предварительно считаем $t_{см} = t_к - 6° = -3 - 6 = -9°$ С. По этой температуре может быть найдена ([10], табл. 19) концентрация соли в смеси, плавящейся при температуре —9° С. Она равна $\xi_c = 13{,}6\%$ (при $t_{см} = -9{,}8°$ С), плотность раствора $\gamma_{см} = 1130$ *кг/м*^{3}, теплоемкость раствора $c'_p = 0{,}828$ *ккал/(кг·град)*.

2. Холодопроизводительность 1 *кг* льдосоляной смеси

$$q_{лс} = (1 - \xi_c)(80 + 0{,}5t_{см}) - r_{рас} + \xi_c c_c t_{см} + c'_p t_p,$$

где $r_{рас}$ — теплота растворения хлористого натрия в воде; по приложению IV $r_{рас} = 2{,}46$ *ккал/кг* смеси для концентрации соли 13,6%;

c_c — теплоемкость соли; $c_c = 0{,}204$ *ккал/(кг·град)*;

c_p — теплоемкость жидкого раствора (рассола); для раствора с концентрацией 13,6% при температуре —10° С $c'_p = 0{,}828$ *ккал/(кг·град)*;

t_p — температура спускаемого рассола; в связи с тем, что в карманах теплота рассола не используется, спускается рассол, имеющий температуру смеси, т. е. $t_p = t_{см} = -9{,}8°$ С.

Тогда

$$q_{лс} = (1-0{,}136)(80-0{,}5\cdot 9{,}8) + 2{,}46 - 0{,}136\cdot 0{,}204\cdot 9{,}8 - 0{,}828\cdot 9{,}8 = 59{,}0 \text{ ккал/кг} = 247{,}5 \text{ кдж/кг}$$ смеси.

3. Количество (масса) ежесуточно загружаемой льдосоляной смеси

$$G_{см} = \frac{Q_0 24}{q_{лс}} = \frac{1200\cdot 24}{59} = 488 \text{ кг/сутки}.$$

Из этого количества:
соли

$$G_c = \xi_c G_{см} = 0{,}136\cdot 488 = 66{,}5 \text{ кг/сутки};$$

льда

$$G_л = G_{см} - G_c = 488 - 66{,}5 = 421{,}5 \text{ кг/сутки}.$$

4. Необходимая боковая поверхность карманов:

$$F = 1{,}2\frac{Q_0}{\alpha_{усл}(t_к - t_{см})} \text{ м}^2,$$

где $\alpha_{усл}$ — условный коэффициент теплоотдачи от воздуха ко льду, отнесенный к поверхности кармана; $\alpha_{усл} = 5 \div 7$ *ккал/(м²·ч·град)* = 5,82 ÷ ÷ 8,14 *вт/(м²·град)*;

1,2 — коэффициент увеличения расчетной поверхности карманов, что позволяет допустить стаивание 40% объема льда в карманах.

$$F = 1{,}2\,\frac{1200}{7\,(-3+9{,}8)} = 30{,}2\ м^2.$$

5. Ежесуточное количество загружаемой смеси должно занимать 40% объема карманов. Объем ежесуточно загружаемой смеси

$$V_{см} = \frac{G_{см}}{\gamma_{см}}\ м^3,$$

где $\gamma_{см}$ — объемная масса льдосоляной смеси; считаем $\gamma_{см} = 650$ *кг/м³*.

$$V_{см} = \frac{488}{650} = 0{,}75\ м^3.$$

Общий объем охлаждающих приборов (карманов)

$$V_{пр} = \frac{V_{см}}{0{,}4} = \frac{0{,}75}{0{,}4} = 1{,}9\ м^3.$$

6. Для определения размера карманов задаемся глубиной карманов, беря ее минимальный размер $\delta = 0{,}25$ *м*. Высоту карманов принимаем 2,4 *м*. Карманы можно расположить по боковым сторонам помещения, как это показано на рис. 33. Общую длину карманов обозначим L. Тогда

$$F = 30{,}2 = 2\,(L + 0{,}25)\,2{,}4$$

или

$$4{,}8L = 30{,}2 — 1{,}2 = 29{,}0.$$

Отсюда

$$L = \frac{29{,}0}{4{,}8} = 6{,}05\ м.$$

Длина отдельного кармана

$$l = \frac{L}{4} = \frac{6{,}05}{4} = 1{,}51\ м.$$

Объем карманов

$$V_{пр} = 4 \cdot 1{,}51 \cdot 2{,}4 \cdot 0{,}25 = 3{,}62\ м^3.$$

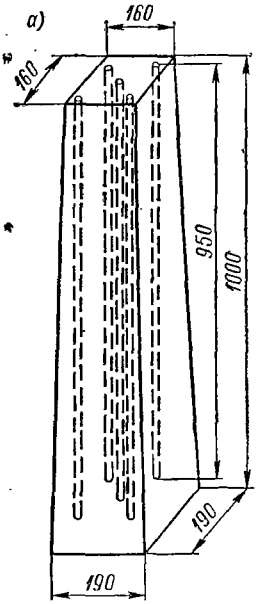
Выбираем объем карманов $V_{пр} = 2 \cdot 1{,}9 = 3{,}8\ м^3$ с тем, чтобы производить загрузку льдосоляной смеси один раз в два дня. Необходимая для этого глубина карманов δ может быть найдена из уравнения

$$3{,}8 = 4 \cdot 1{,}51 \cdot 2{,}4\delta.$$

Откуда

$$\delta = \frac{3{,}8}{6{,}05 \cdot 2{,}4} = 0{,}262\ м.$$

24. Рассчитать льдогенератор блочного льда конструкции Е. Вильбушевича [20] для производства льда в блоках массой 25 *кг*. Размер блока 190×190 *мм* в нижнем сечении и 160×160 *мм* в верхнем; высота блока 1000 *мм* (рис. 34, *а*). Часть секции льдогенератора в разрезе (у нижнего сечения) показана на рис. 34, *б*. Производительность льдогенератора $G_л' = 6$ *т/сутки*. В льдогенератор



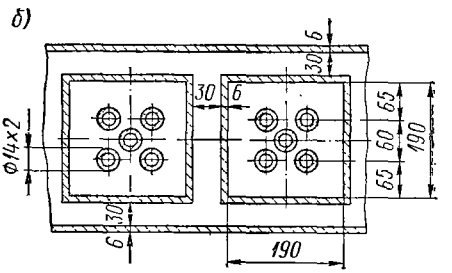


Рис. 34. Интенсивный льдогенератор блочного льда: *а* — размеры блока льда; *б* — элемент секции льдогенератора

вода поступает с температурой $t_в = 12°$ С, а лед выпускается с температурой $t_л = -4°$ С.

Р е ш е н и е. 1. Масса блока льда в льдоформе

$$g_{бл} = V_{бл}\gamma_л = \left[\left(\frac{0{,}190 + 0{,}160}{2}\right)^2 1{,}0 - 5\,\frac{\pi \cdot 0{,}014^2}{4} 0{,}95\right] 917 =$$

$$= (0{,}0306 - 0{,}00073)\,917 = 0{,}0299 \cdot 917 = 27{,}5\ кг.$$

Здесь $\gamma_л$ — плотность водного льда; $\gamma_л = 917\ кг/м^3$.

2. Считаем, что при оттаивании у поверхности формы плавится слой льда толщиной 1 *мм*. Плавление происходит у боковых стенок, у дна и у поверхности труб.

Тогда

$$\Delta g_{бл} = \Delta V_{бл}\gamma_л \left(4\,\frac{0{,}190+0{,}160}{2}\,1{,}0 + 0{,}19^2 + 5\pi 0{,}015\cdot 0{,}95\right) \times$$

$$\times\, 0{,}001\cdot 917 = (0{,}7 + 0{,}0361 + 0{,}224)\,0{,}917 = 0{,}9 \ кг.$$

Действительная масса блока льда $g_{бл} = 27{,}5 - 0{,}9 = 26{,}6$ *кг*. В связи с возможными отклонениями массы блока от расчетной, а также с неизбежными потерями при транспортировке блоков в льдохранилище, в дальнейшем считаем, что блок будет иметь стандартную массу $g_{бл} = 25$ *кг*.

Доля стаявшего льда, т. е. количество льда, потерянное при оттаивании,

$$y = \frac{\Delta g_{бл}}{g_{бл}} = \frac{0{,}9}{25} = 0{,}036 = 3{,}6\%.$$

Доля объема блока $\Delta V_{бл}$, приходящаяся на пустоты, которые образуются в местах, ранее занятых трубами,

$$\Delta V_{тр} = \frac{5\,\frac{\pi 0{,}016^2}{4}\,0{,}95\cdot 100}{\left(\frac{0{,}188+0{,}158}{2}\right)^2 0{,}99} = \frac{0{,}00096\cdot 100}{0{,}0296} = 3{,}2\%.$$

3. Необходимая производительность льдогенератора

$$G_л'' = G_л'(1+y) = 6\,(1+0{,}036) = 6{,}2 \ т/сутки.$$

4. Время τ замораживания блока может быть приближенно определено по формуле Планка (хотя ее применение здесь и не вполне оправдано)

$$\tau = \frac{q_л\gamma_л}{t_{зам} - t_a}\,\delta\left(R\,\frac{\delta}{\lambda_л} + P\,\frac{1}{\alpha}\right) ч.$$

Здесь $q_л$ — количество тепла, отводимое при превращении 1 *кг* воды с начальной температурой $t_в$ в лед с температурой $t_л$; $q_л = c_в t_в + r_л - c_л t_л = 12 + 80 + 0{,}5\cdot 4 = 94{,}0$ *ккал/кг* или $q_л = 4{,}19\cdot 12 + 335 + 2{,}095\cdot 4 = 393{,}7$ *кдж/кг*;

t_a — температура охлаждающей среды; в данном случае льдогенератор непосредственного охлаждения, а потому считаем температуру охлаждающей среды равной температуре кипения; принимаем $t_a = t_0 = -10°$ С; при температуре замерзания чистой воды $t_{зам} = 0°$ С разность температур $t_{зам} - t_a = 10$ *град*;

δ — толщина замораживаемого слоя; в данном случае продолжительность замораживания следует определять по расстоянию между боковой стенкой формы и осью крайних труб, так как толщина этого слоя наибольшая из возможных, вследствие чего указанный слой будет замерзать последним; по рис. 34 $\delta = 65$ *мм* $= 0{,}065$ *м*;

P и R — коэффициенты, зависящие от формы замораживаемого тела и от вида отвода тепла; при отводе тепла через боковые поверхности плиты толщиной $\delta = 65$ *мм* и шириной $b = 190$ *мм*, т. е. с отношением сторон $\beta = \frac{b}{\delta} = \frac{190}{65} = 3$; коэффициенты $P = 0{,}3750$ и $R = 0{,}1009$ (приложение II);

$\lambda_л$ — коэффициент теплопроводности льда; $\lambda_л = 1{,}9$ *ккал/(м·ч·град)* $= 2{,}21$ *вт/(м·град)*;

α — коэффициент теплоотдачи от поверхности формы к охлаждающей среде; при сравнительно небольшой величине теплового потока коэффициент теплоотдачи при кипении аммиака можно считать $\alpha = 500$ *ккал/(м²·ч·град)* $= 581$ *вт/(м²·град)*.

$$\tau = \frac{94 \cdot 917}{10} 0{,}065 \left(0{,}1009 \frac{0{,}065}{1{,}9} + 0{,}3750 \frac{1}{500}\right) =$$

$$= 560\,(0{,}00345 + 0{,}00074) = 2{,}45\ ч.$$

5. С учетом времени, затрачиваемого на оттаивание блоков, на заполнение форм и на другие вспомогательные операции, выполняемые в период времени $\tau_в$ (длительность этого периода может быть до 20—30 *мин*), продолжительность цикла работы льдогенератора составит

$$\tau_ц = \tau + \tau_в = 2{,}45 + 0{,}5 \approx 3\ ч.$$

6. Число форм в льдогенераторе

$$n_ф = \frac{G''_л \tau_ц 10^3}{z g_{бл}},$$

где z — число часов работы льдогенератора в сутки; считаем льдогенератор для двухсменной работы, т. е. $z = 14$ *ч*.

Тогда

$$n_ф = \frac{6{,}2 \cdot 3 \cdot 10^3}{14 \cdot 25} = 53 \text{ формы.}$$

Полагаем, что льдогенератор состоит из 6 секций по 9 форм в каждой, т. е. общее число форм в нем $6 \cdot 9 = 54$ формы.

7. Масса одной секции льдогенератора включает: массу форм с донной крышкой

$$\left[\left(4\,\frac{0{,}160 + 0{,}190}{2}\,1{,}0 + 0{,}190^2\right) 0{,}006 \cdot 7800\right] 9 =$$

$$= 34{,}5 \cdot 9 = 310 \text{ кг};$$

массу продольных боковых стенок рубашки

$$2\,[9 \cdot 0{,}19 + 10\,(0{,}03 + 2 \cdot 0{,}006)]\,1{,}0 \cdot 0{,}006 \cdot 7800 = 200 \text{ кг};$$

массу торцевых стенок рубашки

$$2\,(0{,}19 + 2 \cdot 0{,}036)\,1{,}0 \cdot 0{,}006 \cdot 7800 = 24{,}5 \text{ кг};$$

массу верхних и нижних листов рубашки

$$2\,[(9 \cdot 0{,}19 + 10 \cdot 0{,}042)\,(0{,}19 + 2 \cdot 0{,}042) - 9 \cdot 0{,}175 \cdot 0{,}175] \times$$

$$\times\, 0{,}006 \cdot 7800 = 28{,}8 \text{ кг}.$$

Общая масса секции

$$310 + 200 + 24{,}5 + 28{,}8 = 563{,}3 \text{ кг}.$$

Добавляем 10% на неучтенные конструктивные элементы (перемычки, крепления, трубы и др.). Тогда масса секции $1{,}1 \cdot 563{,}3 = 620$ кг.

Масса всего льдогенератора

$$G_м = 6 \cdot 620 = 3720 \text{ кг}.$$

8. Полное количество тепла Q_0, подводимое к охлаждающей среде и определяющее необходимую холодопроизводительность, состоит не только из полезного теплопритока, но включает и тепловые потери

$$Q_0 = Q_л + Q_м + Q_т.$$

Здесь $Q_л$ — теплоприток от воды при образовании из нее льда;

$Q_м$ — теплоприток от охлаждаемых металлических элементов льдогенератора;

$Q_т$ — теплоприток через поверхность льдогенератора из окружающей среды.

Полезный теплоприток

$$Q_л = \frac{G''_л}{z} 10^3 q_л = \frac{6{,}2 \cdot 1000 \cdot 94}{14} = 41\,700 \text{ ккал/ч} = 48\,500 \text{ вт}.$$

Теплоприток

$$Q_м = \frac{G_м}{\tau_ц} c_м (t_2 - t_a),$$

где $c_м$ — теплоемкость элементов льдогенератора, нагреваемых при оттаивании; для стали $c_м = 0{,}11$ *ккал/ (кг·град)* $= 0{,}461$ *кдж/ (кг·град)*;

t_2 — температура нагреваемых элементов в конце периода оттаивания; считаем $t_2 = 20°$ С.

$$Q_м = \frac{3720}{3} 0{,}11 (20 + 10) = 4090 \text{ ккал/ч} = 4750 \text{ вт}.$$

В приближенном расчете можно принимать теплоприток из окружающей среды $Q_т = 5 \div 10\%$ от $Q_л$. Считаем

$$Q_т = 0{,}05 Q_л = 0{,}05 \cdot 41\,700 = 2085 \text{ ккал/ч} = 2425 \text{ вт}.$$

Следовательно, необходимая холодопроизводительность

$$Q_0 = 41\,700 + 4090 + 2085 = 47\,875 \text{ ккал/ч}$$

или

$$Q_0 = 48\,500 + 4750 + 2425 = 55\,675 \text{ вт} \approx 55{,}7 \text{ квт}.$$

Такую холодопроизводительность следует предусматривать только в том случае, если удается создать сравнительно равномерную нагрузку на холодильное оборудование путем смещения циклов работы отдельных секций. Если же льдогенератор выдает лед одновременно из всех секций, то необходимая холодопроизводительность Q'_0 холодильной установки должна быть больше Q_0:

$$Q'_0 = \frac{\tau_ц}{\tau} (Q_л + Q_м) + Q_т = \frac{3{,}0}{2{,}45} (41\,700 + 4090) + 2085 = 58\,185 \text{ ккал/ч}$$

или

$$Q'_0 = \frac{3{,}0}{2{,}45} (48\,500 + 4750) + 2425 = 67\,625 \text{ вт} \approx 67{,}6 \text{ квт}.$$

9. Действительная удельная холодопроизводительность на 1 *кг* льда

$$q_{л.д} = \frac{47\,875 \cdot 14}{6000} = 112 \text{ ккал/кг} = 470 \text{ кдж/кг}$$

или

$$q'_{л.\,д} = \frac{58\,185 \cdot 14}{6000} = 136 \text{ ккал/кг} = 570 \text{ кдж/кг}.$$

§ 10. РАСЧЕТ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ МАЛЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

25. Определить необходимое количество сухого льда для охлаждения низкотемпературной камеры, в которой испытывается электронная аппаратура при $t_к = -50°$ С. Габаритные размеры охлаждаемого объекта $0{,}85 \times 0{,}35 \times 0{,}30$ *м*; его масса $G_{ап} = 12$ *кг* (условно отнесенная к стали). Мощ-

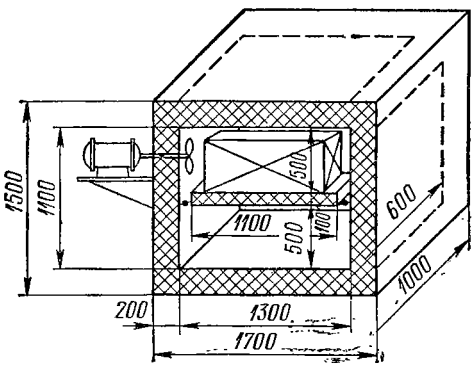


Рис. 35. Низкотемпературная камера, охлаждаемая сухим льдом

ность, подводимая к аппаратуре во время испытания, $N_{ап} = 500$ *вт*. Продолжительность испытания 48 *ч*. Температура воздуха в помещении, где установлена камера $t_н = 20°$ С.

Р е ш е н и е. 1. Принимаем, что испытательная камера состоит из двух отсеков — верхнего и нижнего (рис. 35), отделенных друг от друга изолированной горизонтальной перегородкой с окнами, перекрываемыми шиберами. Нижний (рабочий) отсек предназначен для размещения испытуемых изделий, верхний — является генератором холода. Он будет загружаться блоками сухого льда. Для усиления циркуляции газовой среды в камере предусмотрен осевой вентилятор с электродвигателем мощностью $N_{дв} = 0{,}25$ *квт*. Регулирование температуры в объеме нижнего отсека достигается изменением открытия шиберов или же включением и выключением вентилятора.

Внутренние размеры рабочего отсека можно принять приблизительно в 1,5 раза больше, чем линейные размеры испытываемого аппарата, чтобы обеспечить необходимые отступы от ограждений и удобную работу с аппаратурой. Таким образом, внутренние размеры рабочего отсека считаем $1{,}3 \times 0{,}6 \times 0{,}5$ *м*.

Объем верхнего отсека, куда закладывается сухой лед, зависит от того, как часто предполагается загружать (пополнять) отсек сухим льдом. Примем одну загрузку льда за весь цикл испытания. Предварительно считаем объем генератора холода равным объему рабочего отсека; в ходе расчета величина этого объема может быть уточнена. Изоляция камеры выполнена из пенополистирола ПС-БС [коэффициент теплопроводности $\lambda_{из} = 0{,}035$ *ккал/(м·ч·град)* $= 0{,}0407$ *вт/(м × × град)*; объемная масса $\gamma_{об} = 35$ *кг/м*^{3}; теплоемкость $c_{из} = 0{,}32$ *ккал/(кг·град)* $= 1{,}34$ *кдж/(кг·град)*]. Снаружи и изнутри холодильная камера обшита оцинкованной сталью толщиной 0,5 *мм*.

2. Коэффициент теплопередачи стенок камеры может быть найден по величине экономически оптимального теплового потока $q = 15$ *ккал/(м*^{2}*·ч)* $= 17{,}45$ *вт/м*^{2}. При разности температур по сторонам ограждений $t_н - t_к = 20 + 50 = 70$ *град*, коэффициент теплопередачи будет

$$k = \frac{q}{t_н - t_к} = \frac{15}{70} = 0{,}2 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град)}.$$

Этой величине коэффициента теплопередачи соответствует толщина изоляционного слоя

$$\delta_{из} = \lambda_{из} \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_н} + \frac{1}{\alpha_к} \right) \right],$$

где $\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи к наружной поверхности стенок; при естественном движении воздуха в помещении он может быть выбран $\alpha_н = 8$ *ккал/(м*^{2}*·ч·град)* $= 9{,}32$ *вт/(м*^{2}*·град)*;

$\alpha_к$ — коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности стенок; при вынужденном движении газовой среды в камере $\alpha_к = 20$ *ккал/(м*^{2}*·ч·град)* $= 23{,}26$ *вт/(м*^{2}*·град)*.

$$\delta_{из} = 0{,}035 \left[\frac{1}{0{,}2} - \left(\frac{1}{8} + \frac{1}{20} \right) \right] = 0{,}035 \cdot 4{,}825 = 0{,}170 \text{ м}.$$

Поскольку плиты материала ПС-БС имеют толщину, кратную 50 *мм*, то следует остановиться на величине тол-

щины слоя $\delta_{из} = 200$ *мм* $= 0{,}2$ *м*. В этом случае коэффициент теплопередачи будет

$$k = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0{,}2}{0{,}035} + \frac{1}{20}} = \frac{1}{5{,}895} = 0{,}17 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град)} =$$

$$= 0{,}198 \text{ вт/(м}^2 \cdot \text{град)}.$$

Толщину изоляции внутренней перегородки можно взять 100 *мм*.

3. При определении теплопритоков, возникающих во время охлаждения камеры, считаем, что первоначально должна быть охлаждена вся конструкция камеры и испытываемая аппаратура, загруженная в камеру.

При охлаждении аппаратуры нужно отвести следующее количество тепла:

$$Q_{ап} = G_{ап} c_{ст} (t_н - t_к),$$

где $c_{ст}$ — теплоемкость стали; $c_{ст} = 0{,}11$ *ккал/(кг·град)* $=$ $= 0{,}46$ *кдж/(кг·град)*.

$$Q_{ап} = 12 \cdot 0{,}11 \, (20 + 50) = 92{,}5 \text{ ккал} = 388 \text{ кдж}.$$

Предполагаем, что внутренняя обшивка оцинкованной сталью охладится в рабочем отсеке до температуры $t_к =$ $= -50°$ С, а в объеме генератора холода — до температуры сублимации сухого льда, т. е. до $t_д = -78{,}5°$ С. Если масса обшивки рабочего отсека 15 *кг*, а отсека генератора холода 13,5 *кг*, то тепло, отводимое от обшивки рабочего отсека,

$$Q_{ст} = 15 \cdot 0{,}11 \, (20 + 50) = 115{,}5 \text{ ккал} = 485 \text{ кдж};$$

отсека генератора холода

$$Q'_{ст} = 13{,}5 \cdot 0{,}11 \, (20 + 78{,}5) = 146 \text{ ккал} = 613 \text{ кдж}.$$

Считаем, что при охлаждении изоляции теплоизоляционный материал примет среднюю температуру между температурой воздуха $t_н$ в помещении и температурой в отсеке соответственно $t_к$ или $t_д$. Тогда количество тепла, которое нужно отвести от теплоизоляционного материала, будет:

для рабочего отсека

$$Q_{из} = V_{из} \gamma_{об} c_{из} \left(t_н - \frac{t_н + t_к}{2}\right) =$$

$$= 0{,}891 \cdot 35 \cdot 0{,}32 \left(20 - \frac{20 - 50}{2}\right) = 10 \, (20 + 15) =$$

$$= 350 \text{ ккал} = 1470 \text{ кдж};$$

для отсека генератора холода

$$Q'_{из} = V'_{из}\gamma_{об}c_{из}\left(t_н - \frac{t_н + t_л}{2}\right) =$$

$$= 0{,}80 \cdot 35 \cdot 0{,}32\left(20 - \frac{20 - 78{,}5}{2}\right) = 8{,}95\,(20 + 29{,}25) =$$

$$= 440\ ккал = 1840\ кдж;$$

для перегородки (считая ее конечную температуру средней между температурами отсеков)

$$Q''_{из} = V''_{из}\gamma_{об}c_{из}\left(t_н - \frac{t_к + t_л}{2}\right) =$$

$$= 0{,}066 \cdot 35 \cdot 0{,}32\left(20 - \frac{-50 - 78{,}5}{2}\right) =$$

$$= 0{,}74\,(20 + 64{,}25) = 62\ ккал = 260\ кдж.$$

4. К постоянным теплопритокам в камеру относятся: теплоприток через ограждение Q_1, тепловыделение испытываемой аппаратуры Q_2 и тепловой эквивалент работы электродвигателя Q_4. Воздух в камере быстро охладится, а потому теплоприток Q_1 возникнет почти сразу. Его находим по формуле

$$Q_1 = kF_н\,(t_н - t_к),$$

где $F_н$ — наружная поверхность камеры в $м^2$.

В небольших камерах велико влияние углов на величину теплопритока. Чтобы отчасти учесть этот повышенный теплоприток, в расчет введена не средняя поверхность ограждений камеры, а наружная. Расчет ведется для обоих отсеков отдельно.

Наружная поверхность рабочего отсека

$$F_н = 1{,}7 \cdot 1 + 1 \cdot 0{,}8 \cdot 2 + 1{,}7 \cdot 0{,}8 \cdot 2 = 6{,}02\ м^2;$$

наружная поверхность отсека генератора холода

$$F'_н = 1{,}7 \cdot 1 + 1 \cdot 0{,}7 \cdot 2 + 1{,}7 \cdot 0{,}7 \cdot 2 = 5{,}48\ м^2.$$

Теплоприток в рабочий отсек

$$Q_1 = 0{,}17 \cdot 6{,}02\,(20 + 50) = 71{,}6\ ккал/ч = 83{,}3\ вт;$$

теплоприток в отсек генератора холода

$$Q'_1 = 0{,}17 \cdot 5{,}48\,(20 + 78{,}5) = 91{,}7\ ккал/ч = 107\ вт.$$

Тепловыделение испытываемой аппаратуры

$$Q_2 = 0{,}86N_{ап} = 0{,}86 \cdot 500 = 430 \text{ ккал/ч или } Q_2 = N_{ап} = 500 \text{ вт}.$$

Тепловой эквивалент работы электродвигателя вентилятора

$$Q_4 = 860N_{дв}\eta_{дв},$$

где $\eta_{дв}$ — коэффициент полезного действия электродвигателя вентилятора; принимаем $\eta_{дв} = 0{,}7$.

$$Q_4 = 860 \cdot 0{,}25 \cdot 0{,}7 = 150 \text{ ккал/ч}$$

или

$$Q_4 = N_{дв}10^3\eta_{дв} = 0{,}25 \cdot 10^3 \cdot 0{,}7 = 175 \text{ вт}.$$

Оба вида теплопритоков сведены в табл. 18.

