
ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ ПО КУРСУ „ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА“

Под редакцией канд. техн. наук Н. Д. МАЛОВОЙ

Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР в качестве учеб-
ного пособия для студентов вузов, обучающихся
по специальности «Машины и аппараты пищевых
производств», и технологических специальностей
вузов пищевой промышленности



МОСКВА
АГРОПРОМИЗДАТ
1986

ББК 31.392

П76

УДК 664.8.037 : 621.56/59 (075.8)

Г. Д. Аверин, А. М. Бражников, А. И. Васильев, Н. Д. Малова

Рецензенты: кафедра «Холодильные машины и установки» Всесоюзного заочного института пищевой промышленности (зав. кафедрой *В. М. Шавра*), д-р техн. наук, проф. *А. А. Гоголин*.

П76 **Примеры расчетов по курсу «Холодильная техника»** / Г. Д. Аверин, А. М. Бражников, А. И. Васильев, Н. Д. Малова. — М.: Агропромиздат, 1986. — 183 с.: ил. — (Учебники и учебные пособия для высших учебных заведений).

В учебном пособии приведены примеры расчетов термодинамических основ получения низких температур, циклов одно- и двухступенчатых холодильных машин, процессов холодильной технологии пищевых продуктов, емкости, размеров и теплоизоляционных конструкций холодильников, тепловых нагрузок на холодильное оборудование, а также примеры расчетов и подбора оборудования холодильных установок.

Учебное пособие предназначено для студентов механических и технологических специальностей вузов пищевой промышленности.

П $\frac{2303050000-235}{035(01)-86}$ 320—86

ББК 31.392

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящее учебное пособие предназначено для закрепления основных положений курса «Холодильная техника» через решение конкретных задач. При подготовке к изданию авторы пособия руководствовались рабочими программами по курсу «Холодильная техника» для специальностей: «Машины и аппараты пищевых производств», «Комплексная механизация и автоматизация производственных процессов пищевых производств», «Технология мяса и мясных продуктов», «Технология молока и молочных продуктов» и др.

Каждая глава открывается кратким теоретическим введением в связи с отсутствием учебника и учебного пособия по данному курсу для названных специальностей. Затем следуют примеры с подробным решением и необходимыми пояснениями. Авторы стремились возможно большее количество примеров заимствовать из практики проектирования и эксплуатации холодильного оборудования, вследствие чего они могут быть полезными не только студентам, но и инженерам, работающим на предприятиях пищевой промышленности и агропромышленного комплекса.

Для решения примеров авторами использован справочный материал, часть которого приведена в приложениях.

Предисловие, главы с I по VIII, с X по XV и приложения написаны канд. техн. наук Г. Д. Авериним, д-ром техн. наук А. М. Бражниковым, канд. техн. наук Н. Д. Маловой совместно, глава IX — канд. техн. наук А. И. Васильевым.

Авторы выражают искреннюю благодарность зав. кафедрой «Холодильные машины и установки» Всесоюзного заочного института пищевой промышленности канд. техн. наук В. М. Шавре и д-ру техн. наук, проф. А. А. Гоголину за ценные замечания и полезные советы, сделанные при рецензировании учебного пособия.

ГЛАВА I. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ
ПОЛУЧЕНИЯ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

Искусственное охлаждение представляет собой процесс переноса теплоты от тела с низкой температурой к телу с высокой температурой, осуществляемый с затратой внешней работы (энергии).

Производство холода — конечный результат процессов, совершаемых в холодильной машине (рис. 1—1). Тело A имеет температуру T_0 , а тело B (охлаждающая среда) — температуру T_K , причем $T_K > T_0$; C — рабочее вещество, температура которого изменяется при изменении давления. При понижении давления (при расширении) рабочего вещества его температуру можно понизить до температуры ниже T_0 . При этом рабочее вещество сможет отнять от тела A теплоту в количестве q_0 . Затратив извне энергию $q_{вн}$, произведем сжатие рабочего вещества, повысив его температуру до уровня, большего, чем T_K , что сделает возможным передачу теплоты в количестве $q_0 + q_{вн}$ от рабочего вещества к окружающей среде. Периодически повторяющаяся совокупность процессов «расширение — теплообмен — сжатие — теплообмен — расширение», результатом которых является перенос теплоты от охлаждаемого тела (и с затратой энергии передача ее охлаждающей среде, имеющей более высокую температуру, чем охлаждаемое тело), называется обратным циклом. Перенос теплоты от тела A к телу B с минимальной затратой внешней энергии осуществляется с помощью обратного цикла Карно.

Схема обратного цикла Карно в координатах T (температура) — s (энтропия) показана на рис. 1—2. Цикл состоит из следующих процессов изменения состояния рабочего вещества (холодильного агента): изотермическое отнятие теплоты q_0 от охлаждаемого объекта (линия 4—1), адиабатное (без теплообмена с внешней средой) сжатие (линия 1—2), изотермический подвод теплоты ($q_0 + q_{вн}$) к окружающей среде (линия 2—3) и адиабатное расширение (линия 3—4). Каждый из процессов является обратимым. Цикл будет обратимым, если в каждом процессе теплообмена разность температур охлаждаемого тела, охлаждающей среды и рабочего вещества будет бесконечно мала, а процессы расширения и сжатия совершаются без изменения энтропии. Обратный цикл Карно, состоящий только из обратимых процессов, является образцовым циклом максимальной энергетической эффективности.

Энергетическую эффективность цикла оценивают значением холодильного коэффициента e , представляющего собой отношение отнятой от охлаждаемого объекта теплоты q_0 к затраченной внешней энергии $q_{вн}$:

$$e = q_0 / q_{вн}, \quad (I-1)$$

где q_0 — теплота, отнимаемая от охлаждаемого объекта 1 кг холодильного агента (удельная массовая холодопроизводительность), кДж/кг; $q_{вн}$ — удельная внешняя энергия (удельная затраченная работа l), кДж/кг.

Выражение для определения холодильного коэффициента e_K обратного цикла Карно можно представить в виде

$$e_K = T_0 / (T_K - T_0), \quad (I-2)$$

где T_0 и T_K — температура охлаждаемого объекта и окружающей среды, К.

Холодильный коэффициент e_K обратного цикла Карно имеет максимальное из возможных значений (для других обратных циклов) при одинаковой разности температур $T_K - T_0$.

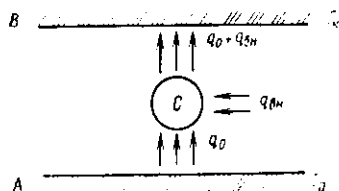


Рис. 1—1. Схема работы холодильной машины

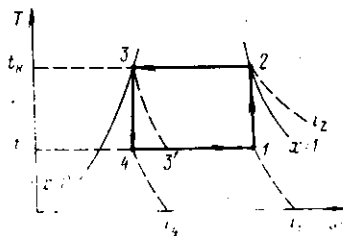


Рис. 1—2. Построение обратного цикла Карно в диаграмме $s-T$

Степень термодинамического совершенства цикла холодильной машины определяется путем сравнения его холодильного коэффициента ϵ с холодильным коэффициентом ϵ_K обратного цикла Карно

$$\eta = \epsilon / \epsilon_K < 1. \quad (1-3)$$

Пример 1—1. Определить удельную массовую холодопроизводительность q_0 , удельную теплоту q_K , отводимую в конденсаторе, а также холодильный коэффициент ϵ_K , если известно, что аммиачная холодильная машина работает по обратному циклу Карно; температура кипения $t_0 = -10^\circ\text{C}$, температура конденсации $t_K = +30^\circ\text{C}$.

Выполняем построение цикла в $s-T$ -диаграмме для аммиака. Для этого сначала проводим изотерму $t_K = +30^\circ\text{C}$ (см. рис. 1—2) и отмечаем точки пересечения изотермы с пограничными кривыми $x=0$ и $x=1$ (точки 3 и 2 на рис. 1—2). Затем проводим изотерму $t_0 = -10^\circ\text{C}$, а из точек 3 и 2 — линии $s = \text{const}$ и находим точки пересечения этих линий с изотермой t_0 (точки 4 и 1 на рис. 1—2). После построения цикла графически по диаграмме (приложение 1) или по табличным данным для аммиака определяем значения энтальпий: $i_1 = 1540,8$ кДж/кг; $i_2 = 1702,9$ кДж/кг; $i_3 = 565,3$ кДж/кг; $i_4 = 552,3$ кДж/кг.

Рассчитываем удельную массовую холодопроизводительность

$$q_0 = i_1 - i_4 = 1540,8 - 552,3 = 988,5 \text{ кДж/кг},$$

а также удельную затраченную работу

$$l = q_{\text{вн}} = q_{\text{сж}} - q_{\text{расш}},$$

где $q_{\text{сж}}$, $q_{\text{расш}}$ — удельная работа сжатия и расширения паров аммиака, кДж/кг;

$$q_{\text{сж}} = i_2 - i_1 = 1702,9 - 1540,8 = 162,1 \text{ кДж/кг};$$

$$q_{\text{расш}} = i_3 - i_4 = 565,3 - 552,3 = 13 \text{ кДж/кг};$$

$$q_{\text{вн}} = 162,1 - 13 = 149,1 \text{ кДж/кг}.$$

Подставляем известные данные и определяем теплоту q_k , отводимую в конденсаторе:

$$q_k = q_0 + q_{\text{вн}} = i_2 - i_3;$$

$$q_k = 988,5 + 149,1 = 1137,6 \text{ кДж/кг},$$

или

$$q_k = 1702,9 - 565,3 = 1137,6 \text{ кДж/кг}.$$

Холодильный коэффициент ϵ_k рассчитываем по формулам (1—1), (1—2):

$$\epsilon_k = \frac{988,5}{149,1} = 6,6;$$

$$\epsilon_k = \frac{(273 - 10)}{(273 + 30) - (273 - 10)} = 6,6.$$

Пример 1—2. Для условий примера 1—1 определить, как изменится теоретический холодильный коэффициент ϵ , если процесс адиабатного расширения заменить изохалатным (линия 3—4 заменяется линией 3—3' на рис. 1—2).

При замене процесса адиабатного расширения изохалатным цикл машины изображается фигурой 1—2—3—3'—1 (см. рис. 1—2). Энтальпия

$$i_3 = i_3 = 565,3 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная массовая холодопроизводительность определяется как разность энтальпий:

$$q_0 = i_1 - i_3 = 1540,8 - 565,3 = 975,5 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная затраченная работа $q_{\text{вн}}$ равна удельной работе сжатия $q_{\text{сж}}$, так как при изохалатном расширении удельная работа расширения $q_{\text{расш}} = 0$:

$$q_{\text{вн}} = q_{\text{сж}} = i_2 - i_1 = 162,1 \text{ кДж/кг}.$$

Следовательно, теоретический холодильный коэффициент, найденный по формуле (1—1),

$$\epsilon = \frac{975,5}{162,1} = 6,02.$$

Таким образом, замена адиабатного расширения изохалатным уменьшает теоретический холодильный коэффициент машины, так как уменьшается удельная массовая холодопроизводительность q_0 и увеличивается удельная затраченная работа $q_{\text{вн}}$.

Пример 1—3. Определить степень термодинамического совершенства цикла холодильной машины для наиболее распространенных холодильных агентов R717, R12 и R22 при использовании их в холодильных машинах, работающих по циклу с всасыванием сухого насыщенного пара в компрессор и изотопическим расширением жидкого холодильного агента, если известно: $t_0 = -10^\circ\text{C}$, $t_k = +25^\circ\text{C}$.

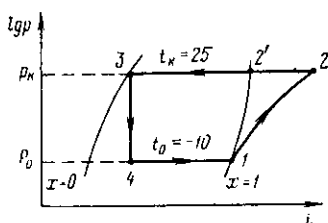


Рис. 1—3. К примеру 1—3

Для построения цикла в диаграмме $\lg p - i$ (рис. 1—3) проводим изотерму $t_0 = -10^\circ\text{C}$ до пересечения с пограничной кривой насыщенного пара $x=1$ и изотерму $t_k = +25^\circ\text{C}$ до пересечения с пограничной кривой $x=0$. На пересечении изотерм с пограничными кривыми находим точки 1 и 3. Из точки 3 проводим изотерму до пересечения с изотермой $t_0 = -10^\circ\text{C}$ и получаем точку 4, характеризующую состояние холодильного агента после изотопического расширения. Для нахождения точки 2, характеризующей состояние паров в конце процесса сжатия в компрессоре, из точки 1 проводим линию $s = \text{const}$ (адиабату) до пересечения с изобарой p_k , соответствующей заданной температуре конденсации t_k .

Холодильный коэффициент обратного цикла Карно определяем по формуле (1—2)

$$\epsilon_k = \frac{(273 - 10)}{(273 + 25) - (273 - 10)} = 7,52.$$

Холодильный коэффициент ϵ цикла холодильной машины, работающей с всасыванием в компрессор сухого насыщенного пара, определяем по формуле (1—1), а степень термодинамического совершенства — по формуле (1—3), учитывая диаграммы приложений 1, 2, 3 и уравнения.

$$q_0 = i_1 - i_4; \quad q_{\text{вк}} = i_2 - i_1;$$

для R717

$$\epsilon = \frac{1670 - 539}{1844 - 1670} = 6,5; \quad \eta = \frac{6,5}{7,52} = 0,864;$$

для R12

$$\epsilon = \frac{548 - 424}{568 - 548} = 6,2; \quad \eta = \frac{6,2}{7,52} = 0,824;$$

для R22

$$\epsilon = \frac{600 - 424}{628 - 600} = 6,28; \quad \eta = \frac{6,28}{7,52} = 0,835.$$

Из расчета следует, что степень термодинамического совершенства циклов при использовании холодильных агентов R12 и R22 меньше, чем при применении R717.

ГЛАВА II. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ПАРОВЫХ КОМПРЕССИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Теоретический цикл одноступенчатой паровой компрессионной холодильной машины отличается от обратного цикла Карно следующими процессами:

сжатие паров холодильного агента в компрессоре происходит в области перегретого пара;

снижение давления холодильного агента осуществляют с применением дросселирования, а не адиабатного расширения;

перед дросселированием температуру холодильного агента понижают до $t_{p.в} < t_k$.

Принципиальная схема и теоретический цикл одноступенчатой паровой компрессионной холодильной машины в диаграммах $s-T$ и $\lg p-i$ приведены на рис. II-1. На принципиальной схеме машины (рис. II-1, а) цифрами 1, 2, 3, 3', 4 и 5 отмечены состояния холодильного агента, которые соответствуют точкам теоретического цикла, построенного в диаграммах, а буквами — условные обозначения оборудования, входящего в состав машины.

Для построения цикла в диаграмме $s-T$ или $\lg p-i$ необходимо знать температуры в его характерных точках: кипения t_0 , конденсации t_k и перед регулирующим вентилем $t_{p.в}$. Ориентировочно эти температуры определяют с помощью упрощенных зависимостей, основанных на опыте эксплуатации холодильных машин.

Температуру кипения t_0 принимают в зависимости от температуры помещения и способа его охлаждения. При батарейном охлаждении помещений $t_0 = t_k - (7 \dots 10)^\circ\text{C}$, а при охлаждении помещений воздухоохладителями $t_0 = t_k - (6 \dots 8)^\circ\text{C}$. При охлаждении жидкостей (хладоносителей) обычно $t_0 = t_{х.ср} - (4 \dots 6)^\circ\text{C}$, где $t_{х.ср}$ — средняя температура хладоносителя, $^\circ\text{C}$. Температурный напор $t_k - t_{х.ср}$ принимают в диапазоне $7 \dots 10^\circ\text{C}$, если используется батарейное охлаждение помещений, и в диапазоне $6 \dots 8^\circ\text{C}$ — при охлаждении воздухоохладителями. Перепад температур хладоносителя в испарителе обычно принимают $2 \dots 4^\circ\text{C}$.

Температуру конденсации t_k принимают в зависимости от температуры охлаждающей среды. Для конденсаторов, охлаждаемых водой, $t_k = t_{w_2} + (2 \dots 4)^\circ\text{C}$, где t_{w_2} — температура воды, выходящей из конденсатора. Разность между температурами воды в конденсаторе $t_{w_2} - t_{w_1}$ принимают равной $2 \dots 5^\circ\text{C}$ при прямоточной системе водоснабжения и использовании дешевой воды, а также при наличии ее в источнике водоснабжения в достаточном количестве. Если воды недостаточно или она дорогая, то $t_{w_2} - t_{w_1} = 6 \dots 10^\circ\text{C}$. При этом температуру t_k в зависимости от начальной температуры воды t_{w_1} можно найти из соотношений: $t_k = t_{w_1} + (4 \dots 9)^\circ\text{C}$ при наличии достаточного количества дешевой воды; $t_k = t_{w_1} + (8 \dots 14)^\circ\text{C}$ при наличии дорогой воды или в случае, когда дебит ее источника ограничен. В воздушных конденсаторах $t_k = t_{a_2} + (8 \dots 12)^\circ\text{C}$, где t_{a_2} — температура воздуха, выходящего из конденсатора. Разность $t_{a_2} - t_{a_1}$ между температурами воздуха в конденсаторе обычно принимают равной $4 \dots 6^\circ\text{C}$.

