

где $t_{ср}$ — среднемесячная температура самого жаркого месяца, °C; t_{max} — максимальная температура воздуха в данной местности, °C.

В конденсаторах реализуются три стадии теплового процесса: охлаждение (снятие перегрева) пара до температуры насыщения (конденсации), конденсация паров хладагента и охлаждение жидкого хладагента, поэтому при расчете рекомендуют разделять аппарат на три условные зоны и пользоваться значениями трех средних температурных напоров.

Средний температурный напор при снятии перегрева (в °C)

$$\Delta t_{п} = \frac{(t_a - t_{п1}) - (t_k - t_1)}{\ln \frac{t_a - t_{п1}}{t_k - t_1}},$$

где t_a и t_k — соответственно температуры хладагента после выхода из компрессора и конденсации хладагента, °C; t_1 и $t_{п1}$ — расчетная температура наружного воздуха и температура потока воздуха на выходе из секции снятия перегрева, °C.

Средний температурный напор при конденсации

$$\Delta t_{к} = \frac{(t_{ж1} - t_{п2}) - (t_{ж2} - t_2)}{\ln \frac{t_{ж1} - t_{п2}}{t_{ж2} - t_2}},$$

где $t_{п2}$ — температура воздушного потока на входе в секцию конденсации, равная температуре воздуха на выходе из секции снятия перегрева, °C; t_2 — температура воздуха на выходе из секции конденсации, °C.

Средний температурный напор при охлаждении жидкого хладагента, °C

$$\Delta t_{охл} = \frac{(t_k - t_3) - (t_{ж3} - t_2)}{\ln \frac{t_k - t_3}{t_{ж3} - t_2}},$$

где $t_{ж3}$ — температура жидкого хладагента после конденсатора, °C; t_3 — температура воздушного потока на выходе из секции охлаждения, °C.

Подогрев воздуха в конденсаторе, характеризуемый разностью температур $t_3 - t_1$, зависит от типа вентилятора и может быть определен из выражения

$$Q = Gc_p(t_3 - t_1),$$

где G — массовый расход воздуха, определяемый по характеристике вентилятора, кг/с; Q — тепловой поток конденсатора, определяемый по тепловому балансу холодильной машины, кВт.

Если массовый расход воздуха неизвестен, то следует задаться величиной подогрева воздуха.

Это значение принимают равным 3—8°C.

Температуру конденсации следует принимать на 3—8°C выше температуры воздуха на выходе из аппарата.

Тепловой поток конденсатора

$$Q = G_a \Delta t_k,$$

здесь G_a — массовый расход хладагента, кг/с.

Тепловые потоки в условно принятых зонах конденсатора рассчитывают из следующих соотношений:

$$Q_n/Q = (t_2 - i_3)/(i_2 - i_5); \quad Q_k/Q = (i_3 - i_4)/(i_2 - i_5);$$

$$Q_{ox}/Q = (i_4 - i_5)/(i_2 - i_5),$$

где i_2 — энтальпия перегретых паров в конце процесса сжатия на выходе из компрессора, кДж/кг; i_3 — энтальпия паров аммиака на линии насыщения при температуре конденсации, кДж/кг; i_4 — энтальпия жидкого аммиака на линии насыщения, кДж/кг; i_5 — энтальпия жидкого аммиака на выходе из конденсатора, кДж/кг.

Тепловой поток

$$Q = Q_0 + N_i,$$

где Q_0 — холодопроизводительность компрессора, кВт; N_i — индикаторная мощность компрессора, кВт.

Вычисляют значения подогрева воздуха в зонах охлаждения паров, конденсации, охлаждения жидкости, т. е. определяют t_1 , t_2 и t_3 .

$$t_1 - t_n = Q_n/c_p G; \quad t_2 - t_1 = Q_k/c_p G;$$

$$t_2 - t_3 = Q_{ox}/c_p G.$$

Значение теплоемкости воздуха c_p принимают при средних температурах воздуха.

Определяют общую площадь поверхности конденсатора

$$F_n = Q \cdot 10^3/q_n,$$

где q_n — плотность теплового потока, отнесенная к наружной теплообменной поверхности, Вт/м²; $q_n = 200 \div 300$ Вт/м².

Тогда общая длина L (в м) оребренных труб составит

$$L = F_n/f,$$

где f — площадь наружной поверхности 1 м оребренной трубы, м².

Общее количество труб теплообменного аппарата

$$n = L/A,$$

где A — длина оребренной части трубы, практически равная длине аппарата, м.

Количество рядов труб конденсатора по ходу воздушного потока

$$z = n/n_1,$$

где $n_1 = \frac{B-D}{S_1} + 1$ — количество труб в одном ряду (по ширине аппарата).

Здесь B — ширина аппарата, м; S_1 — поперечный шаг труб в пучке, м; D — диаметр ребра, м.

Живое сечение аппарата

$$F_{ж.с} = AB - (An_1d + 2An_1n_2h\delta_{ср}) = A[B - n_1(d + 2n_2h\delta_{ср})],$$

где n_2 — количество ребер на 1 м трубы; d — диаметр трубы у основания ребра, м; h — высота ребра, м; $\delta_{ср}$ — средняя толщина ребра, м.

Скорость ω , м/с, воздушного потока в живом сечении аппарата

$$\omega = V/F_{ж.с} = G/\rho F_{ж.с}, \quad (X.6)$$

где V — объемный расход воздуха, м³/с; ρ — плотность воздуха при средней температуре, кг/м³.

Проведенные расчеты геометрических характеристик конденсатора должны уточняться после проверки величин, которыми задавались в расчете, и определения значений коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха с учетом конструкции аппарата и его элементов, а также скорости движения воздуха. Коэффициент теплоотдачи при охлаждении пара (I зона) и переохлаждении жидкости (III зона) считают для случая движения жидкости внутри труб в зависимости от режима течения.

Коэффициент теплопередачи соответствующих зон [в Вт/(м²·К)]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_a}} \beta,$$

где α и α_a — коэффициент теплоотдачи с внешней и внутренней сторон соответственно; β — коэффициент оребрения; $\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ — сумма термических сопротивлений стенки трубы и загрязнений, м²·К/Вт; δ_i — толщина стенки трубы либо слоя загрязнения, м; λ_i — теплопроводность стенки либо слоя загрязнения, Вт/(м·К).

Необходимую площадь поверхности находят для каждой зоны отдельно и затем суммируют.

Площадь теплообменной поверхности (в м²) соответствующих зон $F_i = Q/k\Delta t$. Тогда полная общая поверхность аппарата $F = \sum F_i$. Полученное значение $F_{конд}$ увеличивают на 12—15%.

Определяют расчетное значение удельной тепловой нагрузки, отнесенной к наружной поверхности $q_H^{расч} = Q \cdot 10^3/F$ и сравнивают ее с принятой в начале расчета. Расхождение не должно превышать 5%.

Определяют общую длину оребренных труб L , количество труб n , количество рядов труб по ходу воздушного потока z и площадь минимального живого сечения аппарата $F_{ж.с}$.

Затем находят действительное значение скорости расчетной скорости воздуха в аппарате $\omega_{расч} = V/F_{ж.с}$ и сравнивают его с принятым. Расхождение не должно превышать 5%.

Аэродинамическое сопротивление спроектированного пучка ребристых труб рассчитывают по критериальной зависимости

$$Eu = 2,7z_p Re^{-0,33} (s_1/d)^{1,3} (s_2/d)^{-0,8},$$

где $Eu = \frac{\Delta p}{\rho \omega_{расч}^2}$ — критерий Эйлера; Δp — аэродинамическое сопротивление теплообменной поверхности.

Полное аэродинамическое сопротивление аппарата (в Па)

$$H = \Delta p + \Delta p_M + \Delta p_C,$$

где Δp_M — местные сопротивления входа, выхода, сужений, поворотов воздушного потока и т. д.

$$\Delta p_M = \sum \xi_i w^2 \rho / 2,$$

ξ_i — коэффициенты местных сопротивлений; Δp_C — аэродинамическое сопротивление самотяги

$$\Delta p_C = (\rho_1 - \rho_3) h_0 g,$$

здесь ρ_1 и ρ_3 — значения плотности воздуха при температурах его t_1 и t_3 в начале и конце процесса теплообмена соответственно, кг/м^3 ; h_0 — высота трубного пучка, м; g — ускорение свободного падения, м/с^2 .

При укрупненных расчетах H определяют, увеличивая значение Δp на 10%.

Мощность, необходимая на привод вентилятора, кВт

$$N_a = (VH) / \eta_D \eta_{\text{э}} \eta_B \cdot 10^{-3},$$

здесь η_D , $\eta_{\text{э}}$ и η_B — коэффициенты полезного действия редуктора, электродвигателя и вентилятора.

ВЫБОР КОНДЕНСАТОРА

Общим критерием оценки целесообразности применения того или иного конденсатора служат удельные приведенные затраты.

Для примера рассмотрен конденсатор с тепловым потоком 1000 кВт, включающий в себя конденсатор и вспомогательное оборудование.

Характеристики сопоставляемого оборудования приведены в табл. X.3.

Удельные приведенные затраты

$$P_3 = (\mathcal{E} + eK) / Ex_0,$$

где \mathcal{E} — годовые эксплуатационные затраты, руб./год; e — нормативный коэффициент (принято $e = 0,15$); K — капитальные затраты, руб.

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_{\text{эл}} + \mathcal{E}_B + \mathcal{E}_A + \mathcal{E}_P,$$

$\mathcal{E}_{\text{эл}}$ — годовые расходы на электроэнергию, руб./год.

$$\mathcal{E}_{\text{эл}} = s_{\text{эл}} N \tau,$$

$s_{\text{эл}}$ — стоимость 1 кВт·ч, руб./(кВт·ч); N — мощность нагнетателя воздуха, кВт; τ — число часов работы оборудования в течение года, ч; \mathcal{E}_B — годовые расходы на воду, руб./год.

$$\mathcal{E}_B = s_B G_B \tau,$$

s_B — стоимость 1 м³ воды, руб./м³; G_B — расход воды, м³/ч; \mathcal{E}_A — амортизационные отчисления от капиталовложений, руб./год.

$$K = K_T + K_H + K_G, \quad \mathcal{E}_A = Ka.$$

K_T — капиталовложения в теплообменник, руб.; K_H — капиталовложения в нагнетательные устройства (насосы и вентиляторы), руб.; K_G — капиталовложения в градирню, руб.; a — норма амортизационных отчислений, %; нор-

Таблица X.3

Показатели	Охлаждение		
	водяное	испарительное	воздушное
Конденсатор			
Марка и тип	140 КТГ	ИК-125	С биметаллической литой поверхностью
Площадь поверхности, м ²	140	150	4200
Масса, кг	5330	9000	9300
Количество, шт.	2	4	1
Стоимость, руб.	2429	6980	26500
Водяные насосы			
Марка	4К-8	3К-6А	—
Производительность, кг/с	25	12,5	—
Мощность электродвигателя, кВт	14	5,5	—
Масса, кг	341	115	—
Количество, шт.	3	4	—
Стоимость, руб.	224	105	—
Нагнетатель воздуха (вентилятор)			
Марка	06-320 № 12	ЦЧ-70 №10	2ВГ-50
Производительность, м ³ /с	11	6	130
Мощность электродвигателя, кВт	2,3	4,0	30,0
Масса, кг	167	610	5500
Количество, шт.	4	8	1
Стоимость, руб.	Учтено в стоимости градирни	230	6470
Вентиляторная градирня			
а) поверхность охлаждения, м ²	16	—	—
б) количество, шт.	7	—	—
в) стоимость (с учетом вентиляторов), руб.	3090	—	—
Общие капиталовложения	27160	30180	35200
Примечание. Монтажные работы учтены в стоимости оборудования.			

му амортизационных отчислений на оборудование принимают равной 9,2% при водяном и испарительном охлаждениях и 5% — при воздушном; \mathcal{E}_p — расходы на текущий ремонт и содержание оборудования, руб./год.

$$\mathcal{E}_p = K\beta.$$

β — отчисления на текущий ремонт и содержание оборудования, %; отчисления на текущий ремонт принимают равными 5,85 и 1%; E_{x_0} — эксергетическая, или приведенная производительность, кВт

$$E_{x_0} = Q_0 [1 - (T_{0,c}/T_{cp})],$$

где Q_0 — холодопроизводительность установки, кВт; $T_{0,c}$ — абсолютная тем-

Таблица X.4

Статьи затрат	Стоимость воды, коп./м ³														
	10,0					4,0									
	0,6	1,8	3,0	4,0	10,0	1,8	3,0	4,0	10,0	4,0					
Статьи затрат	Стоимость электроэнергии, коп./кВт														
	3,0					2,0									
	1,3	2,2	1,0	2,0	3,0	2,2	1,0	2,0	3,0	2,0					
	Виды охлаждения														
	водяное	испарительное	воздушное	водяное	испарительное	воздушное	водяное	испарительное	воздушное	испарительное	водяное	воздушное	испарительное	водяное	воздушное
Σ , тыс. руб.	27,7	17,87	9,84	13,58	10,16	5,63	23,54	14,72	7,86	11,9	8,95	4,89	19,3	13,29	7,36
В том числе:															
$\Sigma_{в}$	2,00	10,37	—	0,12	0,02	—	3,60	0,68	—	0,60	0,11	—	0,80	0,15	—
$\Sigma_{ал}$	21,0	12,96	7,43	9,36	5,60	3,22	15,84	9,50	5,45	7,2	4,30	2,48	14,4	8,60	4,95
$\Sigma_{а}$	2,5	2,78	2,06	2,50	2,78	2,06	2,50	2,78	2,78	2,5	2,78	2,06	2,5	2,78	2,06
$\Sigma_{р}$	1,6	1,76	0,35	1,60	1,76	0,35	1,60	1,76	0,35	1,6	1,76	0,35	1,6	1,76	0,35
$\Sigma_{з}$, тыс. руб.	31,8	22,4	15,12	17,65	14,69	10,91	27,61	19,25	13,14	15,97	13,48	10,17	23,27	17,82	12,64
$\Sigma_{з}$, руб./кВт	516	363	249	286	238	180	448	312	216	259	219	168	379	285	209

пература окружающей среды, K ; $T_{\text{ср}}$ — абсолютная средняя температура охлаждаемого технологического продукта (рассола), K .

Результаты расчетов сведены в табл. X.4.

Необходимо иметь в виду, что аппараты с воздушным охлаждением для конденсации хладагента применяют преимущественно в местах, где остро ощущается дефицит воды или используемая вода содержит большое количество солей и других примесей, а также в районах, где стоимость 1 м^3 воды превышает более чем вдвое среднюю стоимость $1 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$ электроэнергии.

Глава XI

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

ОБОСНОВАНИЕ ОБЪЕМНО-ПЛАНИРОВОЧНЫХ РЕШЕНИЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ

При проектировании холодильных сооружений руководствуются документами, изданными Госстроем СССР, в которых описаны нормы проектирования холодильников, строительные нормы и правила, рекомендации по типовому проектированию промышленных предприятий.

Проект холодильника разрабатывают на основе задания на проектирование, технико-экономического обоснования и инженерных изысканий.

В задании на проектирование описаны район, пункт, площадка строительства, указаны намечаемые сроки строительства, определены размеры и вместимость камер хранения при нулевых и отрицательных температурах, производительность морозилок и производственных цехов, установлены основные источники обеспечения предприятий водой, теплом, газом, электроэнергией, приведены мероприятия по очистке и сбросу сточных вод, описаны также основные технологические процессы, размер капитальных вложений, ожидаемые технико-экономические показатели, определены стадийность и сроки проектирования.

При технико-экономическом обосновании строительства холодильника устанавливают экономическую и хозяйственную необходимость проектирования и строительства холодильника, выбирают место строительства, мощность предприятия, рассчитывают основные технико-экономические показатели объекта, сопоставляют эти показатели с такими же показателями лучших отечественных и зарубежных предприятий, а также сравнивают их с нормативными.

Инженерные изыскания позволяют установить техническую возможность предполагаемого строительства в данном месте. Площадку для строительства выбирают проектная и изыскательская организации (по возможности вблизи населенного пункта, источника водоснабжения, энергоснабжения и сброса сточных вод). От правильного выбора земельного участка и расположения холодильника зависят размеры первоначальных капитальных затрат на строительство и расходы по эксплуатации.

В последние годы в населенных пунктах сооружают промышленные зоны, включающие в себя различные предприятия независимо от ведомственного подчинения. Эти промышленные зоны имеют общие для всех предприятий объекты вспомогательных производств, хозяйств и инженерные коммуникации. В состав таких промышленных зон включают, как правило, и холодильники. В этом случае капитальные вложения используются более эффективно и сокращаются затраты на инженерные изыскания.

Проектирование холодильных предприятий может осуществляться в две стадии. Первая стадия — создание технического проекта, вторая — составление рабочих чертежей. При использовании типовых и повторно применяемых проектов проектирование ведется путем разработки технорабочего проекта (технический проект, совмещенный с рабочими чертежами).

В техническом проекте должны быть решены основные вопросы проекта, такие, как разработка генерального плана и технологического процесса проектируемого производства, расчеты и выбор оборудования, обеспечение исходным сырьем, материалами, энергией, водой и другими ресурсами, объемно-планировочные, разработка архитектурных и конструктивных решений основных зданий и сооружений, выбор систем автоматизации производства, обеспечение производства кадрами, организация и экономика производства, анализ технико-экономических показателей и наличия рабочей силы в данной промышленной зоне.