5. Необходимое количество сухого льда $G_л$ на весь период испытания

$$G_л = 1{,}2\,\frac{Q_0}{q_л}.$$

Здесь 1,2 — коэффициент запаса, обеспечивающий избыток сухого льда в конце испытания, необходимый для поддержания заданной температуры в конце периода испытания;

Q_0 — общий теплоприток за весь период испытания; $Q_0 \approx 36\,900$ *ккал* $= 154\,800$ *кдж*;

$q_л$ — удельная холодопроизводительность 1 *кг* льда;

$$q_л = r + c_p(t_к - t_л),$$

где r — теплота сублимации сухого льда, равная 137 *ккал/кг* = 574 *кдж/кг* при 1 *кгс/см*^{2} и —78,5° С;

c_p — средняя теплоемкость пара углекислоты; в интервале температур —50° и —78,5° С теплоемкость $c_p = 0{,}186$ *ккал/(кг·град)* = 0,78 *кдж/(кг·град)*.

Следовательно,

$$q_л = 137 + 0{,}186\,(-50 + 78{,}5) = 137 + 5{,}3 = 142{,}3 \text{ ккал/кг} = 596 \text{ кдж/кг}.$$

Тогда

$$G_л = 1{,}2\,\frac{36\,900}{142{,}3} = 312 \text{ кг}.$$

Блоки сухого льда, производимого в льдогенераторах, имеют массу около $g_л = 40$ *кг*, объемную массу

Таблица 18

Теплопритоки в низкотемпературную камеру

Теплопритоки	Статьи теплопритоков	Теплоприток в единицу времени		Продолжительность работы		Общий теплоприток	
		ккал/ч	*вт*	*ч*	10^{-3} *сек*	*ккал*	*кдж*
Первоначальные	Охлаждение аппаратуры	—	—	—	—	92,5	388
	Охлаждение внутренней обшивки:						
	рабочего отсека	—	—	—	—	115,5	485
	генератора холода	—	—	—	—	146,0	613
	Охлаждение изоляции:						
	рабочего отсека	—	—	—	—	350,0	1470
	генератора холода	—	—	—	—	440,0	1840
	перегородки	—	—	—	—	62,0	260
Постоянные	Теплоприток через ограждения:						
	рабочего отсека	71,6	83,3	48	173	3440,0	14 400
	генератора холода	91,7	107,0	48	173	4400,0	18 500
	Тепловыделение аппаратуры	430,0	500,0	48	173	20650,0	86 500
	Тепловой эквивалент работы вентилятора	150,0	175,0	48	173	7200,0	30 300
					Итого	36896,0	154 756

$\gamma_л = 1300 \div 1400$ *кг/м*^{3} и размеры $190 \times 190 \times 800$ *мм*. Таким образом, объем блока сухого льда

$$V'_л = 0{,}19 \cdot 0{,}19 \cdot 0{,}8 = 0{,}029 \ м^3.$$

Число блоков льда, которые должны быть загружены в отсек генератора холода,

$$n_л = \frac{G_л}{g_л} = \frac{312}{40} \approx 8 \text{ блоков}.$$

Их объем

$$V_л = n_л V_л' = 8 \cdot 0{,}029 = 0{,}232 \ м^3.$$

Выбранный конструктивно объем генератора холода (рис. 35) несколько больше и составляет $1{,}1 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}5 = 0{,}33 \ м^3$. Так как блоки льда не следует укладывать плотно друг к другу и к стенкам, то такой объем отсека генератора холода можно оставить без изменений и перерасчет не производить.

26. Рассчитать охлаждающие приборы и подобрать холодильную машину для термобарокамеры, обеспечивающие достижение в объеме камеры условий, имитирующих высоту 25 *км* (температура $t_к = -70°$ С и остаточное давление $p_к = 18{,}6$ *мм рт. ст.* $= 24{,}8$ *мбар*), в течение 2,5 *ч*. Полезный объем камеры 1,5 $м^3$. Точность получения конечной температуры воздуха в камере $\pm 0{,}1°$ С. Камера изолирована слоем пенополиуретана толщиной 200 *мм* [коэффициент теплопроводности $\lambda_{из} = 0{,}035$ *ккал/(м·ч·град)* $= 0{,}0407$ *вт/(м·град)*; объемная масса $\gamma_{об} = 50$ *кг/м*^{3}; теплоемкость $c_{из} = 0{,}32$ *ккал/(кг·град)* $= 1{,}34$ *кдж/(кг·град)*]. Температура воздуха в помещении, где стоит камера, $t_н = 30°$ С; эту же температуру имеет воздух в термобарокамере и вся ее конструкция до охлаждения. Элементы внутренней конструкции камеры выполнены из стали [масса $G_1 = 350$ *кг*, теплоемкость $c_1 = 0{,}11$ *ккал/(кг·град)* $= 0{,}46$ *кдж/(кг·град)*] и меди [масса $G_2 = 120$ *кг*, теплоемкость $c_2 = 0{,}09$ *ккал/(кг·град)* $= 0{,}377$ *кдж/(кг·град)*]. Испытываемые изделия состоят из стальных пластин (масса $G_3 = 25$ *кг*) и электроизоляционных плит [масса $G_4 = 6$ *кг*, теплоемкость $c_4 = 0{,}4$ *ккал/(кг·град)* $= 1{,}68$ *кдж/(кг·град)*]. Изделия в процессе испытания тепло не выделяют. Тепловыделение при работе вентилятора в наземных условиях $Q_4 = 150$ *ккал/ч* $= 175$ *вт*, а в высотных условиях $Q_4 = 31$ *ккал/ч* $= 36$ *вт*.

Р е ш е н и е*. 1. Изменение температуры воздуха в объеме камеры при его охлаждении в нестационарном режиме

* При решении задачи использовалась методика, разработанная инж. Э. П. Шмидтом на кафедре теоретических основ теплотехники и хладотехники ЛТИХП.

можно считать протекающим по экспоненциальному закону:

$$\frac{t_н - t_x}{t_н - t_к} = 1 - e^{-m\tau}.$$

Здесь t_x — изменяющаяся во времени температура воздуха внутри камеры;

τ — время;

m — темп охлаждения.

Физический смысл темпа охлаждения раскрывает выражение для его определения

$$m = \frac{\alpha F}{C},$$

где α — коэффициент теплоотдачи в *ккал/(м²·ч·град)* или *вт/(м²·град)*;

F — поверхность теплоотдачи в *м²*;

C — теплоемкость системы в *ккал/град* или *кдж/град*.

Таким образом, величина m имеет размерность *1/ч* или *1/сек*.

Поскольку в задаче задано определенное время охлаждения, то необходимо определить требуемый темп охлаждения. Он может быть найден с учетом условий задания:

при $\tau = 0$ $e^{-m\tau} = 1$ и $t_x = t_н = 30°$ С;

при $\tau = 2{,}5$ *ч* $t_x = t_к = -70°$ С, а $e^{-2{,}5m} = 0$.

Последнее равенство может быть точно выполнено только при $m\tau = \infty$. Поэтому при конечных значениях $m\tau$ оно соблюдается лишь приблизительно с погрешностью, определяемой точностью достижения заданной температуры. По примененному методу величина m находится последовательным приближением при помощи таблиц значений e^{-x}. Если по таблице взять $e^{-m\tau} = 0{,}00193$, то такому значению функции отвечает величина аргумента $m\tau = 6{,}25$. Тогда $m = \frac{6{,}25}{2{,}5} = 2{,}5$ *1/ч*.

Для проверки следует подставить найденное значение темпа охлаждения в формулу закона охлаждения, откуда будет получена величина конечной температуры $t_x = t_к$ после 2,5 *ч* охлаждения:

$$t_x = t_н - (t_н - t_к)\,(1 - e^{-m\tau}) =$$

$$= 30 - (30 + 70)\,(1 - 0{,}00193) =$$

$$= 30 - 100 \cdot 0{,}99807 = 30 - 99{,}807 = -69{,}807°\text{ С}.$$

Таблица 19

Охлаждение термобарокамеры

Расчетные величины	Время от начала охлаждения τ в ч										
	0,00	0,25	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
Температура внутри камеры t_x в °С	30,00	—22,76	—45,34	—57,75	—63,92	—66,98	—68,55	—69,26	—69,63	—69,82	—69,91
Разность температур $(t_н - t_x)$ в *град*	0	52,76	75,34	87,75	93,92	96,98	98,55	99,26	99,63	99,82	99,91
Количество тепла, отводимое при охлаждении изоляции, $Q_{из}$ в *ккал/ч*	—	1360	1375	1310	1212	1122	1038	970	912	860	817
Количество тепла, отводимое при охлаждении элементов внутренней конструкции, $Q_{кон}$ в *ккал/ч*	—	7280	3120	1710	852	422	216	88	51	26	12

Продолжение табл. 19

Расчетные величины	Время от начала охлаждения τ в ч										
	0,00	0,25	0,50	0,75	1.00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
Количество тепла, отводимое при охлаждении испытываемых изделий, $Q_{изд}$ в *ккал/ч*	—	762	326	179	89	44	26	10	5	3	2
Тепловыделение при работе вентилятора, $Q_{вент}$ в *ккал/ч*	—	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150
Необходимая холодопроизводительность, Q_0 в *ккал/ч*	—	9552	4971	3349	2303	1738	1430	1218	1118	1039	981
Расчетная температура кипения t_0 в °С	—	—49	—58	—66,2	—69,7	—71,3	—72,05	—72,3	—72,4	—72,5	—72,6

Так как полученное значение температуры камеры отличается от заданного больше, чем на 0,1° С, т. е. не отвечает точности, обусловленной заданием, то при последующем приближении можно принять $e^{-m\tau} = 0{,}000912$ для $m\tau = 7{,}0$. Проверка дает $t_x = 30 - 100 \cdot 0{,}999088 = 30 - 99{,}91 = -69{,}91°$ С, что находится в заданных пределах точности. Следовательно, $m = \frac{7{,}0}{2{,}5} = 2{,}8$ $1/ч$.

Значение темпа охлаждения позволяет найти характер изменения температуры воздуха в камере за весь период охлаждения. Для этого определяем температуру t_x, которая будет в камере через каждые последующие промежутки времени $\Delta\tau = 0{,}25$ $ч$. Так, через 0,25 $ч$ после начала охлаждения температура в камере

$$t_x = 30 - 100\,(1 - e^{-2{,}8 \cdot 0{,}25}) = 30 - 52{,}76 = -22{,}76° \text{ С}.$$

Результаты вычислений для всех последующих промежутков времени приведены в табл. 19. Количеством тепла, отводимым от воздуха камеры при его охлаждении, допустимо пренебречь вследствие его малости.

2. Количество тепла $Q_{из}$, отводимое от изоляции при ее охлаждении, можно найти, введя следующие допущения:

а) тепловая изоляция камеры считается состоящей из пластин (плит) бесконечной длины, но конечной толщины;

б) пренебрегается термическими сопротивлениями с обеих сторон ограждения, что позволяет принимать в любой момент времени температуру на наружной поверхности камеры, равной температуре окружающего воздуха $t_н$, а на внутренней поверхности — температуре воздуха в камере t_x;

в) принимается параболический закон распределения температуры в сечении плоской стенки, теплоизоляционной пластины, причем предполагается парабола второго порядка (показатель степени $n = 2$).

Тогда

$$Q_{из} = 1{,}2 \sqrt{\frac{n}{2\,(n+1)}} \sqrt{\lambda_{из} c_{из} \gamma_{об}}\, F\, \frac{1}{\sqrt{\tau}}\, (t_н - t_x) \text{ ккал/ч},$$

где 1,2 — коэффициент, учитывающий охлаждение находящихся в изоляционном слое конструктивных элементов;

n — показатель степени параболы, характеризующей распределение температуры в сечении теплоизоляционной стенки; $n = 2$;

F — площадь теплопередающей поверхности изолированных ограждений; в данном примере $F = 25$ $м^2$.

Расчет ведется для каждого последовательного промежутка времени, равного $\Delta\tau = 0{,}25$ *ч*.

Для первого периода ($\tau = 0{,}25$)

$$Q_{из} = 1{,}2\sqrt{\frac{2}{2(2+1)}}\sqrt{0{,}035\cdot 0{,}32\cdot 50}\times$$

$$\times 25\frac{1}{\sqrt{0{,}25}}(30+22{,}76) =$$

$$= 1{,}2\cdot 0{,}577\cdot 0{,}748\cdot 25\cdot 2\cdot 52{,}76 = 1360 \text{ ккал/ч} = 1580 \text{ вт}.$$

Для второго периода ($\tau = 0{,}5$)

$$Q_{из} = 1{,}2\cdot 0{,}577\cdot 0{,}748\cdot 25\frac{1}{\sqrt{0{,}50}}75{,}34 =$$

$$= 12{,}92\frac{1}{0{,}706}75{,}34 = 1375 \text{ ккал/ч} = 1600 \text{ вт}.$$

Для последующих периодов количество тепла $Q_{из}$ приведено в табл. 19.

3. Для определения количества тепла $Q_{кон}$, отводимого от элементов внутренней конструкции камеры предполагается, что температура этих элементов на всей их глубине следует за температурой камеры, т. е. изменяется также по экспоненциальному закону.

Количество тепла, отводимое от элементов конструкции на промежуток времени от τ_1 до τ_2, будет

$$Q_{кон} = m\sum G_i c_i (t_н - t_к)(e^{-m\tau_1} - e^{-m\tau_2}) =$$

$$= m\sum G_i c_i (t_{x1} - t_{x2}),$$

где G_i — масса элементов конструкции однородного материала;

c_i — удельная теплоемкость этого материала;

t_{x1} — температура в камере в начале периода;

t_{x2} — температура в камере в конце периода.

Для первого периода от $\tau_1 = 0$ до $\tau_2 = 0{,}25$ *ч*

$$Q_{кон} = 2{,}8\,(350\cdot 0{,}11 + 120\cdot 0{,}09)\,(30 + 22{,}76) =$$

$$= 2{,}8\cdot 49{,}3\cdot 52{,}76 = 7280 \text{ ккал/ч} = 8450 \text{ вт};$$

для второго периода от $\tau_1 = 0{,}25$ *ч* до $\tau_2 = 0{,}5$ *ч*

$$Q_{кон} = 2{,}8\cdot 49{,}3\,(-22{,}76 + 45{,}34) = 138\cdot 22{,}58 =$$

$$= 3120 \text{ ккал/ч} = 3630 \text{ вт}.$$

Для последующих периодов результаты вычислений приведены в табл. 19.

4. Количество тепла $Q_{изд}$, отводимое при охлаждении испытуемого образца, можно определить, применив тот же метод, т. е. считать, что изделие будет принимать температуру воздуха камеры без проявления тепловой инерции (без отставания). Тогда

$$Q_{изд} = m \sum G_i c_i \, (t_{x1} - t_{x2}).$$

Для первого периода от $\tau_1 = 0$ до $\tau_2 = 0{,}25$ *ч*

$$Q_{изд} = 2{,}8 \, (25 \cdot 0{,}11 + 6 \cdot 0{,}4) \, (30 + 22{,}76) =$$

$$= 2{,}8 \cdot 5{,}15 \cdot 52{,}76 = 762 \text{ ккал/ч} = 885 \text{ вт};$$

для второго периода от $\tau_1 =$ $= 0{,}25$ *ч* до $\tau_2 = 0{,}5$ *ч*

$$Q_{изд} = 14{,}42 \cdot 22{,}58 =$$

$$= 326 \text{ ккал/ч} = 379 \text{ вт}.$$

Результаты вычислений для последующих периодов приведены в табл. 19.

5. Необходимая холодопроизводительность холодильной машины находится из условия, что в каждый момент времени она должна быть

$$Q_0 = Q_{из} + Q_{кон} + Q_{изд} + Q_{вент},$$

где $Q_{вент}$ — тепловыделение при работе вентилятора.

Тогда для первого периода

$$Q_0 = 1360 + 7280 + 762 + 150 = 9552 \text{ ккал/ч} = 11\,090 \text{ вт}.$$

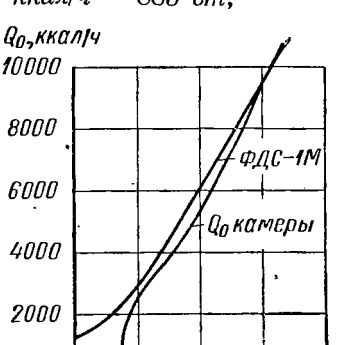


Рис. 36. Изменение теплопритоков в термобарокамеру и характеристика холодильного агрегата ФДС-1М

Для всех периодов времени необходимая холодопроизводительность приведена в табл. 19.

6. Выбран холодильный агрегат двухступенчатого сжатия ФДС-1М, работающий на фреоне-22. Его холодопроизводительность $Q_{ок}$ около 1200 *ккал/ч* при температуре кипения $t_0 = -80°$ С и температуре конденсации $t = 30°$ С соответствует необходимой холодопроизводительности в конце процесса охлаждения $Q_0 = 981$ *ккал/ч* при температуре в камере $t_к = -70°$ С. Характеристика агрегата ФДС-1М показана на рис. 36.

Наибольшая необходимая холодопроизводительность оказывается в первом периоде $Q_0 = 9552$ *ккал/ч*. Но температура

воздуха в камере в конце этого периода $t_x = -22{,}76°$ С. Предполагается, что воздух будет охлаждаться в воздухоохладителе, а циркуляция воздуха осуществляться двухскоростным вентилятором, имеющим производительность в наземных и высотных условиях соответственно $V = 3000$ *м³/ч* и $V = 6000$ *м³/ч*.

Предварительное охлаждение камеры осуществляется в условиях атмосферного давления. Тогда нагревание воздуха в камере

$$\Delta t = \frac{Q_0}{V\gamma c},$$

где γ — плотность воздуха; при $-25°$ С $\gamma = 1{,}424$ *кг/м³*;
c — удельная теплоемкость воздуха; при $-25°$ С теплоемкость $c = 0{,}241$ *ккал/(кг·град)*.

$$\Delta t = t_1 - t_2 = \frac{9552}{3000 \cdot 1{,}424 \cdot 0{,}241} = 9{,}3 \text{ град.}$$

Если воздух выходит из камеры и поступает в воздухоохладитель с температурой $t_1 = -22{,}76°$ С, то он должен охлаждаться в воздухоохладителе до $t_2 = -22{,}76 - 9{,}3 = -32{,}06°$ С. Средняя температура воздуха в воздухоохладителе

$$t_{ср} = \frac{-22{,}76 - 32{,}06}{2} = -27{,}41° \text{С}.$$

Холодопроизводительность $Q_{ок} = 9552$ *ккал/ч* по характеристике агрегата ФДС-1М может быть получена при температуре кипения $t_0 = -49°$ С. Следовательно, средняя разность температур в воздухоохладителе будет $t_{ср} - t_0 = -27{,}41 + 49 = 21{,}59$ *град*. Для запаса уменьшим ее до 20 *град*. Тогда необходимая поверхность воздухоохладителя F_0 окажется равной

$$F_0 = \frac{Q_0}{k_0 (t_{ср} - t_0)},$$

где k_0 — коэффициент теплопередачи в воздухоохладителе; может быть выбран $k_0 = 12$ *ккал/(м²·ч·град)* $= 13{,}95$ *вт/(м²·град)*.

$$F_0 = \frac{9552}{12 \cdot 20} = 40 \text{ м}^2.$$

По мере охлаждения воздуха в камере и конструкции камеры температура кипения будет понижаться. Во втором

периоде ($\tau = 0{,}5$ *ч*) перепад температур воздуха в воздухоохладителе будет

$$\Delta t = t_1 - t_2 = \frac{4971}{3000 \cdot 1{,}584 \cdot 0{,}242} = 4{,}3 \text{ } град.$$

Значит, из воздухоохладителя начнет выходить воздух с температурой

$$t_2 = t_1 - 4{,}3 = -45{,}34 - 4{,}3 = -49{,}64^\circ \text{ C},$$

а его средняя температура

$$t_{ср} = \frac{-45{,}34 - 49{,}64}{2} = -47{,}49^\circ \text{ C}.$$

Средняя разность температур в воздухоохладителе

$$t_{ср} - t_0 = \frac{Q_0}{k_0 F_0} = \frac{4971}{12 \cdot 40} = 10{,}35 \text{ } град.$$

Таким образом, температура кипения в этом периоде

$$t_0 = t_{ср} - 10{,}35 = -47{,}49 - 10{,}35 = -57{,}84 \approx -58^\circ \text{ C}.$$

Такой температуре кипения отвечает холодопроизводительность агрегата $Q_{0к} = 6700$ *ккал/ч*, т. е. бóльшая, чем холодопотребление в этом периоде.

Результаты вычислений для последующих периодов приведены в табл. 19 и на рис. 36. Данные таблицы и рисунка показывают, что во всем интервале изменения температуры в камере холодопроизводительность агрегата всегда несколько больше теплопритоков в камеру, в связи с чем можно считать агрегат ФДС-1М пригодным для охлаждения рассчитываемой термобарокамеры.

7. Во время поддержания стационарного режима в высотных условиях ($p = 18{;}6$ *мм рт. ст.* $= 24{,}8$ *мбар*, плотность воздуха $\gamma = 0{,}042$ *кг/м*^{3}) теплоприток в камеру окажется равным

$$Q_1 = 1{,}2 k_н F_н (t_н - t_к).$$

Здесь $k_н$ — коэффициент теплопередачи ограждений. При его вычислении можно пренебречь коэффициентом внутренней теплоотдачи $\alpha_{вн}$ из-за малой его величины. Тогда

$$k_н = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_н} + \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}}} = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{0{,}20}{0{,}035}} =$$

$$= \frac{1}{5{,}81} = 0{,}172 \text{ } ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град) = 0{,}2 \text{ } вт/(м^2 \cdot град),$$

а

$$Q_1 = 1{,}2 \cdot 0{,}172 \cdot 25\ (30 + 70) = 515\ ккал/ч = 600\ вт.$$

Общий теплоприток

$$Q_0 = Q_1 + Q_{вент} = 515 + 150 = 665\ ккал/ч = 775\ вт.$$

8. Внутри камеры имеется металлический экран с приваренными к нему испарительными трубами. Поверхность экрана $F_э = 12\ м^2$.

Количество тепла, поглощаемое экраном,

$$Q_э = \sigma F_э \left[\left(\frac{T_к}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_0}{100}\right)^4\right],$$

где σ — коэффициент лучеиспускания; для поверхности, покрытой инеем, $\sigma = 4{,}87\ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град^4)$.

При холодопроизводительности компрессора $Q_{0к} = 665\ ккал/ч$ температура кипения t_0, устанавливающаяся во время работы агрегата ФДС-1М, может быть около —90° С. Тогда

$$Q_э = 4{,}87 \cdot 12\ (2{,}03^4 - 1{,}83^4) = 4{,}87 \cdot 12\ (16{,}97 - 11{,}22) =$$
$$= 4{,}87 \cdot 12 \cdot 5{,}75 = 335\ ккал/ч = 390\ вт.$$

Остальное количество тепла должен отводить воздухоохладитель

$$Q_{0\,воз} - Q_{0\,к} - Q_э = 665 - 335 = 330\ ккал/ч = 384\ вт.$$

Перепад температур воздуха в воздухоохладителе будет при этом

$$\Delta t = t_1 - t_2 = \frac{330}{6000 \cdot 0{,}042 \cdot 0{,}242} = 5{,}4\ град.$$

Из воздухоохладителя воздух станет выходить с температурой

$$t_2 = t_1 - 5{,}4 = -70 - 5{,}4 = -75{,}4°\ С,$$

а его средняя температура

$$t_{ср} = \frac{-70 - 75{,}4}{2} = -72{,}7°\ С.$$

Средняя разность температур в воздухоохладителе

$$t_{ср} - t_0 = \frac{Q_0}{k_0' F_0},$$

где k_0' — коэффициент теплопередачи воздухоохладителя при высотных условиях; при расчете получено $k_0 = 2{,}45\ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град) = 2{,}86\ вт/(м^2 \cdot град)$.

Тогда

$$t_{ср} - t_0 = \frac{330}{2{,}45 \cdot 40} = 3{,}4 \text{ } град.$$

Таким образом, температура кипения в воздухоохладителе получается

$$t_0 = t_{ср} - 3{,}4 = -72{,}7 - 3{,}4 = -76{,}1^\circ \text{ С},$$

что не совпадает с температурой кипения в трубах экрана. Значит, температура кипения установится выше, чем $t_0 = -90^\circ$ С, но при этом холодопроизводительность агрегата $Q_{0к}$ окажется больше теплопритоков Q_0. Равенство между ними может быть получено при циклической работе холодильного агрегата.

Путем подбора находится температура кипения $t_0 = -84^\circ$ С. Холодопроизводительность агрегата при этой температуре $Q_{0к} \approx 1000$ *ккал/ч*.

Отвод тепла экраном

$$Q_э = 4{,}87 \cdot 12\,(2{,}03^4 - 1{,}89^4) =$$

$$= 4{,}87 \cdot 12 \cdot 4{,}24 = 248 \text{ } ккал/ч = 288 \text{ } вт.$$

Нагрузка на воздухоохладитель

$$Q_{0\,воз} = Q_{0к} - Q_э = 1000 - 248 = 752 \text{ } ккал/ч = 875 \text{ } вт.$$

Тогда охлаждение воздуха в воздухоохладителе будет происходить на

$$\Delta t = t_1 - t_2 = \frac{752}{6000 \cdot 0{,}042 \cdot 0{,}242} = 12{,}4 \text{ } град,$$

а средняя температура воздуха

$$t_{ср} = \frac{-70 + (-70 - 12{,}4)}{2} = -76{,}2^\circ \text{ С}.$$

Следовательно, средняя разность температур в воздухоохладителе окажется

$$t_{ср} - t_0 = \frac{Q_{0\,воз}}{k_0' F_0} = \frac{752}{2{,}45 \cdot 40} = 7{,}7 \text{ } град.$$

В этом случае температура кипения установится

$$t_0 = t_{ср} - 7{,}7 = -76{,}2 - 7{,}7 = -83{,}9^\circ \text{ С},$$

что близко к подобранной температуре $t_0 = -84^\circ$ С. Холодильный агрегат при этом будет работать с коэффициентом рабочего времени

$$b = \frac{Q_0}{Q_{0к}} = \frac{665}{1000} = 0{,}665.$$

Глава II

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

§ 1. ИСПЫТАНИЯ ИЗОЛЯЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Определение коэффициента теплопередачи изоляционных конструкций с помощью измерителей малых тепловых потоков конструкции ЛТИХП

Изоляционные конструкции охлаждаемых помещений в процессе эксплуатации имеют тенденцию к увлажнению под воздействием ряда факторов [16; 20]. Вследствие этого теплотехнические характеристики изоляционных материалов в ограждениях значительно отличаются от величин, принятых в расчете. Кроме того, существенное влияние на теплозащитные свойства ограждений оказывает качество изоляционных материалов и тщательность выполнения изоляционных работ. Чтобы определить истинное значение теплопритоков, проникающих через эксплуатируемые ограждения, приходится прибегать к проведению промышленных испытаний изоляционных конструкций.