Температура жидкого холодильного агента перед регулирующим вентилем $t_{p.в} = t_{w_1} + (2 \dots 4)^\circ\text{C}$, если охлаждение происходит в водяном переохладителе.

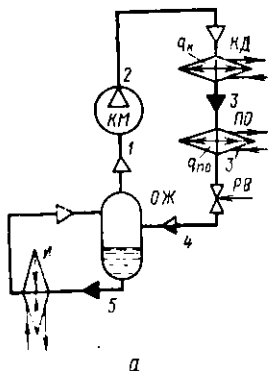
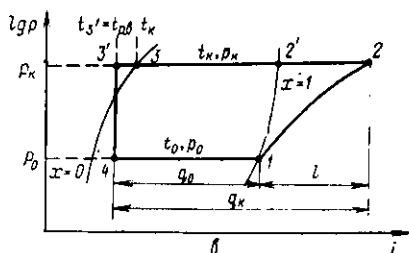
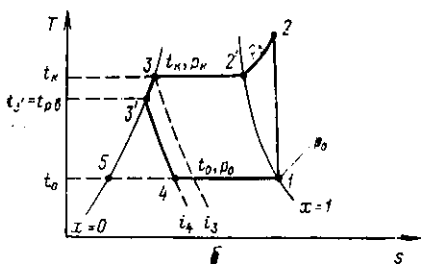


Рис. II—1. Одноступенчатая холодильная машина, работающая по теоретическому циклу:

а — принципиальная схема; б — построение цикла в диаграмме $s-T$; в — построение цикла в диаграмме $\lg p-i$; И — испаритель; ОЖ — отделитель жидкости; КМ — компрессор; КД — конденсатор; ПО — переохладитель; PB — регулирующий вентиль



Температура жидкого холодильного агента, охлаждаемого в регенеративном теплообменнике, определяется из теплового баланса теплообменника.

После построения цикла в диаграмме выполняются расчет основных характеристик холодильной машины.

Холодопроизводительность Q_0 (в кВт) рассчитывают по формуле

$$Q_0 = q_0 G_0 = q_v V_0, \quad (\text{II—1})$$

где G_0 — массовая производительность компрессора, кг/с; q_0 , q_v — удельные массовая и объемная холодопроизводительности, кДж/кг и кДж/м³; V_0 — объем паров, всасываемых компрессором (объемная производительность компрессора), м³/с;

$$V_0 = G_0 v_1; \quad (\text{II—2})$$

где v_1 — удельный объем паров, всасываемых компрессором (удельный объем паров в точке 1), м³/кг.

Теоретическую мощность N_T (в кВт), затрачиваемую в компрессоре, определяют с учетом массовой производительности:

$$N_T = G_0 q_{\text{вн}}. \quad (\text{II—3})$$

Теоретический холодильный коэффициент вычисляют по уравнению

$$\varepsilon = Q_0 / N_T. \quad (\text{II—4})$$

Действительный цикл паровой компрессорной холодильной машины отличается от теоретического тем, что учитывает следующие особенности работы действительной холодильной машины:

перегрев паров холодильного агента при всасывании их компрессором;

отличие процесса сжатия в компрессоре от адиабатного, вызванное теплообменом между холодильным агентом и стенками цилиндра компрессора, наличием «мертвого пространства» в цилиндре компрессора и т. д.;

потери мощности, определяемые индикаторным КПД, механическим КПД, КПД передачи.

Перегрев паров холодильного агента на всасывании создает более опасные условия работы компрессора. Рекомендуемый перегрев паров $\Delta t_{вс} = t_{вс} - t_0$ для аммиачных машин: одноступенчатых и второй ступени двухступенчатых $5 \dots 10^\circ\text{C}$, а первой ступени двухступенчатых $10 \dots 20^\circ\text{C}$; для хладонных $10 \dots 35^\circ\text{C}$.

Потери производительности в действительном компрессоре учитываются коэффициентом подачи

$$\lambda = V_0 / V_h, \quad (\text{II-5})$$

где V_h — объем, описываемый рабочими органами компрессора, $\text{м}^3/\text{с}$.

Коэффициент подачи λ находят как произведение четырех основных коэффициентов:

$$\lambda = \lambda_c \lambda_{др} \lambda_w \lambda_{пл}, \quad (\text{II-6})$$

где λ_c — объемный коэффициент; $\lambda_{др}$, λ_w , $\lambda_{пл}$ — коэффициенты дросселирования, подогрева и плотности.

Объемный коэффициент λ_c определяют по формуле

$$\lambda_c = 1 - C \left[\left(\frac{p_h}{p_{вс}} \right)^{1/m} - 1 \right], \quad (\text{II-7})$$

где C — относительное мертвое пространство; p_h , $p_{вс}$ — давление нагнетания и всасывания; $p_h \approx p_k$; $p_{вс} \approx p_0$; m — показатель политропы расширения (для аммиачных компрессоров $m = 0,95 \dots 1,1$; для хладонных — $m = 0,9 \dots 1,05$).

Коэффициент дросселирования $\lambda_{др}$ принимают равным $0,95 \dots 1$.

Коэффициенты подогрева λ_w и плотности $\lambda_{пл}$ зависят от степени сжатия π (рис. II-2, II-3).

Холодопроизводительность с учетом коэффициента подачи определяют по формуле

$$Q_0 = V_h q_0 \lambda. \quad (\text{II-8})$$

Энергетические потери, вызванные наличием мертвого пространства и депрессией при всасывании паров, оценивают индикаторным коэффициентом всасывания

$$\eta_i = \lambda_w + b t_0, \quad (\text{II-9})$$

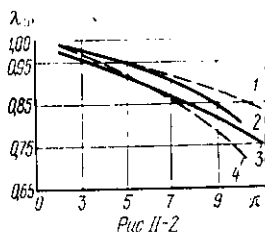


Рис. II-2

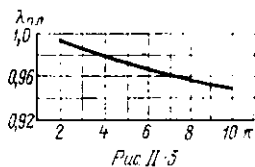


Рис. II-3

Рис. II-2. Зависимость коэффициента подогрева λ_w от $\pi = p_k/p_0$ для поршневых компрессоров:

1 — компрессоры П110 и П220 ($D_{ц} = 115$ мм; $h = 82$ мм; $n_{ц} = 4$ и 8; $n_{об} = 24$ с $^{-1}$) с внешним приводом при работе на хладоне R22; 2 — компрессор П80 ($D_{ц} = 76$ мм; $h = 66$ мм; $n_{ц} = 8$; $n_{об} = 24$ с $^{-1}$) с внешним приводом при работе на хладоне R22; 3 — компрессоры П110 и П220 с внешним приводом при работе на аммиаке; 4 — компрессор П80 со встроенным приводом при работе на хладоне R22

Рис. II-3. Зависимость коэффициента плотности $\lambda_{пл}$ от $\pi = p_k/p_0$

где b — коэффициент (для вертикальных и горизонтальных аммиачных компрессоров соответственно $b=0,001$ и $b=0,002$, для хладоновых компрессоров $b=0,0025$); t_0 — температура кипения, °C.

Полную мощность компрессора рассчитывают с учетом эффективного КПД или индикаторного коэффициента всасывания и механического КПД

$$N_e = \frac{N_{\tau}}{\eta_e} = \frac{N_{\tau}}{\eta_i \eta_m}, \quad (\text{II—10})$$

где η_e — эффективный КПД; η_m — механический КПД (для аммиачных компрессоров $\eta_m=0,9$).

Мощность на клеммах электродвигателя N_e составляет

$$N_a = \frac{N_{\tau}}{\eta_{эл}} = \frac{N_{\tau}}{\eta_e \eta_{эл.дв}} = \frac{N_e}{\eta_{эл.дв}}, \quad (\text{II—11})$$

где $\eta_{эл}$ — электрический КПД (рис. II—4); $\eta_{эл.дв}$ — КПД, учитывающий потери в электродвигателе.

Для сравнения поршневых компрессоров по их холодопроизводительности выполняют расчет сравнительной холодопроизводительности $Q_{0\text{ст}}$. Последнюю определяют для условий работы в сравнительном режиме, который называют спецификационным. Параметры спецификационных режимов приведены в таблице.

Диапазон температур, при котором холодильная машина осуществляет отвод теплоты	Холодильный агент	Тип компрессора	Температура спецификационного режима, °C			
			кипения t_0	конденсации t_k	всасывания $t_{вс}$	перед регулирующим вентилем t_p , в
Высокотемпературный (примерно от +20 до -10 °C)	R12	} ПГ, ПБ, П	5	40	20	35
	R22		5	40	20	35
	R12B1		5	60	20	55
Среднетемпературный (примерно от -10 до -30 °C)	R12	} ПГ, ПБ, П	-15	30	20	25
	R22		-15	30	20	25
	R717	П*	-15	30	-10	25
Низкотемпературный (ниже примерно -30 °C)	R502	} ПГ, ПБ, П	-35	30	20	25
	R13B1		-35	30	20	25
	R13		-80	-30	0	-35

* Только для компрессоров номинальной производительностью от 48 кВт и более.

Сравнительную холодопроизводительность $Q_{0\text{ст}}$ при известной рабочей холодопроизводительности Q_0 , рассчитанной для условий, при которых работает компрессор, определяют с помощью уравнения

$$Q_{0\text{ст}} = Q_0 \frac{q_{v\text{ст}} \lambda_{\text{ст}}}{q_v \lambda}, \quad (\text{II—12})$$

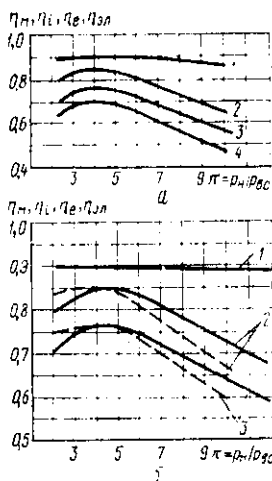


Рис. II—4. Зависимость $\eta_m, \eta_i, \eta_e, \eta_{эл}$ от π для компрессоров с приводом от встроенного и внешнего электродвигателя (R22 — сплошная линия, R717 — пунктирная):

а — компрессор со встроенным электродвигателем; б — компрессор с внешним приводом (η_m для R22 и аммиака одинаковы); 1 — η_m ; 2 — η_i ; 3 — $\eta_e = \eta_m \eta_i$; 4 — $\eta_{эл} = \eta_e \eta_{эл.дв}$

где $q_{ст}, q_v$ — удельная объемная холодопроизводительность при сравнительных и рабочих условиях; $\lambda_{ст}, \lambda$ — коэффициент подачи при сравнительных и рабочих условиях.

Пример II—1. Выполнить тепловой расчет холодильной машины, работающей на R12 по теоретическому циклу без регенеративного теплообмена, если известно: холодопроизводительность $Q_0 = 2$ кВт; температура воздуха в холодильной камере $t_b = 0^\circ\text{C}$; температура воды, подаваемой в конденсатор и переохладитель из источника с неограниченным дебитом, $t_{w1} = 18^\circ\text{C}$; в камере предусмотрено батарейное охлаждение.

1. Температуру кипения t_0 холодильного агента в батареях принимаем на 10°C ниже температуры воздуха t_b , а температуру конденсации t_k — на 8°C выше температуры воды t_{w1} :

$$t_0 = 0 - 10 = -10^\circ\text{C}; t_k = 18 + 8 = 26^\circ\text{C}.$$

2. Температуру жидкого холодильного агента $t_{p.в}$ после переохладителя принимаем на 4°C выше температуры воды t_{w1} :

$$t_{p.в} = 18 + 4 = 22^\circ\text{C}.$$

3. По известным значениям t_0, t_k и $t_{p.в}$ строим теоретический цикл в диаграмме $s-T$ или $\lg p-i$ для R12. Построение цикла аналогично построению, приведенному на рис. II—1, б, в. Затем графически находим значения параметров холодильного агента в характерных точках цикла: $v_1 = 0,08$ м³/кг; $i_1 = 548$ кДж/кг, $= 569$ кДж/кг; $i_3 = 425$ кДж/кг; $i_3' = 420$ кДж/кг; $i_4 = i_3'$.

4. По данным цикла рассчитываем следующие показатели: удельную массовую холодопроизводительность

$$q_0 = i_1 - i_4 = 548 - 420 = 128 \text{ кДж/кг};$$

удельную объемную холодопроизводительность

$$q_v = q_0 / v_1 = 128 / 0,08 = 1600 \text{ кДж/м}^3;$$

удельную теоретическую работу сжатия

$$q_{вн} = i_2 - i_1 = 569 - 548 = 21 \text{ кДж/кг};$$

теплоту, отдаваемую 1 кг холодильного агента в конденсаторе,

$$q_k = i_2 - i_3 = 569 - 425 = 144 \text{ кДж/кг};$$

теплоту, отдаваемую 1 кг холодильного агента в переохладителе,

$$q_{\text{по}} = i_3 - i_3' = 425 - 420 = 5 \text{ кДж/кг};$$

теплоту, отдаваемую 1 кг холодильного агента в конденсаторе и переохладителе,

$$q = i_2 - i_3' = 569 - 420 = 149 \text{ кДж/кг};$$

тепловой баланс холодильной машины

$$q = q_0 + q_{\text{вн}} = 128 + 21 = 149 \text{ кДж/кг};$$

теоретический холодильный коэффициент

$$\varepsilon = q_0 / q_{\text{вн}} = 128 / 21 = 6,09;$$

холодильный коэффициент холодильной машины, работающей по обратному циклу Карно при тех же температурах кипения и конденсации,

$$\varepsilon_{\text{к}} = T_0 / (T_{\text{к}} - T_0) = (273 - 10) / [(273 + 26) - (273 - 10)] = 7,30.$$

5. По известным значениям Q_0 , q_0 , v_1 и по формулам (II—1), (II—2) рассчитываем массовую производительность

$$G_0 = 2 / 128 = 0,0156 \text{ кг/с},$$

а также объем паров, всасываемых компрессором,

$$V_0 = 0,0156 \cdot 0,08 = 0,00125 \text{ м}^3/\text{с}$$

или

$$V_0 = Q_0 / q_v = 2 / 1600 = 0,00125 \text{ м}^3/\text{с}.$$

6. По формуле (II—4) определяем теоретическую мощность компрессора, а затем тепловую нагрузку на конденсатор и переохладитель:

$$N_{\text{т}} = Q_0 / \varepsilon = 2 / 6,09 = 0,328 \text{ кВт}$$

или

$$N_{\text{т}} = G_0 q_{\text{вн}} = 0,0156 \cdot 21 = 0,328 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{к}} = G_0 q_{\text{к}} = 0,0156 \cdot 149 = 2,32 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{по}} = G_0 q_{\text{по}} = 0,0156 \cdot 5 = 0,078 \text{ кВт}.$$

Пример II—2. Выполнить тепловой расчет аммиачной холодильной машины, работающей по теоретическому циклу, если известно, что холодопроизводительность $Q_0 = 100 \text{ кВт}$, температура воздуха в камере с батарейным охлаждением $t_{\text{в}} = -10^\circ\text{C}$, температура воды, подаваемой в конденсатор и переохладитель из ис-

точника с ограниченным дебитом (артезианская скважина),
 $t_{w_1} = 10^\circ\text{C}$.