В объем технического проекта входят вопросы организации строительства и обеспечения его сроков. Стоимость строительства определяют на основе сметы.

В соответствии с утвержденным техническим проектом выполняют вторую стадию проекта — рабочие чертежи. На стадии рабочего проектирования осуществляют уточнение и детализацию технических решений, которые позволяют вести строительно-монтажные работы.

Важным является при этом согласование типов строительных конструкций и изоляционных материалов, подтверждение заказчиком марок технологического и другого оборудования.

В технорабочем проекте решают те же вопросы, что и при проектировании в две стадии, но для сокращения продолжительности проектирования и объема проектных материалов в технорабочем проекте необходимо приводить только те материалы, которых нет в типовых и повторно применяемых проектах.

Каждый тип холодильника имеет особенности, которые следует учитывать при их проектировании (см. главу I «Общие сведения о холодильниках»).

Этажность холодильников устанавливают в зависимости от их вместимости, назначения и размеров строительства. При этом стараются по возможности максимально снизить капитальные и эксплуатационные затраты. Размещают холодильники в соответствии со схемами развития экономических районов и на основании технико-экономического обоснования.

Вместимость холодильника считают по охлаждаемому объему камер.

Вместимость холодильников с учетом хранения в них различных по плотности грузов определяют в тоннах условного груза (условная вместимость). Рассчитывают вместимость холодильника отдельно по камерам хранения охлажденных грузов (включая камеры хранения охлажденного мяса) и по камерам хранения мороженных грузов.

При расчете камер предварительного охлаждения фруктов холодильников в системе сельского хозяйства их условно считают камерами хранения, а вместимость их исчисляют в тоннах условного груза.

Камеры хранения охлажденного мяса, оборудованные подвесными путями, учитывают при расчете вместимости холодильника в целом. Условную вместимость их определяют при условии полной загрузки подвесных путей. Камеры охлаждения и замораживания, а также другие охлаждаемые помещения, не предназначенные для хранения скоропортящихся грузов (экспедиции, накопительные отделения, льдохранилища, разгрузочные и загрузочные при камерах замораживания, камеры созревания сыров и пр.), при определении вместимости холодильников не учитываются. Охлаждаемый строительный объем холодильника

$$V_{\text{охл}} = V_{\text{нмг}} + V_{\text{ког}} + V_{\text{ком}},$$

где $V_{\text{нмг}}$, $V_{\text{ког}}$, $V_{\text{ком}}$ — охлаждаемый строительный объем соответственно камер хранения мороженных грузов, камер хранения охлажденных грузов, камер хранения охлажденного мяса, оборудованных подвесными путями, м³.

Охлаждаемый строительный объем камеры хранения

$$V_{\text{к}} = F_{\text{с}} h_{\text{с}},$$

где $F_{\text{с}}$ — строительная площадь камеры, м²; $h_{\text{с}}$ — строительная высота камеры, м.

Строительная площадь камеры $F_{\text{с}}$ равна площади пола и определяется по формуле $F_{\text{с}} = lb$, где l — длина камеры, м; b — ширина камеры, м.

В камерах с горизонтальными потолками строительную высоту $h_{\text{с}}$ принимают равной расстоянию от пола до потолка, в камерах с переменной высотой потолка — средней между минимальной и максимальной высотой от пола до потолка.

Так как плотность хранимых грузов различна, вместимость холодильника вычисляют в тоннах условного груза. Условным грузом считают мясо в полутушах при норме загрузки камеры хранения 0,35 т/м³ и камеры охлаждения или замораживания 0,25 т на 1 м подвешенного пути. Вместимость холодильника, вычисленную в тоннах условного груза, называют условной вместимостью.

Условная вместимость холодильника

$$E_{\text{х}} = E_{\text{нмг}} + E_{\text{ког}} + E_{\text{ком}},$$

где $E_{кмг}$, $E_{ког}$, $E_{ком}$ — соответственно камер хранения мороженных грузов, охлажденных грузов, камер хранения охлажденного мяса, оборудованных подвесными путями, т.

Условная вместимость камер хранения

$$E_{кмг} = E_{ког} = 0,35V_{г},$$

где $V_{г}$ — грузовой объем камеры хранения мороженных или охлажденных грузов, $м^3$.

Условная вместимость камер хранения охлажденного мяса, оборудованных подвесными путями,

$$E_{ком} = 0,25L,$$

где L — грузовая длина подвесных путей без учета распределительных путей со стрелками, м.

Грузовой объем камеры хранения

$$V_{г} = F_{г}h_{г},$$

где $F_{г}$ — грузовая площадь камеры, $м^2$; $h_{г}$ — грузовая высота, м.

Грузовая площадь камеры хранения

$$F_{г} = F_{с} - \sum f,$$

где $F_{с}$ — строительная площадь камеры, $м^2$; $\sum f$ — сумма площадей, занятых внутренними и пристенными колоннами, пристенными батареями, напольными воздухоохладителями, тамбурами (при этом учитывают отступы штабеля от оборудования и стен камеры, ширину грузового проезда и размер площадок для маневрирования погрузчиков), $м^2$.

Ширину отступов от гладкой стены, пристенных колонн, батарей, напольных воздухоохладителей до штабеля следует принимать равной 0,3 м. Для всех камер холодильников при механизированной укладке грузов ширину грузового проезда принимают равной 1,6 м. В камерах площадью до 100 $м^2$ грузовой проезд не предусматривают. При ширине камер 12 и 18 м оставляют один проезд, при ширине свыше 18 м — на каждые два пролета (по 6 м) предусматривают один проезд.

Непосредственно за грузовой дверью в камерах целесообразно оставлять площадку для маневрирования погрузчиков размером 3,5 × 3,5 м.

Грузовая высота $h_{г}$ камер хранения с горизонтальными потолками отсчитывается от поверхности пола до верха штабеля.

Отступы от строительных конструкций и холодильного оборудования составляют:

а) для многорядных потолочных батарей, расположенных над проездом, — 0,2 м от верхнего ряда труб до гладкого потолка или до низа балок;

б) для однорядных потолочных батарей — 0,3 м от низа батарей до потолка;

в) при наличии воздушных каналов — 0,3 м от низа каналов до потолка или 0,2 м до низа балок, если они выступают ниже каналов;

г) при наличии подвесных воздухоохладителей — 0,3 м от потолка до их нижней части.

В камерах с универсальным температурным режимом, оборудованных подвесными путями, грузовую высоту принимают с учетом отступа штабеля от подвесных путей на 0,2 м.

ОСНОВНЫЕ ПЛАНИРОВОЧНЫЕ РЕШЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Выбор планировки холодильника является одним из узловых моментов проектирования. При выполнении планировки решают ряд комплексных задач: архитектурно-строительные, технологическо-холодильные, энергетические, механизации грузовых работ и др.

При разработке планировки приходится учитывать большое число различных факторов, что затрудняет однозначное решение задачи. Однако существуют некоторые общие требования, выполнение которых позволяет найти оптимальное решение:

планировка должна обеспечивать применение наиболее прогрессивной холодильной технологии и максимальной механизации погрузочно-разгрузочных работ;

планировка должна способствовать уменьшению первоначальных затрат на строительство предприятия и гарантировать минимальные внешние теплопритоки.

При проектировании принимают следующую структуру распределительных холодильников: камеры хранения мороженных грузов — 50—70% от общей емкости, камеры хранения охлажденных грузов — 35—20%, камеры хранения с универсальными температурами — 15—10%.

В соответствии с указанной структурой предусматривают три рабочие температуры кипения: -30°C — для камер хранения мороженных грузов, -40°C — для камер замораживания, -12°C — для камер хранения охлажденных грузов, $-12 \div -30^{\circ}\text{C}$ (или -40°C) — для универсальных камер. Температура воздуха в этих камерах соответственно -20 , -30 , -3 , $0 \div 20^{\circ}\text{C}$ (или -30°C).

В одноэтажных распределительных холодильниках предусматривают не более 3—5 камер хранения мороженных грузов площадью 300—600 м² каждая, 4—5 камер хранения охлажденных грузов площадью до 500 м², 1—2 универсальные камеры площадью до 300 м².

Высота камеры в одноэтажном холодильнике может изменяться от 8 до 20 м. При высоте камеры 20 м такой холодильник является высотным и содержит лишь одну камеру при любой вместимости. Холодильники малой вместимости проектируют с высотой камер не менее 3,6 м. Высоту камер многоэтажных холодильников принимают равной 4,8 м при расчетной нормативной полезной нагрузке 20 кПа, в редких случаях высоту камер многоэтажных холодильников увеличивают до 6 м с соответствующим повышением расчетной нагрузки на перекрытия до 30 кПа.

Ширина одноэтажных холодильников с центральным расположением коридора определяется модулем, равным 12 м, соответ-

где $E_{кмг}$, $E_{ког}$, $E_{ком}$ — соответственно условная вместимость камер хранения мороженных грузов, охлажденных грузов, камер хранения охлажденного мяса, оборудованных подвесными путями, т.

Условная вместимость камер хранения

$$E_{кмг} = E_{ког} = 0,35V_{г},$$

где $V_{г}$ — грузовой объем камеры хранения мороженных или охлажденных грузов, $м^3$.

Условная вместимость камер хранения охлажденного мяса, оборудованных подвесными путями,

$$E_{ком} = 0,25L,$$

где L — грузовая длина подвесных путей без учета распределительных путей со стрелками, м.

Грузовой объем камеры хранения

$$V_{г} = F_{г}h_{г},$$

где $F_{г}$ — грузовая площадь камеры, $м^2$; $h_{г}$ — грузовая высота, м.

Грузовая площадь камеры хранения

$$F_{г} = F_{с} - \sum f,$$

где $F_{с}$ — строительная площадь камеры, $м^2$; $\sum f$ — сумма площадей, занятых внутренними и пристенными колоннами, пристенными батареями, напольными воздухоохладителями, тамбурами (при этом учитывают отступы штабеля от оборудования и стен камеры, ширину грузового проезда и размер площадок для маневрирования погрузчиков), $м^2$.

Ширину отступов от гладкой стены, пристенных колонн, батарей, напольных воздухоохладителей до штабеля следует принимать равной 0,3 м. Для всех камер холодильников при механизированной укладке грузов ширину грузового проезда принимают равной 1,6 м. В камерах площадью до 100 $м^2$ грузового проезда не предусматривают. При ширине камер 12 и 18 м оставляют один проезд, при ширине свыше 18 м — на каждые два пролета (по 6 м) предусматривают один проезд.

Непосредственно за грузовой дверью в камерах целесообразно оставлять площадку для маневрирования погрузчиков размером 3,5 \times 3,5 м.

Грузовая высота $h_{г}$ камер хранения с горизонтальными потолками отсчитывается от поверхности пола до верха штабеля.

Отступы от строительных конструкций и холодильного оборудования составляют:

а) для многорядных потолочных батарей, расположенных над проездом, — 0,2 м от верхнего ряда труб до гладкого потолка или до низа балок;

б) для однорядных потолочных батарей — 0,3 м от низа батарей до потолка;

в) при наличии воздушных каналов — 0,3 м от низа каналов до потолка или 0,2 м до низа балок, если они выступают ниже каналов;

г) при наличии подвесных воздухоохладителей — 0,3 м от потолка до их нижней части.

В камерах с универсальным температурным режимом, оборудованных подвесными путями, грузовую высоту принимают с учетом отступа штабеля от подвесных путей на 0,2 м.

ОСНОВНЫЕ ПЛАНИРОВОЧНЫЕ РЕШЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Выбор планировки холодильника является одним из узловых моментов проектирования. При выполнении планировки решают ряд комплексных задач: архитектурно-строительные, технологическо-холодильные, энергетические, механизации грузовых работ и др.

При разработке планировки приходится учитывать большое число различных факторов, что затрудняет однозначное решение задачи. Однако существуют некоторые общие требования, выполнение которых позволяет найти оптимальное решение:

планировка должна обеспечивать применение наиболее прогрессивной холодильной технологии и максимальной механизации грузочно-разгрузочных работ;

планировка должна способствовать уменьшению первоначальных затрат на строительство предприятия и гарантировать минимальные внешние теплопритоки.

При проектировании принимают следующую структуру распределительных холодильников: камеры хранения мороженных грузов — 50—70% от общей емкости, камеры хранения охлажденных грузов — 35—20%, камеры хранения с универсальными температурами — 15—10%.

В соответствии с указанной структурой предусматривают три рабочие температуры кипения: -30°C — для камер хранения мороженных грузов, -40°C — для камер замораживания, -12°C — для камер хранения охлажденных грузов, $-12 \div -30^{\circ}\text{C}$ (или -40°C) — для универсальных камер. Температура воздуха в этих камерах соответственно -20 , -30 , -3 , $0 \div 20^{\circ}\text{C}$ (или -30°C).

В одноэтажных распределительных холодильниках предусматривают не более 3—5 камер хранения мороженных грузов площадью 300—600 м² каждая, 4—5 камер хранения охлажденных грузов площадью до 500 м², 1—2 универсальные камеры площадью до 300 м².

Высота камеры в одноэтажном холодильнике может изменяться от 8 до 20 м. При высоте камеры 20 м такой холодильник является высотным и содержит лишь одну камеру при любой вместимости. Холодильники малой вместимости проектируют с высотой камер не менее 3,6 м. Высоту камер многоэтажных холодильников принимают равной 4,8 м при расчетной нормативной полезной нагрузке 20 кПа, в редких случаях высоту камер многоэтажных холодильников увеличивают до 6 м с соответствующим повышением расчетной нагрузки на перекрытия до 30 кПа.

Ширина одноэтажных холодильников с центральным расположением коридора определяется модулем, равным 12 м, соответст-

вующим длине пролета, утвержденной ГОСТом. Для многоэтажных холодильников ширину здания принимают не более 40 м.

Вертикальное перемещение грузов в многоэтажных холодильниках осуществляется с помощью грузовых лифтов. Предусматривают выходы из камер многоэтажных холодильников в грузовые коридоры или лифтовые вестибюли. Лифты размещают (в соответствии с новыми проектами) в контуре здания заподлицо с наружными стенами. Лифты имеют непосредственный выход на платформы.

Длина и ширина железнодорожных и автомобильных платформ должны обеспечивать нормальную работу грузовых механизмов. Длина железнодорожной платформы для холодильников вместимостью 3000 т и выше должна быть рассчитана на прием пятивагонной рефрижераторной секции, т. е. иметь длину около 120 м. Ширину платформ средних и крупных холодильников выбирают не менее 7,5 м.

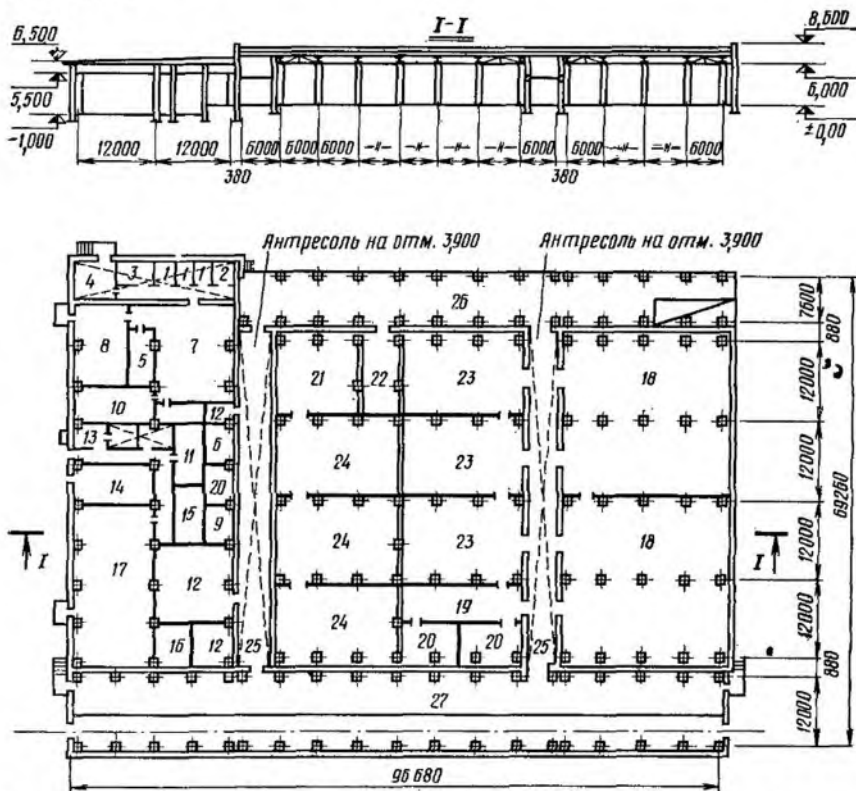


Рис. XI.1. План и разрез одноэтажного распределительного холодильника:

1 — гардероб, душевая, санузел; 2 — помещения для обогрева рабочих; 3 — комната кладовщиков; 4 — столовая; 5 — генераторная; 6 — моечная; 7 — профилакторий; 8 — зарядная; 9 — помещения для парафинирования сыров; 10 — механическая мастерская; 11 — тепловой пункт; 12 — склады; 13 — комната механика; 14 — трансформаторная; 15 — КИП; 16 — вентиляционная камера; 17 — машинное отделение; 18 — камеры хранения мороженых грузов; 19 — инаконтительная; 20 — морозильные камеры; 21 — камеры для дефектных грузов; 22 — экспедиция; 23 — камеры с универсальным режимом; 24 — камеры хранения охлажденных грузов; 25 — коридоры; 26 — автомобильная платформа; 27 — железнодорожный дебаркадер.