Теплотехнические свойства ограждений охлаждаемых помещений следует также проверять сразу по окончанию строительства объекта при его технической приемке, чтобы определить соответствие действительных и расчетных характеристик ограждений и качество выполненных теплоизоляционных работ.

Испытания плоских ограждений охлаждаемых помещений в промышленных условиях производятся с помощью специального прибора, получившего название измерителя тепловых потоков конструкции ЛТИХП. Применяя измеритель ЛТИХП при промышленных испытаниях, можно определить величину удельного теплового потока, проходящего через испытуемое ограждение охлаждаемых помещений. Если найденную величину удельного потока отнести к разности температур воздуха, находящегося по обе стороны ограждения, то тем самым будет определен коэффициент теплопередачи испытуемого ограждения — наиболее объективный показатель его теплозащитных свойств.

Цель работы

Цель настоящей работы — ознакомление с техникой и методикой проведения промышленных испытаний ограждений с помощью измерителей тепловых потоков конструкции ЛТИХП.

Описание лабораторной установки и измерителя тепловых потоков конструкции ЛТИХП

Принципиальная схема лабораторной установки показана на рис. 37. На ограждение *1* холодильной камеры прикреплен измеритель тепловых потоков *5*. Из рисунка видно, что измеритель устанавливается на расстоянии от торцевой стенки не менее 6—8 $D_{из}$ ($D_{из}$ — диаметр измерителя тепловых потоков).

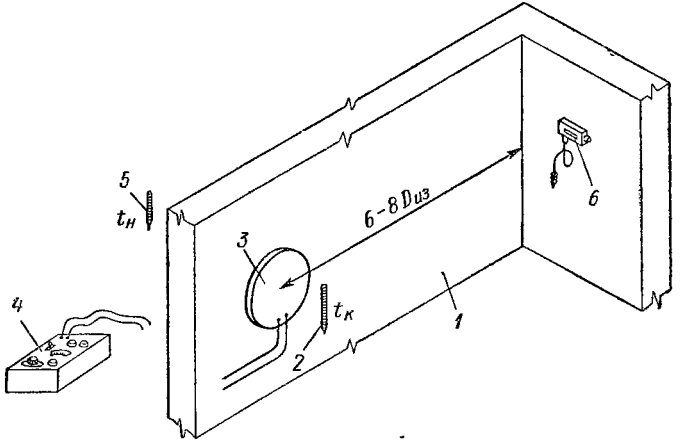


Рис. 37. Установка измерителя малых теплоиых притоков на изоляционной конструкции ограждения:

1 — изоляциоиная конструкция; *2* — термометр; *3* — измеритель малых тепловых потоков; *4*—потенциометр; *5*—термометр; *6* —термореле

Температура в охлаждаемом помещении регулируется температурным реле ТР-1 и контролируется лабораторным термометром *2* с ценой деления 0,1° С. Величина ЭДС измеряется потенциометром *4*.

В основу работы измерителя тепловых потоков положен принцип дополнительной стенки [16]. Измеритель имеет форму цилиндра малой высоты, благодаря чему исключаются трудноучитываемые влияния углов (рис. 38). Материалом

для изготовления измерителя служит резина, которая, как известно, не увлажняется и, следовательно, не меняет своего коэффициента теплопроводности.

Прибор состоит из трех частей: средней рабочей части *2* толщиной 6 *мм*, на которой расположены по двойной архимедовой спирали последовательно включенные термопары *3*, и двух защитных резиновых слоев *1* с каждой стороны толщиной по 2 *мм*. Эти слои защищают термопары от механических повреждений и действия наружного воздуха. В рабочей части измерителя расположено 700—800 термопар, последовательно соединенных между собой в одну термобатарею. Одни спаи термопар находятся на одной из сторон средней пластины, а другие — с противоположной стороны. В качестве материалов для термопар приняты железо и константан. Начальный и конечный концы термобатарей выведены на наружные клеммы *4*.

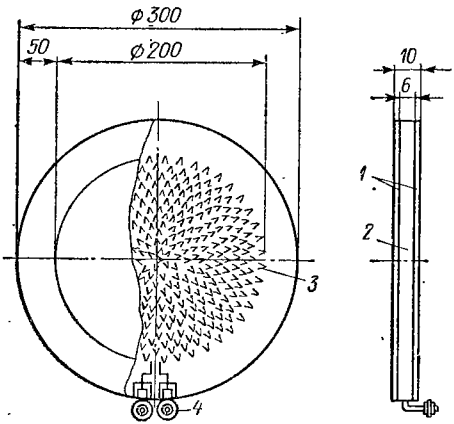


Рис. 38. Измеритель малых тепловых потоков конструкции ЛТИХП

Объем работы включает:

1) ознакомление с устройством измерителя тепловых потоков, схемой испытания, приборами измерения;

2) ознакомление с журналом наблюдений, методикой проведения испытаний;

3) измерение температур воздуха в камере и вне ее, измерение электродвижущей силы (ЭДС) прибора;

4) обработку результатов испытания, оформление отчета.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с инструкциями по обслуживанию оборудования и правилами техники безопасности.

2. Ознакомиться со схемой лабораторной установки.

3. Проверить наличие на опытном стенде измерительных приборов, их включение и исправность.

4. Ознакомиться с журналом наблюдений и методикой обработки результатов. Выписать техническую характери-

стику измерителей тепловых потоков и измерительных приборов.

5. Провести измерения и результаты занести в журнал наблюдений (табл. 20).

Таблица 20

Журнал наблюдений

« » ———— 197... г.

№ измерений	Время измерения τ в *ч, мин*	ЭДС измерителя в *мв*	Температура наружного воздуха $t_н$	Температура воздуха в камере $t_к$
			°С	
Среднее значение за расчетный период				

6. Определить расчетным путем значение постоянной измерителя, удельного теплового потока и коэффициента теплопередачи изоляционной конструкции.

Промышленное испытание длится обычно около четырех суток, а снятие показаний следует производить с интервалом 30 *мин* или 1 *ч*.

В лабораторных условиях с целью создания установившегося режима стенд подготавливается заранее, а показания снимаются через каждые 5—10 *мин* в течение 30—40 *мин*.

Обработка результатов испытаний

Значение постоянной при температуре испытания

$$c = c_0 (1 - \alpha_u t_u) \quad ккал/(м^2 \cdot ч \cdot мв),$$

где c_0 — постоянная измерителя при 0° С, найденная при его тарировке, в $ккал/(м^2 \cdot ч \cdot мв)$;

α_u — температурный коэффициент изменения постоянной измерителя, полученный при тарировке в $1/град$;

t_u — температура измерителя, которую можно практически принимать равной температуре воздуха у измерителя, в °С. В данном случае $t_u = t_к$.

Удельный тепловой поток, проходящий через ограждение при наложенном измерителе,

$$q_F = ec \ ккал/(м^2 \cdot ч),$$

где e — истинное значение электродвижущей силы измерителя в *мв*.

Значение коэффициента теплопередачи ограждения при наложенном измерителе

$$k' = \frac{q_F}{t_н - t_к} \ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град).$$

Здесь $t_н$ и $t_к$ — температура воздуха по обе стороны испытуемого ограждения в °С.

Действительное значение коэффициента теплопередачи испытуемого ограждения рассчитывается по уравнению

$$k = \frac{1}{\frac{1}{k'} - \frac{\delta_и}{\lambda_и}} \ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град),$$

где $\frac{\delta_и}{\lambda_и}$ — термическое сопротивление измерителя, найденное при его тарировке, в $(м^2 \cdot ч \cdot град)/ккал$.

Содержание отчета

1. Схема установки проведения испытаний, эскиз испытываемой стенки, характеристика измерительных приборов.
2. Журнал наблюдений.
3. Обработка результатов испытания.

Определение коэффициента теплопроводности теплоизоляции холодных трубопроводов измерителями малых тепловых потоков

Изоляция трубопроводов в процессе эксплуатации под воздействием ряда факторов [17] ухудшает свои теплозащитные свойства. Следовательно, изоляцию холодных трубопроводов принято периодически проверять, чтобы определить истинную величину теплопритоков, проходящих через изоляцию. В проверке также нуждается и вновь созданная изоляция трубопроводов. Определение теплопритоков через изоляцию обычно производят с помощью специальных приборов — измерителей малых тепловых потоков.

Проведение промышленных испытаний изоляционных конструкций холодных трубопроводов с помощью измерителей тепловых потоков имеет весьма важное значение, так как

это позволяет установить действительные величины теплопритоков, проверить, насколько эффективной и экономичной является контролируемая конструкция в рабочих условиях, установить качество выполнения теплоизоляционных работ и правильность расчетных методов, примененных при проектировании.

Цель работы

Настоящая лабораторная работа знакомит с техникой и методикой проведения промышленных испытаний тепловой изоляции холодных трубопроводов с помощью измерителей малых тепловых потоков.

Описание лабораторной установки и конструкции измерительной ленты

При испытании применена стальная изолированная труба (рис. 39), внутри которой циркулирует холодный рассол. На наружной поверхности изоляции укреплена измерительная лента *3*. Охранные ленты *2* устанавливаются вплотную

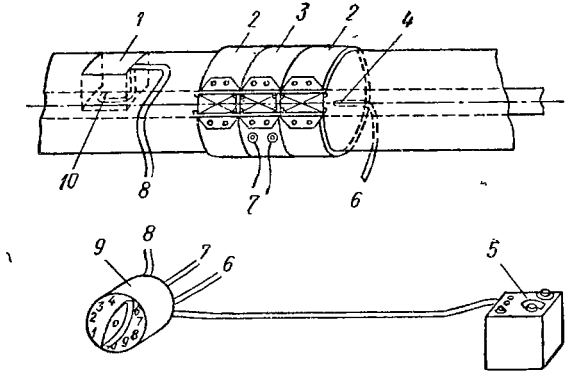


Рис. 39. Схема лабораторной установки для определения коэффициента теплопроводности теплоизоляции холодного трубопровода:

1 — выемка в изоляции для установки термопары; *2* — охранная лента; *3* — измерительная лента; *4* — термопара; *5* — потенциометр; *6, 7, 8* — соединительные провода; *9* — переключатель; *10* — термопара

к измерительной ленте. Плотность прилегания лент в наружной поверхности изоляции обеспечивается при помощи крючков, которые имеются на концах ленты и шпагата.

Температура t_1 на поверхности холодной трубы измеряется термопарой *10*, уложенной в выемку *1* в изоляции,

Температура t_2 под охранной лентой измеряется термопарой *4*. Величина ЭДС измеряется потенциометром *5*.

В основу конструкции измерительной ленты положен принцип дополнительной стенки [17]. Измерительная лента представляет собой резиновую ленту длиной 600—630 *мм*, шириной 60—65 *мм*, толщиной 4—6 *мм* (рис. 40).

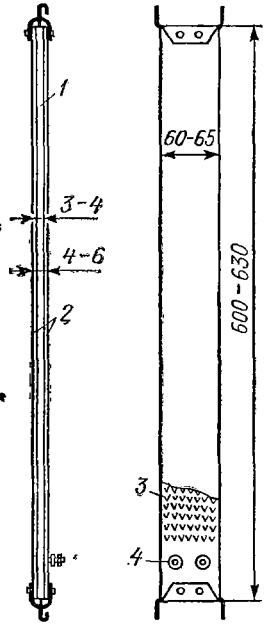


Рис. 40. Измерительная лента

Измерительная лента состоит из трех частей: средней рабочей части *1*, из прорезиненной ткани, толщиной 3—4 *мм*; на которой расположены термопары *3*, и двух защитных резиновых слоев *2* с каждой стороны ленты, толщиной по 1—1,5 *мм*. Эти слои защищают термоэлементы от механических повреждений и действия наружного воздуха. В рабочей части ленты расположены 150—200 шт. термопар, последовательно соединенных между собой. Одни спаи термопар находятся с одной стороны рабочей ленты, а другие — с противоположной стороны. Подключение соединительных проводов производится к контактам *4*.

Объем работ включает:

1) ознакомление с устройством измерителя тепловых потоков, охранных лент, схемой испытания, приборами измерения;

2) ознакомление с журналом наблюдений и методикой проведения испытаний;

3) измерение температур на поверхности холодной трубы и на поверхности изоляции, измерение ЭДС измерителя;

4) обработку результатов испытания, оформление отчета.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с инструкциями по обслуживанию оборудования и правилами техники безопасности.

2. Изучить схему лабораторной установки.

3. Проверить наличие на опытном стенде измерительных приборов, их включение и исправность.

4. Ознакомиться с журналом наблюдений и методикой обработки результатов. Выписать техническую характеристику измерителей тепловых потоков и приборов измерения.

5. Произвести измерения и результаты занести в журнал наблюдений (табл. 21).

Таблица 21

Журнал наблюдений

« » _____ 197... г.

№ замеров	Время измерения τ в *ч, мин*	ЭДС измерительной ленты в *мв*	Показания термопар в *мв*		Температура в термосе t_T в °С
			на поверхности трубы под изоляцией t_1	под охранной лентой t_2	
Среднее значение за расчетный период					

6. Определить расчетным путем значения постоянной измерителя, удельного теплового потока и эквивалентного коэффициента теплопроводности конструкции.

С целью создания установившегося режима в лабораторных условиях стенд готовится заранее; показания приборов снимаются через каждые 5—10 *мин* в течение 30—40 *мин*.

Обработка результатов испытания

Значение постоянной измерителя при температуре испытания

$$c = c_0 (1 - \alpha_u t_u) \ \ккал/(м^2 \cdot ч \cdot мв).$$

Удельный тепловой поток, проходящий через испытуемую конструкцию трубопровода,

$$q_F = ce \ \ккал/(м^2 \cdot ч).$$

Здесь e — истинная ЭДС измерительной ленты, измеренная с помощью потенциометра, в *мв*.

Температуры поверхности металлической трубы t_1 и поверхности изоляции t_2 определяются по соответствующим графикам для данных термопар по средним значениям ЭДС, измеренных потенциометром.

Коэффициент теплопроводности материала для однослойной конструкции или эквивалентный коэффициент теплопро-

водности многослойной конструкции определяется из выражения

$$\lambda_э = \frac{q_F D \ln \frac{D}{d}}{2(t_2 - t_1)} \quad ккал/(м \cdot ч \cdot град),$$

где D — наружный диаметр изоляции в $м$;

d — внутренний диаметр изоляции или наружный диаметр металлической трубы в $м$;

t_2 — температура на поверхности изоляции по показаниям термопары, установленной под охранной лентой, в °С;

t_1 — температура на поверхности трубы под изоляцией в °С.

Коэффициент теплопроводности материала является линейной функцией температуры, поэтому в протоколе испытания обязательно должно быть указано, какой средней температуре соответствует найденное при испытании значение коэффициента теплопроводности. Приближенно средняя температура изоляции определяется как среднеарифметическая

$$t_{ср} = \frac{t_1 + t_2}{2} \text{ °С}.$$

Содержание отчета

1. Схема установки для проведения испытания, характеристика измерительных приборов.
2. Журнал наблюдений.
3. Обработка результатов испытания.

§ 2. МОНТАЖ КОМПРЕССОРОВ

Основные проверки, выверка и центровка, производимые при монтаже компрессоров холодильной машины

Надежная и длительная работа компрессоров зависит в большой степени от правильно выполненного монтажа.

Технология монтажа компрессоров холодильной машины рассмотрена в учебном пособии [20] и более подробно описана в работе [37].

Современная тенденция в холодильном машиностроении состоит в выпуске компрессоров в собранном виде, что значительно упрощает проведение монтажных работ. Исключение представляют компрессоры большой производительности,

отправляемые к месту монтажа в виде разборных узлов. Нередки случаи, когда в ходе монтажа полностью собранных компрессоров или при проведении капитального ремонта необходимо производить ревизию деталей, сопровождающуюся разборкой и последующей сборкой машины. Поэтому при изучении процесса проведения монтажа необходимо рассматривать монтаж компрессора со сборкой важнейших узлов машины (рамы, картера, цилиндров, кривошипного механизма и т. д.).

В лабораторных условиях проводятся основные проверки, выверка и центровка малых моделей компрессоров при установке их на фундамент.

В настоящей работе рассматривается установка компрессора (рамы, картера) на фундамент, центровка цилиндра компрессора, проверка перпендикулярности оси цилиндра к оси коленчатого вала, центровка шатунно-поршневого механизма. Непосредственно перед выполнением работы необходимо ознакомиться с правилами техники безопасности проведения работы, объектом монтажа и методикой проведения работы. Необходимо также проверить наличие, комплектность и исправность монтажного и измерительного инструмента и приспособлений.

Цель работы

Целью работы является ознакомление с основными методами контроля и способами выверки и центровки, применяемыми при монтаже компрессора.

Установка компрессора (рамы, картера) на фундамент. Установка компрессора в собранном состоянии, рамы горизонтального компрессора, картера вертикального компрессора производится на заранее подготовленный фундамент. К монтажу компрессора приступают после проверки правильности выполнения фундамента, установки фундаментных болтов и подготовки поверхности фундамента для укладки опорных плиток.

Объем работы включает установку компрессора или отдельно рамы или картера компрессора на фундамент с выверкой их на горизонтальность.

В работе используются следующие измерительные инструменты и приспособления: уровни, монтажные (контрольные) линейки, штихмас, стальные клинья и монтажные каретки.

Порядок выполнения работы

1. Уложить по обе стороны фундаментного болта стальные опорные подкладки на возможно близкое расстояние от болта, не закрывая анкерных колодцев (рис. 41). Выверить на горизонтальность уложенные на фундамент подкладки с помощью монтажной линейки и уровня. В качестве опорных плиток используют клиновые установочные подкладки или клиновые подкладки, перемещаемые винтовым устройством, — клиновые домкраты (рис. 42), позволяющие регулировать горизонтальное положение компрессоров. В раме

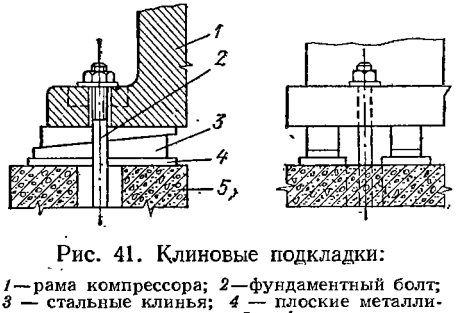


Рис. 41. Клиновые подкладки:

1—рама компрессора; *2*—фундаментный болт; *3* — стальные клинья; *4* — плоские металлические подкладки; *5* — фундамент

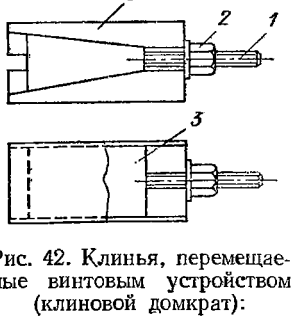


Рис. 42. Клинья, перемещаемые винтовым устройством (клиновой домкрат):

1—винт; *2*—гайка; *3*—клиновая подушка

оппозитного компрессора предусмотрен отжимной регулировочный болт (рис. 43), поэтому отпадает необходимость в клиновых прокладках.

2. Установить компрессор на фундамент и до затяжки гаек фундаментных болтов произвести выверку осей компрессора относительно главных осей фундамента (рис. 44) с помощью струн. Отвесы *3*, спущенные со струны *1*, представляющую собой ось вала компрессора, должны пройти по центру вала компрессора и по центру торцевого отверстия картера. Оси рамы в плане должны совпадать с соответствующими осями фундамента.

3. После выверки компрессора по струнам, имитирующим оси фундамента, равномерно затянуть болты, при этом подошва компрессора равномерно опирается на все подкладки, уложенные на фундаменте. Устойчивость рамы компрессора на подкладках при применении прокладок с винтовым устройством контролируется щупом, а если используются обычные подкладки — легким обстукиванием, при этом прокладки не должны перемещаться.

4. Произвести выверку и регулировку горизонтальности монтируемого компрессора (рамы или картера) при помощи клиновых подкладок или отжимных регулировочных болтов. Горизонтальность положения проверяют уровнями, которые устанавливаются в двух направлениях: вдоль оси вала и перпендикулярно оси вала.

При выверке рамы оппозитного компрессора (рис. 45) уровни устанавливаются на верхней обработанной плоскости рамы, на консольном конце вала и на зеркалах направляющих крейцкопфа.

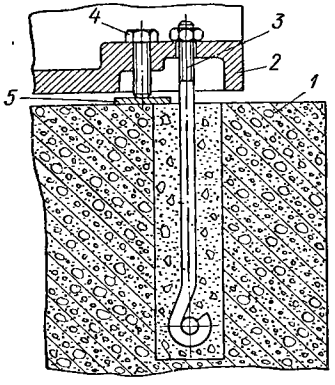


Рис. 43. Отжимной регулирующий болт:

1 — фундамент; *2* — рама компрессора; *3*—фундаментный болт; *4*—отжимной регулирующий болт; *5* — подкладка

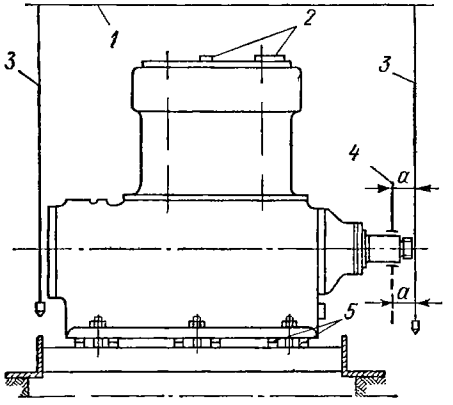


Рис. 44. Установка вертикального компрессора по осям и уровню:

1 — струна (главная ось компрессора по валу); *2* — уровень; *3* — отвесы; *4*— приспособление для проверки горизонтальной укладки вала; *5* — клиновые прокладки

Работа по монтажу оппозитного компрессора не может быть произведена в лабораторных условиях ввиду громоздкости компрессора. Поэтому в лабораторной работе предусматривается монтаж малогабаритной модели горизонтального компрессора, имея в виду, что основные принципы монтажа сходны с оппозитным компрессором. Схема этого компрессора приведена на рис. 46. При выверке рамы горизонтального компрессора уровни устанавливаются на верхней обработанной поверхности рамы, на контрольной линейке между гнездами подшипников коленчатого вала и на зеркале нижней направляющей крейцкопфа.

Для проверки положения вертикальных компрессоров уровень устанавливают на верхней обработанной плоскости

блока цилиндров при вертикальном расположении цилиндров (рис. 44) и на обработанную поверхность фланца всасывающего патрубка в развале цилиндров при У-образном расположении цилиндров.

При укладке уровень и монтажная линейка должны притираться по обработанной поверхности компрессора. В каждом месте измерения уровень и контрольную линейку устанавливают в двух положениях с поворотом на 180°, что позволяет обнаружить неисправность уровня и дефекты обработки или загрязненность поверхности.

5. При монтаже вертикального компрессора в собранном виде проверка на горизонтальность может быть произведена с помощью отвеса и стрелы (рис. 44). Если расстояние между стрелкой приспособления и отвесом при повороте вала на 180° остается неизменным (легкое касание),

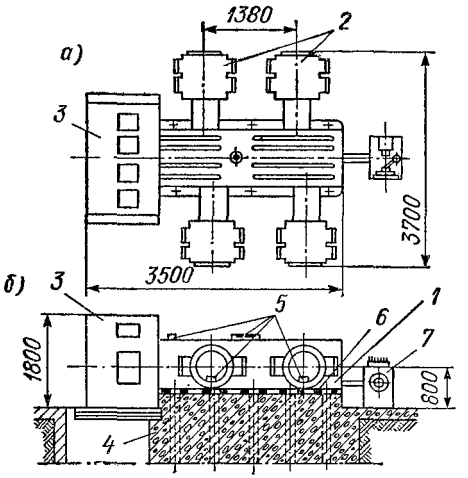


Рис. 45. Установочный чертеж оппозитного компрессора марки АО-1200 (*а* — вид в плане; *б* — вид сбоку):

1 — рама; *2* — цилиндры; *3* — электродвигатель; *4* — фундамент; *5* — уровень; *6* — клиновые подкладки; *7* — агрегат масляной смазки

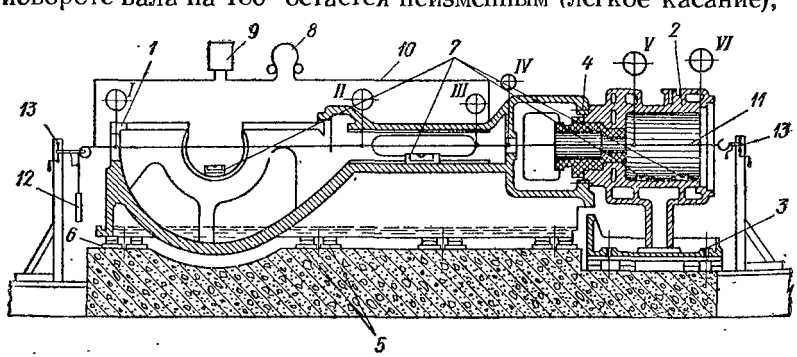


Рис. 46. Схема установки рамы компрессора на фундамент и проверки ее на горизонтальность и по осям:

1 — рама компрессора; *2* — цилиндр компрессора; *3* — опорная плита; *4* — втулка сальника; *5* — монтажные клинья; *6* — плоские подкладки; *7* — уровень; *8* — наушники; *9* — аккумулятор или сухая батарея; *10* — провода; *11* — струна; *12* — груз; *13* — монтажная каретка

то следует считать, что компрессор установлен в горизонтальном положении; вместо приспособления со стрелкой можно использовать приспособление с микрометрическим винтом.