Расчет выполняем в той же последовательности, что и в предыдущем примере:

температура кипения t_0

$$t_0 = t_b - 10 = -10 - 10 = -20^\circ\text{C};$$

температура конденсации

$$t_k = t_{w_1} + 10 = 10 + 10 = 20^\circ\text{C};$$

температура холодильного агента перед регулирующим вентилем

$$t_{p.v} = t_{w_1} + 4 = 10 + 4 = 14^\circ\text{C};$$

построение цикла в диаграмме $s-T$ или $\lg p-i$ аналогично построению, приведенному на рис. II-1, б, в, а затем графически определяем следующие параметры: $i_1 = 1660$ кДж/кг; $v_1 = 0,65$ м³/кг; $i_2 = 1870$ кДж/кг; $i_3' = i_4 = 486$ кДж/кг; $i_3 = 515$ кДж/кг; удельная массовая холодопроизводительность

$$q_0 = 1660 - 486 = 1174 \text{ кДж/кг};$$

удельная объемная холодопроизводительность

$$q_v = \frac{1174}{0,65} = 1806 \text{ кДж/м}^3;$$

удельная теоретическая работа сжатия

$$q_{вн} = 1870 - 1660 = 210 \text{ кДж/кг};$$

теплота, отдаваемая 1 кг аммиака в конденсаторе,

$$q_k = 1870 - 515 = 1355 \text{ кДж/кг};$$

теплота, отдаваемая 1 кг аммиака в переохладителе,

$$q_{по} = 515 - 486 = 29 \text{ кДж/кг};$$

тепловой баланс холодильной машины:

$$q_k + q_{по} = q_0 + q_{вн};$$

$$1355 + 29 = 1174 + 210;$$

теоретический холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{1174}{210} = 5,6;$$

холодильный коэффициент машины, работающей по обратному циклу Карно при тех же температурах кипения и конденсации,

$$\varepsilon_k = \frac{273-20}{(273+20)-(273-20)} = 6,3 ;$$

массовая производительность компрессора

$$G_0 = \frac{100}{1174} = 0,0852 \text{ кг/с} ;$$

объем паров аммиака, всасываемых компрессором,

$$V_0 = 0,0852 \cdot 0,65 = 0,0554 \text{ м}^3/\text{с}$$

или

$$V_0 = \frac{100}{1806} = 0,0554 \text{ м}^3/\text{с} ;$$

теоретическая мощность компрессора

$$N_T = \frac{100}{5,6} = 17,9 \text{ кВт},$$

или

$$N_T = 0,0852 \cdot 210 = 17,9 \text{ кВт} ;$$

тепловая нагрузка на конденсатор

$$Q_k = 0,0852 \cdot 1355 = 115,4 \text{ кВт} ;$$

тепловая нагрузка на переохладитель

$$Q_{по} = 0,0852 \cdot 29 = 2,47 \text{ кВт}.$$

Пример II—3. Холодильная машина работает на холодильном агенте R12 по действительному циклу с регенеративным теплообменником. Построить цикл машины, если известно, что температура кипения $t_0 = -8^\circ\text{C}$, температура конденсации $t_k = +28^\circ\text{C}$; перегрев паров в регенеративном теплообменнике $\Delta t_{вс} = 25^\circ\text{C}$.

На рис. II—5,а приведена принципиальная схема холодильной машины с регенеративным теплообменником. Пары холодильного агента после испарителя перед подачей в компрессор поступают в регенеративный теплообменник РТ. Жидкий холодильный агент после конденсатора также поступает в регенеративный теплообменник, где охлаждается вследствие передачи теплоты пару. После теплообменника перегретые пары состояния $1'$ поступают в компрессор, а жидкий холодильный агент, охлажденный до состояния $3'$, подается в регулирующий вентиль.

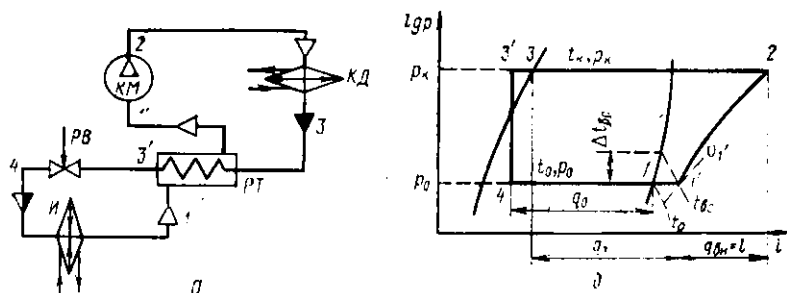


Рис. 11—5. Одноступенчатая хладоновая холодильная машина, работающая по действительному циклу с регенеративным теплообменом:

а — принципиальная схема; б — построение цикла в диаграмме $\lg p-i$; И — испаритель; РТ — регенеративный теплообменник; КМ — компрессор; КД — конденсатор; РВ — регулирующий вентиль

Построение цикла в диаграмме $\lg p-i$ приведено на рис. 11—5, б. Сначала определяем температуру паров в точке 1': $t_{вс} = t_0 + \Delta t_{вс} = -8 + 25 = 17^\circ\text{C}$. Положение точки 1' находим на пересечении изобары $p_0 = 0,2357$ МПа, соответствующей $t_0 = -8^\circ\text{C}$, и изотермы $t_{1'} = t_{вс} = 17^\circ\text{C}$ (см. рис. 11—5, б). Положение точки 2 находим на пересечении адиабаты, проведенной из точки 1', с изобарой p_k , соответствующей заданной температуре конденсации t_k . Находим, что $i_2 = 587,5$ кДж/кг.

Энтальпию точки 3' находим из уравнения теплового баланса регенеративного теплообменника, пренебрегая потерями теплоты в окружающую среду:

$$G_0(i_3 - i_{3'}) = G_0(i_{1'} - i_1),$$

где $G_0(i_3 - i_{3'})$ — количество теплоты, отведенной от жидкого холодильного агента; $G_0(i_{1'} - i_1)$ — количество теплоты, подведенной к парам холодильного агента.

Из диаграммы находим, что $i_3 = 428$ кДж/кг; $i_{1'} = 564,5$ кДж/кг; $i_1 = 548,5$ кДж/кг. Следовательно,

$$i_{3'} = i_3 - i_{1'} + i_1 = 428 - 564,5 + 548,5 = 412 \text{ кДж/кг.}$$

Положение точки 3' на диаграмме находим на пересечении изохоры $i_{3'} = 412$ кДж/кг и изобары $p_k = 0,7053$ МПа, соответствующей температуре $t_k = 28^\circ\text{C}$. Известно, что $i_{1'} = i_4$.

Для построенного цикла удельная массовая холодопроизводительность

$$q_0 = i_1 - i_4 = i_1 - i_{3'} = 548,5 - 412 = 136,5 \text{ кДж/кг}$$

или

$$q_0 = i_{1'} - i_3 = 564,5 - 428 = 136,5 \text{ кДж/кг.}$$

Удельная теоретическая работа сжатия в компрессоре

$$q_{вн} = i_2 - i_{1'} = 587,5 - 564,5 = 23 \text{ дДж/кг.}$$

Пример II—4. Выполнить тепловой расчет аммиачной холодильной машины, работающей по действительному циклу, если известно, что тип компрессора П110, объем, описываемый поршнями, $V_h=0,0836 \text{ м}^3/\text{с}$; температура охлаждающей воды, поступающей в конденсатор и переохладитель, $t_{w1}=22^\circ\text{C}$; поддержание заданной температуры воздуха $t_{\text{в}}=2^\circ\text{C}$ в холодильной камере осуществляется с помощью воздухоохладителей.

1. Для построения цикла при рабочих условиях предварительно определяем температуры кипения t_0 , конденсации $t_{\text{к}}$, перед регулирующим вентилем $t_{\text{р.в}}$, всасывания $t_{\text{вс}}$:

$$t_0 = t_{\text{в}} - 6 = 2 - 6 = -4^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{к}} = t_{w1} + 8 = 22 + 8 = 30^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{р.в}} = t_{w1} + 2 = 22 + 2 = 24^\circ\text{C};$$

$$t_{1'} = t_{\text{вс}} = t_0 + 5 = -4 + 5 = 1^\circ\text{C}.$$

2. По значениям t_0 , $t_{\text{к}}$, $t_{\text{р.в}}$, $t_{\text{вс}}$ строим рабочий цикл в диаграмме $\lg p - i$ (рис. II—6) и определяем значения параметров аммиака в характерных точках цикла:

энтальпию сухих насыщенных паров на выходе из испарителя (точка 1) $i_1 = 1678 \text{ кДж/кг}$;

энтальпию перегретых паров, всасываемых компрессором (точка 1'), $i_{1'} = 1692 \text{ кДж/кг}$;

энтальпию паров в конце сжатия (точка 2) $i_2 = 1854 \text{ кДж/кг}$;

энтальпию жидкого холодильного агента после конденсатора (точка 3) $i_3 = 563 \text{ кДж/кг}$;

энтальпию жидкого холодильного агента после переохладителя (точка 3') $i_{3'} = i_4 = 534 \text{ кДж/кг}$;

удельный объем всасываемых паров (точка 1') $v_{1'} = 0,34 \text{ м}^3/\text{кг}$;

давление кипения $p_0 = 0,369 \text{ МПа}$;

давление конденсации $p_{\text{к}} = 1,168 \text{ МПа}$.

3. По данным цикла определяем следующие показатели:

удельную массовую холодопроизводительность

$$q_0 = 1678 - 534 = 1144 \text{ кДж/кг};$$

теплоту, подводимую к 1 кг холодильного агента перед подачей в компрессор (после выхода из испарителя).

$$q_{\text{доп}} = i_{1'} - i_1 = 1692 -$$

$$- 1678 = 14 \text{ кДж/кг};$$

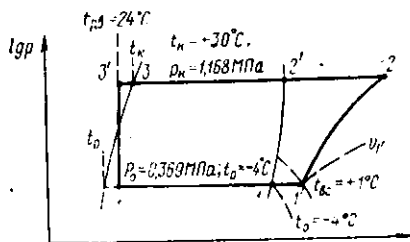


Рис. II—6. К примеру II—4

удельную теоретическую работу сжатия в компрессоре

$$q_{\text{вн}} = i_2 - i_1 = 1854 - 1692 = 162 \text{ кДж/кг};$$

теплоту, отдаваемую 1 кг аммиака в конденсаторе,

$$q_{\text{к}} = i_2 - i_3 = 1854 - 563 = 1291 \text{ кДж/кг};$$

теплоту, отдаваемую 1 кг аммиака в переохладителе,

$$q_{\text{по}} = i_3 - i_3' = 563 - 534 = 29 \text{ кДж/кг};$$

тепловой баланс холодильной машины:

$$q_0 + q_{\text{доп}} + q_{\text{вн}} = q_{\text{к}} + q_{\text{по}};$$

$$1144 + 14 + 162 = 1291 + 29;$$

холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{1144}{162} = 7,06; \quad \varepsilon_{\text{к}} = \frac{273 - 4}{(273 + 30) - (273 - 4)} = 7,9;$$

удельную объемную холодопроизводительность

$$q_v = 1144 / 0,34 = 3364 \text{ кДж/м}^3.$$

4. Выполняем расчет коэффициента подачи компрессора.

Объемный коэффициент λ_c определяем по формуле (II—7), учитывая, что для компрессора П110 $C = 0,045$:

$$\lambda_c = 1 - 0,045 \left[\left(\frac{1,168}{0,369} \right)^{1,1,05} - 1 \right] = 0,91.$$

Коэффициент $\lambda_{\text{др}}$ принимаем равным 0,97; при $\pi = p_{\text{н}}/p_{\text{вс}} = 1,168/0,369 = 3,16$ по рис. II—2 находим, что $\lambda_w = 0,95$. Коэффициент $\lambda_{\text{пл}} = 0,985$ (см. рис. II—3).

По формуле (II—6) определяем значение λ :

$$\lambda = 0,91 \cdot 0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,985 = 0,826.$$

5. По формуле (II—8) рассчитываем холодопроизводительность

$$Q_0 = 0,0836 \cdot 3364 \cdot 0,826 = 232,3 \text{ кВт}.$$

6. По формулам (II—1) и (II—5) находим массовую и объемную производительность компрессора:

$$G_0 = 232,3 / 1144 = 0,203 \text{ кг/с}; \quad V_0 = 0,0836 \cdot 0,826 = 0,069 \text{ м}^3/\text{с}.$$

7. Затем по формулам (II—4), (II—9) и (II—10) рассчитываем теоретическую мощность $N_{\text{т}}$, индикаторный КПД η_i и полную мощность N_e , затрачиваемую в компрессоре:

$$N_T = 232,3/7,06 = 32,9 \text{ кВт};$$

$$\eta_i = 0,95 + 0,001 (-4) = 0,946;$$

$$N_e = 32,9 / (0,946 \cdot 0,9) = 38,6 \text{ кВт}.$$

8. Для определения мощности N_0 предварительно по графику (см. рис. II—4) при $\pi = 3,16$ находим, что $\eta_{эл} = 0,68$. По формуле (II—11) $N_0 = 32,9/0,68 = 48,4 \text{ кВт}$.

9. Зная q_k , $q_{по}$ и G_0 , рассчитываем тепловую нагрузку на конденсатор Q_k и переохладитель $Q_{по}$:

$$Q_k = G_0 q_k = 0,203 \cdot 1291 = 262,07 \text{ кВт};$$

$$Q_{по} = G_0 q_{по} = 0,203 \cdot 29 = 5,887 \text{ кВт}.$$

Пример II—5. Для условий примера II—4 определить сравнительную холодопроизводительность.

1. Из таблицы выписываем температурные условия спецификационного режима одноступенчатой аммиачной холодильной машины: $t_0 = -15^\circ\text{C}$; $t_{вс} = -10^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$; $t_{р.в} = 25^\circ\text{C}$.

2. Выполняем построение спецификационного цикла и определяем энтальпии: $i_1 = 1662,7 \text{ кДж/кг}$ и $i_4 = 536,3 \text{ кДж/кг}$; удельный объем $v_1' = 0,5 \text{ м}^3/\text{кг}$; давление кипения $p_0 = 0,236 \text{ МПа}$; давление конденсации $p_k = 1,17 \text{ МПа}$.

3. По данным цикла находим:

$$q_{0_{ст}} = 1662,7 - 536,3 = 1126,4 \text{ кДж/кг};$$

$$q_{0_{ст}} = q_{0_{ст}} / v_1' = 1126,4/0,5 = 2252,8 \text{ кДж/м}^3.$$

4. Определяем коэффициент подачи

$$\lambda_c = 1 - 0,045 \left[\left(\frac{1,17}{0,236} \right)^{1/1,05} - 1 \right] = 0,822; \lambda_{др} = 0,97;$$

при $\pi = 1,17/0,236 = 4,96$ по рис. II—2 $\lambda_w = 0,95$, а по рис. II—3 $\lambda_{пл} = 0,97$;

$$\lambda_{ст} = 0,822 \cdot 0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,97 = 0,735.$$

5. По формуле (II—12) рассчитываем сравнительную холодопроизводительность

$$Q_{0_{ст}} = 232,3 \cdot 2252,8 \cdot 0,735 / (3364 \cdot 0,826) = 138,43 \text{ кВт}.$$

ГЛАВА III. МНОГООРУПЕНЧАТЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Низким значениям температуры охлаждающих сред соответствуют пониженные значения температуры t_0 и давления p_0 кипения холодильного агента. С понижением давления p_0 увеличиваются значения отношения давления конденсации к давлению кипения (p_k/p_0), уменьшаются значения коэффициента пода-

чи λ и удельной объемной холодопроизводительности q_0 , что в итоге приводит к уменьшению холодопроизводительности Q_0 . При этом уменьшаются значения энергетических коэффициентов машины η_i , η_k , η_0 . Кроме того, значительно повышается температура паров в конце сжатия (особенно в аммиачных машинах). Это обстоятельство приводит к ухудшению условий смазки и возможности вспышки масел. Поэтому допускают температуру паров холодильного агента в конце сжатия для аммиачных холодильных машин не выше 160°C .

Таким образом, при определенных температурных условиях производство холода одноступенчатыми холодильными машинами может оказаться нецелесообразным, а в некоторых случаях и невозможным (главным образом по соображениям безопасности).

В технике получения умеренно низких температур применяют двух- и трехступенчатые, а также каскадные холодильные машины. В многоступенчатых машинах давление повышается от p_0 до p_k последовательно в компрессоре первой и второй ступеней (или в первой, второй и третьей ступенях).

Область применения одноступенчатых холодильных машин ограничена следующими параметрами:

разностью давлений $(p_k - p_0) \leq 1,7$ МПа (для современных холодильных машин с быстроходными поршневыми компрессорами);

отношением давлений $(p_k/p_0) \leq 9$ и разностью давлений $(p_k - p_0) \leq 1,2$ МПа (для холодильных машин предыдущих серий);

температурой паров холодильного агента в конце сжатия (она не должна превышать значения, указанного выше).

Циклы работы многоступенчатых холодильных машин различаются способом промежуточного охлаждения паров холодильного агента между ступенями и способом переохлаждения жидкого холодильного агента перед регулирующим вентилем. Промежуточное охлаждение паров может быть полным и неполным. В первом случае пары холодильного агента сначала охлаждаются водой в промежуточном охладителе, а затем жидким холодильным агентом до состояния насыщения в промежуточном сосуде. Во втором случае пары холодильного агента охлаждаются только водой в промежуточном охладителе. Переохлаждение жидкого холодильного агента перед регулирующим вентилем может осуществляться водой в переохладителе или жидким холодильным агентом в промежуточном сосуде.