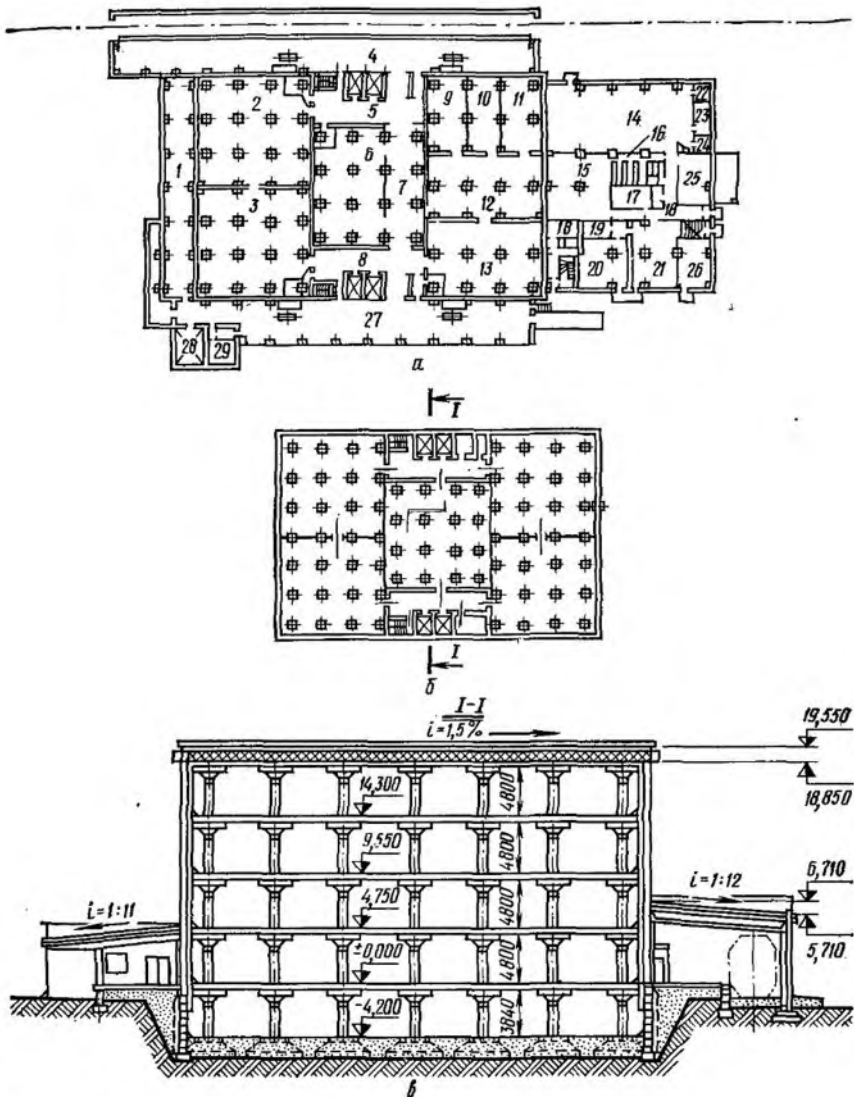


Рис. XI.2. План и разрез многоэтажного распределительного холодильника:

а — план I этажа; б — план II—IV этажей и подвала; в — разрез; 1 — соединительный коридор; 2—3 — камеры универсальные; 4 — железнодорожная платформа; 5 — вестибюль; 6 — камера хранения охлажденного мяса; 7 — коридор; 8 — камера хранения охлажденного мяса; 9, 10, 11 — морозильные камеры; 12 — камера накопитель — разгрузочная; 13 — камера хранения охлажденного мяса; 14 — машинное отделение; 15 — материальный склад; 16 — мужской гардероб; 17 — тепловой пункт; 18 — кладовая; 19 — электролитная; 20 — зарядная; 21 — профилакторий и стойка электропогрузчиков; 22 — лаборатория; 23 — центральный пункт управления и контроля; 24 — комната механика; 25 — щитовая; 26 — механическая мастерская; 27 — автомобильная платформа; 28 — мойка; 29 — комната кладовщиков.

Грузовые платформы проектируют открытыми или закрытыми.

При проектировании многоэтажных портовых холодильников, располагаемых на причалах, следует помимо платформы предусматривать поэтажные грузовые балконы для выполнения погрузочно-разгрузочных работ порталными кранами при подаче грузов с судов непосредственно на холодильник и обратно.

План и разрез типового одноэтажного холодильника, разработанного Гипрохолодом, показан на рис. XI.1.

Здание холодильника выполнено с сеткой колонн 6×12 м и высотой 6 м от пола камер до нижнего пояса балок. Наружные и внутренние стены кирпичные, в качестве тепловой изоляции применен пенополистирол ПСБ-С. Полы холодильника с электрообогревом грунта. На холодильнике используют три температуры кипения: -12 , -30 , -40°C .

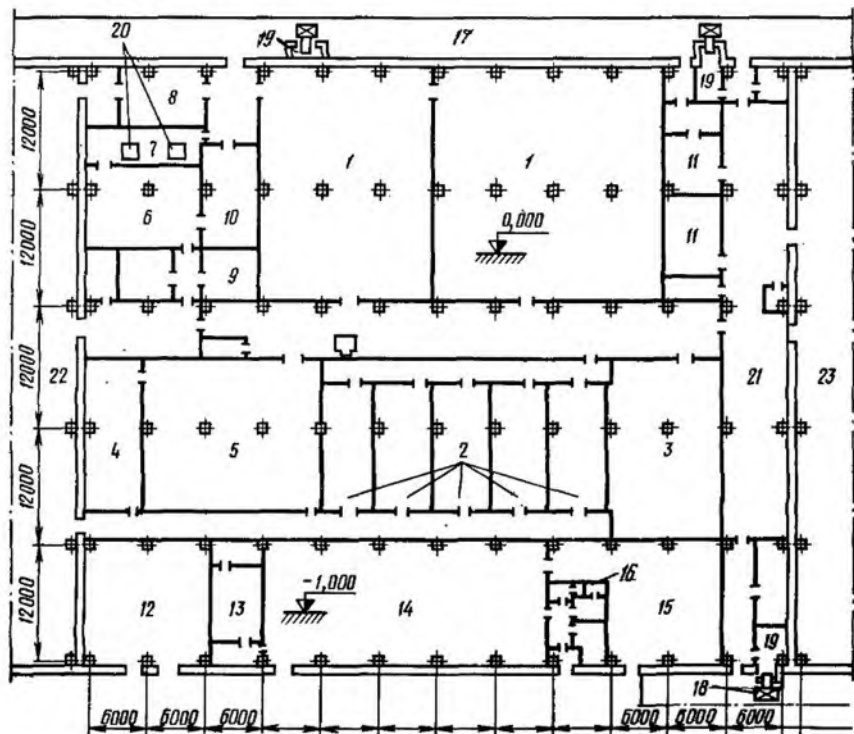


Рис. XI.3. Планировка одноэтажного производственного холодильника мяскобината:

1 — камеры хранения мороженого мяса ($t = -20^\circ\text{C}$); 2 — камеры однофазного замораживания мяса ($t = -30^\circ\text{C}$); 3 — камера хранения охлажденного или мороженого мяса; 4 — камеры сверхбыстрого охлаждения мяса ($t = -10^\circ\text{C}$); 5 — накопительная и камера хранения охлажденного мяса ($t = -1^\circ\text{C}$); 6 — отделение упаковки блоков и сыворок; 7 — отделение замораживания мяса; 8 — камера хранения жира; 9 — камера замораживания субпродуктов; 10 — камера хранения замороженных субпродуктов; 11 — камера подморозки некондиционных грузов; 12 — трансформаторная подстанция; 13 — помещение контрольно-измерительных приборов и автоматики; 14 — компрессорное отделение; 15 — аппаратное отделение; 16 — подсобно-бытовые помещения; 17 — железнодорожная платформа; 18 — автомобильная платформа; 19 — помещение для весовщиков; 20 — скороморозильные роторные аппараты; 21 — экспедиция; 22 — мясо-жировой корпус; 23 — мясоперерабатывающий корпус.

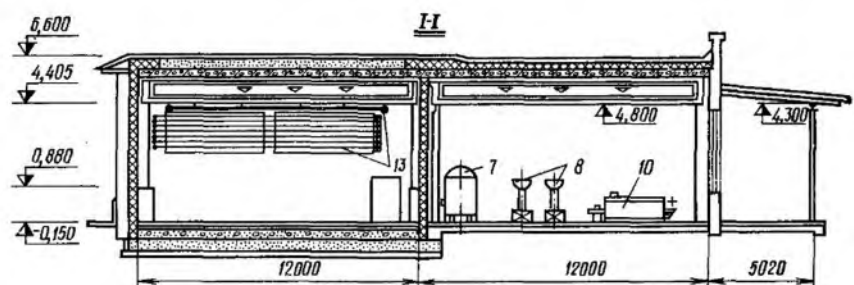
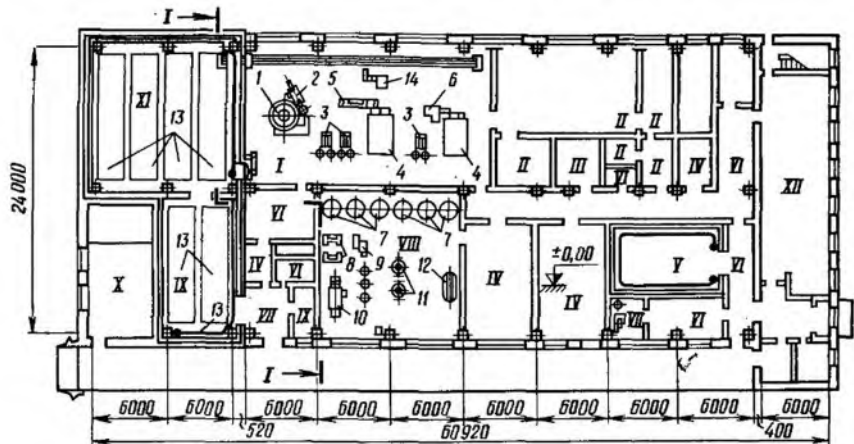


Рис. XI.5. План и разрез фабрики мороженого:

I — фризёрно-фасовочное отделение; II — отделение для изготовления вафель; III — помеще- ние щитов автоматики; IV — неохлаждаемые складские помещения; V — охлаждаемый склад сырья; VI — вспомогательные помещения; VII — приемное отделение молока; VIII — техно- логическое аппаратное отделение; IX — экспедиционные помещения; X — аппаратное отделение холодильной установки; XI — камера дозакаливания и хранения мороженого; XII — административно-бытовые помещения; 1 — эскимогенератор; 2 — заверточная машина; 3 — фризёр; 4 — скороморозильный аппарат; 5 — автомат для расфасовки мороженого; 6 — автомат расфасовочно-упаковочный; 7 — ре- зервуар для хранения молока и смеси; 8 — охладитель; 9 — гомогенератор; 10 — пастеризи- затор; 11 — котлы варочные; 12 — ванна для приготовления смеси; 13 — батареи; 14 — автомат заверточный.

Теплоприток через ограждающие конструкции складывается из теплопритоков, обусловленных разностью температур наружного воз- духа и воздуха камеры Q_1' и солнечной радиацией Q_1''

$$Q_1 = Q_1' + Q_1''.$$

Теплопритоки через ограждения, вызванные разностью темпера- тур,

$$Q_1' = kF (t_H - t_K),$$

где k — действительный коэффициент теплопередачи ограждения, Вт/(м²·К); F — площадь поверхности ограждения, м²; t_H — расчетная температура на- ружного воздуха, °С; t_K — температура воздуха камеры, °С.

Расчетную температуру наружного воздуха определяют по формуле

$$t_n = 0,4t_{\text{ср. мес}} + 0,6t_{\text{аб. макс}},$$

где $t_{\text{ср. мес}}$ и $t_{\text{аб. макс}}$ — соответственно среднемесячная температура в 13 ч самого жаркого месяца года и максимальная температура, °С.

Площадь поверхности ограждений определяют на основании следующих предпосылок:

1. За длину наружных стен угловых помещений принимают размер от наружной поверхности стены до оси внутренней стены, длину наружной стены неугловых помещений находят по размеру между осями внутренних стен.

2. За длину внутренних стен (перегородок) принимают размер или от внутренней поверхности наружных стен до оси перпендикулярных внутренних стен, или между осями внутренних стен.

3. Длину и ширину пола и потолка определяют, как длину внутренних стен.

4. Высоту стен в первых этажах, имеющих полы, расположенные непосредственно на грунте, отсчитывают от уровня пола до уровня пола вышележащего этажа; в первых этажах над неохлаждаемыми подвалами и подпольями — от уровня потолка подвала до уровня пола вышележащего этажа; в промежуточных этажах — от уровня пола данного этажа до уровня пола вышележащего этажа; в верхних этажах и для одноэтажных холодильников — от уровня пола этажа до верха засыпки (изоляции) покрытий.

При определении теплопритоков из неохлаждаемых помещений, имеющих непосредственный выход наружу, расчетную разность температур уменьшают на 30%. Если неохлаждаемые помещения не имеют непосредственного выхода наружу, то расчетную разность температур уменьшают на 40%.

При определении теплопритоков через пол из неохлаждаемого подвала расчетную разность температур уменьшают вдвое.

Теплопритоки через неизолированные полы, лежащие непосредственно на грунте, рассчитывают из следующих соображений. Тепловой поток, поступающий от пола камеры, неодинаков по величине, причем чем ближе к центру камеры, тем тепловой поток меньше. В связи с этим площадь пола камеры условно разбивают на три зоны, шириной 2 м каждая. Для зоны пола шириной 2 м, отсчитанной от наружных стен, коэффициент теплопередачи принимают равным 0,4. Для второй зоны, расположенной от наружных стен на расстоянии от 2 до 4 м, коэффициент теплопередачи равен 0,2; для третьей зоны, расположенной на расстоянии от 4 до 6 м, — 0,1. Для остальной площади камеры коэффициент теплопередачи пола составляет 0,06.

Таким образом, тепловой поток от пола

$$Q_1 = \sum k_{\text{усл}} F (t_n - t_{\text{н}}),$$

где $k_{\text{усл}}$ — условный коэффициент теплопередачи соответствующей зоны пола, Вт/(м²·К); F — площадь соответствующей зоны пола, м².

Площадь пола первой двухметровой зоны, примыкающей к углу наружных стен, измеряют дважды, т. е. по направлениям обеих наружных стен, составляющих угол.

Тепловой поток через изолированные полы, лежащие на грунте,

$$Q_1 = \sum k_{\text{усл}} F (t_{\text{н}} - t_{\text{г}}) m,$$

где m — коэффициент, учитывающий относительное возрастание термического сопротивления пола при наличии изоляции

$$m = 1 / \left[1 + 1,25 \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right) \right],$$

где $\delta_1 \dots \delta_n$ — толщина отдельных слоев конструкции пола, м; $\lambda_1 \dots \lambda_n$ — теплопроводность отдельных слоев конструкции пола, Вт/(м·К).

Для полов, изолированных и имеющих систему обогрева грунта,

$$Q_1 = kF (t_{\text{ср}} - t_{\text{г}}),$$

где $t_{\text{ср}} = 1^\circ \text{C}$ — средняя температура грунта при наличии обогрева.

Теплоприток через заглубленные неизолированные стены подвальных помещений

$$Q_1 = \sum k_{\text{усл}} F (t_{\text{н}} - t_{\text{г}}),$$

где значения $k_{\text{усл}}$ принимают такими же, что и для неизолированных полов, а зоны отсчитывают от поверхности земли вниз; полы подвалов считают в этом случае продолжением подземной части наружных стен.

Для учета действия солнечной радиации вычисляют дополнительный тепловой поток

$$Q_{1c} = kF \Delta t_c,$$

где Δt_c — избыточная разность температур.

Избыточная разность температур

$$\Delta t_c = P/a\alpha_n,$$

где P — коэффициент, учитывающий влияние тепловой инерции массивной ограждающей конструкции (для холодильников $P = 0,75$); I — напряжение солнечной радиации, Вт/м²; a — коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью ограждения (табл. XI.1); α_n — средний коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности ограждений к воздуху, Вт/(м²·С).

Таблица XI.1

Материал поверхности	Коэффициент поглощения	Материал поверхности	Коэффициент поглощения
Асфальт	0,89	Рубероид	
Бетон	0,65	светлый	0,72
Битум (гудрон)	0,90	темный	0,86
Земляная засыпка на кровле	0,80	Толь	0,91
Известковая побелка	0,40	Штукатурка	
Кирпич		светлая	0,40
красный	0,70—	на темном песке	0,57
глазурованный белый	0,77		
	0,26		

Значения напряжения солнечной радиации I , а также избыточной разности температур Δt_c приведены в табл. XI.2 и XI.3.