6. Компрессор, рама или картер компрессора считаются окончательно выверенными, если после затяжки гаек фундаментных болтов горизонтальность машины не будет иметь отклонений более чем на 0,2 *мм* на 1 *м* длины. Результаты показаний уровня в различных точках заносятся в монтажный формуляр компрессора.

Центровка цилиндров компрессора. При монтаже горизонтальных оппозитных компрессоров важной операцией является проверка соосности цилиндров и направляющих крейцкопфа. Если допустить эксплуатацию компрессора, смонтированного со смещением осей цилиндра и направляющих крейцкопфа, то в результате перекоса неизбежным будет аварийный износ компрессора.

Проверку соосности рамы и цилиндра компрессора производят с помощью стальных калиброванных струн толщиной 0,3—0,5 *мм*, натягиваемых и регулируемых специальными приспособлениями (рис. 47). Центровка струн производится с помощью ручек *4*, *6*, передвигающих каретки *3* и *5*, в результате чего струна может перемещаться в вертикальном и горизонтальном направлениях. Монтажные каретки закрепляются на стойках, устанавливаемых со стороны цилиндра и с противоположной стороны у рамы компрессора.

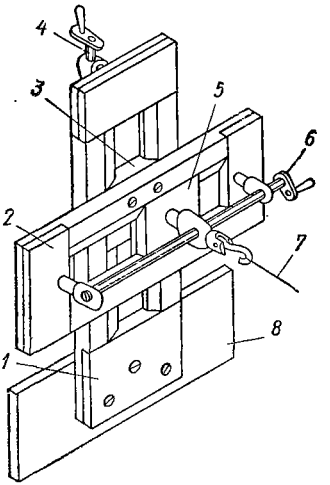


Рис. 47. Приспособление для центровки струны (монтажной каретки):

1 — корпус вертикальной подачи; *2* — корпус горизонтальной подачи; *3* — каретка вертикальной подачи; *4*, *6* — ручки для перемещения кареток; *5* — каретка горизонтальной подачи; *7* — струна; *8* — стойка

В оппозитном компрессоре центровочное приспособление закрепляют на стойке со стороны цилиндра и с противоположной стороны непосредственно на раме компрессора, учитывая при этом провисание струны из-за значительного расстояния между точками подвеса струны. В лабораторной работе при центровке струны по продольной оси рама — цилиндр провисание струны не учитывается в связи с незначительным

расстоянием точек подвеса струны в малогабаритном горизонтальном компрессоре.

Объем работы включает:

1) центровку струны, иммитирующую продольную ось компрессора, по направляющим крейцкопфа и обработанным расточкам в раме в положениях *I—IV* (рис. 46);

2) выверку и центровку цилиндра по продольной оси компрессора.

Контрольно-измерительные инструменты и приспособления, используемые в работе: микрометрический штихмас, уровни, монтажные каретки и кронштейны к ним, струны из стальной проволоки диаметров 0,3—0,5 *мм*, радионаушники, батарея, переносная низковольтная лампа (до 12 *в*).

Порядок выполнения работы

1. Убедиться в правильности монтажа рамы компрессора, для чего проверить уровнями положение рамы на горизонтальность.

2. Выверить на горизонтальность с помощью уровня закрепленный на раме цилиндр. Для проверки уровня установить на нижней части зеркала в двух местах на расстоянии 50—100 *мм* от краев цилиндра.

3. Протянуть вдоль продольной оси компрессора стальную струну, закрепить ее на монтажных каретках и микрометрическим штихмасом произвести центровку проволоки относительно рамы компрессора. Для этого микроштихмас устанавливают на размер, равный радиусу отверстия, внутри которого центрируется стальная проволока. Для облегчения центровки струны по направляющим крейцкопфа в них устанавливают стальные кольца, выточенные по диаметру направляющих. Места установки штихмаса приведены на рис. 46 (положения *I*, *II*, *III* и *IV*). Струну выверяют микроштихмасом в четырех точках двух взаимноперпендикулярных направлений. Легкое и равномерное касание струны штихмасом со всех сторон во всех центрируемых сечениях рамы явится завершением центрирования струны вдоль продольной оси рамы. Допускаемое отклонение при центрировании струны не должно превысить $\pm 0{,}01$ *мм*, причем это отклонение должно располагаться по одну сторону от струны во всех сечениях.

4. Проверить центрирование струны электроакустическим методом, при котором правильность положения струны определяется на слух. Если касание струны штихмасом в положениях *I—IV* во всех четырех сечениях будет сопрово-

ждаться через наушники *8* (рис. 46) слабым и одинаковым по силе звуком (в результате замыкания цепи), то следует считать, что струна совпадает с геометрической осью рамы компрессора. Слабый звук в наушниках возникает, если расстояние между острием штихмаса и струной находится примерно в пределах 0,01 *мм*.

При центровке струн оппозитного компрессора изменение расстояний в вертикальной плоскости производят с учетом провисания струны.

5. После завершения центровки струны относительно рамы компрессора произвести центровку цилиндра по продольной оси компрессора, которую ведут с помощью микрометрического штихмаса, устанавливая его в положениях *V* и *VI* (рис. 46).

Допускаемые отклонения оси цилиндра от оси рамы компрессора следующие: параллельное смещение оси цилиндра по отношению к оси рамы (снос) — 0,05÷—0,30 *мм* на 1 *м* длины зеркала цилиндра; перекос оси цилиндра и рамы (перелом) — 0,2÷—0,3 *мм* на 1 *м* длины зеркала цилиндра.

Во всех случаях смещение и излом оси должны располагаться по одну сторону направляющих крейцкопфа. Пересечение осей в пределах центрируемого цилиндра не допускается.

6. Произвести затяжку гаек на шпильках, крепящих цилиндр к раме компрессора, и вновь произвести проверку.

Результаты измерений положения струны относительно оси цилиндра занести в журнал наблюдений (табл. 22), после чего графически изобразить расположение цилиндра и рамы (рис. 48).

В случае установления смещения или перекоса оси цилиндра (относительно оси рамы компрессора) в размерах, превышающих допустимые отклонения, произвести проверку правильности прилегания цилиндра к привальной плоскости рамы; равномерности затяжки гаек на

Таблица 22

Журнал наблюдений

Компрессор марки _____

Цилиндр № _____

« » _____ 197... г.

Сечение	Замеры центрования струны в *мм*			
	Горизонтальная плоскость		Вертикальная плоскость	
	l_1	l_3	l_2	l_4
I—I				
II—II				
III—III				
IV—IV				
V—V				
VI—VI				

шпильках, крепящих цилиндр; толщины прокладки; состояние поверхности сопрягаемых плоскостей рамы и цилиндра. Если после указанной ревизии и последующей проверки осей устанавливается, что расхождение в измерениях продолжает превышать допустимые пределы, то соосности добиваются опиливанием или шабровкой привалочных поверхностей [37]. Результаты окончательных измерений положений, определяющих положение струны в раме и цилиндре компрессора, заносят в табл. 22.

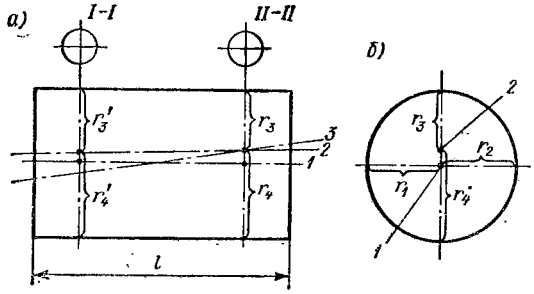


Рис. 48. Относительное расположение осей цилиндра и рамы компрессора:

а — вдоль оси цилиндра:

1 — ось рамы компрессора; *2* — ось цилиндра компрессора со смещением и изломом; *3* — ось цилиндра компрессора со смещением и изломом, выходящим за допустимые пределы;

б — положение осей:

1, 2 — при проверке осей в точке, соответствующей сечению цилиндра *II—II*

Проверка перпендикулярности осей цилиндра и коленчатого вала. Ось каждого цилиндра должна быть перпендикулярна оси коленчатого вала. Нарушение этого условия приводит к аварийному износу деталей кривошипного механизма и цилиндра компрессора.

Объем работ включает:

1) проверку укладки коленчатого вала на горизонтальность;

2) проверку изгиба колен коленчатого вала и прямолинейности его укладки;

3) проверку перпендикулярности осей цилиндра и коленчатого вала.

В работе используются следующие контрольно-измерительные инструменты и приспособления: микрощтихмас или специальное приспособление с индикатором, валовой угольник, уровень, контрольная линейка, приспособление для центровки струны.

Порядок выполнения работы

1. Проверить прямолинейность укладки вала, для чего замерить микроштихмасом (или специальным приспособлением с индикатором) расстояние между щеками коленчатого вала. Измерения вести в точках, которые должны находиться посередине оси щек и отстоять от оси вала на расстоянии, равном радиусу шейки. Измерение провести при четырех положениях мотылевой шейки коленчатого вала (0, 90, 180 и 270°) (рис. 49). Расхождения в измерениях не должны превышать 0,02—0,03 *мм*. Превышение расхождений указывает на необходимость проверки равномерного прилегания всех шеек вала на подшипники.

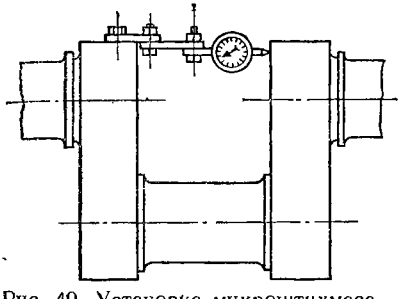


Рис. 49. Установка микроштихмаса для проверки прямолинейности укладки коленчатого вала

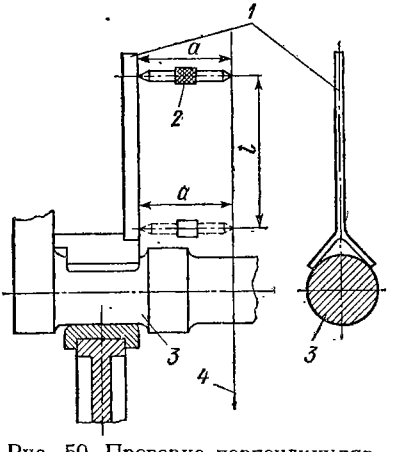


Рис. 50. Проверка перпендикулярности оси цилиндра к оси коленчатого вала с помощью валового угольника и микроштихмаса:

1—валовой угольник; *2*—микроштихмас; *3*—шейка вала; *4*—струна—ось цилиндра

2. Проверить перпендикулярность осей цилиндра и коленчатого вала с помощью валового угольника и микроштихмаса или с помощью хомута и стрелы, устанавливаемой на шейке коленчатого вала. В первом случае на шейку вала *3* (рис. 50) устанавливают валовой угольник и выверяют относительно струны *4*, центрированной по оси цилиндра. Выверку производят при горизонтальном положении щек шейки коленчатого вала. Ось коленчатого вала перпендикулярна оси цилиндра при условии, если расстояние *a* между угольником и струной в верхнем и нижнем положении штихмаса *2* равны. Допускаемое отклонение не должно превышать значения 0,1 *мм* на 1 *м* длины. Во втором случае определение

перпендикулярности осей цилиндра и коленчатого вала производится измерением зазора с помощью щупа между струной и стрелкой, закрепленной на шейке коленчатого вала. Хомут со стрелкой закрепляют так, чтобы стрелка *1* при положении *А* касалась струны. Второе измерение проводят после поворота коленчатого вала на 180°, определяя зазор между стрелкой *1* и струной *2* в положении *Б* (рис. 51). Перемещению коленчатого вала в положение *Б* предшествует снятие струны и после поворота вала восстановление ее в прежнем положении с помощью центрирующих приспособлений. При легком касании стрелкой *1* струны или одинаковых зазорах между ними при измерениях



Рис. 51. Схема проверки перпендикулярности осей цилиндра к оси коленчатого вала

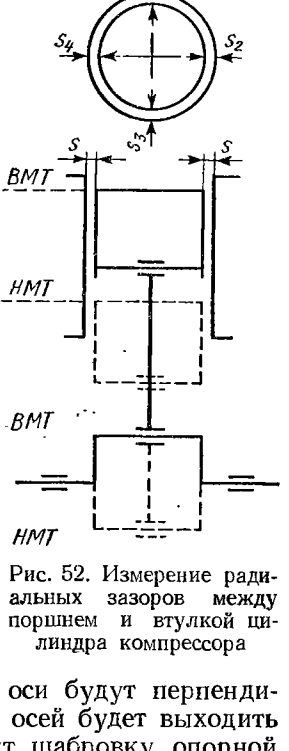


Рис. 52. Измерение радиальных зазоров между поршнем и втулкой цилиндра компрессора

в двух положениях коленчатого вала оси будут перпендикулярны. Если неперпендикулярность осей будет выходить за допустимые пределы, то производят шабровку опорной поверхности гнезд коренных подшипников.

Центровка шатунно-поршневого механизма. Одним из методов центровки шатунно-поршневого механизма при монтаже компрессора является измерение радиальных зазоров между поршнем и втулкой цилиндра. В объем работы входит проведение измерений зазоров *s* между поршнем и втулкой цилиндра в положениях поршня, соответствующих верхней (*ВМТ*) и нижней (*НМТ*) мертвым точкам (рис. 52).

Порядок выполнения работы

1. Установить поршень в верхнюю мертвую точку и с помощью щупа произвести измерения радиальных зазоров в четырех местах двух диаметрально противоположных плоскостей. Данные измерений занести в журнал наблюдений (табл. 23).

Таблица 23

Журнал наблюдений

Компрессор марки _____

Цилиндр № _____

« » _____ 197... г.

№ цилиндров	Верхнее положение поршня в *мм*				Нижнее положение поршня в *мм*			
	s_1	s_2	s_3	s_4	s_1	s_2	s_3	s_4

2. Установить поршень в нижнюю мертвую точку и произвести аналогичные замеры. Перекос поршня в цилиндре допускается не свыше 0,15 *мм* на 1 *м* длины поршня. При установлении перекоса, превышающего допустимые нормы, устанавливают причины появления перекоса и устраняют его [20; 37].

Содержание отчета

1. Эскизы и схемы выверяемого оборудования, техническая характеристика измерительного инструмента.
2. Журнал наблюдений.
3. Анализ измеряемых величин. Заключения по монтажу оборудования.

Монтаж фреонового холодильного агрегата малой производительности

Фреоновые холодильные агрегаты малой производительности предназначены в основном для краткосрочного хранения охлажденных продуктов при температуре от —2 до +8° С. Они выпускаются двух типов: с воздушным или водяным охлаждением конденсатора.

Фреоновые агрегаты с воздушным конденсатором используются для поддержания необходимой температуры в шкафах, прилавках, витринах, сборных камерах и в другом торговом оборудовании.

Агрегаты с водяными конденсаторами применяются для небольших стационарных камер площадью до 10—12 $м^2$. Холодильные агрегаты подобных типов не требуют для своей установки специального помещения, их монтаж производится в непосредственной близости от охлаждаемого объекта, относительно несложен и не требует больших затрат времени. В литературе [4; 11; 15] достаточно подробно разработаны способы монтажа малых фреоновых установок, поэтому в настоящей работе исключаются вопросы технического размещения оборудования, подготовки объекта к монтажу, изготовления опор и ряд других подготовительных операций. В работе предусмотрен монтаж фреонового холодильного агрегата с воздушным конденсатором. Все выпускаемые агрегаты подобного типа конструктивно схожи между собой и отличаются лишь в некоторых деталях, поэтому основные принципы монтажа для данных агрегатов одинаковы.

Фреоновые компрессорно-конденсаторные агрегаты поставляются комплектно с торговым оборудованием. В комплект поставки входят:

1) фреоновый холодильный агрегат, состоящий из компрессора, конденсатора и ресивера на общей раме; агрегат снабжен запорной арматурой, реле давления, фильтром, а в ряде случаев осушителем или фильтром-осушителем;

2) оребренные испарители с пластинчатыми ребрами, либо воздухоохладители;

3) терморегулирующие вентили типа ТРВ-М либо ТРВ-В (для испарителей с большим гидравлическим сопротивлением ТРВ-У);

4) электродвигатель и электрооборудование;

5) монтажные медные трубки.

Фреоновый холодильный агрегат поставляется заполненным фреоном и смазочным маслом. Запорные вентили перекрыты и завинчены колпачковыми гайками.

Испарители поставляются просушенными и заполненными азотом или паром фреона до избыточного давления 0,3—0,5 *ати*. Отверстия жидкостного и парового штуцеров батареи закрыты заглушками.

Монтажные трубки осушены и поступают с обжатыми концами.

Цель работы

Целью настоящей работы является ознакомление с техникой монтажа, испытания и пуска фреонового холодильного агрегата.

Объем работы включает:

1) ознакомление с объектом монтажа, принципиальной схемой трубопроводов (рис. 53), методикой проведения монтажа;

2) монтаж испарителей и трубопроводов холодильной установки (монтаж холодильного агрегата и электрический монтаж выполнены и в объем работы не входят);

3) подготовку холодильной установки к пуску; удаление воздуха из системы, продувку системы, проверку герметичности мест соединений;

4) пуск холодильной установки на заданный режим.

Контрольно-измерительные приборы, инструменты и приспособления, используемые в работе: мановакуумметр 760 — 0—6 *кгс/см*^{2} с трубкой и накидной гайкой; манометр 0—12 *кгс/см*^{2} с трубкой и накидной гайкой; горелка галлоидная; бортовка для медных труб; труборез для медных труб; напильник личной плоский 200 *мм*; тиски настольные; ключи гаечные, разводные и торцевые.

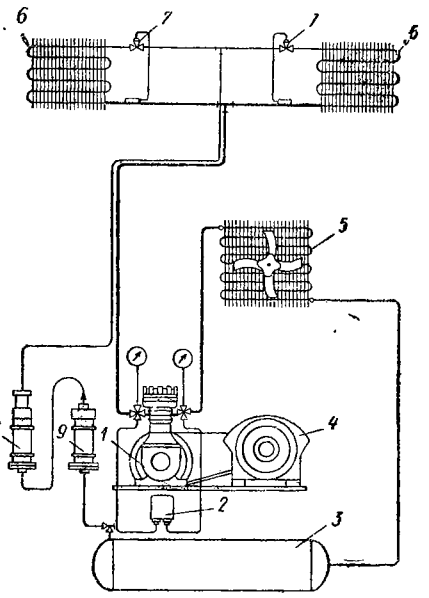


Рис. 53. Схема фреоновой холодильной установки:

1 — компрессор; *2*—реле давления; *3* — ресивер; *4* — электродвигатель; *5* — конденсатор; *6* — испаритель; *7*—терморегулирующий вентиль; *8* — фильтр; *9* — фильтр-осушитель

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с правилами техники безопасности, монтируемым оборудованием, принципиальной схемой трубопроводов, методикой проведения монтажа.

2. Проверить исправность и комплектность измерительных приборов, инструмента и приспособлений. Выписать техническую характеристику монтируемого оборудования и измерительных приборов.

3. Произвести монтаж испарителей на заранее установленные кронштейны. С помощью уровня добиться горизонтального положения испарителей и с помощью болтов и гаек закрепить испарители к кронштейнам. Произвести проверку горизонтального положения испарителей.

4. Смонтировать терморегулирующий вентиль на входном штуцере испарителя, причем термочувствительный патрон укрепляется на горизонтальном участке всасывающего трубопровода с помощью скобы.

5. Согласно принципиальной схеме трубопроводов произвести монтаж трубопроводов, который следует начинать с прокладывания всасывающей линии от испарителя к компрессору. Жидкостная линия прокладывается параллельно всасывающей. Трубопроводы должны укладываться прямолинейными участками с обеспечением постоянного уклона 1—2% в сторону компрессора.

Соединение трубопроводов производить с помощью накидных гаек, установленных на отбортованных концах трубопроводов, а отборку концов трубопроводов — с помощью приспособления, т. е. бортовки, которую следует проводить тщательно, не допуская образования перекосов, трещин и вмятин.

Перед установкой накидных гаек произвести промывку внутренних поверхностей отбортованных мест и штуцеров бензином. Наружная поверхность труб в местах разбортовки и внутренняя поверхность накидной гайки смазываются техническим вазелином для предотвращения попадания влаги в места соединений. При затяжке мест соединений не допускать перекоса накидных гаек, их следует до упора навинчивать от руки, а окончательную затяжку производить с помощью двух ключей.

6. Удалить воздух из системы при помощи компрессора. На штуцере тройника трехходового всасывающего вентиля компрессора установить мановакуумметр. Открыть всасывающий вентиль путем вращения шпинделя вентиля против часовой стрелки, но не до упора так, чтобы был открыт проход на мановакуумметр.

Выброс воздуха из системы производится через штуцер на тройнике нагнетательного трехходового вентиля компрессора, причем вентиль должен быть закрыт на проход. Для предотвращения выброса и разбрызгивания масла на штуцер надевается резиновая трубка и ее конец опускается в сухую чистую бутылку. Вентиль на ресивере должен быть закрыт. Электрическую схему установки следует переключить на руч-

ное управление. После этого пускается в ход компрессор и производится отсасывание воздуха из системы до давления 40—60 *мм рт. ст.* по мановакуумметру.

7. Проверить герметичность мест соединений. После вакуумирования к штуцеру нагнетательного вентиля присоединить манометр, накидная гайка при этом не затягивается. Открывается на 1—2 *сек* вентиль на ресивере, после появления шипения из-под накидной гайки вентиль закрывается и затягивается накидная пайка. Система таким образом подготовлена для проверки утечек в местах соединений.

Проверка производится путем обмыливания мест соединений, а затем с помощью галлоидной лампы либо галлоидного течеискателя ГТИ-2. При проверке герметичности с помощью галлоидной лампы наличие утечек определяется по изменению цвета пламени, который в зависимости от величины утечки приобретает зеленый или ярко-голубой цвет; при использовании ГТИ-2 утечки определяют по возрастанию силы тока в измерительном блоке прибора. Обнаруженные утечки устраняют, подтягивая накидные гайки соединений.

8. Пустить установку на заданный режим. Для этого открыть нагнетательный вентиль компрессора и вентиль на ресивере и прикрыть всасывающий вентиль, переключить электрическую схему на автоматическое управление. Пустить компрессор и медленно открыть всасывающий вентиль. Установить заданные величины давлений включения и выключения компрессора по реле давления. Произвести наблюдение за работой установки по показаниям манометров.

9. После выполнения работы отсосать фреон из испарителя и трубопроводов. Для этого необходимо закрыть вентиль на ресивере и работать компрессором до давления кипения по мановакуумметру 0,5—0,6 *ати*. После остановки компрессора через 10—15 *мин* вновь произвести отсасывание фреона из испарителя. Закрыть запорные вентили на компрессоре, демонтировать трубопроводы, терморегулирующие вентили и испарители.

Содержание работы

1. Схема холодильной установки, техническая характеристика измерительных приборов.

2. Порядок выполнения монтажа и пуска холодильной установки.

3. Описание способов обнаружения утечек, применявшихся в данной работе, мест утечек и способов устранения утечек.

Установка электродвигателя и проверка соосности валов

Электродвигатель монтируется на фундамент после окончательной установки машины (компрессора, насоса или вентиля). Соединение электродвигателя может быть непосредственное или с помощью ременной передачи.

При ременной передаче электродвигатель устанавливается на салазках, которые позволяют регулировать натяжку ремней. Салазки закрепляются на фундаменте болтами. Установленный на салазках электродвигатель выверяется на горизонтальность по уровню с помощью прокладок. Далее приступают к проверке параллельности валов электродвигателя и нагнетателя. При непосредственном соединении электродвигатель устанавливается на общую металлическую плиту, укрепленную на фундаменте, и с помощью прокладок добиваются соосности вала электродвигателя с валом компрессора, насоса или вентилятора.

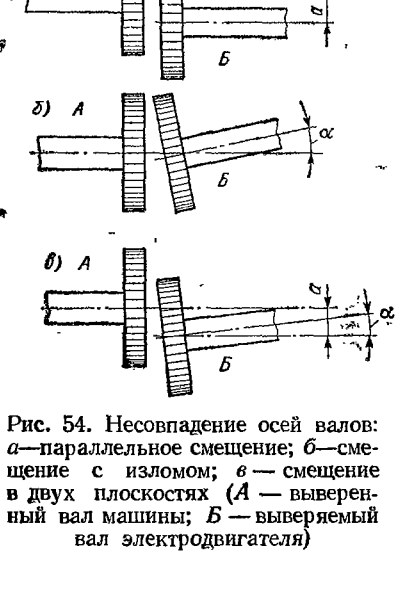


Рис. 54. Несовпадение осей валов: *а*—параллельное смещение; *б*—смещение с изломом; *в* — смещение в двух плоскостях (*А* — выверенный вал машины; *Б* — выверяемый вал электродвигателя)

Отсутствие соосности сопрягающихся валов двух машин может привести к возникновению вибрации агрегата, к ускоренному износу подшипников и повреждению соединительных муфт.

Возможны три случая несовпадения осей валов: смещение в одной или двух плоскостях, излом и смещение с изломом (рис. 54).

Проверку соосности валов можно производить тремя способами (рис. 55) в зависимости от измерительных инструментов и приспособлений: 1) индикатором, 2) скобами, надеваемыми на полумуфты, и 3) монтажной линейкой.