Пример III—1. Выполнить тепловой расчет двухступенчатой аммиачной холодильной машины с полным промежуточным охлаждением и двухступенчатым дросселированием, работающей на две холодильные камеры с батареями непосредственного охлаждения (рис. III—1, а), если известно, что температура воздуха в первой холодильной камере $t_{в1} = 0^\circ\text{C}$, температура воздуха во второй холодильной камере $t_{в2} = -35^\circ\text{C}$, температура воды, подаваемой в промежуточный охладитель, конденсатор и переохладитель из источника с ограниченным дебитом, $t_{w1} = +25^\circ\text{C}$, тепловая нагрузка на испарители: $Q_{01} = 100$ кВт; $Q_{02} = 150$ кВт, в холодильной машине предусмотрены поршневые компрессоры.

1. По заданным температурам воздуха в холодильных камерах и охлаждающей воды, подаваемой в конденсатор, принимаем следующий режим работы холодильной машины:

температура кипения холодильного агента в испарителе ступени низкого давления

$$t_{02} = t_{в2} - 10^\circ\text{C} = -35 - 10 = -45^\circ\text{C};$$

температура кипения холодильного агента в испарителе ступени низкого давления

$$t_{01} = t_{в1} - 10^\circ\text{C} = 0 - 10 = -10^\circ\text{C};$$

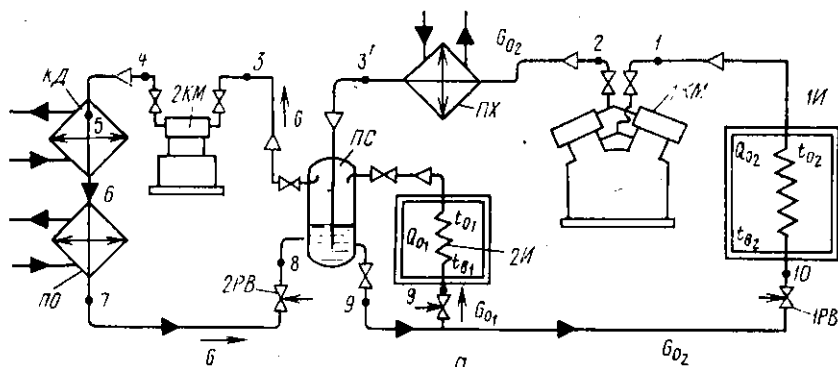
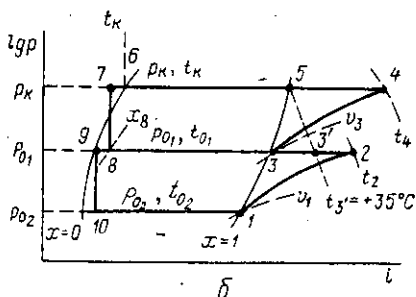


Рис. III—1. Двухступенчатая аммиачная холодильная машина с полным промежуточным охлаждением, двухступенчатым дросселированием и испарителями на две температуры кипения:

а — принципиальная схема: 1И — испаритель низкого давления; 1КМ — компрессор низкого давления; ПХ — промежуточный охладитель; ПС — промежуточный сосуд; 2КМ — компрессор высокого давления; КД — конденсатор; ПО — переоохладитель; 2РВ — регулирующий вентиль высокого давления; 2И — испаритель промежуточного давления; 1РВ — регулирующий вентиль низкого давления;

б — построение цикла в диаграмме $\lg p - i$



температура конденсации

$$t_k = t_{w_1} + 10^\circ\text{C} = +25 + 10 = 35^\circ\text{C};$$

температура переохлаждения жидкого холодильного агента перед регулирующим вентилем

$$t_{p\text{ в}} = t_{w_1} + 4^\circ\text{C} = +25 + 4 = 29^\circ\text{C};$$

температура паров, выходящих из промежуточного охладителя,

$$t_3' = t_{w_1} + 10 = +25 + 10 = +35^\circ\text{C}.$$

2. Задаемся, что компрессоры всасывают насыщенные пары холодильного агента, т. е. $t_1 = t_{0_2}$ (что близко к действительным условиям работы в насосных схемах), а $t_3 = t_{0_1}$.

3. По известным значениям температур выполняем построение цикла в диаграмме $\lg p - i$ (рис. III—1, б). Сначала проводим изотермы $t_{0_2} = -45^\circ\text{C}$ и $t_{0_1} = -10^\circ\text{C}$, характеризующие температуры кипения холодильного агента в испарителях ступени низкого и высокого давления, и получаем точки 1 и 3. Затем проводим изобару $p_{0_1} = 0,29$ МПа, соответствующую температуре кипения t_{0_1} , до пересечения с адиабатой сжатия паров холоди-

ного агента в ступени низкого давления. На пересечении изобары с адиабатой получаем точку 2. Далее из точки 3, имеющей параметры $x=1$ и $p_{01}=0,29$ МПа, проводим адиабату сжатия паров холодильного агента в ступени высокого давления. Точка пересечения адиабаты с изобарой $p_k=1,35$ МПа, соответствующей температуре конденсации $t_k=35^\circ\text{C}$, характеризует состояние паров холодильного агента в конце сжатия в ступени высокого давления (точка 4). Пересечение изобары p_k с пограничной линией $x=0$ определяет местоположение точки 6, характеризующей состояние жидкого холодильного агента после конденсации, а с изотермой $t_{p.v}$ — местоположение точки 7, характеризующей состояние жидкого холодильного агента после охлаждения его в переохладителе. Процессы дросселирования жидкого холодильного агента от давления p_k до давления p_{01} и от давления p_{01} до давления $p_{02}=0,055$ МПа изображаем изоэнтальпами 7—8 и 9—10.

4. Графически определяем параметры холодильного агента в характерных точках цикла:

энтальпии паров, всасываемых компрессором низкого давления, $i_1=1617$ кДж/кг, паров, всасываемых компрессором высокого давления, $i_3=1669$ кДж/кг, паров в конце сжатия в компрессоре низкого давления $i_2=1836$ кДж/кг, паров в конце сжатия в компрессоре высокого давления $i_4=1891$ кДж/кг, паров после промежуточного охладителя $i_3'=1780$ кДж/кг, жидкого холодильного агента после конденсатора $i_6=588$ кДж/кг, жидкого холодильного агента после переохладителя $i_7=558$ кДж/кг, жидкого холодильного агента, поступающего в испарители низкого и высокого давления, $i_9=i_{10}=377$ кДж/кг;

удельные объемы паров, всасываемых компрессорами низкого давления, $v_1=1,96$ м³/кг и высокого давления $v_3=0,42$ м³/кг;

температуры паров в конце сжатия в компрессорах низкого давления $t_2=60^\circ\text{C}$ и высокого давления $t_4=100^\circ\text{C}$;

относительное содержание паров в парожидкостной смеси холодильного агента после дросселирования в регулирующем вентиле высокого давления $x_8=0,142$ кг/кг.

5. Рассчитываем массовый расход холодильного агента: поступающего в испаритель низкого давления

$$G_{02} = \frac{Q_{02}}{q_{02}} = \frac{Q_{02}}{i_1 - i_{10}} = \frac{150}{1617 - 377} = 0,122 \text{ кг/с};$$

поступающего в испаритель промежуточного давления

$$G_{01} = \frac{Q_{01}}{q_{01}} = \frac{Q_{01}}{i_3 - i_9} = \frac{100}{1669 - 377} = 0,0774 \text{ кг/с};$$

испаряющегося в промежуточном сосуде при дополнительном охлаждении паров после промежуточного охладителя

$$G_{0 \text{ н.с.}} = \frac{G_{02}(i_3' - i_3)}{i_3 - i_9} = \frac{0,122 (1780 - 1669)}{1669 - 377} = 0,0105 \text{ кг/с;}$$

поступающего в промежуточный сосуд

$$G_{\text{н.с.}} = G_{02} + G_{01} + G_{0 \text{ н.с.}} = 0,122 + 0,0774 + 0,0105 = 0,2099 \text{ кг/с;}$$

проходящего через компрессор высокого давления (с учетом паров, образующихся в регулирующем вентиле высокого давления)

$$G = \frac{G_{\text{н.с.}}}{(1 - x_8)} = \frac{0,2099}{(1 - 0,142)} = 0,245 \text{ кг/с.}$$

6. Находим объем паров, поступающих в компрессоры: низкого давления

$$V_{\text{н.д.}} = G_{02} v_1 = 0,122 \cdot 1,96 = 0,239 \text{ м}^3/\text{с;}$$

высокого давления

$$V_{\text{в.д.}} = G v_3 = 0,245 \cdot 0,42 = 0,103 \text{ м}^3/\text{с.}$$

7. Выполняем расчет коэффициентов подачи компрессоров: низкого давления

$$\lambda_{\text{с н.д.}} = 1 - C_{\text{н.д.}} \left[\left(\frac{p_{01}}{p_{02}} \right)^{1/m} - 1 \right] = 1 - 0,045 \left[\left(\frac{0,29}{0,055} \right)^{1/1,05} - 1 \right] = 0,825;$$

$$\lambda_{\text{др н.д.}} = 0,97;$$

$$\lambda_{\text{ш н.д.}} = 0,9 \text{ при } \pi_{\text{н.д.}} = \frac{p_{01}}{p_{02}} = \frac{0,29}{0,055} = 5,29 \text{ (см. рис. II-2);}$$

$$\lambda_{\text{пл н.д.}} = 0,971 \text{ при } \pi_{\text{н.д.}} = 5,29 \text{ (см. рис. II-3);}$$

$$\lambda_{\text{н.д.}} = 0,825 \cdot 0,97 \cdot 0,9 \cdot 0,971 = 0,699;$$

высокого давления

$$\lambda_{\text{с в.д.}} = 1 - C_{\text{в.д.}} \left[\left(\frac{p_{\kappa}}{p_{01}} \right)^{1/m} - 1 \right] = 1 - 0,045 \left[\left(\frac{1,35}{0,29} \right)^{1/1,05} - 1 \right] = 0,851;$$

$$\lambda_{\text{др в.д.}} = \lambda_{\text{др н.д.}} = 0,97;$$

$$\lambda_{\text{ш в.д.}} = 0,91 \text{ при } \pi_{\text{в.д.}} = \frac{p_{\kappa}}{p_{01}} = \frac{1,35}{0,29} = 4,65 \text{ (см. рис. II-2);}$$

$$\lambda_{\text{пл в.д.}} = 0,975 \text{ при } \pi_{\text{в.д.}} = 4,65 \text{ (см. рис. II-3);}$$

$$\lambda_{в.д} = 0,851 \cdot 0,97 \cdot 0,91 \cdot 0,975 = 0,732.$$

8. Учитывая значения коэффициентов подачи, находим объемы, описываемые поршнями компрессоров низкого давления $V_{h_{н.д}}$ и высокого давления $V_{h_{в.д}}$, а также отношение объемов:

$$V_{h_{н.д}} = \frac{V_{н.д}}{\lambda_{н.д}} = \frac{0,239}{0,699} = 0,342 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$V_{h_{в.д}} = \frac{V_{в.д}}{\lambda_{в.д}} = \frac{0,103}{0,732} = 0,141 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\frac{V_{h_{н.д}}}{V_{h_{в.д}}} = \frac{0,342}{0,141} = 2,42.$$

9. Рассчитываем теоретические (адиабатные) мощности компрессоров низкого давления $N_{т_{н.д}}$ и высокого давления $N_{т_{в.д}}$:

$$N_{т_{н.д}} = G_{02} (i_2 - i_1) = 0,122 (1836 - 1617) = 26,72 \text{ кВт};$$

$$N_{т_{в.д}} = G (i_4 - i_3) = 0,245 (1891 - 1669) = 54,39 \text{ кВт}.$$

10. Для определения эффективной мощности рассчитываем индикаторный и механический КПД компрессора: низкого давления

$$\eta_{i_{н.д}} = \lambda_{w_{н.д}} + b t_{02} = 0,9 + 0,001 (-45) = 0,855;$$

высокого давления

$$\eta_{i_{в.д}} = \lambda_{w_{в.д}} + b t_{01} = 0,91 + 0,001 (-10) = 0,90;$$

$$\eta_{м_{н.д}} = \eta_{м_{в.д}} = 0,9.$$

11. Определяем эффективную мощность, а также мощность на клеммах электродвигателя компрессора: низкого давления

$$N_{e_{н.д}} = \frac{N_{т_{н.д}}}{\eta_{i_{н.д}} \eta_{м_{н.д}}} = \frac{26,72}{0,855 \cdot 0,9} = 34,72 \text{ кВт};$$

$$\eta_{эл_{н.д}} = 0,68 \text{ (см. рис. II-4);}$$

$$N_{э_{н.д}} = \frac{N_{т_{н.д}}}{\eta_{эл_{н.д}}} = \frac{26,72}{0,68} = 39,3 \text{ кВт};$$

высокого давления

$$N_{\text{с в.д.}} = \frac{N_{\text{т в.д.}}}{\eta_{\text{и.д.}} \eta_{\text{м в.д.}}} = \frac{54,39}{0,90 \cdot 0,9} = 67,15 \text{ кВт};$$

$$\eta_{\text{эл в.д.}} = 0,7 \text{ (см. рис. II-4);}$$

$$N_{\text{э в.д.}} = \frac{N_{\text{т в.д.}}}{\eta_{\text{эл в.д.}}} = \frac{54,39}{0,7} = 77,7 \text{ кВт.}$$

12. Рассчитываем тепловую нагрузку на теплообменные аппараты холодильной машины:
на промежуточный охладитель паров

$$Q_{\text{пх}} = G_{02}(i_2 - i_3) = 0,122(1836 - 1780) = 6,83 \text{ кВт};$$

на конденсатор

$$Q_{\text{к}} = G(i_4 - i_6) = 0,245(1891 - 588) = 319,2 \text{ кВт};$$

на переохладитель жидкости

$$Q_{\text{по}} = G(i_6 - i_7) = 0,245(588 - 558) = 7,35 \text{ кВт.}$$

Пример III-2. Определить возможность применения двухступенчатого цикла с неполным промежуточным охлаждением и одноступенчатым дросселированием вместо одноступенчатого цикла в аммиачной холодильной машине, предназначенной для поддержания заданной температуры воздуха в камере заморажива-

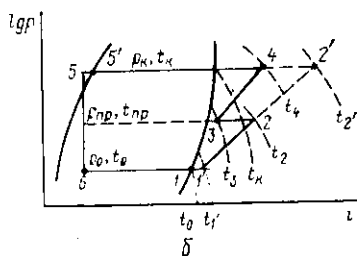
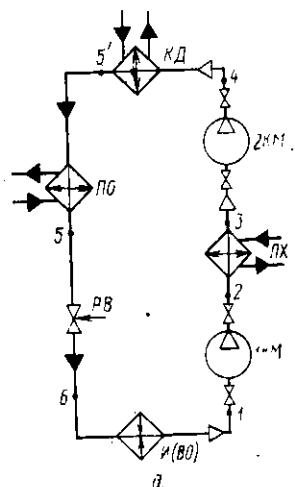


Рис. III-2. Двухступенчатая аммиачная холодильная машина с неполным промежуточным охлаждением и одноступенчатым дросселированием:

а — принципиальная схема; б — построение цикла в диаграмме $\lg p-i$; 1KM — компрессор низкого давления; 2KM — компрессор высокого давления; ПХ — промежуточный охладитель; КД — конденсатор; ПО — переохладитель; РВ — регулирующий вентиль; И (ВО) — испаритель (воздухоохладитель)

ния (рис. III—2, а), если известно, что температура воздуха $t_{\text{в}} = -34^{\circ}\text{C}$, температура воды, поступающей в конденсатор и переохладитель, $t_{w1} = 22^{\circ}\text{C}$, температура воды, поступающей из артезианской скважины в промежуточный охладитель паров холодильного агента, $t_{w2} = 10^{\circ}\text{C}$.

1. Принимаем следующий режим работы холодильной машины:

$$t_0 = t_{\text{в}} - (6 \dots 8) = (-34) - 6 = -40^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{к}} = t_{w1} + 10 = 22 + 10 = 32^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{р-в}} = t_5 = t_{w1} + 4 = 22 + 4 = 26^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{ис}} = t_1 = t_0 + 3 = -40 + 3 = -37^{\circ}\text{C}.$$

2. Выполняем построение одноступенчатого цикла в диаграмме $\lg p - i$ (контур $1'-2'-5'-5-6-1'$ на рис. III—2, б) и графически определяем:

давление конденсации $p_{\text{к}} = 1,239$ МПа;

давление кипения $p_0 = 0,0719$ МПа;

энтальпии: $i_1 = 1626$ кДж/кг; $i_1' = 1635$ кДж/кг; $i_2' = 2071$ кДж/кг; $i_5 = i_6 = 543$ кДж/кг.

Затем графически находим температуру паров холодильного агента в конце сжатия (точка $2'$): $t_2' = 173^{\circ}\text{C}$.