Таблица XI.2

Поверхность	Напряжение солнечной радиации I (в Вт/м ²), при ориентации поверхностей по странам света									
	Ю		ЮВ	ЮЗ	В	З	СВ	СЗ	С	
	Географическая широта, град									
	40	50	60	40	60	40—60	40—60	40—60	40—60	
Вертикальная	280	384	465	418	477	465	558	244	268	0
Горизонтальная	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640

Тепловой поток от солнечной радиации определяют как сумму тепловых потоков, поступающих через поверхность одной из стен, наиболее невыгодно ориентированной относительно солнечного излучения, и через поверхность кровли.

Расчет теплопритоков от продуктов при их холодильной обработке. В общем виде количество теплоты, отводимой от груза массой I кг, при холодильной обработке определяется как разность энтальпий груза до обработки и после нее (кДж/кг)

$$q = i_1 - i_2 = \Delta i.$$

При охлаждении и домораживании продуктов в камерах хранения Q_2 (в Вт) определяют по формуле

$$Q_2 = G \cdot 1000 \Delta i / 3600 \cdot 24,$$

где G — суточное поступление продуктов, принимаемое для крупных распределительных холодильников равным 8% от вместимости камер хранения вместимостью до 200 т включительно и 6% — для камер вместимостью более 200 т; Δi — разность энтальпий, соответствующих начальной и конечной температур продуктов, кДж/кг.

При проектировании холодильников для хранения плодов принимают суточное поступление при загрузке камер на длительное хранение в пределах 7—10% от вместимости камеры. Температуру плодов, поступающих на холодильник сразу после уборки, принимают равной среднемесячной температуре наружного воздуха месяца уборки; температуру плодов, поступающих в рефрижераторах, принимают равной 6—8°С. Массу деревянных ящиков для фруктов считают равной 20% массы фруктов.

Теплопритоки при охлаждении тары вычисляют по формуле

$$Q_2^T = P_{тсТ} (t_n - t_k) 10^3 / 3600 \cdot 24,$$

где $P_{тсТ}$ — масса тары, кг (принимают пропорционально суточному поступлению в камеру затаренных грузов); c_T — теплоемкость материала тары, кДж/(кг·К); t_n — начальная температура тары, °С; t_k — конечная температура тары, °С.

Избыточная разность температур Δt_c (в °C) при ориентации поверхности по сторонам света

Поверхность	Географическая широта, град								
	Ю	ЮВ	ЮЗ	В-З	СВ-СЗ	С			
	40	50	60	40-60	40-60	40-60	40-60	40-60	
Стены									
бетонная	5,9	8,0	9,8	8,8-10,0	9,8-11,7	5,1-5,6		0	
кирпичная	6,6	9,1	11,0	9,9-11,3	11,0-13,2	5,8-6,3		0	
покрытая известью или светлой штукатуркой	3,6	4,9	6,0	5,4-6,1	6,0-7,2	3,2-3,5		0	
покрытая штукатуркой с окраской темных тонов	5,1	7,1	8,5	7,7-8,8	8,5-10,2	4,5-4,9		0	
облицованная белыми глазурованными плитами	2,3	3,2	3,9	3,5-4,0	3,9-4,7	2,0-2,2		0	
Плоские кровли									
без окраски (темные)	-	-	17,7	-	-	-	-	-	
с окраской светлых тонов	-	-	14,9	-	-	-	-	-	
шатровые	15	10	5	-	-	-	-	-	

При охлаждении и замораживании продуктов в камерах охлаждения и замораживания

$$Q_2 = G \cdot 1000 \Delta i / \tau \cdot 3600,$$

где G — вместимость камеры холодильной обработки, т; τ — длительность цикла холодильной обработки, ч; Δi — разность энтальпий продукта до и после обработки, кДж/кг.

При холодильной обработке продуктов, подлежащих последующему хранению, целесообразно понижать температуру продукта до температуры хранения.

Для камер хранения и охлаждения дышащих грузов следует определить теплоту дыхания

$$Q'_2 = q'_2 G + q''_2 (E - G),$$

где q'_2 — удельное количество теплоты, выделяемое плодами и овощами при дыхании во время охлаждения, Вт/т; q''_2 — то же для условий хранения, Вт/т; G — величина суточного поступления плодов и овощей в камеру, т.

Значения q'_2 и q''_2 выбирают из табл. XI.4 в зависимости от вида плодов и овощей.

Таблица XI.4

Фрукты и овощи	Значения q_2 (в Вт/т) при температурах, °С					
	0	2	5	10	15	20
Абрикосы	17	27	50	102	155	199
Бананы						
зеленые	—	—	52	98	131	155
зрелые	—	—	58	116	164	242
Лимоны зрелые	9	13	20	33	47	58
Черешня	21	31	47	97	165	219
Апельсины	10	13	19	35	50	69
Персики	19	22	41	92	131	181
Груши						
ранние	20	28	47	63	160	278
поздние	10	22	41	56	126	219
Яблоки						
ранние	19	21	31	60	92	121
поздние	10	14	21	31	58	73
Слива	21	35	65	126	184	233
Виноград	9	17	24	36	49	78
Дыня	20	23	28	43	76	102
Лук	20	21	26	34	31	58
Капуста						
брюссельская	67	78	135	228	295	520
цветная	63	17	88	138	259	402
белокочанная	33	36	51	78	121	194
краснокочанная (зимняя)	19	24	24	38	58	116
Картофель	20	22	24	26	36	44
Морковь	28	34	38	44	97	135
Огурцы	20	24	34	60	121	174
Свекла	20	28	34	60	116	213
Томаты	17	20	28	41	87	102
Чеснок	22	31	47	71	128	152

Расчет теплопритоков при вентиляции охлаждаемых помещений. Необходимость вентиляции охлаждаемых помещений определяется, во-первых, технологическими требованиями к состоянию воздушной среды, например в камерах хранения дышащих грузов, и, во-вторых, санитарными требованиями, связанными с обеспечением нормальных условий для людей, работающих в этих помещениях.

В охлаждаемые производственные помещения, где работает относительно большое число людей, необходимо подавать воздух в соответствии с санитарными нормами: 20 м³/ч на одного работающего.

Теплоприток от этого воздуха (в Вт)

$$Q_3 = 20nr(t_n - i_n) 10^3 / 3600,$$

где n — число людей, одновременно работающих в помещении; ρ — плотность воздуха в охлаждаемом помещении, кг/м³; i_n — энтальпия наружного воздуха, кДж/кг; i_n — энтальпия воздуха помещения, кДж/кг.

Количество вентиляционного воздуха, подаваемого в камеры хранения дышащих грузов, принимают исходя из необходимости обеспечения кратности воздухообмена в пределах 3—4 объемов в сутки.

Теплоприток от наружного воздуха определяют по формуле

$$Q_3 = V_{стр} a \rho (i_n - i_n) 10^3 / 24 \cdot 3600,$$

где $V_{стр}$ — строительный объем вентилируемого помещения, м³; a — кратность воздухообмена.

Расчет эксплуатационных теплопритоков. Теплопритоки Q_4 (в Вт) определяют как сумму теплопритоков

$$Q_4 = q_1^{IV} + q_2^{IV} + q_3^{IV} + q_4^{IV},$$

где q_1^{IV} , q_2^{IV} , q_3^{IV} , q_4^{IV} — соответственно теплопритоки от освещения, от работы электродвигателей, от людей, при открывании дверей.

Теплоприток от освещения

$$q_1^{IV} = AF,$$

где A — количество теплоты, выделяемой осветительными приборами на 1 м² площади камеры, Вт/м² (для складских помещений $A = 1$ Вт/м², для производственных $A = 4$ Вт/м²); F — площадь камеры, м².

При расположении электродвигателей (вентиляторов, насосов и др.) внутри охлаждаемого контура значение теплопритока от работы электродвигателей определяют по формуле

$$q_2^{IV} = \sum N_{э} \cdot 1000,$$

где $N_{э}$ — мощность электродвигателя, кВт.

При расположении электродвигателя вне охлаждаемого контура

$$q_2^{IV} = \sum N_{э} \cdot 1000 \eta_{э},$$

где $\eta_{э}$ — КПД электродвигателя.

Теплоприток от людей

$$q_3^{IV} = 350\tau,$$

где n — число работающих в камере; для камер площадью до 200 м^2 $n = 2 \div 3$, для камер площадью свыше 200 м^2 $n = 3 \div 4$; 350 Вт — тепловыделение одним человеком при средней интенсивности работы.

Теплоприток от открывания дверей

$$q_4^{\text{IV}} = BF,$$

где B — удельный теплоприток при открывании дверей, Вт/м^2 ; F — площадь поверхности дверей.

Все виды теплопритоков для данной камеры суммируют. Полученная сумма является расчетной для определения площади поверхности теплообмена приборов охлаждения данной камеры.

При выполнении приближенных расчетов тепловую нагрузку на холодильное оборудование определяют по укрупненным показателям, отнесенным к 1 м^2 площади помещения (табл. XI.5).

Таблица XI.5

Назначение охлаждаемого помещения	Температура, °C	Плотность теплового потока, Вт/м
Охлаждение мяса	0	262
Замораживание мяса при воздушном охлаждении	-35	698
Хранение мороженого мяса		
верхний этаж	-18	75,6
средний этаж	-18	46,5
Хранение охлажденного мяса	0	46,5
Хранение прочего охлажденного груза	0	116

При этом расчет теплопритоков, поступающих в камеры и возникающих в них, сводится к умножению плотности теплового потока на площадь пола охлаждаемого помещения. Для подбора компрессоров расчетную величину теплового потока определяют для групп камер или технологических аппаратов, имеющих одинаковую или близкую (в пределах $2-3^\circ\text{C}$) температуру. Для каждой группы помещений выбирают температуру кипения, определяющую условия работы холодильной установки. При расчете суммарных теплопритоков на компрессорное оборудование учитывают несовпадение во времени максимальных величин теплопритоков от различных источников и изменения их значений в течение года.

Теплоприток через ограждающие конструкции Q_1 учитывают для распределительных и специализированных холодильников полностью; для холодильников мясокомбинатов — в пределах 80% при температуре воздуха в камере $t_{\text{к}} = -20^\circ\text{C}$; в пределах 60% при $t_{\text{к}} = 0^\circ\text{C}$ и 50% — при $t_{\text{к}} = 5^\circ\text{C}$. Теплоприток Q_2 при холодильной обработке продуктов и от дыхания плодов и овощей входит полностью в расчетную тепловую нагрузку на компрессор. Теплоприток от вентиляции Q_3 учитывают в размере 100%, теплопритоки Q_4 — в размере 50—75%, так как эксплуатационные теплопритоки не могут возни-

кать одновременно во всех камерах и от всех источников одновременно.

Полученную сумму теплопритоков сводят в таблицу для каждой из проектируемых температур кипения. На пути от охлаждаемых объектов к машинному отделению через изоляцию трубопроводов и аппаратов низкого давления проникают дополнительные теплопритоки и появляются потери давления, поэтому расчетную холодопроизводительность холодильной машины увеличивают на 7% при непосредственном охлаждении и на 12% в системах с промежуточным хладоносителем.

Число компрессоров для каждой температуры кипения подбирают с учетом характера тепловой нагрузки, возможности автоматического регулирования их производительности и взаимного переключения.

Для учета кратковременных остановок компрессоров с целью их мелкого ремонта и осмотра используют коэффициент рабочего времени $b < 1$.

Производительность установленных компрессоров

$$Q_0 = Q_{\text{ком}} / b \cdot 1,07,$$

где $Q_{\text{ком}}$ — расчетный тепловой поток для компрессоров.

ПОДБОР ОБОРУДОВАНИЯ МАШИНЫХ И АППАРАТНЫХ ОТДЕЛЕНИЙ

Для подбора оборудования холодильной установки необходимо иметь следующие исходные данные: холодопроизводительность на расчетном режиме, производительность технологического оборудования, обслуживаемого холодильной установкой, параметры окружающей среды и систем охлаждения.

Подбор оборудования холодильной установки осуществляют двумя способами: по результатам прямого расчета оборудования каждого из узлов на основании исходных данных; по результатам расчета, базирующегося на методах оптимизации, в основе которых лежат математические модели аппаратов, камер и систем охлаждения в целом, включенные в термoeкономический анализ.

Подбор оборудования прямым способом

При подборе оборудования по результатам прямого расчета задаваемые параметры охлаждающих систем и окружающих сред связывают с параметрами цикла холодильной установки значениями перепадов температур между средами, которые в ориентировочных расчетах принимают на основании рекомендации. Перепады температур, выбираемые для аппаратов, непрерывно изменяются в зависимости от стоимости энергии, металла, технологии изготовления оборудования и холодильной технологии обработки пищевых продуктов.

На основании выбранных параметров цикла и заданной холодопроизводительности определяют рабочие параметры компрессора:

коэффициент подачи, потребный объем, описываемый поршнями или роторами компрессоров, V_h и эффективную мощность N_e .

По значениям V_h и N_e подбирают по каталогам оборудование — компрессор и электродвигатель.

Температуры сред в теплообменных аппаратах и полученные в результате расчета параметров цикла тепловые нагрузки аппаратов позволяют определить площади теплопередающих поверхностей, их геометрические параметры на основании приведенных в учебнике методах и подобрать подходящее оборудование по каталогам или справочникам. При выборе числа компрессоров или агрегатов нужно стремиться к возможно большей единичной производительности машин, так как они более экономичны и имеют лучшие объемные и энергетические характеристики. Для каждой температуры кипения иногда целесообразно подбирать не один компрессор или агрегат, а несколько. Число компрессоров следует выбирать с учетом характера изменения нагрузки в течение суток или года. Резервные компрессоры устанавливаются в зависимости от назначения холодильной установки в соответствии со спецификой отрасли и надежностью машин.

Центробежные компрессоры, работающие на несколько температур кипения, в отличие от поршневых могут быть выполнены в одном корпусе, поэтому можно устанавливать один агрегат. Это оправдано тем, что агрегатам с центробежными компрессорами свойственна высокая надежность.

Во всех случаях для выбора числа компрессоров строят суточные и годовые графики тепловых нагрузок с учетом динамики поступления грузов, изменения наружных теплопритоков для каждой температуры кипения и затем с их помощью подбирают количество агрегатов или компрессоров так, чтобы их производительность удовлетворяла часовую потребность в холоде данного производства. Пиковую суточную нагрузку на многих предприятиях с холодильными установками с промежуточным хладоносителем можно снимать при помощи аккумулятора холода. В последних накопление холода производят путем намораживания льда (для установок, использующих ледяную воду) или охлаждением значительных количеств хладоносителя ниже рабочей температуры. Для этой цели используют открытые испарители с панельными охлаждающими секциями, которые могут намораживать лед на наружной поверхности элементов и не боятся размораживания. При наличии двух температур кипения и несовпадении максимальных тепловых нагрузок во времени возможны варианты подбора числа компрессоров, при которых недостаток холодопроизводительности при одной температуре кипения покрывается избытком холодопроизводительности при другой температуре кипения.

На распределительных производственных холодильниках и холодильниках, применяемых в сельском хозяйстве, на консервных заводах используют преимущественно одно- и двухступенчатые компрессорно-конденсаторные агрегаты. В системах с промежуточным хладоносителем используют компрессорно-конденсаторные агрегаты одно- и двухступенчатого сжатия, работающие как на аммиаке, так и на фреоне.

Технические характеристики и данные о комплекте поставки холодильных машин и аппаратов приведены в нормалях и в каталоге-справочнике ВНИИхолодмаша «Холодильные машины и аппараты», а также в справочном руководстве «Холодоснабжение предприятий мясной и молочной промышленности» [16], [20].

Наиболее широко применяются холодильные машины московского завода «Компрессор». До 1976 г. в промышленности использовались аммиачные одноступенчатые компрессоры АВ100, АУ200 и АУУ40; эти компрессоры прямоточные бескрейцкопфные, количество цилиндров соответственно 2, 4 и 8 диаметром 150 мм с ходом поршня 130 мм.

В настоящее время завод «Компрессор» освоил новую серию холодильных машин на базе компрессоров П110, П165 и П220, рассчитанных на разность давлений на поршень до 1700 кПа. Температура нагнетаемого пара не должна превышать 160° С. Холодильные машины и агрегаты компактны, имеют высокую степень заводской готовности к монтажу. Все компрессоры разработаны на одной и той же базе (диаметр цилиндра 115 мм, ход поршня 82 мм) и отличаются друг от друга числом цилиндров.

На базе компрессоров П110 и П220 изготавливают компрессорно-конденсаторные агрегаты типа АК110 и АК220, которые выпускают в двух модификациях: для аммиака и R22. В комплект установки входят компрессор, электродвигатель, конденсатор, система автоматики. Предельное давление всасывания достигает 2 кПа.

В низкотемпературных установках широко используют винтовые компрессоры в качестве низкой ступени, работающие в диапазоне холодопроизводительности 350—1745 кВт при стандартном режиме. При меньшей холодопроизводительности винтовые компрессоры по массе и габаритам становятся соизмеримыми с поршневыми, так как они теряют свои преимущества из-за громоздкой системы маслоотделения.