Во всех случаях осевой зазор δ измеряется с помощью щупа, также измеряется и радиальный зазор a. Для определения величины и направления смещения необходимо поль-

зоваться схемой, показанной на рис. 54. Замеры производятся в четырех положениях вала. Смещение оси выверяемого вала всегда направлено в сторону наименьших значений зазоров. Суммы зазоров, измеренных в двух взаимноперпендикулярных плоскостях, равны между собой, т. е.

$$a_1 + a_3 = a_2 + a_4.$$

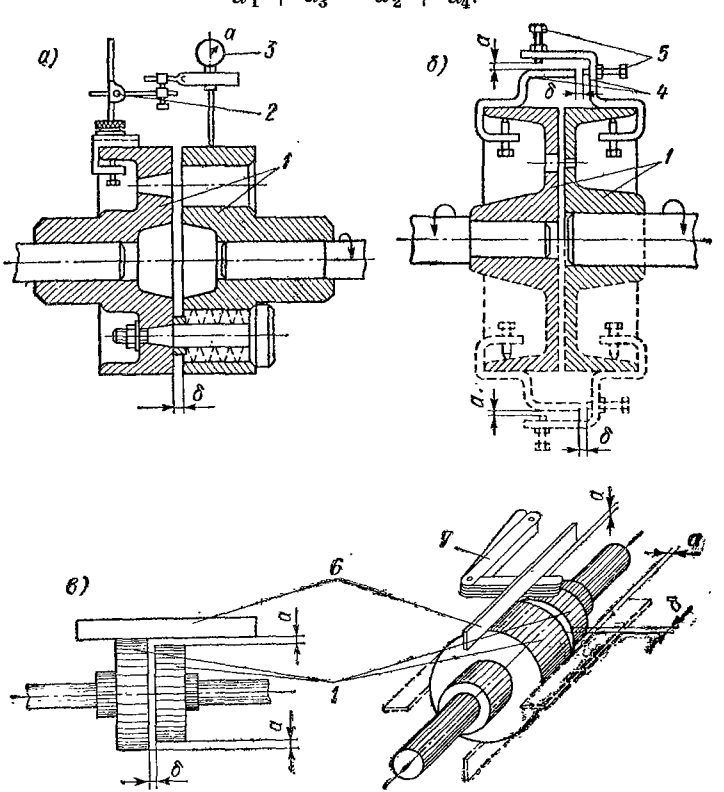


Рис. 55. Схема проверки центровки валов (*а* — при помощи индикатора; *б* — с помощью скоб и щупа; *в* — при помощи линейки и щупа):
1 — полумуфта; *2* — приспособление для крепления индикатора; *3* — индикаторная головка; *4* — скобы; *5* — регулировочные винты; *6* — монтажная линейка; *7* — щуп

Это положение действительно и для случая излома осей, т. е.

$$\delta_1 + \delta_3 = \delta_2 + \delta_4.$$

Следует иметь в виду, что если $\delta_1 < \delta_3$, то конец выверяемого вала электродвигателя направлен вниз, а если $\delta_1 > \delta_3$, то конец вала направлен вверх.

Величину смещения геометрических осей можно определить по выражению

$$a = \frac{a_1 - a_3}{2}$$

или

$$a = \frac{a_2 - a_4}{2}.$$

Величина смещения оси будет равна половине разности зазоров, измеренных через 180°, причем при этом предполагается, что из большего значения измеренного осевого зазора вычитается меньшее. Величину излома можно также определить как полуразность противоположных измерений во взаимноперпендикулярных плоскостях, отнесенную к диаметру окружности, описываемой концами приспособления:

$$\operatorname{tg}\alpha_1 = \frac{\delta_1 - \delta_3}{D};$$

$$\operatorname{tg}\alpha_2 = \frac{\delta_2 - \delta_4}{D},$$

где D — диаметр окружности, описываемый концами приспособления, в *мм*.

Разнос концов приспособлений должен быть не менее 200 *мм*. Соосность валов электродвигателя и машины должна отвечать требованиям установленных минимальных зазоров (табл. 24).

Таблица 24

Допустимые величины зазоров при проверке соосности валов

Зазор	Жесткие муфты		Упругие муфты		Кулачковые и эластичные муфты	
	Скорость вращения n в *об/мин*					
	до 1500	свыше 1500	до 1500	свыше 1500	до 1500	свыше 1500
Радиальный a в *мм*	0,08	0,04	0,12	0,06	0,20	0,10
Осевой δ в *мм*	0,04	0,02	0,10	0,05	0,15	0,08

Используемые инструменты и приспособления: уровень, монтажная линейка или угольник, щуп с набором пластин от 0,01 *мм* до 0,5 *мм*, металлические прокладки, индикатор часового типа с приспособлением для крепления с ценой деления 0,01 *мм*, стрелы со скобами и винтами.

Объем работы включает:

1) установку электродвигателя на общую раму с насосом (рис. 56);

2) проверку соосности вала насоса с валом электродвигателя различными способами;

3) определение величины смещения геометрических осей или величины их излома.

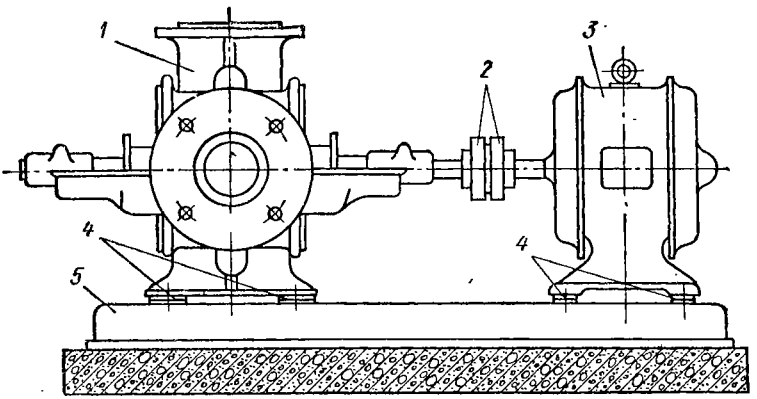


Рис. 56. Установка электродвигателя на общую раму с насосом:
1 — насос; *2* — полумуфты сопрягаемых валов; *3* — электродвигатель; *4* — стальные подкладки; *5* — рама

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с объектом монтажа, правилами техники безопасности при проведении работы и методикой проведения работы.

2. Проверить наличие, комплектность и исправность монтажного и мерительного инструмента.

3. Протереть раму от грязи и пыли в месте установки электродвигателя.

4. Установить электродвигатель *3* на раму *5* (рис. 56).

5. Уложить на раму около всех четырех болтов прокладки *4* и установить на них электродвигатель.

6. Измерить радиальные и осевые зазоры в четырех положениях вала, последовательно поворачивая вал электродвигателя на 90, 180, 270 и 360°. Данные замеров заносятся в журнал наблюдений (табл. 25).

7. Добиться соосности валов электродвигателя и нагнетателя изменением количества и толщины прокладок.

Таблица 25

Журнал наблюдений

« » _____ 197... г.

Способ измерения	Радиальный зазор в *мм*				Осевой зазор в *мм*			
	a_1	a_2	a_3	a_4	δ_1	δ_2	δ_3	δ_4

Содержание отчета

1. Эскизы и схема установки выверяемого оборудования. Техническая характеристика измерительных приборов.
2. Измерение величин осевых и радиальных зазоров, определение величины смещения и излома.
3. Анализ измеренных величин, определение толщины прокладок под болты.

§ 3. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Определение удельного расхода электроэнергии на выработку 1000 *ккал* холода. Анализ режимов работы холодильной установки одноступенчатого сжатия

Основным показателем, характеризующим экономичность работы холодильных установок, является удельный расход электроэнергии на выработку 1000 *ккал* холода. Для определения удельного расхода необходимо знать количество выработанного холода (в тыс. *ккал*) и расход электроэнергии на холодильное оборудование компрессорного цеха.

В производственных условиях холодопроизводительность установки за отчетный период определяется расчетным путем исходя из данных температурного режима работы, числа часов работы машины и характеристики оборудования. Более совершенным методом определения количества выработанного холода является использование данных замеров, учитывающих количество циркулирующего холодильного агента, проходящего через регулирующую станцию.

Фактический удельный расход электроэнергии на выработку холода находят как частное от деления израсходованной электроэнергии на количество выработанного холода

$$a = \frac{\sum N_e}{\sum Q_0} \text{ квт} \cdot \text{ч}/1000 \text{ ккал},$$

где $\sum N_e$ — суммарный расход электроэнергии на привод машин, участвующих в выработке и транспортировке искусственного холода (компрессоры, водяные и рассольные насосы, вентиляторы, воздухоохладители и др.), в *квт·ч*;

$\sum Q_0$ — количество искусственного холода, выработанного за отчетный период τ, в тыс. *ккал*.

При сопоставлении фактического удельного расхода электроэнергии с нормами удельного расхода электроэнергии выясняется, насколько экономично работает холодильная установка. Систематический контроль за режимом работы холодильной установки и анализ его с целью выявления и устранения отклонений от оптимального является важнейшей задачей при эксплуатации холодильных установок.

Цель работы

Цель настоящей работы — ознакомление с методикой определения удельного расхода электроэнергии на выработку искусственного холода и получение навыков правильно анализировать режим работы холодильной установки для выявления отклонений от оптимального режима работы.

Описание лабораторной установки

Компрессор *1* (рис. 57) нагнетает парообразный аммиак через маслоотделитель *2* в конденсатор *3*, откуда конденсат сливается в линейный ресивер *4*. Жидкий аммиак при давлении конденсации проходит через водяной переохладитель *5* и поступает на коллектор регулирующей станции *9*. Под разностью давлений конденсации и кипения аммиак после регулирующего вентиля подается на отделитель жидкости *12*, который служит одновременно и распределителем жидкого аммиака. Из отделителя жидкий аммиак поступает в испаритель *11*. Во избежание переполнения отделителя жидкости и для проведения оттайки испарителя использован дренажный ресивер *10*.

В холодильной установке применена оборотная система водоснабжения. Водяной насос *8* забирает воду из подземного резервуара *7* и подает ее на конденсатор *3*, после чего отепленная вода поступает на градирню *6*.

На рис. 57 показаны места подключения приборов для измерения температур, давления и расходов холодильного агента и охлаждающей воды. Расход холодильного агента определяется с помощью диафрагм и дифференциальных манометров, установленных на жидкостном трубопроводе —

разность уровней h_1, на всасывающем трубопроводе — h_2, а расход воды на водяном трубопроводе к конденсатору — h_3.

Объем работы включает:

1) ознакомление с рабочей схемой испытаний, инструкциями по обслуживанию оборудования, приборами измерения;

2) ознакомление с порядком проведения работы, журналами наблюдений, методикой обработки результатов;

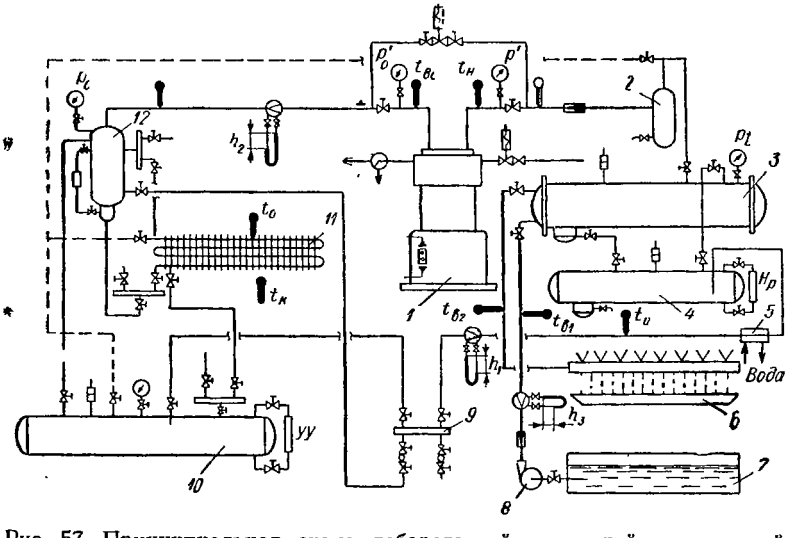


Рис. 57. Принципиальная схема лабораторной аммиачной холодильной установки

3) установление рабочих режимов; измерение в каждом режиме температур кипения, конденсации, всасывания, нагнетания, температуры перед регулирующим вентилем, а также температуры воды, подаваемой на конденсатор и отходящей от него; измерение часовых расходов агента и воды, а также расхода электроэнергии, потребляемой компрессорами и вспомогательным оборудованием;

4) обработку результатов испытания; определение удельного расхода электроэнергии на выработку 1000 *ккал* холода; построение графиков изменения холодопроизводительности, потребляемой мощности и удельного расхода электроэнергии на выработку 1000 *ккал* холода в зависимости от изменения температур кипения и конденсации; оформление отчета.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с правилами техники безопасности, инструкциями по обслуживанию оборудования, методиками проведения испытания и обработки результатов испытания.

2. Составить техническую характеристику машин и аппаратов, включенных в испытания.

3. Проверить наличие на установке контрольно-измерительных приборов, их включение и исправность, выписать техническую характеристику измерительных приборов.

4. Убедившись в установившемся режиме работы холодильной установки (режим настраивается на оптимальный), произвести измерение величин значений, указанных в табл. 26. Время работы оборудования и показания электросчетчиков фиксируются в табл. 27. В этом и последующих режимах отсчет показаний по контрольно-измерительным приборам производится не менее трех раз.

5. Подготовить и осуществить новый режим, соответствующий работе холодильной установки при повышенном давлении конденсации. Это достигается в лабораторной установке либо уменьшением количества охлаждающей воды, подаваемой на конденсатор, либо уменьшением теплообменной поверхности конденсатора, либо обоими способами одновременно.

Температура кипения t_0 холодильного агента в новом режиме должна оставаться неизменной и соответствовать температуре кипения, установившейся в предыдущем режиме. После того как установится стационарный режим, зарегистрировать его в протоколе испытаний. Вновь изменить давление конденсации, произвести измерения и зафиксировать данные измерений в журнал наблюдений.

Таким образом, испытание холодильной установки при постоянной температуре кипения производят не меньше чем для трех различных значений температур конденсации.

6. Во второй части работы произвести испытание холодильной установки при постоянной температуре конденсации и при переменной, более низкой по сравнению с оптимальной, температуре кипения. Понижение температуры кипения достигается уменьшением поверхности охлаждающих приборов, снижением расхода холодильного агента или изменением тепловой нагрузки на испаритель. Испытание провести не менее чем для трех различных значений температур кипения. Данные измерений занести в журнал наблюдений.

Таблица 26

Журнал наблюдений

« » _____ 197... г.

№ режимов	Давление			Температура									Разность уровней на диафрагмах трубопровода			Температура		Уровень жидкого агента в линейном ресивере H_p	
	пара, всасываемого компрессором p_0'	кипения p_0	конденсации p	воздуха в камере $t_к$	кипения t_0	конденсации t	всасываемого пара в компрессор $t_{вс}$	нагнетаемого пара из компрессора $t_н$	жидкого агента перед регулирующей станцией $t_ц$	воды, входящей на конденсатор $t_{в1}$	воды, отходящей от конденсатора $t_{в2}$	аммиачного, жидкостного h_1	аммиачного, парового h_2	водяного h_3	жидкого агента перед диафрагмой t'	парообразного агента перед диафрагмой t''	Начало	Конец
	кгс/см²			°C								*мм. рт. ст. мм. вод. ст.*			°C		*мм*	
I																			
II																			
III																			

Таблица 27

Журнал наблюдений

« » ——— 197... г.

Потребители электроэнергии	№ режимов	Начало режима		Конец режима		Продолжительность режима $\tau = \tau_2 - \tau_1$	Расход электроэнергии $W = W_2 - W_1$
		Время τ_1	Показания счетчика W_1	Время τ_2	Показания счетчика W_2		
		ч, мин	*квт·ч*	*ч, мин*	*квт·ч*	*ч*	*квт·ч*
Компрессоры							
Водяные насосы							
Аммиачные насосы							
Рассольные насосы							
Вентиляторы градирни							
Вентиляторы воздухоохладителя							

Суммарный расход электроэнергии $\sum N_e$

Режим №——— *квт·ч*

Режим №——— *квт·ч*

Режим №——— *квт·ч*

7. В течение всего периода испытаний фиксировать в табл. 26 величину h_1 на дифманометре, установленном на жидкостном аммиачном трубопроводе перед регулирующей станцией, как по величине, так и по времени. Снятие показаний производить во время измерения и при любом изменении открытия регулирующего вентиля. Одновременно с измерением построить график изменения величины h_1, в координатах $\tau - h$ (рис. 58).

8. Построить графики изменения холодопроизводительности компрессора Q_0, суммарной потребляемой мощности $\sum N_e$ и удельного расхода электроэнергии a в зависимости от изменения температур кипения и конденсации (рис. 59).

9. Провести анализ режима работы холодильной установки путем сравнения действительных температурных перепадов с оптимальными, на основе данных состояния испытываемого оборудования и сопоставления характеристик, включенных в работу машин и аппаратов.

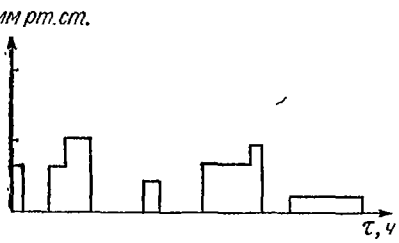


Рис. 58. График измерения разности уровней ртути в дифференциальном манометре, установленном перед регулирующей станцией

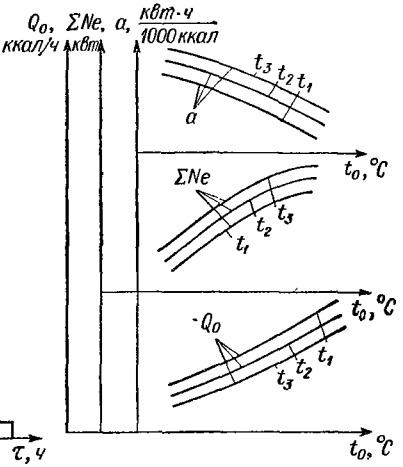


Рис. 59. Характеристики работы холодильной установки при различных температурных режимах

Обработка результатов испытания

Часовой расход агента и воды, циркулирующих в системе,

$$G_a = 1{,}264 \cdot 10^{-4} \alpha \varepsilon d^2 \sqrt{h\gamma(\gamma_y - \gamma_p) g} \ кг/ч,$$

где α — коэффициент расхода диафрагмы;

ε — коэффициент сжатия струи;

d — диаметр отверстия диафрагмы в *мм*;

h — разность уровней жидкости в дифманометре диафрагмы в *мм вод. ст.*;

γ_y — плотность жидкости, заполняющей трубки дифманометра при рабочем давлении и температуре 20° С, в *кг/м*^{3};

γ_p — плотность измеряемой среды (жидкого, парообразного аммиака, воды) при рабочем давлении и температуре 20° С в *кг/м*^{3}; $\gamma = \frac{1}{v_p}$ (v_p — удельный объем измеряемой среды при рабочем давлении и температуре 20° С в *м*^{3}/*кг*);

γ — плотность измеряемой среды при рабочем давлении и температуре среды перед диафрагмой в *кг/м*³; $\gamma = \frac{1}{v}$ (v — удельный объем измеряемой среды при рабочем давлении и температуре среды перед диафрагмой в *м*³/*кг*).

Часовой расход аммиака при различных режимах работы находят с помощью двух дифференциальных манометров, установленных на паровой и жидкостной линиях [13]. Для диафрагмы на жидкостной линии перед регулирующей станцией часовой расход G_a определяется для каждого участка с постоянной величиной h_1 (рис. 58), а найденные по участкам значения G_a суммируются. Определение расхода агента с помощью диафрагмы, установленной на всасывающем трубопроводе компрессора, производится по среднему для данного режима значению разности уровней жидкости в дифференциальном манометре h_{2cp}. Аналогичным образом находится часовой расход охлаждающей воды по h_{3cp}.

Расход агента

$$G'_a = G_a \tau \text{ кг},$$

где G_a — часовой расход агента в *кг/ч*;

τ — продолжительность участка с постоянной величиной h_1 (либо время режима) в *ч*.

Найденное по периодам количество агента суммируется, а результат заносится в табл. 28.

Таблица 28

Результаты обработки опытных данных

№ режима	Место установки диафрагмы	Компрессор			Конденсатор			
		Расход агента G'_a в *кг*	Удельная весовая холодопроизводительность агента q_0 в *ккал/кг*	Количество выработанного холода ΣQ_0 в *ккал*	Часовой расход воды $G_в$ в *кг/ч*	Подогрев воды $\Delta t_в$ в °С	Тепловая нагрузка Q в *ккал/ч*	Удельная тепловая нагрузка q_F в *ккал/м²·ч*
I	На жидкостном трубопроводе перед РВ							
	На всасывающем трубопроводе							

Следует иметь в виду, что при кратковременном периоде испытаний в линейном ресивере может накапливаться или, наоборот, расходоваться в большей степени аммиак по сравнению с его поступлением из конденсатора. Поэтому при определении расхода аммиака по количеству жидкости, протекающей через регулирующую станцию, необходимо вводить соответствующую поправку.

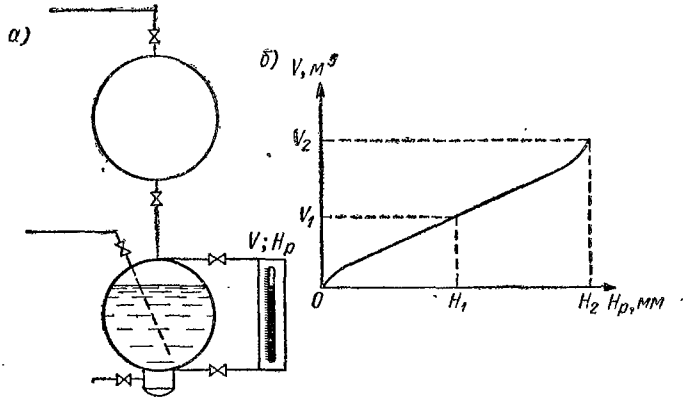


Рис. 60. Определение поправки на объем жидкости в линейном ресивере

Если обозначить объем жидкого агента в начале испытаний $V_н$, а в конце испытания $V_к$, то величина поправки составит

$$(V_к - V_н)\,\gamma_{ж},$$

где $\gamma_{ж}$ — плотность жидкого агента при температуре конденсации.

Начальный и конечный объемы жидкого аммиака в ресивере определяются по высоте уровня аммиака $H_р$ в линейном ресивере с помощью указателя уровня (рис. 60, *а*), либо по высоте уровня $H_р$ с помощью градуировочного графика (рис. 60, *б*).

Количество холода, выработанного установкой,

$$\sum Q_0 = G_a(i_1 - i_2)\ ккал.$$

Здесь i_1 — энтальпия пара аммиака, поступающего в компрессор, в *ккал/кг*;

i_2 — энтальпия жидкости перед регулирующей станцией в *ккал/кг*.

Количество выработанного холода определяется как среднее арифметическое по результатам обоих измерений

Нагрузка на конденсатор

$$Q = G_в (t_{в_2} - t_{в_1}) \text{ ккал/ч},$$

где $G_в$ — часовой расход охлаждающей воды в *кг/ч*.

Удельная тепловая нагрузка на конденсатор

$$q_F = \frac{Q}{F} \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч)},$$

где F — теплопередающая поверхность конденсатора в $м^2$.

Вычисленные для каждого режима величины заносятся в табл. 28.

Удельный расход электроэнергии на выработку 1000 *ккал* холода

$$a = \frac{\sum N_e}{\sum Q_0} \text{ (квт} \cdot \text{ч)/1000 ккал}.$$

Значения величин $\sum N_e$ и $\sum Q_0$ принимаются соответственно для каждого режима из табл. 27 и 28.

Холодопроизводительность компрессора

$$Q_0 = \frac{\sum Q_0}{\tau_p} \text{ ккал/ч}.$$

Здесь τ_p — время одного режима в *ч*.

Суммарная потребляемая мощность

$$N_e = \frac{\sum N_e}{\tau_p} \text{ квт}.$$

Действительный коэффициент подачи компрессора

$$\lambda_д = \frac{Q_0 v_1}{V_h q_0},$$

где v_1 — удельный объем пара, всасываемого в компрессор, в $м^3/кг$.

Найденные величины коэффициента подачи компрессора сравнить со значениями коэффициента подачи для испытываемого компрессора по данным справочной литературы.

В табл. 29 заносятся полученные значения, характеризующие эффективность работы холодильной установки.

Результаты испытаний холодильной установки

№ режимов	Холодопроизводительность компрессора Q_0 в *ккал/ч*	Суммарная потребляемая мощность $\sum N_e$ в *квт*	Удельный расход электроэнергии на выработку 1000 *ккал* холода *a* в *квт·ч*/1000 *ккал*	Коэффициент подачи	
				действительный $\lambda_д$	по справочной литературе $\lambda_{спр}$

Содержание отчета

1. Рабочая схема испытания холодильной установки, техническая характеристика оборудования и измерительных приборов.
2. Журналы наблюдений.
3. Обработка результатов испытания, графики изменения холодопроизводительности, суммарной эффективной мощности и удельного расхода электроэнергии в зависимости от температур кипения и конденсации.
4. Анализ режима работы холодильной установки.
5. Выводы и предложения по мерам повышения экономичности работы холодильной установки.

Определение содержания неконденсирующихся газов в системе холодильной установки и исследование эффективности работы автоматического воздухоотделителя АВ-2

В работах [18; 20; 35] подробно разработаны способы проникновения неконденсирующихся газов в охлаждающие системы, влияние неконденсирующихся газов на работы холодильной установки и способы эвакуации их.

Скопление неконденсирующихся газов всегда происходит в конденсаторах и линейных ресиверах холодильной установки. Наличие в этих аппаратах неконденсирующихся газов повышает давление конденсации (иногда до опасных пределов), увеличивает расход электроэнергии, потребляемой компрессором, ухудшает условия теплообмена в конденсаторах.

Существует ряд аппаратов для удаления неконденсирующихся газов из системы, среди которых наиболее совершенными следует признать автоматические воздухоотделители типа АВ-2 [18]. Небольшие по своим размерам и весу они

значительно улучшают условия эксплуатации холодильной установки, повышают безопасность и экономичность ее работы.

Цель работы

Целью настоящей работы является ознакомление с существующим методом определения процентного содержания неконденсирующихся газов в системе, исследование эффективности работы воздухоотделителя АВ-2, определение расчетным путем примерного перерасхода электроэнергии, потребляемой компрессором холодильной установки, вследствие наличия неконденсирующихся газов.

Описание схемы лабораторной установки

Лабораторная работа выполняется на аммиачной холодильной установке. На упрощенной схеме лабораторной установки (рис. 61) показан узел конденсатора — линейного ресивера. Для удаления неконденсирующихся газов применен

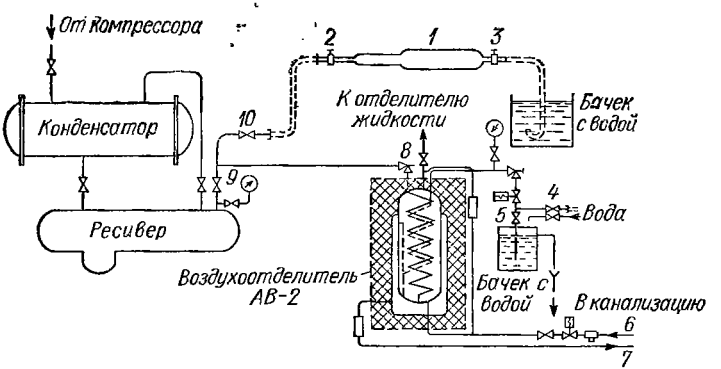


Рис. 61. Схема включения воздухоотделителя АВ-2

автоматический воздухоотделитель АВ-2. Отбор воздушно-аммиачной смеси к воздухоотделителю осуществляется на линейном ресивере от вентиля *9*. Подача на воздухоотделитель жидкого аммиака и возврат конденсата из воздухоотделителя происходит соответственно через трубопроводы *6* и *7*. Выпуск неконденсирующихся газов осуществляется под уровень воды в бачок с проточной водой.