Температура t_2' превышает допустимую. Кроме того, отношение давлений $p_{\text{к}}/p_0 = 1,239/0,0719 = 17,2 > 9$, хотя разность давлений $p_{\text{к}} - p_0 = 1,239 - 0,0719 = 1,167$ МПа $< 1,7$ МПа. Следовательно, для исходных рабочих условий нельзя рекомендовать применение одноступенчатого цикла, так как может возникнуть опасность вспышки масла в компрессоре. Помимо опасности вспышки масла при повышенном отношении $p_{\text{к}}/p_0$ увеличиваются габаритные размеры компрессора, что хорошо видно из следующего расчета:

при $p_{\text{к}}/p_0 = 17,2$ коэффициент подачи λ , учитывающий объемные потери в компрессоре, предположительно будет составлять не более 0,2, так как

$$\lambda_{\text{с}} = 1 - 0,05 \left[\left(\frac{1,239}{0,0719} \right)^{1/1,05} - 1 \right] = 0,3.$$

Следовательно, размеры компрессора одноступенчатого сжатия будут больше ($V_{\text{к}} = V/\lambda$), чем размеры двухступенчатого компрессора.

При повышенном значении отношения $p_{\text{к}}/p_0$ увеличиваются также энергозатраты на привод компрессора, так как уменьшаются значения коэффициента $\lambda_{\text{м}}$ (см. рис. II—2) и индикаторного КПД [см. формулы (II—10), (II—11)].

Для сопоставления эффективности холодильной машины, работающей по одно- и двухступенчатому циклам, выполняем построение двухступенчатого цикла и расчет холодильного коэффициента ϵ .

3. Для построения двухступенчатого цикла предварительно рассчитываем:

оптимальное промежуточное давление, соответствующее минимальной работе,

$$p_{np} = \sqrt{p_k p_0} = \sqrt{1,239 \cdot 0,0719} = 0,298 \text{ МПа};$$

температуру холодильного агента

$$t_3 = t_{w2} + 10 = 10 + 10 = 20^\circ\text{C}.$$

С учетом полученных данных строим двухступенчатый цикл с неполным промежуточным охлаждением и одноступенчатым дросселированием (контур 1'—2—3—4—5—6—1' на рис. III—2, б) и графически находим: $i_1 = 1626$ кДж/кг; $i_{1'} = 1635$ кДж/кг; $i_2 = 1822$ кДж/кг; $i_3 = 1741$ кДж/кг; $i_4 = 1976$ кДж/кг; $i_6 = 543$ кДж/кг; $t_4 = 133^\circ\text{C}$ ($< 160^\circ\text{C}$).

При этом отношения давлений в ступенях высокого и низкого давления составляют:

$$\frac{p_k}{p_{np}} = \frac{1,239}{0,298} \approx 4,15 < 9; \quad \frac{p_{np}}{p_0} = \frac{0,298}{0,0719} \approx 4,15 < 9;$$

разность давлений:

$$p_k - p_{np} = 1,239 - 0,298 = 0,941 < 1,7 \text{ МПа};$$

$$p_{np} - p_0 = 0,298 - 0,0719 = 0,2261 < 1,7 \text{ МПа}.$$

4. Определяем холодильный коэффициент для одноступенчатого цикла

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_6}{i_2 - i_{1'}} = \frac{1626 - 543}{1822 - 1635} = 2,48;$$

для двухступенчатого цикла

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{i_1 - i_6}{(i_2 - i_{1'}) + (i_4 - i_3)} \\ &= \frac{1626 - 543}{(1822 - 1635) + (1976 - 1741)} = 2,57. \end{aligned}$$

Получаем, что при использовании двухступенчатого цикла холодильный коэффициент ε возрастает на $3,7\%$ $\left(\frac{2,57 - 2,48}{2,48} 100 \right)$. Кроме того, создаются более надежные условия работы холодильной машины.

ГЛАВА IV. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Основными теплообменными аппаратами холодильных машин являются конденсаторы, испарители для охлаждения хладоносителей, а также испарители для охлаждения воздуха (охлаждающие батареи и воздухоохладители).

Тепловой расчет теплообменных аппаратов сводится к определению необходимой площади теплопередающей поверхности. Расчет выполняют с учетом основного уравнения теплопередачи

$$Q = k F \Delta t_{\text{ср}} \cdot 10^{-3}, \quad (\text{IV—1})$$

где Q — тепловая нагрузка на теплообменный аппарат, кВт; k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); F — площадь теплопередающей поверхности, м²; $\Delta t_{\text{ср}}$ — средний логарифмический температурный напор между теплопередающими средами, °С.

В табл. IV—1 и IV—2 приведены ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи k для конденсаторов и испарителей различных конструкций.

Коэффициент теплопередачи аммиачных и рассольных оребренных воздухоохладителей в среднем составляет $k=14 \dots 20$ Вт/(м²·К), гладкотрубных аммиачных — $k=35 \dots 43$ Вт/(м²·К), хладоновых оребренных — $k=12 \dots 14$ Вт/(м²·К), а также гладкотрубных аммиачных батарей — $k=6 \dots 12$ Вт/(м²·К) и оребренных аммиачных батарей $k=3,5 \dots 6$ Вт/(м²·К).

Таблица IV—1

Тип конденсатора	k , Вт/(м ² ·К)
Горизонтальный кожухотрубный	
для аммиака	800...1000
для хладонов	460...580*
Вертикальный кожухотрубный для аммиака	700...900
Оросительный для аммиака	700...900
Испарительный для аммиака	465...580
С воздушным охлаждением (при принудительной циркуляции воздуха) для хладонов	20...45*

* Значения k определены для оребренной поверхности.

Таблица IV—2

Тип испарителя	k , Вт/(м ² ·К)
Для охлаждения хладоносителей	
кожухотрубный	
аммиачный	460...580
хладоновый (R12)	230...350*
хладоновый (R22)	350...400*
кожухозмеевиковый хладоновый	290...1000**
панельный аммиачный	460...580

* Значения k определены для оребренной поверхности.

** Значения k определены для наружной гладкой поверхности.

Средний логарифмический температурный напор рассчитывают по формуле

$$\Delta t_{\text{ср л}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

где $\Delta t_{\text{б}}$, $\Delta t_{\text{м}}$ — наибольший и наименьший температурный напор между теплопередающими средами, °С.

Если отношение $(\Delta t_{\text{б}}/\Delta t_{\text{м}}) < 2$, то температурный напор с достаточной степенью точности (ошибка менее 4%) можно определить как средний арифметический температурный напор

$$\Delta t_{\text{ср а}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2};$$

для испарителей и воздухоохладителей непосредственного охлаждения (без учета перегрева паров)

$$\Delta t_{\text{ср а}} = \frac{t_1 + t_2}{2} - t_0,$$

где t_1 , t_2 — температура охлаждаемой среды соответственно на входе в аппарат и выходе из него, °С.

При расчете температурного напора $\Delta t_{\text{ср л}}$ или $\Delta t_{\text{ср а}}$ для воздухоохладителей, батарей, испарителей и конденсаторов необходимо учитывать также рекомендации, приведенные в главе II.

При известных значениях Q , k и $\Delta t_{\text{ср}}$ по формуле (IV-1) рассчитывают необходимую площадь теплопередающей поверхности F . Затем по справочной литературе и приложениям 4, 5, 16 подбирают тип теплообменного аппарата, имеющего площадь F , которая соответствует расчетной.

Массовый расход хладагента определяют с помощью уравнения теплового баланса теплообменного аппарата по хладагенту.

Пример IV—1. Определить площадь теплопередающей поверхности конденсатора, осуществить его подбор и рассчитать объемный расход охлаждающей воды, если известно, что холодопроизводительность аммиачной одноступенчатой холодильной машины $Q_0 = 150$ кВт, температура кипения холодильного агента $t_0 = -20^\circ\text{C}$, температура паров, всасываемых компрессором, $t_{\text{вс}} = -15^\circ\text{C}$, температура воды, подаваемой на конденсатор, $t_{w1} = 10^\circ\text{C}$ (артезианская вода), тип конденсатора горизонтальный кожухотрубный, машина работает без переохладителя, перегрев паров холодильного агента осуществляется в испарителе.

Расчет выполняем в следующей последовательности.

1. Принимаем, что температура воды в конденсаторе повышается на 8°C ; тогда

$$t_{w2} = t_{w1} + 8 = 10 + 8 = 18^\circ\text{C}.$$

2. Температуру конденсации паров холодильного агента принимаем на 4°C выше температуры воды, выходящей из конденсатора,

$$t_k = t_{w2} + 4 = 18 + 4 = 22^\circ\text{C}.$$

3. По известным значениям t_0 , $t_{вс}$ и t_k строим цикл одноступенчатой аммиачной холодильной машины в диаграмме $s-T$ или $\lg p-i$.

На основании выполненного построения определяем энтальпию паров, всасываемых компрессором, $i_1' = 1670$ кДж/кг, паров в конце сжатия $i_2 = 1894$ кДж/кг, жидкого холодильного агента после конденсации и парожидкостной смеси после регулирующего вентиля $i_3 = i_4 = 525$ кДж/кг.

4. Рассчитываем массовый расход циркулирующего холодильного агента.

Так как по условию примера перегрев паров холодильного агента осуществляется в испарителе, то

$$q_0 = i_1' - i_4.$$

Тогда

$$G_0 = \frac{Q_0}{i_1' - i_4} = \frac{150}{1670 - 525} = 0,131 \text{ кг/с.}$$

5. Затем рассчитываем тепловую нагрузку на конденсатор

$$Q_k = G_0(i_2 - i_3) = 0,131(1894 - 525) = 179,3 \text{ кВт.}$$

6. По табл. IV—1 принимаем коэффициент теплопередачи горизонтального кожухотрубного конденсатора $k = 800$ Вт/(м²·К).

7. Вычисляем средний логарифмический температурный напор

$$\Delta t_{ср} = \frac{(t_k - t_{w_1}) - (t_k - t_{w_2})}{\ln \frac{t_k - t_{w_1}}{t_k - t_{w_2}}} = \frac{(22 - 10) - (22 - 18)}{\ln \frac{22 - 10}{22 - 18}} = 7,28^\circ\text{C.}$$

8. При известных значениях Q_k , k и $\Delta t_{ср}$ площадь теплопередающей поверхности конденсатора составляет

$$F_k = \frac{Q_k}{k \Delta t_{ср}} = \frac{179,3 \cdot 10^3}{800 \cdot 7,28} = 30,8 \text{ м}^2.$$

По известному значению площади F_k , типу конденсатора и приложению 4 подбираем горизонтальный кожухотрубный конденсатор КТГ-32, имеющий $F_k = 32$ м².

9. Расход воды, подаваемой в конденсатор: массовый

$$G_w = \frac{Q_k}{c_w(t_{w_2} - t_{w_1})} = \frac{179,3}{4,19(18 - 10)} = 5,34 \text{ кг/с;}$$

объемный

$$V_w = \frac{G_w}{\rho_w} = \frac{5,34}{1000} = 0,00534 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Пример IV—2. Определить площадь теплопередающей поверхности испарителя и расход хладоносителя (рассол NaCl), а также подобрать испаритель и насос, если одноступенчатая холодильная машина, работающая на R12, имеет холодопроизводительность $Q_0 = 43$ кВт, температура хладоносителя, выходящего из испарителя, $t_{хн2} = -9^\circ\text{C}$.

1. Принимаем перепад температур по хладоносителю $\Delta t_{хн} = 4^\circ\text{C}$.

Тогда:

температура хладоносителя на входе в испаритель

$$t_{хн1} = t_{хн2} + \Delta t_{хн} = -9 + 4 = -5^\circ\text{C};$$

средняя температура хладоносителя

$$t_{хн\text{ ср}} = \frac{-5 - 9}{2} = -7^\circ\text{C}.$$

2. Находим температуру кипения холодильного агента

$$t_0 = t_{хн\text{ ср}} - 5 = -7 - 5 = -12^\circ\text{C}.$$

3. Определяем удельную теплоемкость хладоносителя, учитывая, что температура замерзания хладоносителя должна быть не менее чем на 8°C ниже температуры кипения t_0 холодильного агента, т. е. $t_{зам} = t_0 - 8 = -12 - 8 = -20^\circ\text{C}$. Такому условию удовлетворяет рассол NaCl, имеющий концентрацию соли 22,4% и плотность $\rho_{хн} = 1170$ кг/м³. При средней температуре $t_{хн\text{ ср}} = -7^\circ\text{C}$ и концентрации 22,4% удельная теплоемкость рассола $c_{хн} = 3,335$ кДж/(кг·K).

4. Принимаем кожухотрубный испаритель и по табл. IV—2 находим коэффициент теплопередачи $k = 230$ Вт/(м²·K).

5. Определяем температурный напор

$$\Delta t_{ср\text{ л}} = t_{хн\text{ ср}} - t_0 = -7 - (-12) = 5^\circ\text{C}.$$

6. Рассчитываем площадь теплопередающей поверхности испарителя

$$F_{\text{и}} = \frac{Q_0}{k \Delta t_{ср\text{ л}}} = \frac{43 \cdot 10^3}{230 \cdot 5} = 37,4 \text{ м}^2.$$

По приложению 5 подбираем испаритель ИКТ-40 площадью $F_{\text{и}} = 40,7 \text{ м}^2$.

7. Затем рассчитываем массовый и объемный расход хладоносителя:

$$G_{хн} = \frac{Q_0}{c_{хн} (t_{хн1} - t_{хн2})} = \frac{43}{3,335 \cdot 4} = 3,22 \text{ кг/с};$$

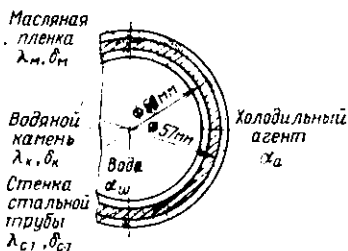


Рис. IV—1. К примеру IV—3

$$V_{\text{хн}} = \frac{G_{\text{хн}}}{\rho_{\text{хн}}} = \frac{3,22}{1170} = 0,00275 \text{ м}^3/\text{с}.$$

По справочной литературе подбираем центробежный насос марки 1,5К—8/19а, имеющий подачу $V = 0,0028 \text{ м}^3/\text{с}$.

Пример IV—3. Определить, как изменятся условия теплопередачи в вертикальном кожухотрубном конденсаторе между холодильным агентом

(аммиаком) и стекающей по внутренней поверхности труб водой, если через некоторое время эксплуатации появятся дополнительные термические сопротивления со стороны холодильного агента в виде масляной пленки толщиной $\delta_m = 0,1 \text{ мм}$ [$\lambda_m = 0,14 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$], а со стороны воды — в виде слоя «водяного камня» толщиной $\delta_k = 1 \text{ мм}$ [$\lambda_k = 2,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$]. Кожухотрубный конденсатор изготовлен из стальных труб диаметром $57 \times 3,5 \text{ мм}$ [$\lambda_{\text{ст}} = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$]. Коэффициенты теплоотдачи со стороны конденсирующегося аммиака к наружной поверхности трубы, $\alpha_a = 5200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а от внутренней поверхности трубы к воде $\alpha_w = 4200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Согласно схеме (рис. IV—1) коэффициент теплопередачи составляет:

без учета загрязнений на поверхности труб

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_a}};$$

с учетом загрязнений на поверхности труб

$$k' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_k}{\lambda_k} + \frac{1}{\alpha_a}}.$$

Подставляя известные данные, получаем:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{4200} + \frac{0,0035}{46,5} + \frac{1}{5200}} = 1977 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$k' = \frac{1}{\frac{1}{4200} + \frac{0,0035}{46,5} + \frac{0,0001}{0,14} + \frac{0,001}{2,2} + \frac{1}{5200}} = 597 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

* Уравнения с достаточной точностью можно применять для расчета теплопередачи через цилиндрическую стенку, если $d_{\text{в}} > 0,5d_{\text{н}}$ ($d_{\text{в}}$, $d_{\text{н}}$ — внутренний и наружный диаметры). В данном случае это условие выполняется.

Таким образом, коэффициент теплопередачи конденсатора при отсутствии загрязнений на внутренней и наружной поверхностях труб в 3,31 раза больше коэффициента теплопередачи в случае загрязненной поверхности труб ($1977/597=3,31$). Так как тепловая нагрузка Q_k на конденсатор пропорциональна коэффициенту теплопередачи k , то, следовательно, при уменьшении k уменьшается и Q_k , т. е. уменьшается производительность конденсатора. Это обстоятельство необходимо учитывать при расчете площади теплопередающей поверхности конденсаторов и других аппаратов холодильных машин.