Казанским компрессорным заводом совместно с ВНИИхолодмашем разработан унифицированный ряд винтовых холодильных компрессоров. Он включает три базовые модели: 5ВХ-350; 6ВХ-700 и 7ВХ-1400 [первая цифра означает номер базы, последние — холодопроизводительность при стандартных условиях (в тыс. ккал/ч)].

На базе этих компрессоров комплектуют компрессорные агрегаты одноступенчатого сжатия, которые охватывают высоко-, средне- и низкотемпературные режимы работы, а также режимы работ поджимающего холодильного компрессора.

Для низкотемпературных холодильных установок применяют агрегаты двухступенчатого сжатия АД90-3, АД130-7-4 и др.

В агрегатах двухступенчатого сжатия АД130-7-4 в качестве ступени низкого давления использован компрессорный агрегат с винтовым компрессором ВХ 130-7-6 (АН 130-7-6). Ступенью высокого давления служит компрессорный агрегат А110-1 с компрессором П110. В комплект поставки входит промежуточный сосуд СПА 600.

В двухступенчатом агрегате АД90-3 на общей раме смонтированы ротационный компрессор ступени низкого давления РБ90 с электро-

двигателем, поршневой компрессор ступени высокого давления П110 с электродвигателем, два маслоотделителя, щиты приборов каждой ступени.

Предусмотрена и отдельная заводская поставка винтового компрессорного агрегата 6ВХ-700/2,6А для работы в режиме бустер-компрессора А260-7-6, это очень важно для компоновки системы «компаунд», когда компрессоры низкой ступени объединяются с компрессорами высокой ступени через промежуточный сосуд, который одновременно является и циркуляционным ресивером промежуточной температуры кипения.

Техническая характеристика и необходимые данные для расчета указанных агрегатов одно- и двухступенчатого сжатия и компаунд схемы приведены в специальной литературе.

Вспомогательные аппараты холодильных машин и охлаждающих систем, такие, как маслоотделители, промежуточные сосуды, конденсаторы и испарители, линейные и дренажные ресиверы, рассчитывают и выбирают в соответствии с холодильной мощностью установки. Расчет и подбор аппаратов, а также их техническая характеристика описаны в специальной литературе [15]. Выбранное оборудование и спроектированная охлаждающая система обычно хотя и отвечают требованиям поставленной задачи, но не соответствуют оптимальному варианту. Обычно при таком проектировании приведенные затраты увеличиваются на 10—20%, а расход электроэнергии возрастает на 7—8%.

Подбор оборудования с использованием элементов математического моделирования

При подборе оборудования с использованием математических моделей и термоэкономических расчетов учитывают взаимное влияние параметров цикла, сред и характеристик узлов холодильной установки. В частности, перепады температур между охлаждающими средами в теплообменных аппаратах весьма существенно влияют на площадь их теплопередающей поверхности и, как следствие этого, на массогабаритные показатели. Параметры цикла холодильной установки также связаны с параметрами теплообменных аппаратов и компрессоров и весьма существенно влияют на массогабаритные показатели и энергетические затраты в системе холодильной установки.

Поэтому все конструктивные и режимные параметры холодильной установки, будучи взаимосвязанными, комплексно определяют технико-экономические характеристики и не могут приниматься произвольно или на основании ориентировочных рекомендаций, а выбираются по комплексному показателю — минимальным приведенным затратам. Для выполнения таких расчетов необходимо уметь составлять и решать математические модели камеры и системы ее охлаждения.

Принцип составления математической модели. Модель — это изображение существенных сторон реальной системы (или конструируе-

мой), в удобной форме отражающее информацию о системе. Согласно этому определению под системой нужно понимать совокупность упорядоченных объектов исследования. При этом система характеризуется связью между входными и выходными ее параметрами, вид которых зависит от выбора границы между системой и средой. Поэтому системой может быть отдельный аппарат холодильной установки (конденсатор, теплообменник, дроссель, камера хранения или термической обработки груза, система регулирования перегрева или производительности и т. д.) или совокупность аппаратов в схеме холодильной установки, совокупность различных охлаждающих систем в схеме производственного цикла хранения и обработки продуктов. Система, для которой нужно построить модель, может проектироваться или реально существовать. И в зависимости от этого меняются цели, которые ставятся перед моделированием.

Для построения математической модели характерны следующие этапы (рис. XI.6).

1. Решают задачу выбора физических законов, характеризующих процессы, для определения объема информации, предназначенной для включения в математическое описание объекта.

2. Составляют математические модели аппаратов или систем с использованием первого и второго законов термодинамики.

3. Вводят допущения, которые приводят к упрощению математической модели, не нарушая физической природы процессов, происходящих в них, и условия работы в установке. С учетом принятых допущений исходную систему нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных линеаризуют.

4. Осуществляют решение и преобразование полученных уравнений. Устанавливают взаимосвязь между параметрами, которые вытекают из решений системы уравнений с учетом условий однозначности (начальных и граничных условий), определяют структурную схему системы.

Структурная схема системы, полученная таким образом, отображает многообразие связей (прямых и обратных), определяемых характером протекающих процессов. Оценка параметров (на базе экспериментальных и аналитических исследований) позволяет упростить структуру.

5. Проводят проверку адекватности математической модели физической, которая позволяет выяснить, в какой степени математическая модель действительно объясняет поведение системы.

Основные уравнения, характеризующие математическую модель охлаждающей системы. При рассмотрении процессов, протекающих в холодильных установках (теплообменных аппаратах, камерах холодильной обработки и хранения продуктов), надо прежде всего четко выделить исследуемую систему и выявить ее взаимодействие с окружающей средой. Так, охлаждающую батарею следует рассматривать как термодинамическую систему, которая состоит из трех подсистем: охлаждаемый воздух, оболочка и вещество (хладагент или промежуточный хладоноситель). Такая система (при исследовании и составлении математической модели батареи как отдельного эле-

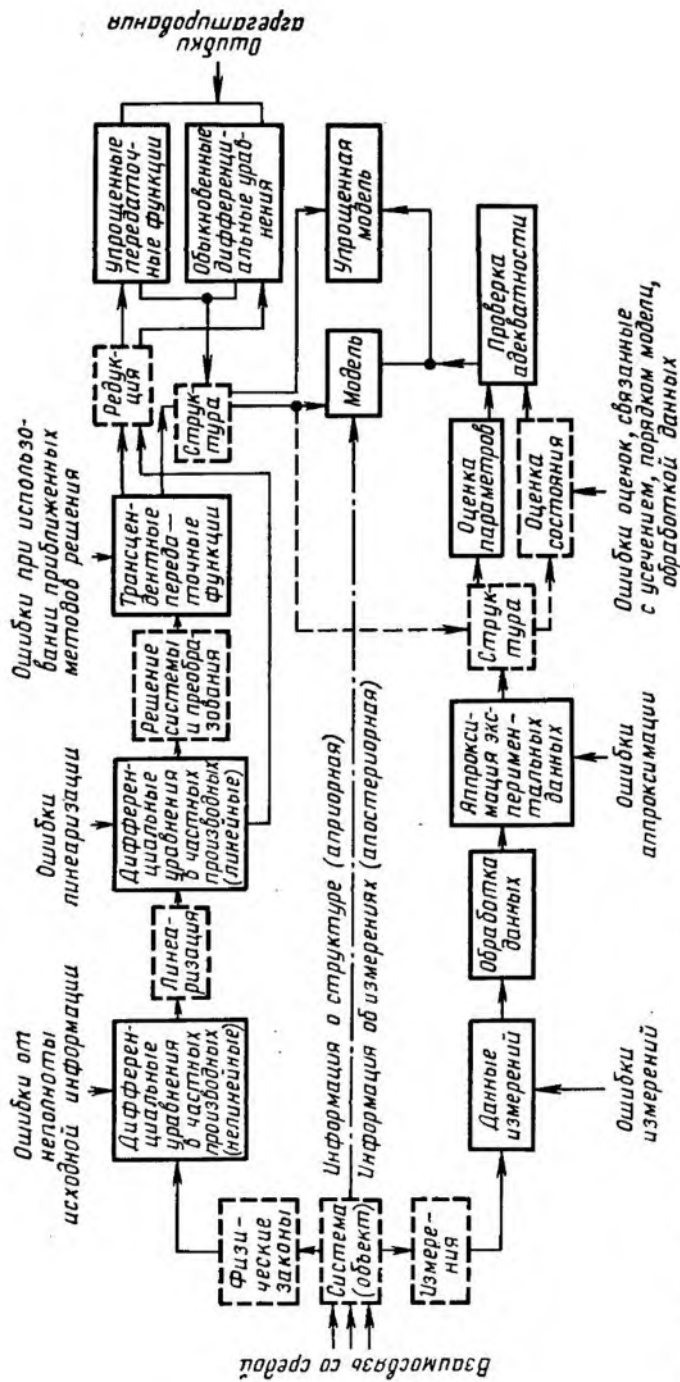


Рис. XI. 6. Этапы построения математической модели.

мента холодильной установки) является открытой. Через открытые торцы каналов¹ она обменивается с окружающей средой веществом (хладоносителем) и энергией. Поэтому движение хладагента и охлаждаемого воздуха с учетом условий теплообмена между ними описывается рядом уравнений. Однако такая система является математически неразрешимой, поэтому прибегают к упрощающим посылкам.

1. Сокращают число подсистем исходной модели.
2. Считают, что температурные градиенты в потоках жидкостной и газовой среды перпендикулярны к направлению движения среды и существуют только в пограничном слое.
3. При моделировании теплопередающей поверхности принимают, что тепловой поток, передаваемый теплопроводностью, пренебрежимо мал по сравнению с конвективным, поэтому задача сводится к одномерной

$$\partial \theta_{ст} / \partial t = a \partial^2 \theta_{ст} / \partial y^2, \quad (XI.1)$$

характеризующей нестационарную теплопроводность в металле теплопередающей поверхности в радиальном направлении. Если принять, что теплопроводность металла стенок бесконечна, то $d\theta/dy = 0$ и уравнение нестационарной теплопроводности заменяется уравнением теплового баланса

$$g_{ст} c_{ст} \partial \theta_{ст} / \partial t = q_n - q_b,$$

где $g_{ст}$ — масса, отнесенная к единице площади поверхности.

Принятое допущение справедливо для тонкостенных неоребрённых теплопередающих поверхностей регенеративного теплообменника, кожухотрубных конденсаторов, испарителя, промежуточных охладителей парообразного хладагента.

Выражение (XI.1) справедливо также для оребрённых теплопередающих поверхностей, при этом труба может рассматриваться как тонкое кольцо с конечной теплоемкостью, которая является некоторой функцией эффективности ребер.

4. Принимают, что коэффициент теплопроводности в направлении оси потока бесконечно велик и тепловой поток отсутствует. Это справедливо для цилиндрических каналов, размер l которых вдоль потока значительно больше размера, перпендикулярного потоку (толщина обечайки или трубы δ).

Если $Bi \ll 1$, то закон распределения теплоподвода вдоль оси потока не играет никакой роли, так как во всех сечениях стенки ее температура будет одинакова. Это положение можно распространять до значения $Bi < 0,3$.

Очень важным параметром является число St , которое представляет собой приближенную меру отношения температурного перепада вдоль потока к температурному напору (число тепловых единиц переноса) и приближенно определяет отношение интенсивности тепло-

¹ Под каналом обычно понимают взаимодействие объекта с окружающей средой по определенному параметру.

отдачи от тела к потоку и интенсивности теплопередачи вдоль канала (возможность потока вынести теплоту из охлаждаемого контура).

Если для данного аппарата соблюдается условие $4St (l/d) = 4\alpha/(pc\omega d) \gg 1$, то можно полагать, что разность температур стенки $\Theta_{ст}$ и потока $\Theta_{п}$ мала по сравнению с температурным перепадом вдоль канала. Это позволяет считать, что $\Theta_{ст} = \Theta_{п}$.

Таким образом, модель стенки сводится к модели с сосредоточенными параметрами (наиболее простой), для которой вся тепловая энергия сосредоточена в точке.

5. Коэффициенты теплоотдачи не являются функциями координат $\alpha \neq f(x)$, $0 < t < \infty$, т. е. коэффициенты теплоотдачи постоянны по длине аппарата.

6. Теплота, отдаваемая охлаждаемой средой, передается к стенке трубы и хладагенту.

7. В однофазных аппаратах холодильных установок в некоторых случаях представляется возможным не учитывать изменение плотности и теплоемкости рабочего тела. Это упрощает математическую модель, и движущуюся жидкость можно рассматривать как жесткий стержень. Скорость рабочего тела изменяется одновременно по всей длине канала.

8. Параметры потоков сред на всем участке трубы в течение времени находятся в термодинамическом равновесии и равномерно распределены по всему поперечному сечению, перпендикулярному к направлению потока.

Принятые допущения позволяют упростить исходную систему уравнений и записать ее для одномерного потока в следующем виде:

$$iG (\partial i / \partial x) + g (\partial i / \partial t) = \alpha_B F_B (\Theta_{ст} - \Theta); \quad (XI.2)$$

уравнение теплового баланса

$$Q_H - g_{ст} c_{ст} (\partial \Theta_{ст} / \partial t) = \alpha_B F_B (\Theta_{ст} - \Theta); \quad (XI.3)$$

уравнение сплошности

$$(\partial G / \partial x) + I (\partial \rho / \partial t) = 0; \quad (XI.4)$$

уравнение состояния

соответственно термическое и калорическое

$$p_2 = f_T(p, \Theta); \quad i = f_H(p, '2); \quad (XI.5)$$

уравнение движения

$$\rho (\partial \omega / \partial t) + (\partial \rho / \partial x) = -\rho g \sin \alpha - (\partial p_{тр} / \partial x), \quad (XI.6)$$

где α — угол наклона оси потока к горизонту.

Полученная система уравнений (XI.2) — (XI.6) отражает нестационарный процесс в одномерной модели.

В процессе решения исходной системы уравнений вводят уравнения связи, которые позволяют замкнуть систему и получить решения в явном виде. Как правило, они представляют собой эмпирические или полуэмпирические зависимости, которые получают в процессе физического моделирования или непосредственно в процессе экспе-

риментального исследования аппаратов в цикле холодильной установки.

Аппараты в холодильных установках, как правило, являются моделью из трех подсистем — оболочки и двух теплообменивающихся потоков. Такая модель может быть решена в явном виде только при указанных допущениях.

Теплообменные аппараты с насадками рассматривают как модель из двух подсистем, что определяется их конструктивным решением.

9. Система уравнений (XI.2) — (XI.6) может быть предельно упрощена, если рассматривать ее как модель с сосредоточенными параметрами. В этом случае все параметры не зависят от пространственных координат и являются лишь функциями времени. Масса и энергия таких систем сосредоточены в одной точке.

Если конечное изменение входной величины линейной системы после затухания переходного процесса приводит к конечному изменению выходной величины, система называется статической. В астатических системах при постоянной входной величине устанавливается постоянная скорость изменения выходной величины, т. е. выходная величина равномерно изменяется во времени, убывая или возрастая с постоянной скоростью (теоретически неограниченно, практически же это изменение ограничено нелинейностями, которые всегда имеют место при больших отклонениях).

Если исследуемая система в неустановившемся режиме описывается линейным дифференциальным уравнением или системой таких уравнений, то говорят о линейной системе. Нелинейную систему описывает нелинейное дифференциальное уравнение.

Однако такое упрощение в принципе противоречит физике теплообменных процессов холодильных установок и допустимо только для конкретных случаев.

Поэтому в исследованиях широко используются комбинированные модели, которые в конечном итоге записываются как распределенные системы¹ с учетом сосредоточенности параметров по отдельным каналам.

Преобразование исходных уравнений и их решение выполнены А. И. Коханским и И. Г. Чумаком [16].

Математическая модель камеры хранения. Теоретическим основам математического моделирования процессов, протекающих в холодильных системах,

¹ Системы, динамические характеристики которых можно описать обыкновенными дифференциальными уравнениями, называются системами с сосредоточенными параметрами. Физический смысл этого понятия заключается в том, что их массы, емкости (накопители массы или энергии), сопротивления (тепловые, гидравлические, электрические) можно выделить и сосредоточить в одном месте. Когда речь идет о сосредоточенных параметрах, всегда имеется в виду определенная идеализация.

Наряду с системами с сосредоточенными параметрами рассматривают системы с распределенными параметрами или непрерывные системы. Они описываются дифференциальными уравнениями в частных производных.

В зависимости от того, какой порядок имеет обыкновенное дифференциальное уравнение, описывающее динамическую зависимость между входной и выходной величинами, говорят о системах первого порядка (одноемкостных), второго порядка, n -го порядка.

повышены работы Л. И. Константинова, Л. Г. Мельниченко, А. И. Коханского, В. А. Оносовского, О. Н. Занько.

Проиллюстрируем особенности составления математической модели сложного объекта на примере камеры хранения мороженных грузов¹.

Специфика работы камер хранения мороженных грузов в отличие от камер холодильной обработки заключается в том, что основным возмущающим воздействием, обуславливающим нестационарность температурно-влажностного режима холодильного помещения, является величина наружных теплопритоков.

Продукт в камере хранится в штабелях. Физические процессы в камере — тепло- и массообмен между продуктом, воздухом камеры, приборами охлаждения и ограждениями. В качестве приборов охлаждения применены воздухоохладители.