Для определения процентного содержания неконденсирующихся газов в воздушно-аммиачной смеси применяется пипетка Зегера. При отборе проб один конец пипетки соединяется резиновым шлангом с вентилем отбора проб. Отбор

проб осуществляется через вентили *10* и *4*, причем вентили *4*, *5* устанавливаются на линии выпуска неконденсирующихся газов из воздухоотделителя АВ-2. Давление воздушно-аммиачной смеси измеряется с помощью образцовых манометров, установленных рядом с вентилями отбора проб.

Объем работы включает:

1) ознакомление со схемой установки, прибором отбора проб, журналом наблюдений, методиками проведения испытания и отработки результатов испытания;

2) отбор воздушно-аммиачной смеси согласно существующим правилам, определение объемного содержания компонентов в смеси;

3) обработку результатов испытания, получение расчетным путем перерасхода электроэнергии, потребляемой компрессором.

Порядок выполнения работ

1. Ознакомиться с правилами техники безопасности, правилами отбора проб воздушно-аммиачной смеси, способом определения содержания неконденсирующихся газов и методиками проведения испытания и обработки результатов испытания.

2. Подготовить и проверить приборы, необходимую лабораторную посуду и реактивы. Определить объем пипетки V.

3. Ознакомиться с местами отбора проб воздушно-аммиачной смеси. Подключить пипетку к вентилю отбора воздушно-аммиачной смеси на линии подачи воздушно-аммиачной смеси к воздухоотделителю, взять пробу. Во время отбора пробы зарегистрировать давление смеси у места отбора пробы $p_{см}$, температуру конденсации $t_{см}$ по манометру, соответствующую давлению смеси.

4. Определить в отобранной пробе объемное содержание неконденсирующихся газов и аммиака.

5. Подключить пипетку к вентилю отбора воздушно-аммиачной смеси на линии выпуска неконденсирующихся газов из воздухоотделителя, взять пробу в момент выпуска неконденсирующихся газов из воздухоотделителя.

6. Определить в отобранной пробе объемное содержание неконденсирующихся газов и аммиака.

7. Перевести полученные значения объемных концентраций в весовые. Определить расчетным путем парциальное давление паров аммиака p_a и температуру конденсации t чистого аммиака, соответствующую этому давлению.

8. Определить численное значение увеличения температуры конденсации при наличии неконденсирующихся газов по сравнению с температурой конденсации чистого агента и рассчитать перерасход электроэнергии, потребляемой компрессором.

9. Оценить эффективность воздухоотделителя, сравнивая концентрацию аммиака в воздушно-аммиачной смеси для отобранных проб до и после воздухоотделителя. Зафиксировать минимальное давление воздушно-аммиачной смеси $p_{см}$, соответствующее началу выпуска воздуха из воздухоотделителя по образцовому манометру, установленному на линии выпуска неконденсирующихся газов из воздухоотделителя.

10. Данные испытания и обработку их результатов занести в журнал наблюдений (табл. 30).

Таблица 30

Журнал наблюдений

« » _____ 197... г.

Давление воздушно-аммиачной смеси $p_{см}$ в *кг/см²*	Температура конденсации смеси по манометру $t_{см}$ в °С	Концентрация пара аммиака		Концентрация неконденсирующихся газов		Парциальное давление пара аммиака p_a в *кг/см²*	Температура конденсации чистого агента t	Разность температур $t_{см} - t$
		объемная r_a	весовая g_a	объемная $r_в$	весовая $g_в$			
		%					°С	

Правила отбора проб при определении объемного содержания инертных газов в аммиачной холодильной установке

1. Приготовить раствор серной кислоты в воде. На 500 *см³* воды берется 2 *см³* крепкой серной кислоты с удельным весом 1,84 *кг/л*. Осторожно перемешать раствор стеклянной палочкой. Во избежание несчастных случаев строго соблюдать следующие условия: при составлении раствора серной кислоты ни в коем случае не наливать воду в серную кислоту; при добавлении серной кислоты избегать резких движений.

2. На любой из концов пробирки плотно надеть резиновый шланг.

3. Свободный конец резинового шланга присоединить при помощи накидной гайки к вентилю *10* отбора из системы воздушно-аммиачной смеси.

4. Закрыть вентиль *8* подачи воздушно-аммиачной смеси к воздухоотделителю.

5. Присоединенную к системе пипетку Зегера *1* положить на подставку, открыть краны *2* и *3* и дать слабый ток воздушно-аммиачной смеси малым открытием запорного вентиля *10*. Для предотвращения попадания аммиака в воздух помещения продувку следует вести через бачок с водой.

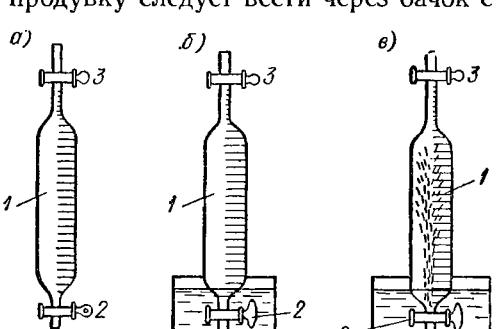


Рис. 62. Прибор для определения содержания неконденсирующихся газов: *а* — пипетка Зегера; *б* — пипетка Зегера, опущенная в сосуд с водным раствором серной кислоты; *в* — процесс поглощения раствором паров аммиака, находящихся во взятой пробе

6. Отбор пробы производить в следующей последовательности: одновременно закрыть кран пипетки *3*, обращенной к бачку с водой и вентиль отбора воздушно-аммиачной смеси *10*, закрыть кран поступления в пипетку воздушно-аммиачной смеси *2*, отсоединить пипетку от системы и снять резиновый шланг.

7. Открыть вентиль *8* подачи воздушно-аммиачной смеси в воздухоотделитель.

8. Взять пипетку в левую руку, приоткрыть на 1 *сек* кран пипетки *2* (рис. 62, *а*). Опустить кран *2* в приготовленный раствор серной кислоты так, чтобы он погрузился в раствор, затем открыть его (рис. 62, *б*).

9. Слегка покачивая пипетку, ждать пока раствор не станет входить во внутрь пипетки сначала медленно, пока не поднимется выше крана, а затем бурно (рис. 62, *в*). Необхо-

димо отметить, что до начала энергичного поступления раствора в пипетку проходит иногда 2—3 *мин*.

10. По прекращении подъема уровня жидкости в пипетке выждать 1—2 *мин* и записать объем V_1 над уровнем жидкости, соответствующий объему неконденсирующихся газов в пробе. Объем, занимаемый жидкостью, соответствует объему аммиака в пробе, так как аммиак полностью поглощается раствором.

11. В той же последовательности произвести отбор пробы воздушно-аммиачной смеси после воздухоотделителя в момент выпуска воздуха. Момент открытия соленоидного вентиля выпуска неконденсирующихся газов из воздухоотделителя определяется по загоранию сигнальной лампы.

При отборе проб необходимо тщательно соблюдать как правила, указанные выше, так и последовательность операций.

Обработка результатов испытания

Объемная концентрация неконденсирующихся газов в пробе

$$r_в = \frac{V_1}{V} 100\%,$$

где V_1 — объем неконденсирующихся газов в пробирке в $см^3$;
V — объем пробирки в $см^3$.

Объемная концентрация пара аммиака в пробе

$$r_a = \frac{V - V_1}{V} 100\%.$$

Весовая концентрация пара аммиака в пробе

$$g_a = \frac{r_a \frac{\mu_a}{\mu_в}}{1 - r_a + r_a \frac{\mu_a}{\mu_в}} 100\%,$$

где μ_a — молекулярный вес пара аммиака;
$\mu_в$ — молекулярный вес неконденсирующихся газов.

Весовая концентрация неконденсирующихся газов в пробе (в %)

$$g_в = 100 - g_a,$$

Парциальное давление пара аммиака в воздушно-аммиачной смеси до воздухоотделителя

$$P_a = r_a p_{см} \ кгс/см^2,$$

где $p_{см}$ — абсолютное давление воздушно-аммиачной смеси до воздухоотделителя в $кгс/см^2$.

По таблице насыщенных паров аммиака определяется температура конденсации аммиака, соответствующая давлению чистого агента. Значение температуры конденсации может быть найдено и графическим способом с помощью номограммы (рис. 63), по значениям g_a и $p_{см}$.

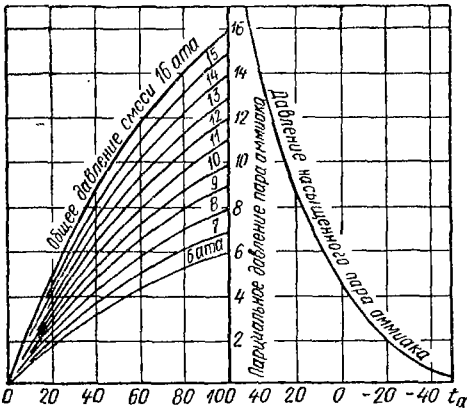


Рис. 63. Концентрация аммиака в паровоздушной смеси при различных давлениях и температурах смеси

Увеличение расхода электроэнергии, потребляемой компрессором, определить из условий, что повышение температуры конденсации на 1° С приводит к увеличению расхода электроэнергии примерно в размерах 1,5—2%.

Содержание отчета

1. Эскиз прибора отбора проб воздушно-аммиачной смеси, схема включения прибора отбора проб, характеристика измерительных приборов.
2. Журнал наблюдений и результатов обработки испытаний.
3. Обработка результатов испытаний.

§ 4. ИСПЫТАНИЯ МАЛЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Определение основных характеристик компрессорного агрегата домашнего холодильника

В Советском Союзе выпускаются холодильники домашнего типа в виде шкафов и столов. Размеры холодильников определены ГОСТом. Наружный корпус холодильника вы-

полняется в основном из листовой стали толщиной до 1 *мм*. Внутренняя камера — стальная, покрытая горячей эмалью, либо изготовлена из пластмассы. Между наружным и внутренним корпусами шкафа закладывается теплоизоляция для уменьшения теплопритоков во внутрь шкафа. Охлаждение в домашних холодильниках осуществляется компрессорными или абсорбционными машинами.

В данной работе предусматривается проведение испытания холодильника, охлаждаемого компрессорной машиной. Мелкие компрессорные машины, предназначенные для охлаждения холодильных шкафов, рассчитаны на длительную работу, и в течение всего срока службы эти машины не должны иметь каких-либо ремонтов, регулировок, замены смазочных материалов и добавки или замены рабочего тела.

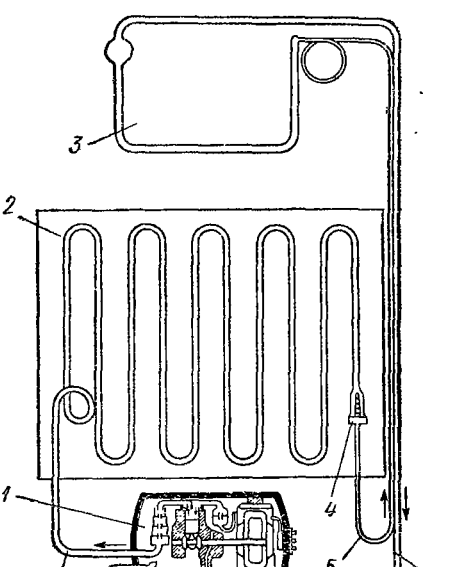


Рис. 64. Схема агрегата компрессорного домашнего холодильника

На рис. 64 изображена схема компрессорного агрегата для домашнего холодильника. На схеме показаны компрессор и электродвигатель, размещенные в общем герметическом кожухе *1*. Компрессор засасывает парообразный фреон из испарителя *3* по всасывающему трубопроводу *6*. В компрессоре пар фреона сжимается и по нагнетательному трубопроводу *7* направляется в конденсатор *2*, где пар охлаждается и происходит его конденсация. Жидкий агент из конденсатора, проходя через фильтр *4* по капиллярной трубке *5*, припаянной на всасывающей трубе *6*, поступает в испаритель *3*. В испарителе агент кипит за счет отбора тепла от продуктов и воздуха внутри холодильника, превращается в пар и поступает по всасывающему трубопроводу в компрессор. Долговечность и надежность работы таких машин может быть обеспечена только при цикличной работе.

Это требование обусловливает наличие компрессора холодопроизводительностью значительно большей, чем потребная холодопроизводительность при максимальной тепловой нагрузке в холодильной камере.

Цикличность работы обеспечивается автоматическими устройствами, при помощи которых происходит периодический пуск и остановка компрессора. В холодильниках отечественного производства, охлаждаемых компрессорными машинами, автоматический пуск и остановка компрессора осуществляется при помощи регулятора температуры (термореле).

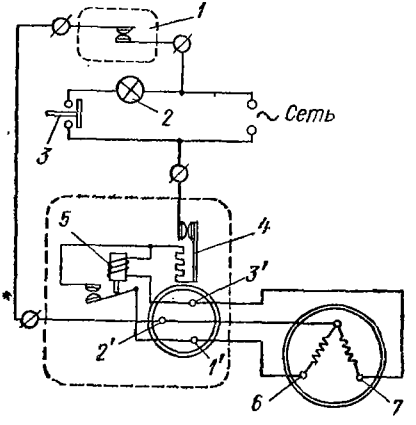


Рис. 65. Электрическая схема домашнего холодильника

Поскольку в герметичных фреоновых холодильных агрегатах (рис. 65) используются однофазные асинхронные двигатели, то у электродвигателя делается дополнительная пусковая обмотка *6*, включение которой осуществляется пусковым реле *5*; катушка пускового реле *5* включена последовательно с рабочей обмоткой электродвигателя *7*. При замыкании контактов термореле *1* напряжение подается на рабочую обмотку электродвигателя. При взаимодействии пульсирующего магнитного поля статора с магнитным полем ротора вращающий момент не появляется и вращение ротора не происходит. Через рабочую обмотку идет ток короткого замыкания, величина которого больше в три-четыре раза рабочего значения при нормальной работе электродвигателя. В случае возрастания силы тока (примерно в два раза) замыкаются контакты пускового реле, включается пусковая обмотка электродвигателя и происходит «разгон» ротора электродвигателя. По мере разгона ток уменьшается и пусковое реле отключает пусковую обмотку. Длительность запуска электродвигателя с помощью пускового реле от момента включения рабочей обмотки до отключения пусковой обмотки измеряется долями секунды. В электрической схеме предусмотрено тепловое реле *4*, защищающее двигатель компрессора от перегрузок. Электрическая лампа *2*, предназна-

ченная для освещения внутреннего объема шкафа, включается при открывании дверцы шкафа выключателем *3*, установленным в проеме дверцы шкафа.

Периоды работы компрессора различны и зависят от заданных температурных режимов.

Отношение среднего времени периода работы $\tau_{ср.раб}$ к средней продолжительности всего цикла $\tau_{ср.ц}$ (суммарное время работы и стоянки компрессора) называется коэффициентом рабочего времени b.

Величина коэффициента рабочего времени зависит от тепловой нагрузки на испаритель машины. Для незагруженного продуктами холодильника при постоянной температуре воздуха в помещении коэффициент рабочего времени будет тем больше, чем ниже задана температура в холодильной камере

Цель работы

Целью работы является ознакомление с устройством домашних холодильников и с методикой испытания.

В результате работы следует провести анализ изменения потребной холодопроизводительности, изменения коэффициента рабочего времени и расхода электроэнергии в зависимости от средней температуры воздуха в холодильном шкафу при заданной величине теплопроходимости шкафа.

Объем работы включает:

1) ознакомление с рабочей схемой испытания, устройством и технической характеристикой холодильника, приборами измерения;

2) ознакомление с журналом наблюдений, методикой проведения испытаний и обработки результатов;

3) измерение температур воздуха внутри шкафа и в непосредственной близости около него (рис. 66); определение времени работы, времени стоянки компрессора и времени рабочего цикла; измерение потребляемой компрес-



Рис. 66. Размещение термометров для измерения температур внутри шкафа и температуры окружающего воздуха

Таблица 31

Журнал наблюдений

« » 197... г.

№ циклов	Время замера: включения τ_1, мин	Время замера: выключения τ_2, сек	Время: работы $\tau_{раб}$	Время: стояния $\tau_{ст}$	Время: цикла $\tau_ц$	Температура воздуха в шкафу: вверху $t'_к$, $t''_к$ °С	Температура воздуха в шкафу: посередине $t_к$ °С	Температура воздуха в шкафу: в нижней части IV $t_к$ °С	Температура окружающего воздуха: вверху $t_в$	Температура окружающего воздуха: сбоку $t_б$	Потребляемая мощность по ваттметру N в $вт$	Показания счетчика W_1, W_2	Расход электроэнергии за цикл $W_ц = W_2 - W_1$ в $кв \cdot ч$
Средние значения за режим													

сором мощности и расхода электроэнергии за время работы одного цикла; эти величины определяются для нескольких циклов при заданной величине теплопроходимости шкафа и для различных коэффициентов рабочего времени компрессора;

4) обработку результатов испытания, оформление отчета.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с правилами техники безопасности, рабочей схемой испытания, устройством холодильника, методиками проведения и обработки результатов испытания.

2. Проверить наличие на опытном стенде измерительных приборов, их включение и исправность.

3. Выписать в журнал наблюдений техническую характеристику холодильника и характеристику измерительных приборов.

4. Установить переключатель термореле в заданное положение.

В моменты включения и выключения компрессора, фиксируемые по сигнальной электрической лампе, произвести измерение температур воздуха внутри шкафа и в непосредственной близости от него, а по счетчику опре-

делить расход электроэнергии, потребляемой компрессором за время одного цикла. Потребляемую мощность определить также в момент включения компрессора и за 10—20 *сек* до его выключения. Зафиксировать время включения и выключения компрессора. Данные измерений занести в журнал наблюдений (табл. 31).

Для данного положения термореле произвести испытание 2—3 полных циклов.

5. Установить термореле в другое положение, повторить наблюдения и произвести записи данных измерения в журнал наблюдений.

6. По окончании испытания определить для каждого режима: среднюю температуру воздуха в шкафу; среднюю условную холодопроизводительность; средний коэффициент рабочего времени; часовой расход электроэнергии, потребляемой компрессором; удельную эффективную холодопроизводительность.

Техническая характеристика холодильника

Холодильник	
Модель	
Размеры холодильника:	
высота	*мм*
ширина	*мм*
глубина	*мм*
Размеры холодильной камеры:	
высота	*мм*
ширина	*мм*
глубина	*мм*
Внутренний объем шкафа	*л*
Объем морозильного отделения	*л*
Общий вес холодильника	*кг*
Компрессор	
Тип	
Холодопроизводительность	*ккал/ч*
Хладоагент	
Электродвигатель	
Тип	
Напряжение	*в*
Число оборотов	*об/мин*
Номинальная мощность на валу	*вт*

Обработка результатов испытания

Средняя температура помещения (принимается равной температуре $t_б$) $t_н = t_{б.\,ср}$.

Средняя приближенная температура воздуха в шкафу

$$t_{к.\,ср} = \frac{t'_{к.\,ср} + t''_{к.\,ср} + t'''_{к.\,ср} + t^{IV}_{к.\,ср}}{4}.$$

Средний коэффициент рабочего времени

$$b_{ср} = \frac{\sum \tau_{раб}}{\sum \tau_{ц}},$$

где $\sum \tau_{раб}$ — суммарное время работы холодильной машины в течение испытания одного режима в *ч*;

$\sum \tau_{ц}$ — суммарное время циклов одного режима (время одного режима) в *ч*.

Холодопроизводительность компрессора при заданной величине теплопроходимости kF

$$Q_0 = kF\,(t_к - t_{к.ср})\ ккал/ч.$$

Средняя условная холодопроизводительность

$$Q_{0ус} = \frac{Q_0}{b_{ср}}\ ккал/ч.$$

Средний часовой расход электроэнергии, потребляемой компрессором:

по измеренной мощности

$$W_{ср} = N_{ср} b_{ср}\ вт \cdot ч,$$

где $N_{ср}$ — средняя мощность, потребляемая компрессором в течение заданного режима, в *вт*;

по измеренному расходу электроэнергии

$$W_{ср} = (W_2 - W_1)_{ср}\ \frac{1}{\tau_{ц.\,ср}}\ вт \cdot ч,$$

где $(W_2 - W_1)_{ср}$ — средний расход электроэнергии за режим в *вт·ч*, при этом W_2 и W_1 соответственно показания счетчика в момент выключения и включения компрессора в *вт·ч*;

$\tau_{ц.\,ср}$ — среднее время цикла в *ч*.

Средний действительный холодильный коэффициент

$$\varepsilon_a = \frac{Q_0}{0{,}86 W_{ср}}.$$

Удельная эффективная холодопроизводительность

$$K_e = 860 \varepsilon_д\ ккал/(квт \cdot ч).$$

Содержание отчета

1. Схема компрессорного агрегата, электрическая схема. Схема размещения термометров, характеристика измерительных приборов.

2. Техническая характеристика холодильника, журнал наблюдений.

3. Обработка результатов испытания.

Анализ изменения температур в холодильной камере и на поверхностях аппаратов домашнего холодильника

При цикличной работе компрессора температура воздуха внутри холодильного шкафа и температуры на поверхностях испарителя и конденсатора изменяются по времени. Изменение температур происходит и в зависимости от коэффициента рабочего времени.

Для различной конструкции шкафа и различного расположения испарителя распределение температур внутри шкафа неодинаково. Температура воздуха в шкафу самоустанавливается и для различных режимов тоже неодинакова. Температуры на поверхностях аппаратов также переменны как по времени, так и с изменением режима работы холодильной машины.

Цель работы

Целью работы является анализ изменения температур воздуха внутри холодильного шкафа и температур на поверхности аппаратов по времени при различных коэффициентах рабочего времени при заданной величине теплопроходимости шкафа.

Объем работы включает:

1) ознакомление с рабочей схемой испытания и измерительными приборами;

2) ознакомление с журналом наблюдений и методиками проведения испытаний и обработки результатов испытания;

3) измерение температур воздуха внутри шкафа и температур на поверхности аппаратов для нескольких циклов при различных коэффициентах рабочего времени;

4) обработку результатов испытания, построение графиков изменения температур в зависимости от времени цикла, оформление отчета.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с правилами техники безопасности, рабочей схемой испытания, методиками проведения испытания и обработки результатов испытания.

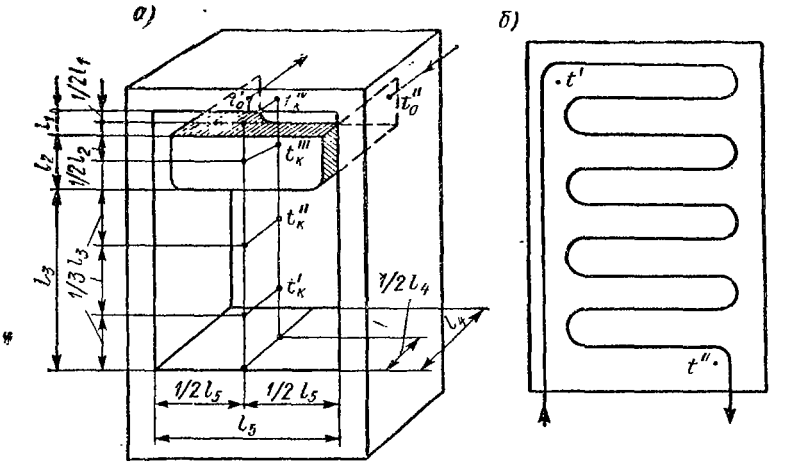


Рис. 67. Схема размещения термопар: *а* — внутри шкафа и на поверхности испарителя; *б* — на поверхности конденсатора (l_1 — высота промежутка между стенками испарителя и шкафа; l_2 — высота низкотемпературной камеры; l_3 — высота отделения шкафа с плюсовой температурой; l_4 и l_5 — внутренняя ширина и длина шкафа)

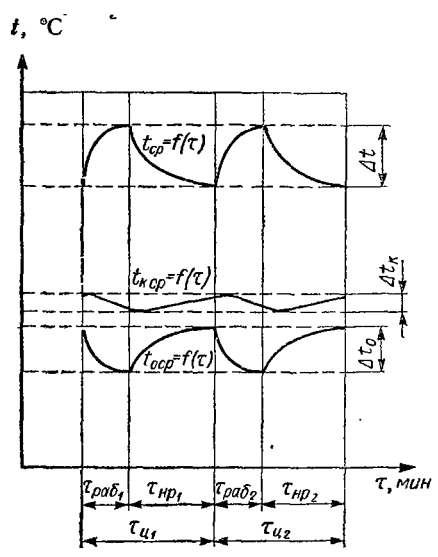


Рис. 68. Графики изменения температуры воздуха внутри шкафа и температур на поверхностях аппаратов

2. Проверить наличие на опытном стенде измерительных приборов, их включение и исправность, вписать в журнал наблюдений техническую характеристику измерительных приборов.

3. Установить переключатель термореле в заданное положение. Произвести измерение температур воздуха внутри шкафа и температур на поверхности аппаратов. Размещение термометров показано на рис. 67. Замеры температур для заданного режима повторить три-четыре раза (три-четыре полных цикла). Данные замеров занести в журнал наблюдений (табл. 32). Измерение температур производить в моменты включения и выключения компрессора холодильника. Момент включения определяется по зажиганию сигнальной лампы; в момент выключения лампа гаснет. Записи температур в периоды работы и стоянки производить с интервалом 1—2 *мин*.

4. Установить термореле в другое положение, повторить наблюдения и произвести записи данных измерения в журнал наблюдений.

5. По окончании испытания произвести подсчеты среднего коэффициента рабочего времени и средних

Таблица 32

Журнал наблюдений

« » —— 197... г.

№ цикла	Время замеров		Время			Температура																					
						воздуха в шкафу										на поверхности испарителя				на поверхности конденсатора							
	включения τ_1	выключения τ_2	работы $\tau_{раб}$	стоянки $\tau_{ст}$	цикла $\tau_ц$	вверху $t_к^{I}$		морозильной камере $t_к^{II}$		середине $t_к^{III}$		внизу $t_к^{IV}$		верхняя t_0'		нижняя t_0''		при входе агента t'		при выходе агента t''							
	мин, сек		*мин*			*мв*	°C	*мв*	°C	*мв*	°C	*мв*	°C	*мв*	°C	*мв*	°C	*мв*	°C	*мв*	°C						
Средние значения за режим																											

температур воздуха внутри шкафа и на поверхности аппаратов. Построить для каждого режима графики изменения температур по времени в одной системе координат (рис. 68).