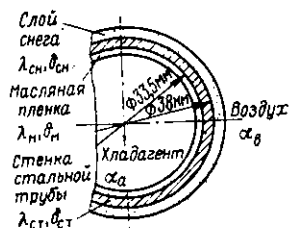


Рис. IV—2. К примеру IV—4

Пример IV—4. Определить изменение коэффициента теплопередачи охлаждающей батареи в камере хранения мороженных грузов вследствие оседания на ней снеговой шубы толщиной $\delta_{сн}=5$ мм [$\lambda_{сн}=0,17$ Вт/(м·К)] и образования масляной пленки толщиной $\delta_m=0,3$ мм [$\lambda_m=0,14$ Вт/(м·К)], если батарея изготовлена из гладкостенных труб диаметром $38 \times 2,25$ мм [$\lambda_{ст}=46,5$ Вт/(м·К)]. Коэффициенты теплоотдачи со стороны холодильного агента (аммиака) $\alpha_a=350$ Вт/(м²·К), а со стороны воздуха $\alpha_b=7$ Вт/(м²·К).

Расчет коэффициента теплопередачи k охлаждающей батареи выполняем без учета и с учетом появившихся в процессе эксплуатации дополнительных сопротивлений, обусловленных снеговой шубой на наружной поверхности и масляной пленкой на внутренней поверхности труб батареи.

Согласно схеме (рис. IV—2) коэффициент теплопередачи охлаждающей батареи составляет:

без учета сопротивлений снеговой шубы и масляной пленки

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_b}};$$

с учетом сопротивлений снеговой шубы и масляной пленки

$$k' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{сн}}{\lambda_{сн}} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_b}}.$$

Подставляя известные данные, находим, что

$$k = \frac{1}{\frac{1}{350} + \frac{0,00225}{46,5} + \frac{1}{7}} = 6,86 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$k' = \frac{1}{\frac{1}{350} + \frac{0,00225}{46,5} + \frac{0,005}{0,17} + \frac{0,0003}{0,14} + \frac{1}{7}} = 5,64 \text{ Вт/ (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

В данном случае при загрязнении поверхности труб коэффициент теплопередачи охлаждающей батареи уменьшается примерно на 20%.

Пример IV—5. Установки кондиционирования воздуха мясоперерабатывающего завода имеют общий расход воды $W = 0,031 \text{ м}^3/\text{с}$. Температура воды, подаваемой от системы, $t_{w_1} = 6^\circ\text{C}$. Поступающую воду необходимо охладить до температуры $t_{w_2} = 2^\circ\text{C}$. Подобрать испаритель для охлаждения заданного расхода воды.

Так как испаритель предназначен для охлаждения воды до минимально допустимой температуры (для получения ледяной воды), рекомендуемой для централизованных систем подготовки охлажденной воды, то в данном случае необходимо подобрать испаритель типа ИП (открытого типа) с целью избежать аварийный режим работы, при котором происходит замерзание воды в трубах испарителя закрытого типа.

По данным табл. IV—2, принимаем для панельного испарителя $k = 460 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Затем задаемся, что разность между средней температурой воды и температурой кипения холодильного агента $\Delta t = 5^\circ\text{C}$, и рассчитываем:

тепловую нагрузку на испаритель $Q = W \rho_w c_w (t_{w_1} - t_{w_2}) = 0,031 \times 1000 \cdot 4,19 (6 - 2) = 519,56 \text{ кВт}$;

необходимую площадь теплопередающей поверхности испарителя $F_k = 519,56 / (460 \cdot 5) = 225,9 \text{ м}^2$.

По приложению 5 подбираем панельный испаритель 240 ИП площадью $F_k = 240 \text{ м}^2$.

ГЛАВА V. ОХЛАЖДЕНИЕ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

Охлаждение пищевых продуктов, представляющее собой процесс понижения их температуры до криоскопической или близкой к ней, осуществляется в основном воздухом и жидкими средами, а также льдом и снегом.

При определении продолжительности охлаждения можно пользоваться закономерностями регулярного теплового режима. Эти закономерности учитывают охлаждение на той его стадии, на которой влиянием начальных условий на развитие процесса можно пренебречь. Если считать, что температура охлаждаемого тела не зависит от координаты (принимая во внимание среднюю температуру), то продолжительность охлаждения можно получить из закона охлаждения Ньютона

$$\tau = \frac{1}{m_{охл}} \ln \frac{t_{нач} - t_{ср}}{t - t_{ср}} \quad (V-1)$$

где τ — продолжительность охлаждения, с; $m_{охл}$ — темп охлаждения, $1/с$; $t_{нач}$, t — начальная и текущая среднееобъемная температура продукта, $^{\circ}C$; $t_{ср}$ — температура охлаждающей среды, $^{\circ}C$.

Темп охлаждения $m_{охл}$ зависит от формы, размеров и теплофизических характеристик охлаждаемого продукта, а также от коэффициента теплоотдачи, определяемого опытным путем или рассчитываемого по эмпирическим формулам.

Для мясных полутуш, охлаждаемых в воздушной среде, темп охлаждения находят по формуле

$$m_{охл} = A_m \frac{\alpha_m}{\delta_m^2} \left(\frac{Bi}{Bi+1} \right) \quad (V-2)$$

где A_m — эмпирический множитель ($A_m = 18,35$ для говядины; $A_m = 17,18$ для свинины); α_m — температуропроводность мяса, $м^2/с$; δ_m — толщина бедренной части полутуши, м; $Bi = \frac{\alpha_n \delta_m}{2\lambda_m}$ — число Био; α_n — приведенный коэффициент теплоотдачи от поверхности продукта к охлаждающей среде, $Вт/(м^2 \cdot К)$; λ_m — коэффициент теплопроводности мяса, $Вт/(м \cdot К)$.

При холодильном консервировании объектов биологического происхождения применяют системы охлаждения с линейным законом изменения температуры охлаждающей среды, т. е. $t_{ср} = t_{ср\ нач} - K_{пер} \tau$. Учитывая последнее уравнение и уравнение (V-1), получают, что среднееобъемная температура продукта при переменном режиме охлаждения составляет

$$t = t_{ср\ нач} - K_{пер} \tau + \frac{K_{пер}}{m_{охл}} + \frac{(t_{нач} - t_{ср\ нач} - K_{пер} \tau) e^{-m_{охл} \tau}}{m_{охл}} \quad (V-3)$$

где $t_{\text{ср нач}}$ — начальная температура охлаждающей среды, °C; $K_{\text{пер}}$ — скорость понижения температуры охлаждающей среды, °C/c.

Если темп охлаждения неизвестен, то продолжительность охлаждения пищевых продуктов правильной геометрической формы определяют с помощью выражения

$$\tau = A_{\phi} \frac{R_{\text{пр}}^2}{a_{\text{пр}}} \left[\left(\frac{2,3}{\text{Bi}} + 0,8 \right) \lg \frac{t_{\text{нач}} - t_{\text{ср}}}{t_{\text{кон}} - t_{\text{ср}}} + 0,12 \right], \quad (\text{V-4})$$

где A_{ϕ} — эмпирический множитель, зависящий от формы продукта ($A_{\phi}=1$ для продуктов в виде пластин; $A_{\phi}=0,5$ для продуктов в виде цилиндров; $A_{\phi}=0,33$ для продуктов в виде шара); $R_{\text{пр}}$ — характерный размер продукта (половина толщины пластины или радиус цилиндра), м; $a_{\text{пр}}$ — температуропроводность продукта, м²/с; $\text{Bi} = \alpha_{\text{в}} R_{\text{пр}} / \lambda_{\text{пр}}$; $\lambda_{\text{пр}}$ — коэффициент теплопроводности продукта, Вт/(м·K); $t_{\text{кон}}$ — конечная среднеобъемная температура продукта, °C.

При конвективном теплообмене $\alpha_{\text{п}} = \alpha_{\text{к}}$, где $\alpha_{\text{к}}$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией. При этом $\alpha_{\text{к}}$ находят с помощью уравнения

$$\text{Nu} = \frac{\alpha_{\text{к}} \cdot 2R_{\text{пр}}}{\lambda_{\text{ср}}}, \quad (\text{V-5})$$

где $\lambda_{\text{ср}}$ — коэффициент теплопроводности охлаждающей среды, Вт/(м·K).

Если в качестве охлаждающей среды применяют воздух, то по справочникам находят коэффициент теплопроводности сухого воздуха, а затем рассчитывают коэффициент теплопроводности охлаждающего воздуха

$$\lambda_{\text{в}} = \lambda_{\text{с.в}} + 0,00465 \varphi_{\text{в}}, \quad (\text{V-6})$$

где $\lambda_{\text{с.в}}$ — коэффициент теплопроводности сухого воздуха, Вт/(м·K); $\varphi_{\text{в}}$ — относительная влажность охлаждающего воздуха, относительные единицы.

Коэффициент $\alpha_{\text{к}}$ определяют по критериальным уравнениям, учитывающим зависимость между Nu и Re при различных направлениях движения охлаждающей среды и форме продукта.

Для определения $\alpha_{\text{к}}$ при охлаждении мясных полутуш и подаче воздушного потока сверху вниз используют уравнение

$$\text{Nu} = 0,33 \text{Re}^{0,58}, \quad (\text{V-7})$$

где $\text{Re} = \frac{\omega \delta_{\text{м}}}{\nu_{\text{в}}}$ — число Рейнольдса; ω — скорость движения воздуха, м/с; $\nu_{\text{в}}$ — кинематическая вязкость воздуха, м²/с.

При конвективно-испарительном теплообмене, имеющем место при охлаждении мяса, мясных и других неупакованных продуктов, $\alpha_{\text{п}} = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{и}}$, где $\alpha_{\text{и}}$ — коэффициент теплоотдачи испарением.

Для определения $\alpha_{\text{и}}$ при охлаждении мясных полутуш применяют уравнение

$$\alpha_{\text{и}} = \alpha_{\text{к}} \frac{I_{\text{нас в п}} - I_{\text{в}}}{(t_{\text{п}} - t_{\text{м}}) c_{\text{в}}} - K_{\text{п}}; \quad (\text{V-8})$$

где $I_{\text{нас в п}}$ — энтальпия насыщенного воздуха при средней температуре поверхности мяса, кДж/кг; $I_{\text{в}}$ — энтальпия воздуха (при заданных $t_{\text{в}}$ и $\varphi_{\text{в}}$), кДж/кг; $t_{\text{п}}$ — средняя температура поверхности мяса, °C; $t_{\text{м}}$ — температура воздуха по мокрому термометру, °C; $c_{\text{в}}$ — удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·K); $K_{\text{п}}$ — поправочный коэффициент, учитывающий турбулентность воздушного по-

тока ($K_n=1,74$ для принудительной циркуляции воздуха, $K_n=1,856$ для естественной циркуляции воздуха).

При охлаждении мясных полутуш используют также воздушно-радиационное охлаждение. При этом $\alpha_n = \alpha_k + \alpha_r + \alpha_p$, где α_p — коэффициент теплоотдачи излучением.

Коэффициент теплоотдачи излучением α_p определяют с помощью уравнения

$$\alpha_p = 3,78\theta_p, \quad (V-9)$$

где θ_p — коэффициент, зависящий от температурного режима охлаждения;

$$\theta_p = \frac{\left(\frac{T_{п.п}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{бат}}{100}\right)^4}{t_{п.п} - t_{бат}}, \quad (V-9a)$$

$T_{п.п}$ — средняя температура поверхности мяса в бедренной части полутуши, К; $T_{бат}$ — средняя температура поверхности радиационных батарей, К.

Среднюю температуру поверхности батарей $T_{бат}$ определяют с помощью следующего соотношения:

$$T_{бат} = T_0 + (2 \dots 3), \quad (V-10)$$

где T_0 — температура кипения холодильного агента, К.

Продолжительность охлаждения продуктов правильной геометрической формы можно определить также по номограммам. Зная число Bi и относительную температуру θ , по номограмме (см. рисунок) находят значение числа Fo . При этом относительную температуру θ рассчитывают по формуле

$$\theta = \frac{t_{кон} - t_{ср}}{t_{нач} - t_{ср}}. \quad (V-11)$$

По найденному с помощью номограммы значению числа Фурье определяют продолжительность охлаждения.

$$\tau = \frac{Fo \cdot R_{пр}^2}{\alpha_{пр}}. \quad (V-12)$$

Номограммы (см. рисунок) позволяют определить продолжительность охлаждения при изменении числа Fo в интервале от 0 до 30, что вполне достаточно для большинства пищевых продуктов. Разработаны также номограммы, учитывающие изменение числа Fo в более широком диапазоне*.

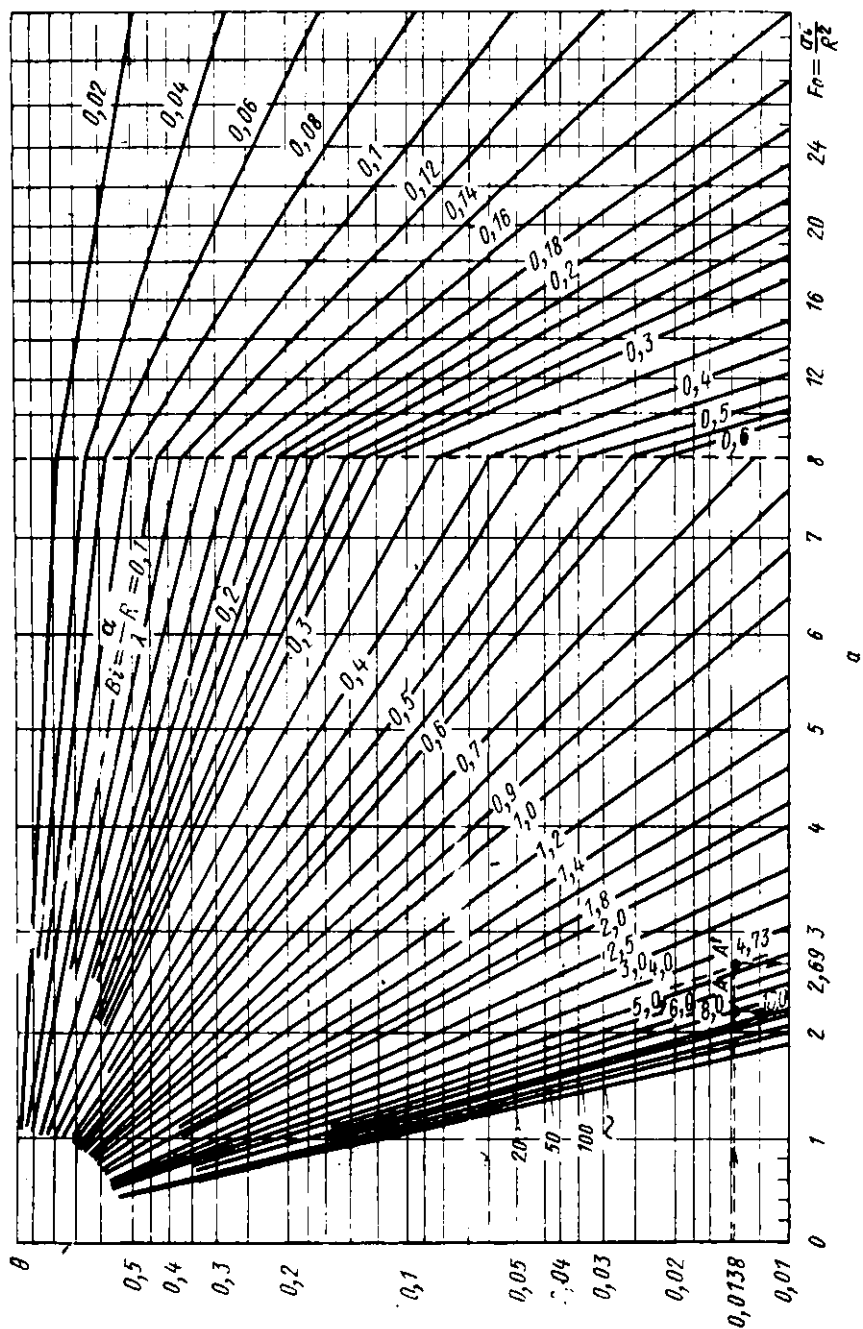
Номограммами пользуются и при решении обратных задач, когда по известным значениям Bi и Fo графически определяют относительную температуру, а затем с помощью уравнения (V-11) — конечную среднееобъемную температуру продукта.