Используя метод системного анализа для камеры хранения, можно отметить, что камера (как единая система) состоит из следующих подсистем: 1) ограждения (определяющий параметр Θ_2); 2) хранимого продукта (средняя температура поверхности продукта $\Theta_{пр}$); 3) воздуха камеры (средняя температура в камере Θ_K); 4) приборов охлаждения (средняя температура поверхности — $\Theta_{о.л}$).

О г р а ж д е н и я

Количество теплоты, аккумулируемой ограждением камеры за время dt ,

$$(Q_{огр.н}^k + Q_{огр.н}^л - Q_{огр.пр}^k - Q_{огр.пр}^л) dt = \Delta Q_{огр.н}$$

где $Q_{огр.н}^k$ — наружный тепловой поток к ограждению из-за температурного градиента (теплообмен конвекцией).

$$Q_{огр.н}^k = \alpha_{огр.н} F_{огр.н} (\Theta_n - \Theta_1).$$

Здесь Θ_1 — наружная температура поверхности ограждения; Θ_n — температура наружного воздуха; $Q_{огр.н}^л$ — наружный тепловой поток к ограждению, вызванный лучистым теплообменом, обусловленным солнечной радиацией

$$Q_{огр.н}^л = F_{огр.н} I \cos \varphi,$$

где I — интенсивность солнечной радиации; φ — угол между направлением потока радиации и нормалью к облучаемой поверхности; $Q_{огр.пр}^k$ — конвективный тепловой поток от ограждения к продукту

$$Q_{огр.пр}^k = \alpha_{огр.пр}^k F_{огр.пр} (\Theta_2 - \Theta_K),$$

где Θ_2 — температура внутренней поверхности ограждений; Θ_K — температура камеры, близкая по значению $\Theta_{пр}$; $Q_{огр.пр}^л$ — лучистый тепловой поток от ограждения к продукту

$$Q_{огр.пр}^л = a \alpha_{огр.пр} F_{огр.пр} (\Theta_2 - \Theta_{пр}).$$

В общем случае $\Theta_2 - \Theta_{пр} = \Theta_2 - \Theta_K$

a — доля теплоты, передаваемой от ограждения к продукту; $\alpha_{огр.пр}$ — коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием

$$\alpha_{огр.пр} = \varphi \epsilon_{п.огр.пр} \left[\left(\frac{\Theta_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{\Theta_{пр}}{100} \right)^4 \right] / (\Theta_2 - \Theta_{пр}),$$

где $\epsilon_{п.огр.пр}$ — приведенный коэффициент черноты продукта и ограждения; $\epsilon_{п.огр.пр} = \epsilon_{пр} \epsilon_{огр}$;

¹ Математическая модель разработана А. И. Коханским и Н. И. Чумак для камеры хранения продуктов в холодильнике.

Φ — коэффициент облученности; c_0 — коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела.

Учет влияния солнечной радиации чрезвычайно сложен. Учет ее интенсивности I зависит от географической широты местности, облачности, загрязнения воздуха и многих других трудноучитываемых факторов.

Повышение температуры облучаемой поверхности учитывается условной температурой наружного воздуха. Последняя определяется по формуле

$$\theta_{\text{усл}}^{\text{н}} = \theta_{\text{н}} + 0,75/\rho/\alpha_{\text{огр.н}},$$

где $\alpha_{\text{огр.н}}$ — коэффициент теплоотдачи от наружного воздуха к наружной поверхности ограждения; ρ — коэффициент поглощения солнечной радиации облучаемой поверхностью.

На основании записанных уравнений учитывая, что $\Delta Q_{\text{огр}} = \sum_{i=1}^n m_{\text{огр}} c_{\text{огр}} d\theta_2$,

напишем

$$\sum_{i=1}^n m_{\text{огр}} c_{\text{огр}} d\theta_2 = \left[\left(\frac{1}{\alpha_{\text{огр.н}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) F_{\text{огр.н}} (\theta_1 - \theta_2) - \alpha_{\text{огр}}^{\text{к}} F_{\text{огр.нв}} (\theta_2 - \theta_{\text{к}}) - a \alpha_{\text{л}} F_{\text{огр.нв}} (\theta_2 - \theta_{\text{пр}}) \right] dt. \quad (\text{X1.7})$$

Продукт

Количество теплоты, аккумулируемой в массе продукта при изменении температуры поверхности его в процессе хранения, можно записать в виде

$$m_{\text{пр}} c_{\text{пр}} d\theta_{\text{пр}} = (\pm Q_{\text{пр}}^{\text{к}} - Q_{\text{пр}}^{\text{вл}} + Q_{\text{огр.пр}}^{\text{л}} + Q_{\text{пр}}^{\text{л}}) dt, \quad (\text{X1.8})$$

где $m_{\text{пр}}$ — масса продукта; $c_{\text{пр}}$ — теплоемкость продукта. Здесь составляющие тепловых потоков выражаются зависимостями: $Q_{\text{пр}}^{\text{к}}$ — от продукта к воздуху камеры за счет конвективного теплопереноса или к продукту

$$Q_{\text{пр}}^{\text{к}} = \alpha_{\text{пр}}^{\text{к}} F_{\text{пр}} (\theta_{\text{пр}} - \theta_{\text{к}})$$

$$Q_{\text{огр.пр}}^{\text{л}} = [a] \alpha_{\text{л}} F_{\text{пр}} (\theta_2 - \theta_{\text{пр}}), \quad (\text{X1.9})$$

где $Q_{\text{пр}}^{\text{л}}$ — от продукта к батареям камеры (лучистый теплообмен);

$$Q_{\text{пр}}^{\text{л}} = \alpha_{\text{пр}}^{\text{л}} F_{\text{пр}} (\theta_{\text{пр}} - \theta_{\text{к}}),$$

где $Q_{\text{пр}}^{\text{вл}}$ — от продукта к воздуху камеры влажным путем,

$$Q_{\text{пр}}^{\text{вл}} = Q_{\text{общ}} (\xi_{\text{пр}} - 1/\xi_{\text{пр}}) \varepsilon_{\text{б}},$$

где $Q_{\text{общ}}$ — общий тепловой поток; $\xi_{\text{пр}}$ — коэффициент влаговыпадения, определяемый при $\theta_{\text{пр}}$; $\varepsilon_{\text{б}}$ — безразмерная характеристика процесса; для хранения мороженого груза $\varepsilon_{\text{б}} = 0,8$. Уравнение можно представить в следующем виде

$$Q_{\text{пр}}^{\text{вл}} = \alpha_{\text{пр}}^{\text{к}} F_{\text{пр.э.л}} m_{\text{пр}} (\xi_{\text{пр}} - 1) \varepsilon_{\text{б}} (\theta_{\text{пр}} - \theta_{\text{к}}).$$

Для практических расчетов удобнее пользоваться величиной эффективной поверхности испарения пищевых продуктов, согласно которой можно выразить площадь поверхности продукта следующим образом:

$$F_{\text{пр}} = F_{\text{пр.эф}} m_{\text{пр}},$$

где $F_{\text{пр.эфф}}$ — эффективная площадь поверхности испарения пищевого продукта на 1 кг массы при заданных условиях складирования, м²/кг.

На основании сказанного выше выражение (XI.9) можно записать

$$m_{\text{пр}} c_{\text{пр}} d\theta_{\text{пр}} = \left\{ -\alpha_{\text{пр}}^{\text{к}} F_{\text{пр.эфф}} m_{\text{пр}} (\theta_{\text{пр}} - \theta_{\text{к}}) + \alpha_{\text{л}} F_{\text{пр.эфф}} m_{\text{пр}} (\theta_2 - \theta_{\text{пр}}) - \right. \\ \left. - \alpha_{\text{пр}}^{\text{л}} F_{\text{пр.эфф}} m_{\text{пр}} (\theta_{\text{пр}} - \theta_{\text{к}}) - \alpha_{\text{пр}}^{\text{к}} F_{\text{пр.эфф}} m_{\text{пр}} (\xi_{\text{пр}} - 1) (\theta_{\text{пр}} - \theta_{\text{к}}) \varepsilon_{\text{б}} \right\} dt \\ \text{или} \\ c_{\text{пр}} m_{\text{пр}} d\theta_{\text{пр}} = \left\{ -\alpha_{\text{пр}}^{\text{к}} F_{\text{пр.эфф}} m_{\text{пр}} (\theta_{\text{пр}} - \theta_{\text{к}}) [1 + (\xi_{\text{пр}} - 1) \varepsilon_{\text{б}}] + \alpha_{\text{л}} F_{\text{пр.эфф}} \times \right. \\ \left. \times m_{\text{пр}} (\theta_2 - \theta_{\text{пр}}) - \alpha_{\text{пр}}^{\text{л}} F_{\text{пр.эфф}} m_{\text{пр}} (\theta_{\text{пр}} - \theta_{\text{к}}) \right\} dt. \quad (\text{XI.10})$$

В о з д у х к а м е р ы

Уравнение аккумуляции теплоты в объеме камеры при нарушении стационарности режима

$$m_{\text{в.в}} d\theta_{\text{к}} = (\pm Q_{\text{пр}}^{\text{к}} + Q_{\text{огр}}^{\text{к}} + Q_{\text{пр}}^{\text{вл}} - Q_{\text{в.о}}^{\text{к}} - Q_{\text{в.о}}^{\text{вл}}) dt. \quad (\text{XI.11})$$

Составляющие уравнения (XI.8) можно записать

$$Q_{\text{пр}}^{\text{к}} = \pm [\alpha_{\text{пр}}^{\text{к}} F_{\text{пр.эфф}} m_{\text{пр}} (\theta_{\text{пр}} - \theta_{\text{к}})]. \quad (\text{XI.12})$$

$Q_{\text{пр}}^{\text{к}}$ берется со знаком минус при $t_{\text{к}} > \theta_{\text{пр}}$ и со знаком плюс при $t_{\text{к}} < \theta_{\text{пр}}$

$$Q_{\text{пр}}^{\text{вл}} = \alpha_{\text{пр}}^{\text{к}} F_{\text{пр.эфф}} m_{\text{пр}} (\theta_{\text{пр}} - \theta_{\text{к}}) \varepsilon_{\text{б}} (\xi_{\text{пр}} - 1). \quad (\text{XI.13})$$

$Q_{\text{огр}}^{\text{к}}$ — тепловой поток от ограждения к воздуху камеры конвективным путем

$$Q_{\text{огр}}^{\text{к}} = \alpha_{\text{огр}}^{\text{к}} F_{\text{огр.вн}} (\theta_2 - \theta_{\text{к}}); \quad (\text{XI.14})$$

$Q_{\text{в.о}}^{\text{к}}$ — тепловой поток от воздуха камеры к теплообменной поверхности охлаждающих приборов сухим путем

$$Q_{\text{в.о}}^{\text{к}} = \alpha_{\text{н.о}} F_{\text{в.о}} (\theta_{\text{к}} - \theta_{\text{о.с}}); \quad (\text{XI.15})$$

$Q_{\text{в.о}}^{\text{вл}}$ — тепловой поток от воздуха камеры к теплообменной поверхности охлаждающих приборов влажным путем

$$Q_{\text{н.о}}^{\text{вл}} = \alpha_{\text{в.о}} F_{\text{в.о}} (\theta_{\text{к}} - \theta_{\text{о.с}}) (\xi_{\text{в.о}} - 1) \varepsilon_{\text{б}}, \quad (\text{XI.16})$$

где $\xi_{\text{в.о}}$ — коэффициент влаговыпадения, определяемый при $\theta_{\text{в.о}}$.

Тепловой поток от воздуха камеры к потолку при наличии экрана отсутствует:

$$Q_{\text{пот}}^{\text{к}} = 0. \quad (\text{XI.17})$$

Согласно выражениям (XI.12) — (XI.17) уравнение (XI.10) можно представить в следующем виде:

$$m_{\text{в.в}} d\theta_{\text{к}} = \left[\alpha_{\text{огр}}^{\text{к}} F_{\text{огр}}^{\text{вн}} (\theta_2 - \theta_{\text{к}}) + \alpha_{\text{пр}}^{\text{к}} F_{\text{пр.эфф}} m_{\text{пр}} (\theta_{\text{пр}} - \theta_{\text{к}}) \varepsilon_{\text{б}} (\xi_{\text{пр}} - 1) - \right. \\ \left. - \alpha_{\text{в.о}} F_{\text{в.о}} (\theta_{\text{к}} - \theta_{\text{о.с}}) - \alpha_{\text{в.о}} F_{\text{в.о}} (\theta_{\text{к}} - \theta_{\text{о.с}}) (\xi_{\text{в.о}} - 1) \varepsilon_{\text{б}} - \right. \\ \left. - \alpha_{\text{пр}}^{\text{к}} F_{\text{пр.эфф}} m_{\text{пр}} (\theta_{\text{пр}} - \theta_{\text{к}}) \right] dt. \quad (\text{XI.18})$$

Приборы охлаждения

Изменение температуры поверхности охлаждающих приборов при нарушении тепло- и массообмена в камере описывается следующим равенством:

$$m_{в.о} c_{в.о} \theta_{в.о} = (-Q_{в.о}^к - Q_{в.о}^{вл} + Q_0).$$

Здесь $Q_{в.о}^к$ — тепловой поток от воздуха камеры к приборам охлаждения за счет конвективного теплообмена

$$Q_{в.о}^к = \alpha_{в.о} F_{в.о} (\theta_k - \theta_{о,с});$$

$Q_{в.о}^{вл}$ — тепловой поток от воздуха камеры к приборам охлаждения (теплообмен влажным путем)

$$Q_{в.о}^{вл} = \alpha_{в.о} F_{в.о} (\theta_k - \theta_{о,с}) (\xi_{в.о} - 1) \epsilon \delta.$$

При расчете процессов тепло- и массообмена в камерах хранения находят равновесные температуру и относительную влажность воздуха, а также потери продуктов от усушки.

Количество аккумулируемой влаги в объеме камеры при нарушении влажностного баланса может быть выражено соотношением

$$dG + dm = (W_{пр} + W_{огр} + W_{дв} + W_p - W_{вл}) dt, \quad (X1.19)$$

где G — количество влаги, находящееся в воздухе камеры; m — количество влаги, поступающее в воздух в результате испарения ее с поверхности продукта.

Здесь влагоприток от усушки пищевых продуктов

$$W_{пр} = \alpha_{пр}^к F_{эфф} m_{пр} (\theta_{пр} - \theta_k) (\xi_{пр} - 1) \frac{\epsilon \delta}{r}. \quad (X1.20)$$

Как показали исследования, количеством влаги $W_{огр}$, проникающим через наружные ограждения, можно пренебречь. Заметную величину в общем балансе составляют влагопритоки, вносимые воздухом, поступающим через дверь $W_{дв}$, особенно при отсутствии тамбуров или воздушных завес. Величина их может составить 10—15% от общих влагопритоков. Однако эти процессы воздухообмена настолько сложны, что позволяя только приближенно учесть величину тепло- и влагопритоков через дверные проемы. Теплопритоки воздуха, поступающего через данный проем, определяют так же, как и при вентиляции камер наружным воздухом.

В результате исследований, проведенных в ОТИХП, было установлено, что зона смешения воздуха располагается широкой полосой в центре дверного проема, в связи с чем действительные зоны входа и выхода воздуха меньше теоретических (по Тамму) на 23—24%. Для учета этого была введена поправка. При этом действительный объем воздуха

$$V_{дв} = 0,51F \sqrt{\frac{2gh(1 - \rho_n/\rho_k)}{(1 + \sqrt[3]{\rho_n/\rho_k})^3}}. \quad (X1.21)$$

Введя обозначение $Z = 3600 \times 0,51$, выражение для влагопритока через двери может быть записано в следующем виде

$$W_{дв} = ZF\rho_i \sqrt{\frac{2gh(1 - \rho_n/\rho_k)}{(1 + \sqrt[3]{\rho_n/\rho_k})^3}} (d_n - d_k). \quad (X1.22)$$

Влагоотвод $W_{вл}$ из воздуха холодильной камеры происходит путем конденсации водяного пара на поверхности охлаждающих приборов. Для воздухо-

охлаждителя $W_{в.о} = \frac{Q_{общ}(1 - 1/\xi_{в.о})}{r_3 - i_w}$, или после несложных преобразований

$$W_{в.о} = [\alpha_{в.о}^k F_{в.о} (\theta_k - \theta_{о.с}) (\xi_{в.о} - 1)] / (r - i_w). \quad (XI.23)$$

Общее количество влаги, содержащееся в воздухе холодильной камеры, $G = \varphi_k (1 - \beta_v) V_{СТР} \rho_{в} d_k^*$, где $V_{СТР}$ — строительный объем камеры, м³; $(1 - \beta_v) V_{СТР}$ — объем камеры, не занятый грузом, м³; β_v — коэффициент использования объема камеры; $\rho_{в}$ — плотность сухого воздуха при температуре камеры.