Обработка результатов испытания

Средняя приближенная температура в шкафу

$$t_{к.\,ср} = \frac{t'_{к.\,ср} + t''_{к.\,ср} + t'''_{к.\,ср} + t^{IV}_{к.\,ср}}{4} \text{ °C.}$$

Средняя приближенная температура на поверхности испарителя

$$t_{0ср} = \frac{t'_{0ср} + t''_{0ср}}{2} \text{ °C.}$$

Средняя приближенная температура на поверхности конденсатора

$$t_{ср} = \frac{t'_{ср} + t''_{ср}}{2} \text{ °C.}$$

Средний коэффициент рабочего времени

$$b = \frac{\sum \tau_{раб}}{\sum \tau_{ц}},$$

где $\sum \tau_{раб}$ — суммарное время работы холодильной машины в течение испытания одного режима в *мин* ($\sum \tau_{раб} = \tau_{раб1} + \tau_{раб2} + \cdots$);

$\sum \tau_{ц}$ — суммарное время циклов одного режима (время одного режима) в *ч* ($\sum \tau_{ц} = \tau_{ц1} + \tau_{ц2} + \cdots$).

Содержание отчета

1. Схема расположения термометров сопротивления внутри шкафа и на аппаратах. Техническая характеристика измерительных приборов.
2. Журнал наблюдений.
3. Обработка результатов испытания, графики изменения температур в зависимости от времени цикла.

Исследование влияния внешних условий на работу холодильной установки и температурный режим внутри низкотемпературной витрины ВН-С

Низкотемпературная витрина ВН-С предназначена для кратковременного хранения, демонстрации и продажи непосредственно из витрины свежезамороженных фруктов, рас-

фасованного мороженого и других продовольственных товаров в магазинах самообслуживания.

Техническая характеристика витрины ВН-С

Температура внутри охлаждаемого объема на высоте 300 *мм* от пола при температуре окружающей среды 30° С	—12÷—16
Полезная площадь решеток витрины в $м^2$	0,94
Охлаждаемый объем в $м^3$	0,3
Габаритные размеры витрины в *мм*	2000× ×815× ×1195
Вес витрины без холодильного агрегата в *кг*	300

Витрина комплектуется фреоновым автоматизированным холодильным агрегатом ФАК-1,5 холодопроизводительностью 1500 *ст·ккал/ч*.

Холодильные прилавки и витрины в предприятиях торговли и общественного питания работают при переменных внешних условиях, от которых во многом зависят температурный режим внутри них, расход электроэнергии, потребляемый компрессором, и коэффициент рабочего времени.

Цель работы

Целью данной работы является ознакомление с устройством витрины (рис. 69), схемой холодильной установки (рис. 70), влиянием, которое оказывает изменение внешних условий эксплуатации на температурный режим внутри витрины, а также экспериментальное определение коэффициента рабочего времени и расхода электроэнергии, потребляемого компрессором.

Объем работы включает:

1) ознакомление с устройством витрины, схемой холодильной установки, расположением и креплением охлаждающих приборов;

2) ознакомление с журналом наблюдений и методиками проведения испытаний и обработки результатов;

3) измерение температур воздуха в непосредственной близости от витрины и в различных точках внутри витрины, производимое с помощью термопар при 2—3 циклах работы холодильной установки для трех режимов: при закрытых створках витрины; при открытых створках витрины; при открытых створках витрины и включенном вентиляторе;

4) обработку результатов испытания, оформление отчета.

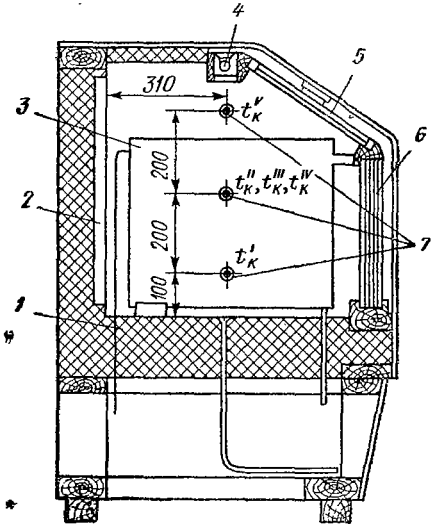


Рис. 69. Поперечный разрез витрины П-3М:

1 — изолированный корпус; *2*—листотрубный испаритель на задней стенке витрины; *3* — листотрубный испаритель внутренний; *4* — осветительная лампа; *5*—пластмассовые раздвижные створки; *6*—многорядное остекление; *7* — термопары

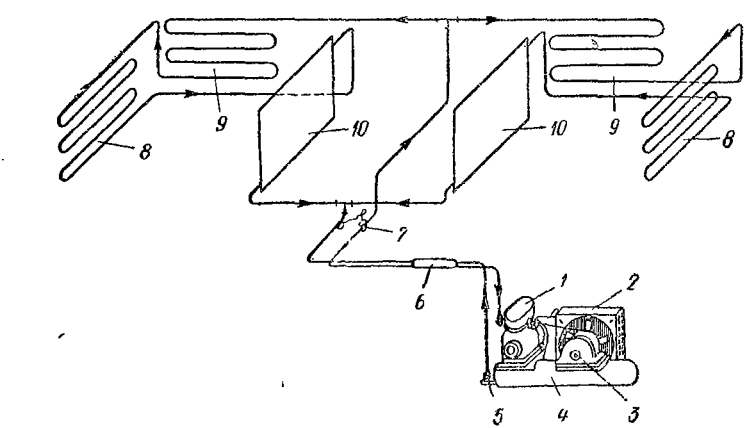


Рис. 70. Схема холодильной установки в низкотемпературной витрине П-3М:

1 — компрессор ФАК-1,5; *2* — воздушный конденсатор; *3* — электродвигатель; *4* — ресивер; *5* — фильтр; *6* — теплообменник; *7* — терморегулирующий вентиль; *8* — листотрубный боковой испаритель; *9* — листотрубный задний испаритель; *10* — листотрубный испаритель внутренний

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с правилами техники безопасности, устройством витрины, рабочей схемой испытания, методиками проведения испытания и обработки результатов.

2. Проверить наличие на опытном стенде измерительных приборов, их включение и исправность, выписать в журнал наблюдений техническую характеристику витрины и измерительных приборов.

3. Установить первый режим работы (при закрытых створках витрины). Для этого витрина включается в работу за 1—1,5 *ч* до начала исследования. В момент включения и выключения компрессора произвести измерения ЭДС термопар, а по счетчику определить расход электроэнергии, потребляемой компрессором, за время одного цикла. Зафиксировать время включения и выключения компрессора. Данные измерений занести в журнал наблюдений (табл. 33).

4. Согласно последовательности испытаний, указанной в п. 3, провести испытание работы витрины в следующих двух режимах при заданном открытии створок витрин.

Таблица 33

Журнал наблюдений «__» _____ 197.. г.

№ циклов	Время замеров, *мин*: включения τ_1	Время замеров, *мин*: выключения τ_2	Время, *ч*: работы $\tau_{раб}$	Время, *ч*: стоянки $\tau_н$	Время, *ч*: цикла $\tau_ц$	Температура помещения $t_н$ в °С	Температура воздуха в витрине: внизу $t_к'$ *мв*	внизу $t_к'$ °С	в середине каждого отсека $t_к''$ *мв*	$t_к''$ °С	$t_к'''$ *мв*	$t_к'''$ °С	$t_к^{IV}$ *мв*	$t_к^{IV}$ °С	вверху $t_к^V$ *мв*	вверху $t_к^V$ °С	Показания счетчика W_1, W_2	Расход электроэнергии за цикл $W_ц = W_2 - W_1$ *квт·ч*
Средние значения за режим																		

5. По измеренным значениям ЭДС термопар определить с помощью градуировочного графика температуру воздуха в местах установки термопар. Найти средние значения температур в местах измерения и в объеме витрины, среднее значение коэффициента рабочего времени за время одного режима, а также расход электроэнергии, потребляемой компрессором, за время одного цикла и в течение 1 *ч* работы.

Обработка результатов испытания

Средняя температура воздуха в охлаждаемом объекте витрины

$$t_{к.\,ср} = \frac{t'_{к.\,ср} + t''_{к.\,ср} + t'''_{к.\,ср} + t^{IV}_{к.\,ср} + t^{V}_{к.\,ср}}{5}\ ^{\circ}\text{C}.$$

Средний коэффициент рабочего времени

$$b_{ср} = \frac{\sum \tau_{раб}}{\sum \tau_{ц}},$$

где $\sum \tau_{раб}$ — суммарное время работы холодильной машины в течение испытания одного режима в *ч*;

$\sum \tau_{ц}$ — суммарное время циклов одного режима (время одного режима) в *ч*.

Расход электроэнергии, потребляемой компрессором, за цикл

$$W_{ц} = W_2 - W_1 \ квт \cdot ч,$$

где W_2 и W_1 — показания счетчика в момент выключения и включения компрессора в *квт·ч*.

Средний часовой расход электроэнергии, потребляемой компрессором,

$$W = W_{ц.\,ср}\ \frac{1}{\tau_{ц.\,ср}}\ квт \cdot ч.$$

Здесь $W_{ц.\,ср}$ — средний расход электроэнергии, потребляемой компрессором, за цикл в *квт·ч*;

$\tau_{ц.\,ср}$ — среднее время цикла в *ч*.

Значения $W_{ц.\,ср}$ и $\tau_{ц.\,ср}$ принимаются из табл. 33.

Содержание отчета

1. Схема холодильной установки, поперечный разрез витрины с указанием положения точек замера температур, характеристика измерительных приборов.
2. Журнал наблюдений.
3. Обработка результатов испытания.
4. Выводы о влиянии внешних условий на температурный режим в охлаждаемой витрине.

§ 5. РЕМОНТ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Определение износа деталей компрессора

В процессе работы компрессора происходит износ сопрягаемых деталей, который проявляется в нарушении геометрической формы, увеличении зазоров и нарушений первоначального качества поверхности. При проведении профилактического осмотра оборудования и ревизии деталей устанавливаются размеры и характер износа. В случае, если износ оборудования превышает допустимые нормы, то в зависимости от степени износа устанавливается характер ремонта [20; 37].

В настоящей работе определяется износ шеек коленчатого вала вертикального компрессора, износ цилиндра и износ поршневых колец компрессора. Непосредственно перед выполнением работы необходимо ознакомиться с правилами техники безопасности, объектами измерений и методикой проведения работы. Необходимо также проверить наличие и комплектность измерительного инструмента и приспособлений, используемых в работе.

Цель работы

Целью настоящей работы является ознакомление с методами определения износа важнейших деталей компрессора, сравнение полученных значений с допустимыми нормами износа, анализ причин износа и определение необходимого ремонта.

Объем работы включает:

1) ознакомление с измеряемыми деталями, измерительными приборами и приспособлениями, методикой проведения работы;

2) наружный осмотр и обмер рабочих деталей с целью установления степени износа и определение необходимого ремонта; оформление отчета.

Измерительные приборы и приспособления, используемые в работе: микрометр, микрометрический штихмас, самоустанавливающийся штихмас, штангенциркуль, проверочные линейки и угольники, щупы.

Определение износа шеек коленчатого вала бескрейцкопфного компрессора. Износ шеек коленчатого вала проявляется главным образом в нарушении геометрической формы (образование овальности), а также в повреждении поверхности шеек вала

рисками, вмятинами и раковинами. Проверка износа и степени искажения геометрической формы вала позволяет определить необходимость и характер проведения ремонта.

Порядок выполнения работы

1. Произвести наружный осмотр коленчатого вала и установить с помощью лупы наличие трещин и характер износа шеек вала (риски, выкрашивание, вмятины и др.). В произ-

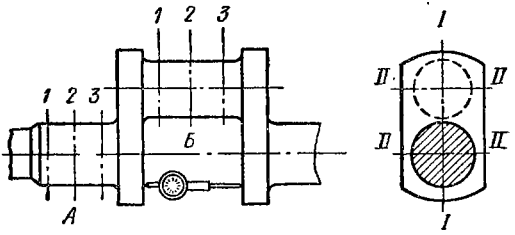


Рис. 71. Определение износа шеек коленчатого вала

водственных условиях для более тщательной проверки наличия трещин (особенно микротрещин) используют магнитный, рентгеновский, ультразвуковой методы [37].

Таблица 34

Журнал наблюдений

Компрессор марки ——

« »——197... г.

Пояс измерения	Сечение	Измеряемый диаметр шейки вала d в *мм*							
		Коренные A				Шатунные B			
1	*I—I*								
	II—II								
2	*I—I*								
	II—II								
3	*I—I*								
	II—II								

2. Произвести с помощью микрометрической скобы (с ценой деления 0,01 *мм*) измерение диаметра шеек вала в трех поясах, один из которых (*2*) находится посередине шейки, а два других (*1* и *3*)— по ее краям на расстоянии 5—10 *мм* от галтели (рис. 71). В каждом поясе измерение производят в вертикальной (*I—I*) и горизонтальной (*II—II*) плоскостях. Результаты измерений заносят в журнал наблюдений (табл. 34);

3. На основании данных измерения диаметра шеек ревизуемого вала

установить характер износа: эллипсность, конусность, бочкообразность.

На основании произведенных измерений определить допустимое искажение геометрической формы шеек коленчатого вала по формуле Казарцева

$$y_{макс} = \frac{0{,}5\varepsilon\delta_{нач}}{1-\varepsilon},$$

где ε — коэффициент, показывающий во сколько раз вращающаяся деталь (вал) изнашивается быстрее неподвижной (подшипника). Для бронзовых вкладышей $\varepsilon = 0{,}5$, для баббитовых вкладышей $\varepsilon = 0{,}3$;

$\delta_{нач}$ — начальный зазор в подшипнике в *мм* (принимается по данным завода-изготовителя).

Произвести анализ полученных данных и установить наиболее вероятные причины износа. Определить характер ремонта в том случае, если износ превышает допустимые пределы [20; 37].

Определение износа цилиндров компрессора. Износ цилиндра компрессора проявляется в образовании конусности (по длине цилиндра) и овальности по сечению с расположением большой оси овала в плоскости движения кривошипного механизма в бескрейцкопфных компрессорах и вертикальной оси сечения цилиндра в горизонтальных машинах.

Для установления необходимости проведения ремонта цилиндров или замены изношенных втулок производится определение степени износа цилиндра и наличие повреждений рабочей поверхности (зеркала) цилиндра.

Порядок выполнения работы

1. Произвести наружный осмотр цилиндров компрессора с целью выявления трещин и определить состояние поверхности зеркала цилиндра (наличие задиров, выбоин и др.).

2. Для определения степени и характера износа втулки цилиндра компрессора произвести с помощью обычного микрометрического или индикаторного штихмаса измерение внутреннего диаметра цилиндра в четырех—восьми сечениях по высоте (*1, 2, 3, 4*) и в двух плоскостях: вдоль оси вала (*II—II*) и в плоскости движения кривошипного механизма (*I—I*) перпендикулярно оси вала (рис. 72). Перед проведением замеров рабочую поверхность цилиндра разделить по длине с помощью линейки на равные части, пронумеровав

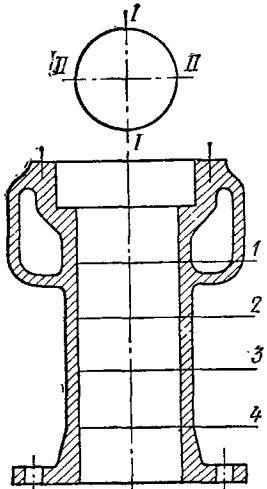


Рис. 72. Определение износа цилиндра компрессора

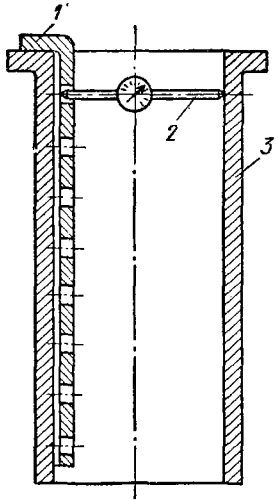


Рис. 73. Шаблон для измерения диаметра цилиндра с помощью микрометрического штихмаса:

1 — шаблон; *2* — микрометрический штихмас; *3* — цилиндр

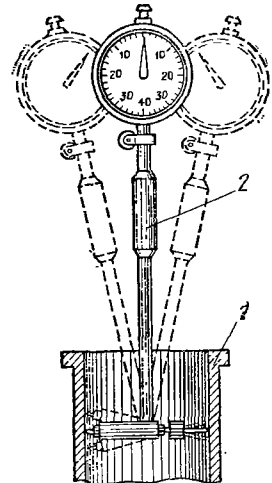


Рис. 74. Измерение диаметра цилиндра с помощью индикатора:

1 — цилиндр; *2* — самоустанавливающийся штихмас

при этом измеряемые сечения (*1*, *2*, *3*, *4*). Для облегчения измерений может быть использован шаблон, облегчающий установку штихмаса в определенные сечения цилиндра (рис. 73).

3. Провести измерения втулки цилиндра с помощью штихмаса с самоустанавливающимся приспособлением (рис. 74), чтобы сравнить полученные более точные показания с данными, которые получены при измерении обычным штихмасом, требующим известного опыта в правильности проведения измерений. При измерениях самоустанавливающимся штихмасом покачиванием его фиксируют наименьшие показания индикатора. Данные измерения занести в журнал наблюдений (табл. 35).

Таблица 35

Журнал наблюдений

Компрессор марки _____

Цилиндр № _____

« » _____ 197... г.

№ положения	Расстояние от верхней кромки в *мм*	Измеряемый диаметр цилиндра в *мм*			
		Первичные измерения		Измерения при проверке	
		I — I	*II — II*	*I — I*	*II — II*

4. На основании произведенных измерений диаметра цилиндра в различных сечениях определить степень и характер износа. Проанализировать данные наружного осмотра и полученные измерения характера износа для установления причин износа. Определить характер ремонта в случае, если износ превышает допустимые нормы [20; 37].

Определение износа поршневых колец компрессора. Износ поршневых колец проявляется в увеличении зазоров в замке, в сопряжениях поршень — поршневые кольца (зазоры радиальный и по образующей), а также в уменьшении толщины кольца снижающего его упругость.

Порядок выполнения работы

1. Произвести измерения осевых δ и радиальных a зазоров в сопряжении поршневое кольцо — поршневая канавка с помощью щупа и монтажного угольника (рис. 75). Ширину поршневых канавок замерить с целью определения характера их износа.

2. Пользуясь пластинками из ножовочных полотен, которые заводятся между поршнем и кольцом, снять поршневые кольца и произвести следующие измерения (в *мм*): величину

вырезки замка l (зазор в замке кольца в свободном состоянии), высоту кольца h, толщину кольца b.

3. Для определения величины деформации кольца и плотности прилегания его к цилиндру завести поршневое кольцо в цилиндр и произвести с помощью щупа измерение зазора в замке кольца c.

4. Результаты полученных измерений, характеризующие степень износа поршневых колец, занести в журнал наблю-

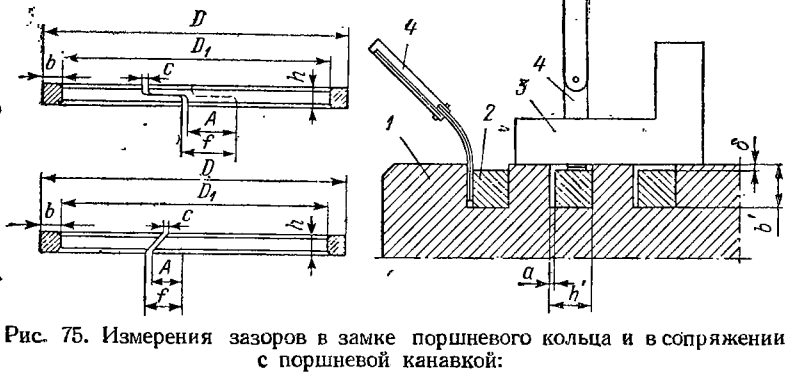


Рис. 75. Измерения зазоров в замке поршневого кольца и в сопряжении с поршневой канавкой:

1 — поршень; *2* — кольцо; *3* — угольник; *4* — щуп

дений (табл. 36) и сравнить со значениями максимально допустимых зазоров $c_{доп}$ и $f_{доп}$ для решения дальнейшей пригодности к работе отдельных поршневых колец [35].

Таблица 36

Журнал наблюдений

Компрессор марки _____

Цилиндр _____

« » _____ 197... г.

№ колец	Зазоры в замке кольца				Зазор по образующей		Радиальный зазор		Толщина кольца
	в рабочем состоянии		в свободном состоянии						
	c	$c_{доп}$	f	$f_{доп}$	b	$b_{доп}$	a	$a_{доп}$	b
	мм								

В процессе износа поршневых колец увеличивается зазор в свободном состоянии кольца, уменьшается его толщина, вследствие чего снижается упругость кольца. Для сравнения упругости изношенного кольца с оптимальной упругостью, соответствующей новому кольцу, определить удельное давление p, с которым кольцо прижимается к стенке цилиндра от собственной упругости,

$$p = \frac{AE}{7{,}08D\left(\frac{D}{b}-1\right)^3} \text{ кгс/см}^2,$$

где A — величина деформации кольца ($A = f - c$) в *см*;
E — модуль упругости чугуна поршневых колец ($E = 1{,}0 \cdot 10^6 \div 1{,}2 \cdot 10^6$ *кгс/см*^{2});
b — толщина кольца в *см*;
D — диаметр кольца в *см*.

Удельное напряжение в кольце заданного диаметра D

$$\sigma_{раб} = \frac{AE}{2{,}14b\left(\frac{D}{b}-1\right)^3} \text{ кгс/см}^2.$$

Содержание отчета

1. Эскизы измеряемых деталей, техническая характеристика измерительного инструмента.
2. Таблицы измеряемых величин, расчеты.
3. Выводы. Анализ причин износа и определение характера ремонта.

Измерение величины линейного вредного пространства вертикальных и У-образных компрессоров

У вертикальных и У-образных компрессоров величина линейного вредного пространства составляет 0,3—1,5 *мм* и зависит от размеров и конструкции компрессора. От величины вредного пространства зависят производительность и надежность работы компрессора.

При выполнении ремонта шатунно-кривошипного механизма необходимо проверять величину линейного вредного пространства. Существующие методы позволяют производить измерение линейного вредного пространства в цилиндрах компрессора как непосредственным измерением, так и путем измерения толщины сплющенных в цилиндре свинцового прутка или воскового шарика.

Цель работы

Целью данной работы является ознакомление с наиболее современным и точным методом измерения линейного пространства с помощью индикатора часового типа, устанавливаемого непосредственно на цилиндре компрессора.

Объем работы включает:

1) ознакомление с устройством приспособления для измерения линейного вредного пространства, с компрессором, на котором выполняется работа, и измерительным инструментом;

2) ознакомление с методикой проведения работы, журналом наблюдений, методикой обработки результатов;

3) подготовку цилиндра компрессора к измерению вредного пространства, сборку и проверку измерительного прибора, измерение величины линейного вредного пространства;

4) сборку компрессора после проведения измерений;

5) оформление отчета.

Измерительные приборы, инструменты и приспособления, используемые в работе: индикатор часового типа со штативом с ценой деления 0,01 *мм*, контрольная шлифованная шайба, рукоятка для проворачивания вала, рамы, ключи гаечные.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с правилами техники безопасности, компрессором, на котором выполняется работа, устройством приспособления для измерения вредного пространства.

2. Проверить наличие приспособлений и инструмента, их исправность и комплектность. Выписать в журнал наблюдений техническую характеристику приспособления измерения вредного пространства.

3. Снять крышку цилиндра (или блока цилиндров), вынуть буферную пружину и нагнетательный клапан. Работа начинается с отвертывания гаек со шпилек, крепящих крышку. Освобожденная крышка слегка приподнимается под действием буферной пружины и легко снимается. Крышку следует снимать равномерно, не допуская перекосов, так как при перекосах ее может заклинить и повредить резьбу на шпильках. После снятия крышки из нагнетательной полости цилиндра вынимаются буферная пружина и нагнетательный клапан. Нагнетательный клапан вынимается при помощи рымов, которые ввертываются в два резьбовых отверстия,

имеющихся в корпусе нагнетательного клапана. Выемку клапана следует производить двумя руками.

4. Протереть вынутый клапан ветошью, разобрать, уложить части на ровную чистую поверхность. Посадочная плоскость торца цилиндра под клапан тщательно протирается.

5. Надеть на конец вала компрессора рукоятку на шпонке (при наличии маховика на валу компрессора рукоятка не

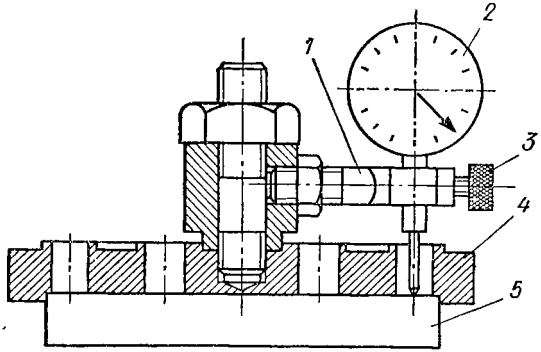


Рис. 76. Приспособление для измерения линейного вредного пространства, установленного на шлифованной шайбе:

1 — кронштейн для крепления индикатора; *2* — индикатор; *3* — винт крепления индикатора; *4* — корпус нагнетательного клапана; *5* — шлифованная шайба

нужна). Отвести поршень от крайней верхней точки на 15—20 *мм* с помощью рукоятки или маховика. Подготовка компрессора к замеру вредного пространства на этом заканчивается.

6. Приступить к подготовке приспособления к испытанию, для чего приспособление, укрепленное на корпусе нагнетательного клапана *4*, установить на контрольную шлифованную шайбу *5* и снять показания индикатора *2* (рис. 76). Если индикатор не дает показаний или показания индикатора меньше, чем предполагаемая величина вредного пространства, то слегка ослабить винт *3*, крепящий индикатор, и выдвинуть ножку индикатора таким образом, чтобы она не выступала из корпуса нагнетательного клапана *4* больше возможной величины вредного пространства, и закрепить винт.

7. Подготовленное приспособление установить вместо нагнетательного клапана и рукояткой или маховиком медленно

проворачивать коленчатый вал, наблюдая за показаниями индикатора. Максимальное показание индикатора будет соответствовать положению верхней мертвой точки поршня *а* (рис. 77).