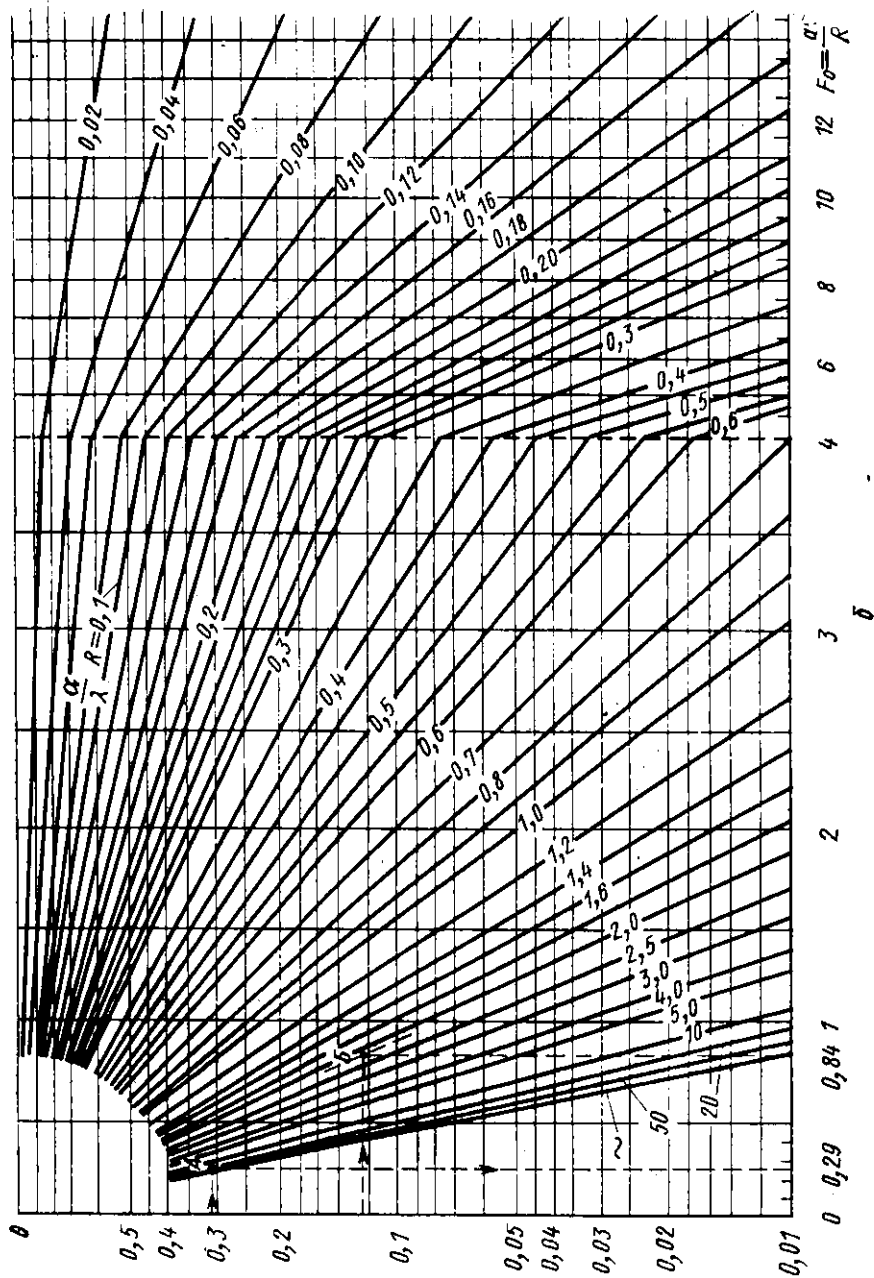
Продолжительность охлаждения мясных полутуш при использовании принудительной циркуляции воздуха определяют по формуле

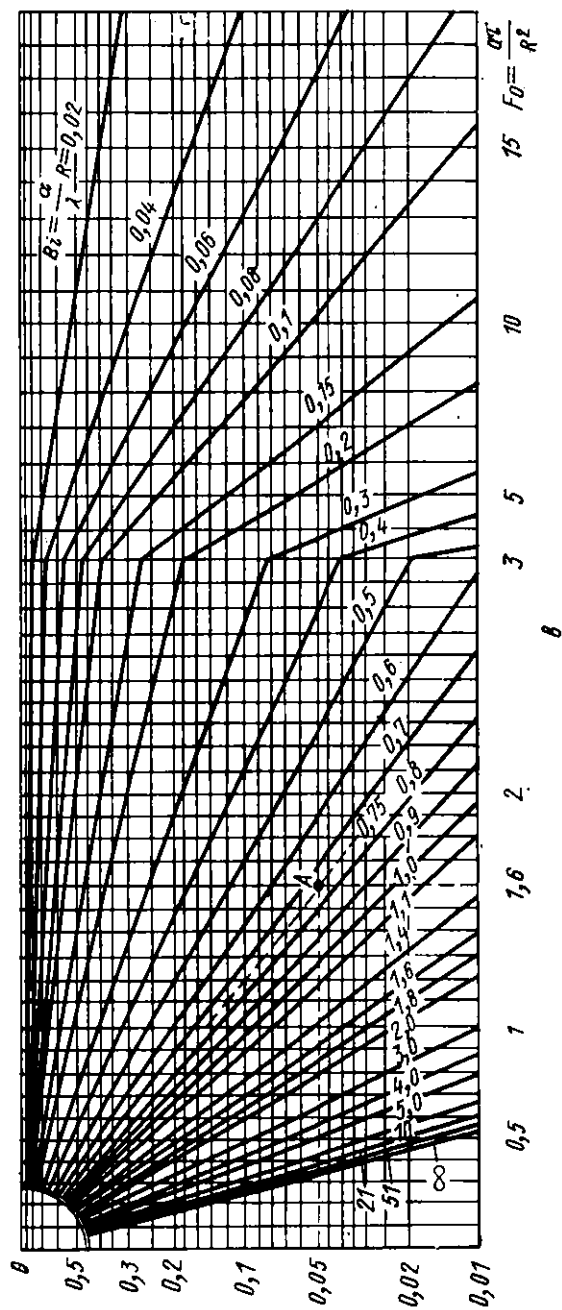
$$\tau = 0,0962 \frac{c_m \delta_m \rho_m \cdot 10^3}{\alpha_n} \left(\frac{t_{нач\ б} - t_{ср}}{t_{кон\ б} - t_{ср}} \right)^{1,5}, \quad (V-13)$$

где c_m — удельная теплоемкость мяса, кДж/(кг·К); ρ_m — плотность мяса, кг/м³; $t_{нач\ б}$, $t_{кон\ б}$ — начальная и конечная температура мяса в центре бедренной части полутуши, °С.

* Фикин А. Г. Новые номограммы для графического определения параметров процесса охлаждения пищевых продуктов. — «Холодильная техника», 1983, № 9, с. 50—58.







Номограмма для определения продолжительности охлаждения:
 а — пластины (см. с. 38); б — цилиндра (см. с. 39); в — шара

Продолжительность охлаждения мясных полутуш в безразмерной форме можно также определить на основании приближенного решения уравнения теплопроводности*:

$$Fo = 0,56 \left(\frac{Bi + 3}{3Bi} \ln \frac{t_{нач} - t_{ср}}{t_{кон} - t_{ср}} + Fo^{(0)} \right); \quad (V-14)$$

где $Fo = \frac{a_m \tau}{(\delta_m/2)^2}$; $Fo^{(0)}$ — число Фурье, характеризующее время, в течение которого температура в центре бедренной части полутуши остается постоянной;

$$Fo^{(0)} = \frac{1}{12} + \frac{1}{3Bi} - \frac{2}{3Bi^2} \ln \left(1 + \frac{1}{2} Bi \right). \quad (V-14a)$$

Количество теплоты, отводимой от продукта при его охлаждении, определяют по формулам:

$$Q_{охл} = G_{пр} c_{пр} (t_{нач} - t_{кон}); \quad (V-15)$$

$$Q_{охл} = G_{пр} (i_{нач} - i_{кон}), \quad (V-16)$$

где $Q_{охл}$ — количество теплоты, отводимой от продукта при охлаждении, кДж; $G_{пр}$ — масса продукта, кг; $c_{пр}$ — удельная теплоемкость продукта, кДж/(кг·К); $t_{нач}$, $t_{кон}$ — начальная и конечная среднееобъемная температура продукта, °С; $i_{нач}$, $i_{кон}$ — энтальпия продукта при его начальной и конечной среднееобъемной температуре, кДж/кг.

Количество теплоты, отводимой от продукта в единицу времени (теплоприток от продукта), Q_0 (в кВт) рассчитывают по формуле

$$Q_0 = \frac{Q_{охл}}{\tau}. \quad (V-17)$$

Потери массы продукта при охлаждении определяют по формуле

$$\Delta G' = \frac{G_{пр} \Delta G''}{100}, \quad (V-18)$$

где $\Delta G'$ — потери массы продукта, кг; $\Delta G''$ — потери массы продукта, %.

Потери массы продуктов (усушку) в процентах при охлаждении определяют по технологическим нормам. Технологические нормы усушки мяса и мясoproдуктов и рекомендуемые режимы охлаждения приведены в приложении 6.

Если усушка продукта неизвестна, то потери массы продукта $\Delta G'$ при охлаждении можно ориентировочно определить по формуле

$$\Delta G' = W_{исп} \tau = \beta_{исп} F_{пр} (p_{п} - p_{в}) \frac{101,325}{p_{в}} \tau, \quad (V-19)$$

где $W_{исп}$ — количество испарившейся влаги, кг/с; $\beta_{исп}$ — коэффициент испарения, кг/(м²·с·Па); $F_{пр}$ — площадь поверхности продукта, участвующая в массо-

* Формулы (V-14) и (V-14a) разработаны проф. А. М. Бражниковым.

обмене, м²; p_n — парциальное давление насыщенного водяного пара при средней температуре поверхности продукта; Па; p_v — парциальное давление водяного пара в окружающем воздухе, Па; 101,325 — нормальное атмосферное давление, кПа; p_a — текущее атмосферное давление, кПа.

Коэффициент испарения $\beta_{исп}$ можно ориентировочно определить по следующим уравнениям:

для потока воздуха, направленного вдоль поверхности испарения,

$$\beta_{исп} = (0,372 + 0,316\omega) 10^{-7}; \quad (V-20)$$

для потока, направленного перпендикулярно,

$$\beta_{исп} = (0,79 + 0,645\omega) 10^{-7}. \quad (V-20a)$$

Пример V—1. Определить продолжительность охлаждения рыбы от начальной температуры $t_{нач} = 20^\circ\text{C}$ до конечной $t_{кон} = 4^\circ\text{C}$ при температуре воздуха $t_v = -1^\circ\text{C}$, если известно, что через 2 ч после начала охлаждения температура рыбы стала равной 10°C .

Учитывая известные данные, по формуле (V—1) определяем темп охлаждения:

$$2 \cdot 3600 = \frac{1}{m_{охл}} \ln \frac{20 - (-1)}{10 - (-1)}; \quad m_{охл} = 0,9 \cdot 10^{-4} \text{ c}^{-1}.$$

Зная $m_{охл}$, находим продолжительность охлаждения рыбы до $t_{кон} = 4^\circ\text{C}$

$$\tau = \frac{1}{0,9 \cdot 10^{-4}} \ln \frac{20 - (-1)}{4 - (-1)} = 15926,2 \text{ c} = 4,42 \text{ ч.}$$

Пример V—2. Определить конечную температуру биологической суспензии в контейнере при переменном режиме ее охлаждения, если известно, что начальная температура суспензии $t_{нач} = 37^\circ\text{C}$, начальная температура охлаждающей среды $t_{ср нач} = 35^\circ\text{C}$, скорость понижения температуры охлаждающей среды $K_{пер} = 0,5^\circ\text{C/мин}$, продолжительность охлаждения $\tau = 60$ мин, температура суспензии через 15 мин после начала охлаждения $t = 35,8^\circ\text{C}$.

По формуле (V—3) определяем темп охлаждения

$$35,8 = 35 - 0,5 \cdot 15 + \frac{0,5}{m_{охл}} + (37 - 35 - \frac{0,5}{m_{охл}}) e^{-m_{охл} \cdot 15}.$$

Из последнего выражения методом подбора или графически определяем, что $m_{охл} = 0,015 \text{ мин}^{-1}$.

Затем определяем конечную температуру суспензии, учитывая, что $\tau = 60$ мин:

$$t_{кон} = 35 - 0,5 \cdot 60 + \frac{0,5}{0,015} + (37 - 35 - \frac{0,5}{0,015}) 2,7^{-0,015 \cdot 60} = 25,6^\circ\text{C}.$$

Пример V—3. Определить продолжительность обработки говяжьих полутуш при воздушном охлаждении [используя форму-

лу (V—13)], если параметры воздуха следующие: температура $t_b = -2^\circ\text{C}$, относительная влажность $\varphi_b = 80\%$, скорость движения в зоне расположения бедренных частей полутуш $\omega = 2$ м/с. Охлаждение полутуш происходит от начальной температуры $t_{\text{нач}} = 37^\circ\text{C}$ до $t_{\text{кон}} = 4^\circ\text{C}$.

Теплофизические характеристики мяса: коэффициент теплопроводности $\lambda_m = 0,453$ Вт/(м·К), плотность $\rho_m = 1000$ кг/м³, удельная теплоемкость $c_m = 3,35$ кДж/(кг·К).

В формуле (V—13) неизвестными являются толщина δ_m бедренной части полутуш и приведенный коэффициент теплоотдачи α_p . Принимаем толщину $\delta_m = 0,21$ м, а коэффициент α_p рассчитываем по формуле (V—8), для чего предварительно определяем коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k и необходимые параметры воздуха. При расчете α_k учитываем формулы (V—5), (V—6), (V—7), кинематическую вязкость $\nu_b = 13,11 \cdot 10^{-6}$ м²/с и коэффициент теплопроводности сухого воздуха $\lambda_{c.b} = 2,424 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К) при температуре $t_b = -2^\circ\text{C}$ (ν_b и $\lambda_{c.b}$ определяем по приложению 7*):

$$\text{Re} = \frac{2 \cdot 0,21}{13,11 \cdot 10^{-6}} = 32036;$$

$$\text{Nu} = 0,33 \cdot 32036^{0,58} = 134,44;$$

$$\lambda_b = 2,424 \cdot 10^{-2} + 0,00465 \cdot 0,8 = 0,028 \text{ Вт/(м·К)};$$

$$\alpha_k = \frac{134,44 \cdot 0,028}{0,21} = 17,93 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Энтальпию воздуха и его температуру по мокрому термометру находим с помощью $I-d$ -диаграммы (приложение 8): $I_b = 4,2$ кДж/кг; $t_m = -3^\circ\text{C}$ (при $t_b = -2^\circ\text{C}$; $\varphi_b = 80\%$).

Энтальпию насыщенного воздуха $I_{\text{нас п}}$ находим также по $I-d$ -диаграмме, предварительно определив среднюю температуру поверхности мяса:

$$t_{\text{с.п}} = \frac{t_{\text{нач п}} - t_{\text{кон п}}}{\ln \frac{t_{\text{нач п}}}{t_{\text{кон п}}}},$$

* В приложении 7 приведены физические свойства воздуха при нормальном атмосферном давлении $p_0 = 101,325$ кПа (или 760 мм рт. ст.). Графическое определение энтальпии и температуры мокрого термометра в данном примере и ниже следующих примерах осуществляется с помощью $I-d$ -диаграммы, приведенной в приложении 8 и построенной для $p_0 = 100$ кПа (или 750 мм рт. ст.). При этом ошибка в определении параметров не превышает 2%.

где $t_{нач.п}$, $t_{кон.п}$ — начальная и конечная температура поверхности мяса, °C;
 $t_{нач.п} = 37^\circ\text{C}$ — задана по условию примера; $t_{кон.п} = 0,5^\circ\text{C}$ — принимаем на $2,5^\circ\text{C}$ выше температуры воздуха:

$$t_{п.п} = \frac{37 - 0,5}{\ln \frac{37}{0,5}} = 8,49^\circ\text{C}; \quad I_{нап.п} = 26 \text{ кДж/кг.}$$

В формулу (V—8) подставляем известные данные и находим

$$\alpha_{п} = 17,93 \frac{26 - 4,2}{[8,49 - (-3)]^1} \frac{1}{1,74} = 19,55 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}.$$

Затем по формуле (V—13) определяем, что при воздушном охлаждении

$$\begin{aligned} \tau &= 0,0962 \frac{3,35 \cdot 10^3 \cdot 0,21 \cdot 10^3}{19,55} \left[\frac{37 - (-2)}{4 - (-2)} \right]^{1,5} = \\ &= 57326,1 \text{ с} = 15,9 \text{ ч.} \end{aligned}$$

Пример V—4. Для условий примера V—3 определить продолжительность обработки говяжьих полутуш при воздушно-радиационном охлаждении.