Величина $(1 - \beta_v) V_{СТР} \rho_{в} d_k^*$ характеризует максимальную влагоемкость камеры при данной температуре в камере Θ_k , поэтому изменение количества влаги будет соответствовать изменению относительной влажности

$$dG = [(1 - \beta_v) V_{СТР} \rho_{в}] d(d_k^* \varphi_k). \quad (XI.24)$$

Таким образом, выражение (XI.19) согласно уравнениям (XI.19), (XI.21), (XI.22) и (XI.23) можно записать

$$\begin{aligned} [(1 - \beta_v) V_{СТР} \rho_{в}] d(d_k^* \varphi_k) &= [\alpha_{пд}^k F_{пр.эфф} m_{пр} (\theta_{пр} - \theta_k) (\xi_{пр} - 1) \times \\ &\times \frac{\varepsilon_6}{r} + ZF_{рн} \sqrt{\frac{2gh(1 - \rho_{н}/\rho_k)}{(1 + \sqrt[3]{\rho_{н}/\rho_k})^3}} d_k^* \varphi_{н} - ZF_{рк} \sqrt{\frac{2gh(1 - \rho_{н}/\rho_k)}{(1 + \sqrt[3]{\rho_{н}/\rho_k})^3}} \times \\ &\times d_k^* \varphi_k + W_p - \alpha_{в.о} F_{в.о} (\theta_k - \theta_{о.с}) (\xi_{в.о} - 1) \frac{1}{r - i_w}]. \end{aligned} \quad (XI.25)$$

Систему уравнений (XI.8), (XI.10), (XI.18), (XI.25) следует линеаризовать методом малого параметра в окрестности стационарного режима и решить ее, применяя прямое и обратное преобразование Лапласа, по координате времени.

Решение представляется в виде передаточных функций по различным каналам.

Например, в виде

$$\frac{\Delta \varphi_k}{\Delta \theta_k} = - \frac{x_3 x_1 k_{21} x_7}{y_1} l^{-P_1 t} + \frac{x_4 x_2 k_{21} x_7}{y_2} l^{-P_2 t} + \frac{-k_{21} x_7}{y_3},$$

где $\Delta \varphi_k$, $\Delta \theta_k$ — относительная влажность и температура воздуха в приращенных; k_3 , k_5 , k_{14} , k_{21} — коэффициенты, учитывающие теплотехнические и конструктивные характеристики объекта.

$$x_1 = (1 - T_{пр} P_1); \quad P_{1,2} = \frac{A_4 \pm \sqrt{A_4^2 - 4A_3 A_5}}{2A_3};$$

$$x_2 = (1 - T_{пр} P_2); \quad A_3 = T_{огр} T_{пр} (1 - k_{21} k_5);$$

$$x_3 = (1 - T_{огр} P_1); \quad A_4 = (T_{огр} + T_{пр}) (1 - k_{21} k_5);$$

$$x_4 = (1 - T_{огр} P_2); \quad A_5 = (1 - k_5 k_{21}) (1 - k_3 k_{14});$$

$$x_7 = (1 - k_3 k_{14}); \quad y_1 = -P_1 (P_2 - P_1); \quad y_2 = -P_2 (P_1 - P_2);$$

$$y_3 = P_2 P_1.$$

Здесь $T_{огр}$, $T_{пр}$ — постоянные времени для ограждения и продукта.

Представленная математическая модель камеры хранения адекватна физическим процессам, протекающим между ограждением, воздухом и продуктом, и может быть использована для анализа условий тепло- и массообмена, а также для определения рабочих характеристик камер и их охлаждающих систем.

КОМПОНОВКА УЗЛОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

При компоновке холодильной установки стремятся к наиболее удобному взаимному расположению отдельных ее узлов, которые располагают с таким расчетом, чтобы уменьшить протяженность коммуникаций и повысить удобство обслуживания. Компрессорный цех располагают, как правило, в одном блоке с холодильником, поскольку транспортировка холода на большие расстояния затруднена из-за роста гидравлических сопротивлений в длинных трубопроводах, а следовательно, потерь давления и расхода электроэнергии на выработку холода.

Прокладка трубопроводов между отдельными узлами установки и компрессорами может быть надземной и подземной. Для систем обратного водоснабжения предпочтение отдают надземной проклад-

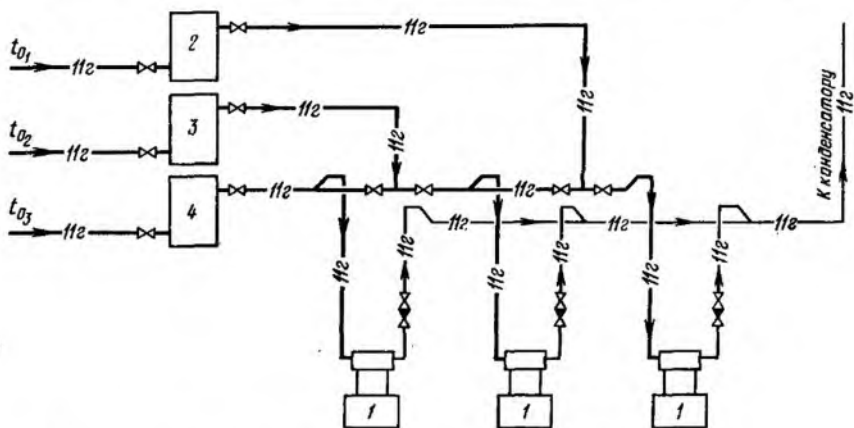


Рис. XI.7. Узел подключения одноступенчатых компрессоров:

1 — компрессор; 2, 3, 4 — отделители жидкости.

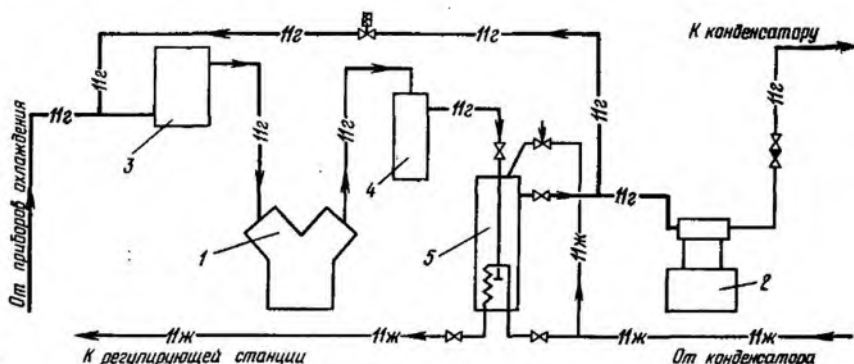


Рис. XI.8. Узел подключения двухступенчатых компрессоров:

1 — компрессор низкой ступени; 2 — компрессор высокой ступени; 3 — отделитель жидкости; 4 — маслоотделитель; 5 — промежуточный сосуд.

ке трубопроводов, которые укладывают на опорах. Прокладка холодильных коммуникаций по наружным стенам здания не допускается. Не допускается также прокладка труб для транспортировки аммиака через бытовые, подсобные, административно-хозяйственные помещения, помещения КИПа, электроснабжения, трансформаторных подстанций и вентиляционные камеры, а также бесканальная прокладка в конструкциях полов. Прокладку трубопроводов по контуру холодильника и компрессорного цеха следует проводить в соответствии с требованиями правил технической и пожарной безопасности.

Рассмотрим схемы подключения отдельных элементов компрессорного цеха.

В общем случае схема подключения одноступенчатых компрессоров выглядит следующим образом (рис. XI.7). На нагнетательной линии каждого компрессора устанавливают обратный клапан для предотвращения обратного тока пара при остановке компрессора. При остановке всех компрессоров в общем нагнетательном коллекторе может сконденсироваться пар. При расположении конденсаторов выше уровня отметки компрессоров в зимний период появляется опасность конденсации паров в нагнетательном трубопроводе, особенно во время стоянки машин, поэтому нагнетательные трубопроводы компрессоров подключают к общему нагнетательному коллектору сверху.

Аналогичным образом осуществляется подключение к общему всасывающему коллектору.

Схема подключения двухступенчатых компрессоров представлена на рис. XI.8. В схеме применен промежуточный сосуд со змеевиком.

Для облегчения пуска двухступенчатых машин, а также разгрузки промежуточного сосуда линии всасывания компрессоров обеих ступеней соединяют между собой трубопроводом и устанавливают на нем соленоидный вентиль. В случае применения в двухступенчатых машинах для низкой ступени ротационных и винтовых компрессоров после каждого компрессора предусматривается включение маслоотделителя для предотвращения уноса масла в нагнетательный трубопровод. Все двухступенчатые агрегаты нового ряда компрессоров снабжены маслоотделителями после низкой ступени.

Применяют схемы, в которых на все двухступенчатые агрегаты, работающие на одну температуру кипения, устанавливают один большой промежуточный сосуд; он же выполняет функцию циркуляционного ресивера для промежуточной температуры кипения. Такие схемы получили название компаундных. В этих схемах (рис. XI.9) отсутствует группировка холодильных машин по агрегатам, что является несомненным эксплуатационным преимуществом. Их составляют из одноступенчатых бустер компрессоров даже одной марки с соответствующим подбором числа машин по ступеням сжатия. В таких схемах промежуточное давление (оно же является давлением, соответствующим более высокой температуре кипения) поддерживается с помощью включений и отключений компрессоров или групп цилиндров как низкой, так и высокой ступеней.

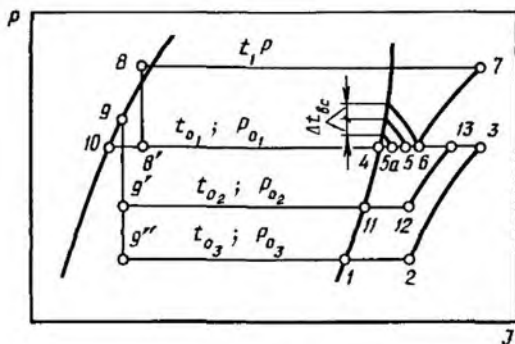
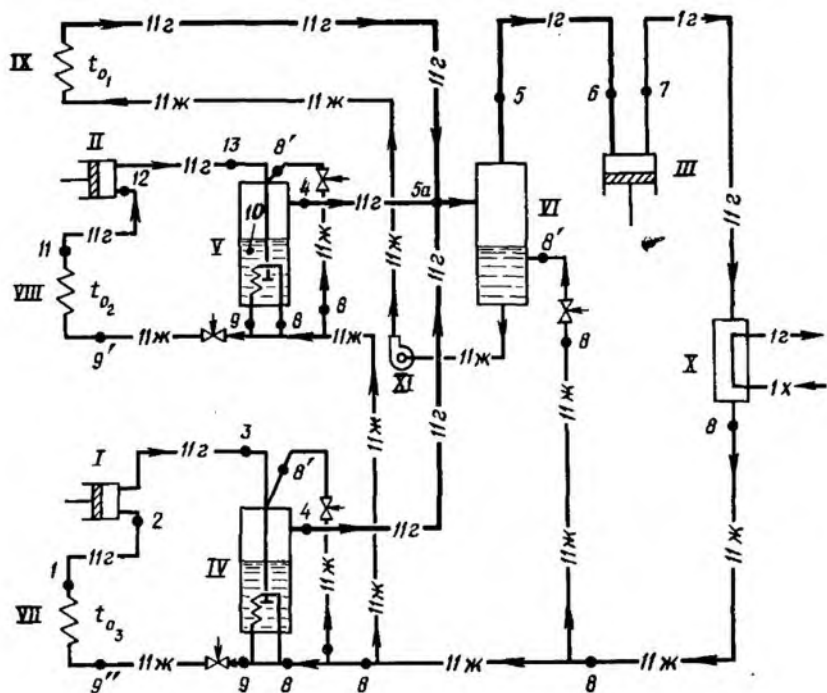


Рис. XI.9. Компаундная схема двухступенчатого сжатия и ее изображение в $p-i$ -диаграмме:

I — компрессор низкой ступени для температуры t_{o_2} ; *II* — компрессор высокой ступени для температуры t_{o_1} ; *IV* — промежуточный сосуд системы с температурой кипения t_{o_1} ; *V* — промежуточный сосуд системы с температурой кипения t_{o_1} ; *VI* — циркуляционный ресивер (t_{o_1}); *VII* — испаритель системы с t_{o_3} ; *VIII* — испаритель системы с t_{o_2} ; *IX* — испаритель системы с t_{o_1} ; *X* — конденсатор; *XI* — аммиачный насос. Арабскими цифрами обозначены точки цикла.

Холодильные установки, имеющие три температуры кипения, также могут включаться по компаундной схеме, объединяясь между собой циркуляционными ресиверами промежуточной температуры кипения.

Таким образом, если в обычных схемах вертикальный ресивер выполняет две функции — отделителя жидкости и ресивера, то в таких схемах у него появляется третья функция — промежуточного сосуда.

Для размещения кожухотрубных конденсаторов необходимо специальное аппаратное отделение. В процессе монтажа их устанавливают так, чтобы конденсат свободно сливался в линейный ресивер,

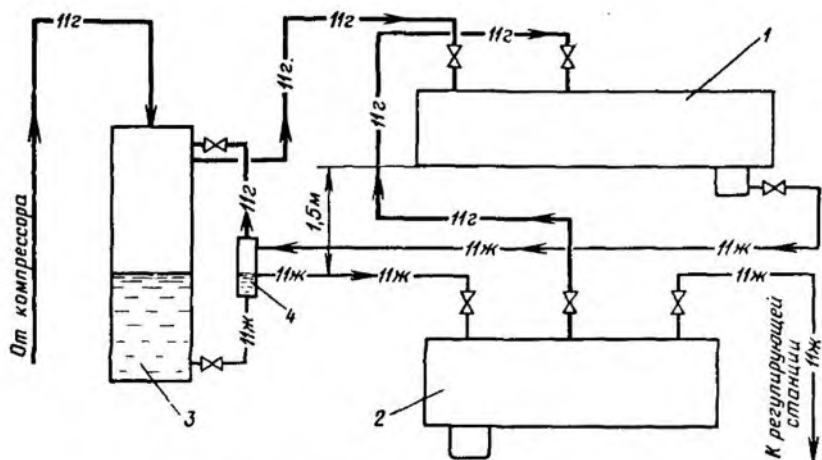


Рис. XI.10. Схема питания маслоотделителя через уровеньдержатель: 1 — конденсатор; 2 — линейный ресивер; 3 — маслоотделитель; 4 — уровеньдержатель.

расположенный ниже конденсаторов. Конденсаторы (вертикальные кожухотрубные, испарительные, воздушные) и их комплектующее оборудование располагаются на открытых площадках. Линейные ресиверы и конденсаторы при таком расположении должны быть защищены навесом легкой конструкции от воздействия солнечных лучей.

Раздача хладагента от линейных ресиверов к потребителям холода осуществляется через регулируемую станцию, представляющую собой набор коллекторов с регулирующей и запорной арматурой на жидкостных линиях к потребителям.

На производственных и распределительных холодильниках, где эксплуатируются одновременно одно- и двухступенчатые компрессоры, на регулирующей станции устанавливают обычно два коллектора: один — высокотемпературный ($t = -3 \div -15^\circ \text{C}$), другой — низкотемпературный ($t = -30 \div -40^\circ \text{C}$).

Регулирующую станцию выполняют в виде щита, закрывающего коллекторы. Через щит выводят маховики запорной арматуры на высоте, удобной для обслуживания. В верхней части его устанавливают манометры, показывающие давления в аппаратах установки.

С точки зрения надежной работы насосно-циркуляционных систем охлаждения весьма важным является узел циркуляционный ре-

сивер — аммиачный насос, обеспечивающий бесперебойное снабжение приборов охлаждения жидким хладагентом.

Для того чтобы избежать вскипания жидкости во всасывающей линии насоса из-за падения давления в ней, насос располагают ниже свободного уровня жидкого хладагента в циркуляционном ресивере, обеспечивая соответствующий подпор жидкости на всасывающей стороне насоса (рис. XI.10).

Для насосов типа ЗЦ-4 подпор на всасывании $H = 1,2$ м при $t = -12^\circ \text{C}$, $H = 1,5$ м при $t = -30^\circ \text{C}$; $H = 1,8$ м при $t = -40^\circ \text{C}$.

Для насосов типа ЦНГ-70М подпор также зависит от температуры кипения хладагента и для $t_0 = -40^\circ \text{C}$ составляет 3,5 м. При подключении насоса к ресиверу следует стремиться к тому, чтобы сопротивления всасывающего трубопровода насоса были как можно меньше. С этой целью трубопровод выполняют с наименьшим числом изгибов, переходов и т. п. Диаметр всасывающего трубопровода выбирают обычно на один размер больше входного патрубка насоса и подключают к последнему коническим переходом.

Схема подключения к ресиверу насоса ЦНГ показана на рис. XI.11. Подключение всасывающей линии

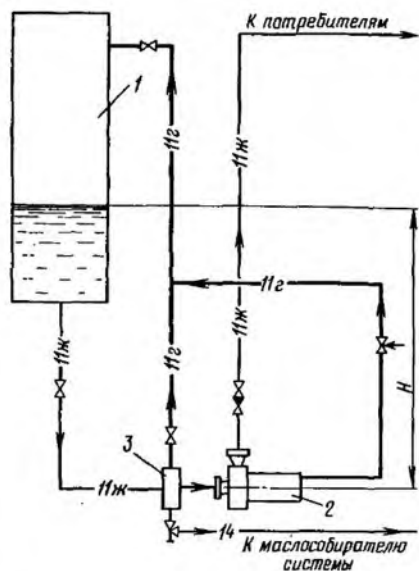


Рис. XI.11. Узел подключения аммиачного герметичного насоса:

1 — циркуляционный ресивер; 2 — насос; 3 — маслосборник.