8. Показания произвести не менее 2—3 раз и занести в журнал наблюдений (табл. 37). Полное проворачивание коленчатого вала производить не следует. Удобнее произ-

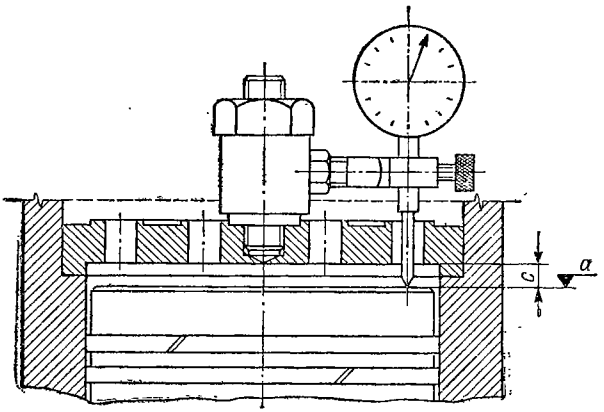


Рис. 77. Приспособление для измерения линейного вредного пространства, установленное на цилиндре компрессора: *а* — верхняя мертвая точка; *с* — линейное вредное пространство

Таблица 37

Журнал наблюдений

Компрессор марки _____

Цилиндр № _____

« » _____ 197... г.

№ измерений	Показания индикатора		Линейное вредное пространство $c = a - b$	Номинальная величина вредного пространства $c_{ном}$	Максимально допустимая величина вредного пространства $c_{доп}$
	на контрольной шайбе *b*	на компрессоре *a*			
	мм				
Средние значения					

водить поворот рукоятки на 30—40° в обе стороны таким образом, чтобы поршень проходил через положение верхней мертвой точки.

9. По окончании работы приспособление вынуть из нагнетательной полости цилиндра. Нагнетательный клапан собрать и аккуратно с помощью рымов установить на место, после чего поставить буферную пружину и крышку цилиндра (блока цилиндров). При закреплении крышки блока необходимо поочередно и равномерно затягивать гайки на шпильках, чтобы избежать перекоса крышки.

10. Полученную при измерениях среднюю величину вредного пространства сравнить с допустимыми для данной марки компрессора. В зависимости от выявленных отклонений отрегулировать вредное пространство или изложить рекомендации по ремонту компрессора.

Содержание отчета

1. Схема приспособления измерения линейного вредного пространства, его техническая характеристика.
2. Журнал наблюдений.
3. Заключение по регулированию вредного пространства.

§ 6 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ОХЛАЖДАЮЩИХ ПРИБОРОВ

В процессе эксплуатации на теплообменных поверхностях камерных приборов охлаждения образуются снеговая шуба и масляная пленка, в результате чего снижается теплосъем и вследствие этого нарушается температурный режим работы холодильной установки. На эффективность работы камерных приборов охлаждения влияет также подача достаточного количества холодильного агента и поддержание заданной температуры кипения.

Контроль за эффективной работой приборов охлаждения в процессе эксплуатации осуществляется методом регулярного сопоставления фактических температур входа и выхода обеих сред, скорости движения воздуха или хладоносителя, а также визуальным наблюдением за состоянием наружных поверхностей приборов охлаждения.

Систематическая очистка теплообменных поверхностей приборов охлаждения от снеговой шубы и масла является важнейшей задачей при обслуживании и проведении профилактического осмотра и ремонта камерных приборов охлаждения.

Недооценка различных факторов, влияющих на эффективность работы охлаждающих приборов, приводит к нарушению температурного режима в охлаждаемых объектах или к работе при пониженной температуре кипения, вызывающей значительное увеличение удельных энергетических затрат.

Проведение теплотехнических испытаний камерных приборов охлаждения позволяет определить фактические (эксплуатационные) значения теплосъема и коэффициента теплопередачи, количественно оценить факторы (снеговая шуба, замасливание), влияющие на теплосъем, определить оптимальные сроки (для данной холодильной установки) проведения оттаивания батарей горячим паром агента для очистки их от масла и снегового инея.

Таким образом экспериментальное определение теплосъема камерных батарей и получение данных для оценки факторов, влияющих на их эффективность, будет способствовать поддержанию заданного режима при минимальных энергетических затратах.

Цель работы

Целью настоящей работы является ознакомление с методикой и техникой проведения промышленных испытаний камерных приборов охлаждения и получение навыков по экспериментальной проверке влияния различных факторов на эффективность охлаждающих приборов.

Описание лабораторной установки

Принципиальная схема лабораторной аммиачной холодильной установки приведена на рис. 57. Подача жидкого аммиака в батарею непосредственного охлаждения *11* производится из отделителя жидкости *12*, через жидкостный коллектор. Расход холодильного агента определяется с помощью диафрагмы, устанавливаемой на паровом аммиачном трубопроводе на участке между батареей и отделителем жидкости, и дифференциального манометра по отсчету разностей уровней в нем h. Температура пара перед диафрагмой t_2 и после нее t_3 измеряется термометрами, устанавливаемыми в гильзах на трубопроводе. Подача жидкого аммиака в охлаждающую батарею контролируется по перегреву выходящего из нее пара $(t_1 - t_1)$, который должен быть в пределах 2—3° С.

Объем работы включает:

1) ознакомление с рабочей схемой испытания, инструкциями по обслуживанию оборудования, приборами измерения, порядком проведения работы, журналом наблюдений и методикой обработки результатов;

2) установление рабочих режимов с целью определения тепловых характеристик (удельного теплосъема и коэффициента теплопередачи) при условиях работы, когда охлаждающая батарея имеет снеговую шубу, масляную пленку, и для условий работы батареи после проведения оттаивания горячим паром аммиака;

3) измерение в каждом режиме температур кипения, температур пара, выходящего из охлаждающей батареи, и на входе и выходе из дифрагмы, часового расхода холодильного агента, толщины снеговой шубы, количества растаявшего инея и масла, полученных после проведения оттаивания охлаждающей батареи, а также температуры воздуха в охлаждаемой камере. Температура воздуха в камере должна быть одинаковой для обоих режимов;

4) обработку результатов испытания. Определение удельного теплосъема и коэффициента теплопередачи охлаждающей батареи до и после удаления снеговой шубы и масла и термического сопротивления загрязнений.

Порядок выполнения работы

Ознакомиться с правилами техники безопасности, инструкциями по обслуживанию камерных приборов непосредственного охлаждения, методиками проведения и обработки результатов испытаний.

2. Ознакомиться со схемой лабораторной установки, проверить наличие контрольно-измерительных приборов, их включение и исправность. Составить техническую характеристику испытываемой батареи непосредственного охлаждения и применяемых при испытании контрольно-измерительных приборов.

3. При достижении стационарного режима работы холодильной установки при наличии снеговой шубы и масляной пленки произвести измерение величин, указанных в табл. 38.

4. Определить толщину снеговой шубы по изменению показаний термопар, размещенных над трубой и ребрами на расстоянии 1 *мм* между ними. Произвести оттаивание

Таблица 38

Журнал наблюдений

Наружная оребренная поверхность охлаждающих приборов F _____

Внутренняя поверхность труб охлаждающих приборов F_0 _____

« » _____ 197... г.

№ измерений	Время измерения	Температура					Разность уровней в дифманометре h
		воздуха в камере $t_к$	кипения t_0	пара на выходе из батарей t_1	пара перед диафрагмой t_2	пара после диафрагмы t_3	
	ч, мин	°C					*мм рт.ст.*
Средние значения							
Средняя толщина снеговой шубы δ в *мм*					на гладкой трубе		
					на ребре		
Количество воды, собранной после оттаивания, $G_в$ в *кг*							
Объем собранного масла $V_м$ в *дм*³							

испытываемой батареи горячим паром холодильного агента, собрать и взвесить воду, полученную при оттаивании батареи, и масло, слившиеся в дренажный ресивер.

Данные по измерениям снеговой шубы и масла занести в табл. 38.

5. Произвести испытание охлаждающей батареи в условиях работы, когда с теплообменных поверхностей охлаждающей батареи удалены снеговая шуба и масляная пленка; данные измерений также занести в табл. 38.

6. Промышленные испытания длятся обычно несколько суток, а снятие показаний производится с интервалом 1 или 2 *ч*. В лабораторных условиях заданный температурный режим устанавливается заранее, до проведения работы;

продолжительность эксперимента составляет 3—4 *ч*, а показания снимаются через каждые 10—20 *мин*.

Обработка результатов испытаний

Усредненная температура камеры

$$t_к = \frac{\sum t_{кi}}{n} \text{ °C},$$

где $t_{кi}$ — значение температуры в данной точке камеры в °С;
n — число точек, где производилось измерение температуры камеры.

Часовой расход холодильного агента

$$G_a = 1{,}264 \cdot 10^{-4} \alpha \cdot \varepsilon d^2 \sqrt{h(\gamma_ж - \gamma_p) g} \text{ кг/ч},$$

где α — коэффициент расхода диафрагмы;
ε — коэффициент расширения измеряемой среды;
d — диаметр диафрагмы в *мм*;
h — разность уровней жидкости дифманометра в *мм рт. ст*;
γ — плотность пара холодильного агента при давлении кипения и температуре холодильного агента после диафрагмы в *кг/м*^{3};
$\gamma_ж$ — плотность жидкости, заполняющей трубки дифференциального манометра при давлении кипения и температуре 20° С, в *кг/м*^{3};
γ_p — плотность парообразного холодильного агента при давлении кипения и температуре 20° С в *кг/м*^{3};

Тепловая нагрузка на охлаждающие приборы

$$Q_0 = G_a r \text{ ккал/ч},$$

где r — теплота испарения холодильного агента в *ккал/кг*.

Удельный теплосъем

$$q_F = \frac{Q_0}{F} \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч)}.$$

Здесь F — полная наружная теплопередающая поверхность охлаждающего прибора.

Коэффициент теплопередачи охлаждающих приборов

$$k = \frac{q_F}{t_к - t_o} \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град)}.$$

Термическое сопротивление загрязнений

$$R = \frac{1}{k} - \frac{1}{k'},$$

где k — коэффициент теплопередачи охлаждающего прибора при наличии снеговой шубы и масляной пленки в *ккал/(м² · ч · град)*;

k' — коэффициент теплопередачи того же прибора после оттаивания в *ккал/(м² · ч · град)*.

Средняя приведенная толщина снеговой шубы

$$\delta_c = \frac{V_c}{F} 10^3 \ м,$$

где V_c — объем снеговой шубы; определяется по средним толщинам снеговой шубы и поверхности охлаждающих приборов в $м^3$.

Плотность снеговой шубы

$$\gamma_c = \frac{G_в}{V_c} \ кг/м^3.$$

Здесь $G_в$ — количество оттаявшего инея в *кг*.

Термическое сопротивление слоя снеговой шубы

$$R_c = \frac{\delta}{\lambda_c} ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град),$$

где λ_c — коэффициент теплопроводности снеговой шубы в *ккал/(м² · ч · град)*; значение λ_c определяется в зависимости от плотности снеговой шубы γ_c.

Термическое сопротивление масляной пленки

$$R_м = R - R_c \ м^2 \cdot ч \cdot град/ккал.$$

Толщина слоя масла, соответствующая этому термическому сопротивлению,

$$\delta_м = R_м \lambda_м \ м.$$

Здесь $\lambda_м$ — коэффициент теплопроводности смазочного масла в *ккал/(м² · ч · град)*.

Средняя приведенная толщина масляной пленки, отнесенная к внутренней поверхности труб охлаждающих приборов,

$$\delta_{м.ср} = \frac{V_м}{F_0} 10^{-3} \ мм,$$

где $V_м$ — объем собраного масла в $м^3$.

Определение степени влияния на снижение коэффициента теплопередачи снеговой шубы и масляной пленки производится методом сопоставления величин термического сопротивления снеговой шубы и масляной пленки.

Содержание отчета

1. Схема установки, проведение испытаний, характеристика измерительных приборов.
2. Журнал наблюдений.
3. Обработка результатов испытаний.

Энтальпия пищевых продуктов при раз

Наименование продуктов	Энтальпия в *ккал/кг* при								
	—20	—18	—15	—12	—10	—8	—5	—3	—1
Мясо говяжье средней упитанности и птица всех пород	0	1,1	3,1	5,3	7,2	9,4	13,7	19,0	44,4
Баранина средней упитанности	0	1,1	3,0	5,2	7,1	9,2	13,3	18,4	42,9
Свинина	0	1,1	2,9	5,1	6,9	8,9	13,0	17,6	40,6
Субпродукты	0	1,2	3,3	5,8	7,9	10,3	15,0	21,0	48,8
Мясо говяжье бескостное	0	1,2	3,2	5,6	7,5	9,8	14,3	19,8	46,4
Рыба тощая	0	1,2	3,4	5,9	8,0	10,4	15,3	21,3	50,7
Рыба жирная	0	1,2	3,4	5,8	7,8	10,1	14,7	20,4	47,7
Рыбное филе	0	1,3	3,5	6,1	8,3	10,9	16,0	22,4	53,7
Яйцо в скорлупе	0	1,0	2,5	4,2	5,4	6,8	9,9	54,4 / 13,8	55,9 / 30,7
Яичный меланж	0	1,1	2,7	4,4	5,8	7,4	10,7	15,1	33,9
Масло сливочное	0	1,0	2,6	4,2	5,4	6,6	8,8	10,8	20,0
Масло коровье топленое	0	0,6	1,5	2,5	3,3	4,1	5,4	6,4	8,3
Виноград, абрикосы, вишня	0	1,8	4,9	8,7	11,9	15,9	27,7	48,4	55,6
Фрукты, ягоды всех других видов	0	1,6	4,1	7,1	9,4	12,2	19,8	33,2	64,0
Фрукты и ягоды в сахарном сиропе	0	1,9	5,1	8,8	11,8	15,5	25,8	43,1	58,2
Ягоды с сахаром (3 части ягод, 1 часть сахара)	0	2,4	7,9	11,2	15,2	20,5	35,2	41,4	42,9

Примечание. Данные для яиц в скорлупе, указанные дробью, содер
геле — в замороженном.

личных температурах (по Д. Г. Рютову)

емпературе продукта в °С

0	1	3	5	7	10	12	15	17	20	25	30	35
55,5	56,3	57,8	59,3	60,9	63,2	64,7	67,0	68,6	70,9	74,7	78,6	84,7
53,6	54,3	55,8	57,3	58,8	61,0	62,5	64,8	66,3	68,5	72,3	76,1	82,2
50,6	51,3	52,8	54,2	55,7	57,8	59,3	61,4	62,9	65,1	68,8	75,0	81,2
62,4	63,2	64,9	66,6	68,2	70,7	72,4	74,9	76,6	79,1	83,3	87,4	92,7
58,0	58,8	60,4	62,0	63,6	65,9	67,5	69,9	71,5	73,9	77,8	81,8	87,9
63,5	64,4	66,1	67,7	69,4	71,9	73,6	76,1	77,8	80,3	84,5		
59,5	60,4	62,0	63,6	65,2	67,7	69,3	71,8	73,4	75,8	79,9		
67,3	68,2	69,9	71,7	73,4	76,0	77,8	80,4	82,1	84,8	89,1		
56,7	57,4	58,9	60,4	61,9	64,2	65,7	68,0	69,5	71,7	75,5		
63,1	63,9	65,5	67,2	68,8	71,3	72,9	75,4	77,0	79,5	83,6		
22,2	22,8	24,4	25,9	27,5	30,2	32,0	35,1	37,2	41,0			
8,9	9,5	10,8	12,3	13,9	16,5	18,4	21,5	23,7	27,3			
56,4	57,3	59,0	60,7	62,4	64,9	66,6	69,2	70,9	73,4	77,7		
64,9	65,8	67,6	69,4	71,2	73,9	75,7	78,4	80,2	82,9	87,4		
59,0	59,9	61,6	63,3	65,0	67,5	69,2	71,8	73,5	76,0	80,3		
43,6	44,4	45,9	47,5	48,9	51,1	52,6	54,9	56,4	58,6	62,4		

жат в числителе значение энтальпии в переохлажденном состоянии, в знамена-

Коэффициенты формы P и R в формуле Планка

Для плоскопараллельной пластины (плиты) толщиной b бесконечной протяженности при одностороннем отводе тепла $P = 1$ и $R = 0{,}5$; при двустороннем отводе тепла $P = 0{,}5$ и $R = 0{,}125$.

Для прямоугольной плиты неограниченной длины шириной b и толщиной δ при отводе тепла от четырех граней и $\beta = \frac{b}{\delta}$ (табл. 1).

Таблица 1. Значения коэффициентов для плиты неограниченной длины

β	P	R	β	P	R
1,00	0,2500	0,0625	3,00	0,3750	0,1009
1,25	0,2778	0,0738	4,0	0,4000	0,1063
1,50	0,3000	0,0812	5,0	0,4167	0,1097
1,75	0,3182	0,0868	6,0	0,4286	0,1122
2,00	0,3333	0,0907	∞	0,5000	0,1250
2,50	0,3571	0,0967			

При $\beta = 1$ (блок квадратного сечения) значения коэффициентов $P = 0{,}25$ и $R = 0{,}0625$ те же, что и для замораживания цилиндра бесконечной длины, если $D_ц = \delta$.

Для прямоугольной плиты ограниченной длины l при $\beta_1 = \frac{l}{\delta}$ и $\beta_2 = \frac{b}{\delta}$ и отводе тепла от всех шести граней (табл. 2).

Таблица 2. Значения коэффициентов для плиты ограниченной длины

β_1	β_2	P	R	β_1	β_2	P	R
1,0	1,0	0,1667	0,0417	2,5	1,0	0,2083	0,0545
1,5	1,0	0,1875	0,0491		2,0	0,2632	0,0751
	1,5	0,2143	0,0604		2,5	0,2778	0,0792
2,0	1,0	0,2000	0,0525	3,0	1,0	0,2142	0,0558
	1,5	0,2308	0,0656		2,0	0,2727	0,0776
	2,0	0,2500	0,0719		3,0	0,3000	0,0849

β_1	β_2	P	R	β_1	β_2	P	R
3,5	1,0	0,2186	0,0567	6,0	1,0	0,2308	0,0592
	3,5	0,3181	0,0893		2,0	0,3000	0,0839
4,0	1,0	0,2222	0,0574		4,5	0,3602	0,0990
	2,0	0,2857	0,0808		6,0	0,3750	0,1020
	3,0	0,3156	0,0887	8,0	1,0	0,2353	0,0599
	4,0	0,3333	0,0929		2,0	0,3077	0,0851
4,5	1,0	0,2250	0,0580		4,0	0,3200	0,1012
	3,0	0,3215	0,0902		8,0	0,4000	0,1051
	4,5	0,3460	0,0959	10,0	1,0	0,2381	0,0604
5,0	1,0	0,2272	0,0584		2,0	0,3125	0,0865
	2,0	0,2941	0,0827		5,0	0,3846	0,1037
	5,0	0,3570	0,0982		10,0	0,4167	0,1101
				∞	∞	0,5000	0,1250

При $\beta_1 = 1$ и $\beta_2 = 1$ (*блок кубической формы*) значения коэффициентов $P = 0{,}1667$ и $R = 0{,}0417$ те же, что и для шара $D_ш = \delta$.

ПРИЛОЖЕНИЕ III

Расчетные напряжения солнечной радиации для средней полосы СССР

Ориентация поверхности	Среднесуточное напряжение $J_{ср.\ сут}$ в *ккал/(м²·ч)*	
	самого теплого месяца	теплого сезона
Горизонтальная	220	165
Вертикальная:		
южная	60	95
юго-западная	80	90
западная	90	75
восточная	90	75
северо-западная	55	35
северо-восточная	55	35

Теплота растворения хлористого натрия в воде

Плотность при 15° С в *кг/л*	Концентрация соли в %	Теплота растворения в $\frac{ккал}{кг\ раствора}$	Плотность при 15° С в *кг/л*	Концентрация соли в %	Теплота растворения в $\frac{ккал}{кг\ раствора}$
1,03	4,3	1,20	1,11	14,9	2,52
1,04	5,6	1,50	1,12	16,2	2,55
1,05	7,0	1,76	1,13	17,5	2,57
1,06	8,3	1,98	1,14	18,8	2,56
1,07	9,6	2,15	1,15	20,0	2,54
1,08	11,0	2,29	1,16	21,2	2,50
1,09	12,3	2,39	1,17	22,4	2,44
1,10	13,6	2,46	1,175	23,1	2,42

ЛИТЕРАТУРА

1. Алексеев В. П., Пономарева З. Д. и Дорошенко А. В. Исследование рабочих характеристик пленочных градирен с регулярной насадкой. — «Холодильная техника», 1968, № 8.
2. Антуфьев В. М. и Белецкий Г. С. Теплопередача и аэродинамические сопротивления трубчатых поверхностей в поперечном потоке. М., Машгиз, 1948.
3. Батурин В. В. Основы промышленной вентиляции. М., Профиздат, 1965.
4. Бер Б. А. и Климов А. Г. Фреоновые холодильные установки. М., Госторгиздат, 1957.
5. Берман Л. Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды. М.—Л., Госэнергоиздат, 1957.
6. Гоголин А. А. Кондиционирование воздуха в мясной промышленности. М., изд-во «Пищевая промышленность», 1966.
7. Гоголин В. А. Исследование пленочного течения жидкости в орошаемых регулярных насадках. — «Холодильная техника», 1969, № 1.
8. Головкин Н. А. и Чижов Г. Б. Холодильная технология пищевых продуктов. М., Госторгиздат, 1963.
9. Голянд М. М. Расчеты и испытания тепловой изоляции. Л., Гостоптехиздат, 1961.
10. Данилова Г. Н., Филаткин В. Н., Черная Р. Г. и др. Сборник задач и расчетов по теплопередаче. М., Госторгиздат, 1961.
11. Зеликовский И. Х. и Каплан Л. Г. Справочник по малым холодильным машинам и установкам. М., изд-во «Пищевая промышленность», 1968.
12. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М., Госэнергоиздат, 1960.
13. Измерение расхода жидкостей, газов и паров стандартными диафрагмами и соплами (Правила 28—64). Госкомитет стандартов, мер и измерительных приборов СССР, 1965.
14. Калинушкин М. П. Вентиляторные установки. М., изд-во «Высшая школа», 1962.
15. Канторович В. И. и Явнель Б. К. Устройство, монтаж, эксплуатация и ремонт холодильных установок. М., Госторгиздат, 1960.
16. Карпов Б. И. Инструкция по проведению промышленных испытаний изоляционных конструкций холодильников с помощью измерителя малых тепловых потоков конструкций ЛТИХП. ЛТИХП, 1967.
17. Карпов Б. И. Промышленные испытания теплоизоляции горячих трубопроводов. Методическое руководство, ЛТИХП. 1967.
18. Кобулашвили Ш. Н., Ротенберг А. Г. и Тихомирова Л. Н. Автоматический воздухоохладитель АВ-2 системы ВНИХИ. — «Холодильная техника», 1967, № 2.

19. Кобулашвили Ш. Н. и Ротенберг А. Г. Новые скороморозильные аппараты. М., Госторгиздат, 1963.
20. Курылев Е. С. и Герасимов Н. А. Холодильные установки. Л., изд-во «Машиностроение», 1970.
21. Курылев Е. С. Холодильные установки. Вып. 10. Ледяное и льдосоляное охлаждение, ЛТИХП, 1960.
22. Курылев Е. С. и Печатников М. З. Исследование и расчет одноканальной системы распределения воздуха в холодильных камерах. — «Холодильная техника», 1966, № 6.
23. Кутателадзе С. С. и Боришанский В. М. Справочник по теплопередаче. М.—Л., Госэнергоиздат, 1959.
24. Матвеев В. И. Аппараты интенсивного действия для замораживания рыбы и рыбопродуктов. М., Пищепромиздат, 1958.
25. Осипович Ю. М. Исследование охлаждающих систем распределительных холодильников с верхней подачей холодильного агента. Автореф. дисс. Одесса, 1968.
26. Печатников М. З. Исследоваиие закономерностей воздушной струи на модели применительно к условиям холодильных камер. — «Холодильная техника», 1966, № 8.
27. Пирог П. И. Теплоизоляция холодильников. М., Госторгиздат, 1961.
28. Пленочные и капельные градирни с секциями площадью 2 и 8 $м^2$. Типовой проект 4—18—743. М. Центральный институт типовых проектов. 1963.
29. Рекомендации по проектированию холодильных установок. М., ВНИХИ, 1962.
30. Розенфельд Л. М. и Ткачев А. Г. Холодильные машины и аппараты. М., Госторгиздат, 1960.
31. Сафонов В. И. Строительные конструкции холодильников. М., Госторгиздат, 1960.
32. Свойства влажного воздуха, таблицы и диаграммы. М., Госметеоиздат, 1963.
33. Строительная климатология и геофизика (СНиП II-А.6-62). М., Госстройиздат, 1963.
34. Фокин К. Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий. М., Госстройиздат, 1953.
35. Холодильная техиика. Энциклопедический справочник. Т. 1 и 2. М., Госторгиздат, 1960 и 1961.
36. Чуклин С. Г., Мартыновский В. С. и Мельцер Л. З. Холодильные установки. М., Госторгиздат, 1961.
37. Чупахин Н. Н. Монтаж, эксплуатация и ремонт холодильных установок. М., изд-во «Пищевая промышленность», 1968.
38. Эльтерман В. М. Воздушные завесы. М., Машгиз, 1961.

Е. С. Курылев, Н. А. Герасимов

ПРИМЕРЫ, РАСЧЕТЫ И ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ ПО ХОЛОДИЛЬНЫМ УСТАНОВКАМ

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования РСФСР в качестве учебного пособия для специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» высших учебных заведений



ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

ЛЕНИНГРАД 1971

УДК 621.57.001.24 (076)

Примеры, расчеты и лабораторные работы по холодильным установкам. Курылев Е. С., Герасимов Н. А. Л., «Машиностроение». 1971 г. 256 стр. Табл. 38. Илл. 77. Библ. 38 назв.

В учебном пособии рассмотрены вопросы определения основных размеров холодильника, коэффициента теплопередачи изолированного ограждения с тепловыми мостиками, коэффициента теплопередачи нормальной конструкции судовой изоляции. Приведены расчеты трубопроводов безнасосной и насосной схем рабочего тела, охлаждающих приборов, расчеты одноканальной и бесканальной систем воздухораспределения в холодильной камере, интенсивной камеры охлаждения мяса, рыбоморозилки конвейерного типа, оборудования для охлаждаемого помещения, льдогенераторов периодического и непрерывного действия, аккумулятора холода, системы охлаждения сухим льдом, холодильного оборудования термобарокамеры.

Учебное пособие предназначено для студентов вузов по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки». Оно может быть полезно инженерно-техническим работникам, проектирующим холодильные установки.

3—3—7
458—70

Рецензенты: кафедра холодильных установок Одесского технологического института холодильной и пищевой промышленности и д-р техн. наук А. А. Гоголин

Редактор инж. *Е. Ф. Бачинский*