насоса осуществляется непосредственно к днищу ресивера 1. На всасывающей линии перед входом в насос установлен маслосборник, выполняющий одновременно функцию отделения пара от жидкости, поступающей в насос. Полость электродвигателя насоса охлаждается хладагентом, который может даже вскипать, поэтому для выравнивания давления в этой полости ее соединяют с паровым пространством ресивера уравнивающей линией, на которой устанавливают регулирующий вентиль.

Компоновка вентиляторной градирни с горизонтальными кожухотрубными конденсаторами представлена на рис. XI.12. Циркуляционный насос подает охлаждающую воду на конденсатор и параллельно на охлаждающие рубашки компрессоров. Проходя через конденсатор, вода поступает на градирню, охлаждается и из поддона градирни самотеком сливается в циркуляционный резервуар, откуда забирается насосом. В резервуар самотеком сливается также вода из рубашек компрессоров. Несколько иначе выглядит эта схема при применении вертикальных кожухотрубных конденсаторов, где

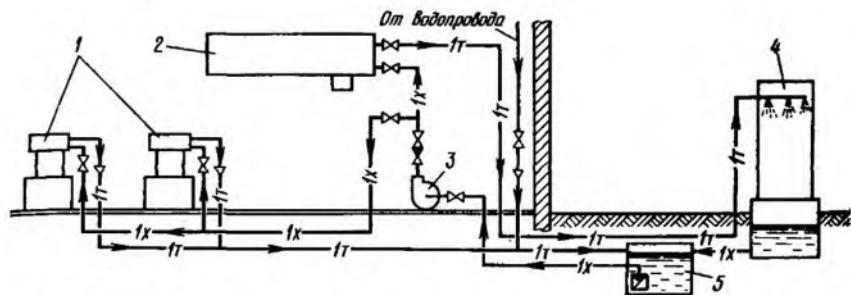


Рис. XI.12. Схема обратного водоснабжения холодильной установки:

1 — компрессор; 2 — конденсатор; 3 — насос; 4 — градирня; 5 — водосборный резервуар.

охлаждающая вода самотеком стекает по внутренней поверхности труб. Поэтому появляется второй циркуляционный контур: сначала она стекает из конденсатора в поддон, откуда забирается насосом и подается на градирню, затем уже другим насосом забирается из циркуляционного резервуара и подается на охлаждение конденсатора.

ТРЕБОВАНИЯ К РАЗМЕЩЕНИЮ ОБОРУДОВАНИЯ

Машинное отделение компрессорного цеха может располагаться только в первом этаже отапливаемого здания. Аппаратное отделение может быть размещено в любом этаже здания, в том числе и в подвале. Над машинным отделением, аппаратным отделением, холодильными камерами, оборудованными приборами непосредственного охлаждения, и в непосредственной близости от них не должны быть расположены жилые помещения, бытовые помещения производственных цехов, столовые и другие помещения с большим скоплением людей. Допускается соседство помещений, где основным технологическим процессом является обработка сырья искусственным холодом и где весь персонал ознакомлен с правилами безопасности на холодильных установках. Машинное отделение должно иметь высоту не менее 4,2 м до низа несущих строительных конструкций. Высота машинного и аппаратного отделений для реконструируемых предприятий допускается соответственно 3,6 и 3,0 м. В машинном отделении предусматривается два выхода, один из которых должен быть непосредственно наружу. Выходные двери, которые открываются наружу, должны быть максимально удалены друг от друга.

Аппаратное отделение при наличии из него выхода в машинное отделение должно иметь второй выход непосредственно наружу. Подоконники в машинном отделении должны располагаться на высоте не более 85 см. Покрытия компрессорных цехов выполняются из легкосбрасываемых плит либо площадь окон и дверей принимают не менее 0,03 м² на 1 м³ объема помещения.

При компоновке холодильного оборудования необходимо стремиться к выполнению ряда условий: удобство обслуживания оборудования и монтажа установки; компактность взаимного расположения

оборудования, позволяющая сократить площадь для его установки и протяженность коммуникаций, возможность расширения и реконструкции без длительной остановки оборудования; обеспечение требований взрыво- и пожаробезопасности.

Согласно последнему требованию при расположении оборудования между выступающими частями машин следует оставлять проход не менее 1 м. Основной проход для обслуживания должен быть не менее 1,5 м, проход между регулирующей станцией и машиной 1,5 м. Проход между гладкой стеной и машиной должен быть не менее 0,8 м (если он не основной для обслуживания). Расстояние между колонной и выступающей частью машины допускается 0,7 м. Разрешается располагать аппараты у стены. Вся запорная арматура должна устанавливаться на высоте, доступной для обслуживания; для высоко расположенной арматуры устраивают металлические площадки с ограждениями.

Обычно для крупных холодильных установок характерна разветвленная сеть трубопроводов. Особенно насыщены трубопроводами холодильные установки химических предприятий, холодильников мясокомбинатов и городских молочных заводов. Так, на мясокомбинатах — это аммиачные трубопроводы, трубопроводы ледяной воды, рассола, на молочных заводах — трубопроводы большого диаметра для ледяной воды и рассола. В холодильниках аммиачные магистрали обычно прокладывают вдоль коридоров в пространстве между потолком и подвесными путями. На многоэтажных холодильниках между этажами устраивают специальные шахты для трубопроводов. В химических цехах и на производственных холодильниках магистрали прокладывают аналогично с той лишь разницей, что рядом с трубопроводами хладагента и промежуточного хладоносителя прокладывают трубопроводы водо- и пароснабжения, воздухопроводы и другие сети различного назначения.

Особенно сложной является прокладка холодопроводов в производственных цехах. Производственные помещения насыщены технологическими аппаратами, от которых вверх тянется множество изолированных труб; в верхней части помещения под потолком во взаимно перпендикулярных направлениях перекрещиваются магистрали больших диаметров. Трубопроводы вместе с другими коммуникациями занимают порой значительные объемы помещений и затемняют их.

Поэтому необходимо располагать трубопроводы холодо- и тепло-снабжения в стороне от технологических аппаратов, а по возможности — выносить их из помещения. Одним из способов решения вопроса является устройство ложного потолка, в котором размещают магистральные трубопроводы.

На холодильниках вентиляционные камеры, воздухопроводы, магистральные трубопроводы и воздухоохладители размещают на техническом этаже. С технического этажа трубы опускаются к аппаратам, имеющим большую высоту. В этом случае достигается минимальная протяженность трубопроводов в производственном помещении.

В компрессорных цехах трубы собирают в пучки и крепят на подвесках к покрытию. По стенам прокладывают обычно единичные трубопроводы.

Преимущественное применение получила бесканальная разводка трубопроводов. Разрешается прокладка изолированных трубопроводов большого диаметра в проходном канале. Однако, когда и такие каналы оказываются неудобными для обслуживания, под компрессорным цехом устраивают подвалы. Это необходимо при установке горизонтальных либо оппозитных компрессоров, имеющих нижнюю разводку трубопроводов. При такой разводке получаются «мешки» во всасывающих и нагнетательных трубопроводах, в которых возможно скопление жидкого аммиака. Поэтому к этим трубопроводам подключают линии свободного слива жидкости в дренажный ресивер.

При установке в компрессорных цехах вертикальных, W-образных и V-образных компрессоров применяют в основном верхнюю разводку трубопроводов. Все это в значительной степени затемняет цех, создает тесноту, неудобства для работы обслуживающего персонала. Для того чтобы цехи были более просторными, увеличивают проходы между машинами до 2—2,5 м, а иногда и до 3 м. Для обслуживания машин также предусматривают проход 2,5—3 м. Для того чтобы трубопроводы не занимали много места, коллекторы и магистраль располагают в стороне от машин и от постоянного места нахождения обслуживающего персонала, а трубы подводят к компрессорам перпендикулярно стороне обслуживания. Это создает условия для наилучшей естественной освещенности цеха. Нижняя разводка трубопроводов в машинном отделении наиболее удобная.

Во всех случаях при монтаже аммиачных трубопроводов необходимо соблюдать уклоны. При этом все трубопроводы, как правило, всегда прокладывают с уклоном не менее 0,001 в сторону от компрессоров. Жидкостные самотечные линии монтируют с уклоном 0,001 к той емкости, к которой их подключают, с уклоном прокладывают и дренажные линии. Водяные и рассольные подающие (напорные) линии прокладывают с уклоном 0,03, а сливные (самотечные) располагают с уклоном 0,05 в сторону, обеспечивающую их опорожнение.

При наличии «мешков» на всасывающих линиях устанавливают «ловушки» с дренажом, представляющие собой расширяющийся участок трубы, к которому подключен трубопровод слива хладагента. В этом случае линию подводят к ловушке с уклоном с обеих сторон.

Во всех случаях при монтаже трубопроводов необходимо избегать большого количества поворотов. При этом трубы следует располагать в менее заметных местах вне зоны обслуживания машин. Вместе с тем надо их располагать еще и так, чтобы они были доступны для обслуживания и ремонта.

Изложенные выше требования необходимо соблюдать для рационального размещения оборудования на холодильниках.

ПРОМЕРЗАНИЕ ГРУНТА

Состав грунта. Он определяется тремя основными компонентами: минеральный скелет, вода и воздух, заполняющие частичные поры грунта. Основным компонентом, влияющим на физические и механические свойства грунта при охлаждении и замерзании, является вода, которая находится в сложном взаимодействии с минеральным скелетом грунта, образуя с ним сложные физико-химические и механические связи.

Воду в грунтах при температурах, выше температуры замерзания, подразделяют на следующие виды: свободная вода, связанная вода и водяной пар.

Свободная вода присутствует в грунтах в двух фазах: гравитационная, которая перемещается в грунтах под действием сил тяжести или при наличии разности напоров, и капиллярная, заполняющая в зависимости от строения скелета грунта поры грунта на определенную высоту от уровня грунтовых вод (движется под действием молекулярных сил самой воды и скелета грунта).

Связанная вода (прочносвязанная и рыхлосвязанная) — вода, входящая в структуру минеральных частиц, которые удерживают ее электромолекулярным притяжением.

Водяной пар, перемещающийся в грунтах, в результате разности парциальных давлений, возникающей вследствие колебаний температуры, образуется за счет испарения капиллярной влаги. Миграция этой влаги проявляется при малом влагосодержании грунта.

Количество намерзшей воды, оставаясь постоянным при данной отрицательной температуре, не зависит от исходной влажности грунта до замерзания. Зависимость массового содержания незамерзшей воды в мерзлом грунте (в %) от температуры для различных грунтов приведена на рис. XII.1. Как видно из рис. XII.1, эта величина изменяется в широких пре-

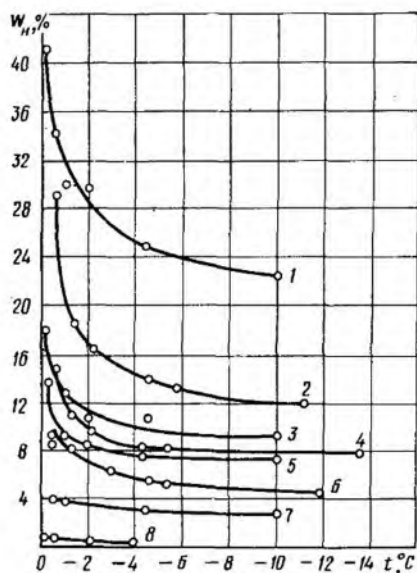


Рис. XII.1. Содержание незамерзшей воды в грунтах:

1 — юрская глина; 2 — глина пылеватая; 3 — суглинок тяжелый; 4 — суглинок легкий; 5 — супесь пылеватая тяжелая; 6 — супесь (из Игарки); 7 — песок пылеватый; 8 — кварцевый песок.

делах от 1 до 40%. Это необходимо учитывать при проектировании систем обогрева грунта под холодильными сооружениями.

Наличие во влаге грунтов растворенных солей приводит к понижению температуры замерзания грунтов. Чаще всего она определяется опытным путем.

Расчет глубины и продолжительности замораживания. Для практических расчетов часто необходимо знать, на какую глубину может замерзнуть грунт, с тем чтобы решить ряд строительных задач (например, выбор глубины закладки фундамента) или решить обратную задачу — как укрепить грунт методом замораживания при проходке туннелей, и др. Рассмотрим предложенную А. И. Пехович методику расчета глубины и времени замерзания грунта при условии, что температурный режим в затвердевшей области квазистационарный (для случая неограниченной пластины) — граничные условия задачи см. в главе VII.

На поверхности грунта задана постоянная температура, ниже температуры замерзания t_3 . К границе затвердевания из грунта подводится постоянный тепловой поток q .

Уравнение теплового баланса на границе раздела фаз запишем в следующем виде:

$$[\lambda_1 (t_3 - t_n)/h_3] - q = q_v dh_K/dt,$$

где λ_1 — коэффициент теплопроводности зоны затвердевания, Вт/(м·К); h_3 — координата зоны затвердевания, м; t_n , t_3 — соответственно температуры поверхности грунта и затвердевания; q_v — объемная скрытая теплота фазового перехода, Дж/м³; t — промежуток времени, с;

$$q_v = q_m \rho \omega \omega_B z,$$

где q_m — теплота фазового перехода единицы массы жидкости, содержащейся в грунте, Дж/кг; ρ — плотность льда, образующегося в грунте, кг/м³; ω — влажность грунта (в долях единицы); ω_B — относительное количество вымороженной воды (в долях единицы); z — пористость тела (в долях единицы).

При наличии на поверхности грунта изоляционного слоя толщиной $h_{из}$ (это может соответствовать термическому сопротивлению между грунтом и омываемой средой) решение уравнения теплового баланса представим в следующем виде:

$$\eta_3 + P_2 \ln [(P_2 - 1 - \eta_3)/(P_1 - 1)] + P_1 = 0,$$

где

$$P_1 = q\tau/(q_v h_{из}); \quad P_2 = \lambda_1 (t_3 - t_n)/qh_{из}; \quad \eta_3 = h_3/h_{из}.$$

Максимально возможная глубина замораживания грунта $h_{max} = h_{из}(P_2 - 1)$.

Расчетный график приведен на рис. XII.2 (пунктиром проведена линия для решения в случае $h_{из} = 0$), где

$$P = q^2\tau/\lambda_1 q_v (t_3 - t_n); \quad \eta_K = h_{из}q/\lambda_1 (t_3 - h_n) = h_K/h_{max}.$$

Для инженерных расчетов температуру замерзания грунтов рекомендуется принимать равной $-0,3 \div 1,6^\circ \text{C}$.

Пучение грунта и меры его предотвращения. Если температура грунта становится ниже температуры затвердевания, это приводит к процессу пучения грунта. Этот процесс можно разбить на следующие этапы: зарождение центров кристаллизации в жидкой фазе с последующим превращением их в кристаллы льда; рост кристаллов в линзе и прослойке при одновременном нарушении равновесного состояния поровой воды и формировании капиллярно-пленочного механизма ее перераспределения в смежных с кристаллами льда объемах грунта буферной зоны; образование гидротермической градиентной зоны промерзания и формирование в ней пленочного механизма миграции влаги; внутриобъемная усадка грунта в буферной зоне вследствие разделения твердой и жидкой его фаз, выраженного в перемещении минеральной части в сторону, противоположную росту кристаллов льда, и в движении к ним воды; разуплотнение минерального скелета промерзшего грунта и его перемещение вверх (пучение) одновременно

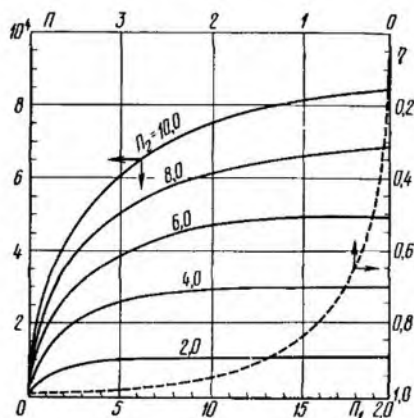


Рис. XII.2. Расчетный график.

с усадкой грунта буферной зоны и кристаллизацией пленочной воды в зоне промерзания.

Пучение — это процесс, который возникает не одновременно с действием низких температур, а через промежуток времени, необходимый для формирования структуры промерзшего грунта. Пучение грунта под полом холодильных сооружений происходит в течение двух-трехлетней их эксплуатации.

Величина пучения

$$h = h_0 + (-S_y),$$

где h_0 — деформация пучения, м; S_y — внутриобъемная усадка, м.

Возникающие при пучении грунта силы приводят к значительной деформации и впоследствии к разрушению строительных конструкций холодильников.

Если невозможно выбрать площадку для строительства холодильников на непучинистых грунтах, прибегают к различным методам предотвращения пучения. При выборе таких методов прежде всего руководствуются технико-экономическими показателями различных систем обогрева.

ВИДЫ ОБОГРЕВА

В настоящее время наиболее распространены следующие четыре метода обогрева полов холодильников: обогрев воздухом, обогрев жидкостью, обогрев парами хладагента и электрообогрев.