Определяем значение средней температуры поверхности мяса, температуры кипения холодильного агента и средней температуры поверхности радиационных батарей по шкале Кельвина, учитывая соотношение (V—10) и разность между температурами $t_{в} - t_0 = 8 \dots 10^\circ\text{C}$:

$$T_{п.п} = 273 + 8,49 = 281,49 \text{ K};$$

$$t_0 = t_{в} - 10 = -2 - 10 = -12^\circ\text{C},$$

$$T_0 = 273 - 12 = 261 \text{ K};$$

$$T_{бат} = 261 + 2 = 263 \text{ K}.$$

При $T_{п.п}$ и $T_{бат}$ рассчитываем α_p , а затем $\alpha_{п}$ для воздушно-радиационного охлаждения:

$$\alpha_p = 3,78 \frac{\left(\frac{281,49}{100}\right)^4 - \left(\frac{263}{100}\right)^4}{281,49 - 263} = 3,05 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)};$$

$$\alpha_{п} = 19,55 + 3,05 = 22,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}.$$

Далее находим, что при воздушно-радиационном охлаждении

$$\tau = 0,0962 \frac{3,35 \cdot 10^3 \cdot 0,21 \cdot 10^3}{22,6} \left[\frac{37 - (-2)}{4 - (-2)} \right]^{1,5} = 49502 \text{ с} = 13,75 \text{ ч.}$$

Получаем, что при воздушно-радиационном охлаждении продолжительность процесса уменьшается на 13,5%.

Пример V—5. Определить конечную среднеобъемную температуру блока сливочного масла, охлаждаемого воздухом температурой $t_{\text{в}} = -1^\circ\text{C}$ в течение 28 ч, если начальная температура продукта $t_{\text{нач}} = 20^\circ\text{C}$, толщина блока $\delta = 2R_{\text{пр}} = 130$ мм, температуропроводность $a_{\text{пр}} = 0,9 \cdot 10^{-7}$ м²/с.

Рассчитываем число Фурье

$$Fo = \frac{a_{\text{пр}} \tau}{R_{\text{пр}}^2} = \frac{0,9 \cdot 10^{-7} \cdot 28 \cdot 3600}{0,065^2} = 2,147.$$

Конечную среднеобъемную температуру охлаждаемого масла определяем через относительную температуру Θ [уравнение (V—11)], которую обычно находят с помощью номограммы. Но при этом помимо числа Fo необходимо знать число Bi . Так как последнее неизвестно, относительную температуру определяем расчетным путем. Принимая, что форма блока близка к форме пластины, и учитывая, что $Fo > 0,1$, относительную температуру рассчитываем по формуле

$$\Theta = \frac{8}{\pi^2} e^{-\frac{\pi^2 Fo}{4}}. \quad (V-21)$$

Подставляя известные данные в формулу (V—21), находим

$$\Theta = \frac{8}{3,14^2} 2,71^{-\frac{3,14^2 \cdot 2,147}{4}} = 0,0138,$$

а затем по формуле (V—11) определяем $t_{\text{кон}} = -0,71^\circ\text{C}$.

Пример V—6. Для условий примера V—5 определить необходимую скорость движения воздуха в зоне размещения блоков масла, учитывая, что $\lambda_{\text{пр}} = 0,2$ Вт/(м·К).

По номограмме (точка А на рисунке а) при $Fo = 2,147$ и $\Theta = 0,0138$ находим, что $Bi = 10$.

Зная значения Bi , $\lambda_{\text{пр}}$ и $R_{\text{пр}}$, определяем коэффициент теплоотдачи:

$$10 = \frac{\alpha_{\text{п}} \cdot 0,065}{0,2}; \quad \alpha_{\text{п}} = 30,77 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Так как продукт упакован, принимаем $\alpha_{\text{н}} \approx 0$. Тогда $\alpha_{\text{п}} = \alpha_{\text{к}}$.

Скорость движения воздуха ω ориентировочно определяем с помощью формулы Юргеса

$$30,77 = [5,3 + 3,6\omega] 1,163; \quad \omega = 5,88 \text{ м/с}.$$

Полученное значение ω является завышенным. Обычно в системах охлаждения, применяемых на практике, используют при-

нудительное движение воздуха со скоростью не более 3 м/с. Если принять, что $\omega = 2$ м/с, тогда $\alpha_k = 14,54$ Вт/(м²·К); $Bi = 4,73$. При $Bi = 4,73$ и $\Theta = 0,0138$ по номограмме $Fo = 2,69$ (точка A' на рисунке a). Тогда

$$\tau = \frac{Fo R^2_{пр}}{a_{пр}} = \frac{2,69 \cdot 0,065^2}{0,9 \cdot 10^{-7}} = 126280 \text{ с} = 35,08 \text{ ч.}$$

Пример V—7. С помощью номограммы определить конечную среднеобъемную температуру вишни, насыпанной в один слой на сетчатую ленту аппарата и обдуваемой воздухом температурой $t_b = 0^\circ\text{C}$ в течение 15 мин. Начальная температура вишни $t_{нач} = 25^\circ\text{C}$, коэффициент теплоотдачи $\alpha_n = 45$ Вт/(м²·К), эквивалентный диаметр $d_э = 18$ мм, плотность $\rho_{пр} = 1040$ кг/м³, удельная теплоемкость $c_{пр} = 3,6$ кДж/(кг·К), коэффициент теплопроводности $\lambda_{пр} = 0,54$ Вт/(м·К).

Определяем температуропроводность продукта $a_{пр}$, а затем Bi и Fo :

$$a_{пр} = \frac{\lambda_{пр}}{c_{пр} \rho_{пр}} = \frac{0,54}{3,6 \cdot 10^3 \cdot 1040} = 0,144 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$Bi = \frac{\alpha_n R_{пр}}{\lambda_{пр}} = \frac{45 \cdot 0,009}{0,54} = 0,75.$$

$$Fo = \frac{a_{пр} \tau}{R^2_{пр}} = \frac{0,144 \cdot 10^{-6} \cdot 15 \cdot 60}{0,009^2} = 1,6.$$

При $Bi = 0,75$ и $Fo = 1,6$ графически находим $\Theta = 0,05$ (точка A на номограмме, приведенной на рисунке a).

Отсюда

$$0,05 = \frac{t_{кон} - 0}{25 - 0}; \quad t_{кон} = 1,25^\circ\text{C}.$$

Пример V—8. Определить продолжительность охлаждения вареных колбас на подвесных рамах при орошении их водопроводной водой (первая стадия охлаждения), а также при обработке воздухом (вторая стадия охлаждения). Исходные данные следующие: начальная температура продукта, поступающего на охлаждение, $t_{нач} = 70^\circ\text{C}$, заданная конечная температура продукта после охлаждения водой $t_{кон1} = 36^\circ\text{C}$, диаметр колбасного батона $d_{пр} = 60$ мм, температура воды $t_w = 20^\circ\text{C}$, скорость движения воздуха около поверхности колбасных батончиков $\omega = 1$ м/с, температура воздуха $t_b = 4^\circ\text{C}$, относительная влажность воздуха $\phi_b = 80\%$, температуропроводность продукта $a_{пр} = 0,1 \cdot 10^{-6}$ м²/с, заданная конечная температура продукта после охлаждения воздухом $t_{кон2} = 8^\circ\text{C}$, коэффициент теплопроводности продукта $\lambda_{пр} = 0,5$ Вт/(м·К).

Коэффициент теплоотдачи при орошении продукта водой можно определить по формуле

$$\alpha_{п1} = 9150 \sqrt[3]{G'_w},$$

где G'_w — удельный расход воды, кг/(м·с) [$G'_w = (0,27 \dots 0,5) \cdot 10^{-4}$ кг/(м·с)].

Принимаем $G'_w = 0,27 \cdot 10^{-4}$ кг/(м·с) и находим, что

$$\alpha_{п1} = 9150 \sqrt[3]{0,27 \cdot 10^{-4}} = 274,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплоотдачи при охлаждении воздухом определяем, учитывая конвективно-испарительный теплообмен:

$$\alpha_{п2} = \alpha_k \frac{I_{пл} - I_a}{(t_{пл} - t_a) c_a},$$

где $I_{пл}$ — энтальпия пленки воды, кДж/кг ($I_{пл} = t_{пл} c_{пл} = 20 \cdot 4,19 = 83,8$ кДж/кг); I_a — энтальпия воздуха, кДж/кг [$I_a = 13,9$ кДж/кг при $t_a = 4^\circ\text{C}$, $\varphi_a = 80\%$ (по приложению 8)]; t_a — температура воздуха по мокрому термометру, $^\circ\text{C}$ (по приложению 8 $t_a = 2,6^\circ\text{C}$); c_a — удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К) [$c_a = 1$ кДж/(кг·К)].

Коэффициент теплоотдачи α_k при поперечном обдувании колбасных батонов воздушным потоком можно определить с помощью выражения

$$Nu = 0,018 Re^{0,84} = 0,018 \left(\frac{\omega d_{пп}}{\nu_a} \right)^{0,84}.$$

Учитывая, что $\nu_a = 13,63 \cdot 10^{-6}$ м²/с и $\lambda_{с.в} = 2,47 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К) при температуре воздуха $t_a = 4^\circ\text{C}$ (приложение 7), определяем значение Nu и α_k :

$$Nu = 0,018 \left(\frac{1 \cdot 0,06}{13,63 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,84} = 20,7;$$

$$\lambda_b = 2,47 \cdot 10^{-2} + 0,00465 \cdot 0,8 = 2,84 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\alpha_k = \frac{20,7 \cdot 2,84 \cdot 10^{-2}}{0,06} = 9,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Подставляя известные данные, находим

$$\alpha_{п2} = 9,8 \frac{83,8 - 13,9}{(20 - 2,6)1} = 39,36 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Зная $\alpha_{п1}$ и $\alpha_{п2}$, находим значения Bi при охлаждении водой и воздухом:

$$Bi_1 = \frac{274,5 \cdot 0,03}{0,5} = 16,47;$$

$$Bi_2 = \frac{39,36 \cdot 0,03}{0,5} = 2,36.$$

По формуле (V—4) определяем продолжительность охлаждения: водой

$$\tau_1 = 0,5 \frac{0,03^2}{0,1 \cdot 10^{-6}} \left[\left(\frac{2,3}{16,47} + 0,8 \right) \lg \frac{70-20}{36-20} + 0,12 \right] = 2633,8 \text{ с} = 0,73 \text{ ч};$$

воздухом

$$\tau_2 = 0,5 \frac{0,03^2}{0,1 \cdot 10^{-6}} \left[\left(\frac{2,3}{2,36} + 0,8 \right) \lg \frac{36-4}{8-4} + 0,12 \right] = 7740 \text{ с} = 2,15 \text{ ч}.$$

Общая продолжительность охлаждения $\tau = 0,73 + 2,15 = 2,88 \text{ ч}$.

Пример V—9. Для условий примера V—8 определить продолжительность охлаждения вареных колбас водой и воздухом с помощью номограммы (см. рисунок б).

По формуле (V—11) определяем относительную температуру при охлаждении водой и воздухом:

$$\Theta_1 = \frac{36-20}{70-20} = 0,32;$$

$$\Theta_2 = \frac{8-4}{36-4} = 0,125.$$

Учитывая значения Θ_1 и Θ_2 , а также $Bi_1 = 16,47$ и $Bi_2 = 2,36$, по номограмме (точки А и Б на рисунке б) находим: $Fo_1 = 0,29$; $Fo_2 = 0,84$.

Откуда

$$\tau = \frac{Fo_1 R^2}{a_{пр}} = \frac{0,29 \cdot 0,03^2}{0,1 \cdot 10^{-6}} = 2610 \text{ с} = 0,725 \text{ ч};$$

$$\tau_2 = \frac{Fo_2 R^2_{пр}}{a_{пр}} = \frac{0,84 \cdot 0,03^2}{0,1 \cdot 10^{-6}} = 7560 \text{ с} = 2,1 \text{ ч}.$$

Общая продолжительность охлаждения вареных колбас, учитывая графическую зависимость $Fo = f(Bi, \Theta)$ для каждой стадии обработки продукта, составляет $\tau = 0,725 + 2,1 = 2,825 \text{ ч}$.

Пример V—10. Для условий примера V—8 определить потери массы продукта при охлаждении его воздухом, если $G_{пр} = 3000 \text{ кг}$, $c_{пр} = 3,35 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$.

Потери массы продукта при охлаждении его воздухом определяем по формуле (V—18). Для этого предварительно рассчитываем коэффициент испарения $\beta_{исп}$ и площадь поверхности испарения $F_{исп}$, а по приложению 8 определяем значения парциального давления p_n и p_v .

Расчет коэффициента испарения $\beta_{\text{исп}}$ выполняем по формуле (V-20а), учитывающей перпендикулярное к поверхности испарения направление воздушного потока,

$$\beta_{\text{исп}} = (0,79 + 0,645 \cdot 1) 10^{-7} = 1,435 \cdot 10^{-7} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па}).$$

При расчете площади поверхности испарения принимаем, что $F_{\text{исп}} = 0,6 F_{\text{пр}}$, где $F_{\text{пр}}$ — суммарная площадь поверхности охлаждаемых колбасных батонов. Учитывая, что средняя длина колбасного батона $l_{\text{пр}} = 40$ см и плотность $\rho_{\text{пр}} = 1100$ кг/м³, находим

$$F_{\text{исп}} = 0,6 \frac{\pi d_{\text{пр}} l_{\text{пр}} G_{\text{пр}}}{\frac{\pi d_{\text{пр}}^2}{4} l_{\text{пр}} \rho_{\text{пр}}} = 0,6 \frac{3,14 \cdot 0,06 \cdot 0,4 \cdot 3000}{\frac{3,14 \cdot 0,06^2}{4} 0,4 \cdot 1100} = 109,1 \text{ м}^2.$$

При определении парциального давления водяного пара $p_{\text{п}}$ и $p_{\text{в}}$ учитываем, что температура поверхности продукта является переменной и изменяется от начальной $t_{\text{п нач}} = 22^\circ\text{C}$ (принимаем на 2°C выше температуры воды) до конечной $t_{\text{п кон}} = 6^\circ\text{C}$ (принимаем на 2°C выше температуры воздуха). По приложению 8 находим, что $p_{\text{п нач}} = 2,637$ кПа, а $p_{\text{п кон}} = 0,93$ кПа. При этом параметры охлаждающего воздуха также изменяются. Если принять, что после охлаждения продукта водой температура воздуха в камере составляет $t_{\text{в нач}} = 20^\circ\text{C}$, а затем она поддерживается постоянной на уровне $t_{\text{в}} = 4^\circ\text{C}$, а также принять относительную влажность воздуха $\phi_{\text{в}} = 80\%$, то парциальное давление водяного пара, содержащегося в воздухе, составит $p_{\text{в нач}} = 1,9$ кПа в начале охлаждения и $p_{\text{в кон}} = 0,72$ кПа в конце.

Разность парциальных давлений водяного пара $p_{\text{п}} - p_{\text{в}}$, характеризующую массообмен при охлаждении продукта воздухом, находим как среднюю за процесс:

$$\begin{aligned} p_{\text{п}} - p_{\text{в}} &= \frac{(p_{\text{п нач}} - p_{\text{в нач}}) - (p_{\text{п кон}} - p_{\text{в кон}})}{\ln \frac{p_{\text{п нач}} - p_{\text{в нач}}}{p_{\text{п кон}} - p_{\text{в кон}}}} = \\ &= \frac{(2,637 - 1,9) - (0,93 - 0,72)}{\frac{2,637 - 1,9}{0,93 - 0,72}} = 0,42 \text{ кПа}. \end{aligned}$$

При известных данных рассчитываем усушку продукта

$$\Delta G' = 1,435 \cdot 10^{-7} \cdot 109,1 \cdot 0,42 \cdot 10^3 \frac{101,325}{101,325 - 7740} = 50,894 \text{ кг}$$

или

$$\Delta G'' = \frac{\Delta G' \cdot 100}{G_{\text{пр}}} = \frac{50,894 \cdot 100}{3000} = 1,7\%.$$

Пример V—11. Определить теплоприток от капусты и потери ее массы при вакуумном охлаждении, если известно, что начальная температура продукта $t_{\text{нач}} = 28^\circ\text{C}$, конечная — $t_{\text{кон}} = 3^\circ\text{C}$, удельная теплоемкость $c_{\text{пр}} = 1,38$ кДж/(кг·К), масса $G_{\text{пр}} = 800$ кг, продолжительность охлаждения $\tau = 20$ мин, давление в аппарате $p = 610$ Па.

Теплоприток от продукта

$$Q_0 = \frac{800 \cdot 1,38 (28 - 3)}{20 \cdot 60} = 23 \text{ кВт}.$$

Учитывая, что вакуумное охлаждение продукта происходит вследствие испарения влаги с его поверхности, а также теплоту фазового перехода воды в пар $r_{\text{п}} = 2500$ кДж/кг, находим количество испарившейся влаги

$$W_{\text{исп}} = \frac{Q_0}{r_{\text{п}}} = \frac{23}{2500} = 0,0092 \text{ кг/с},$$

а также потери массы продукта

$$\Delta G' = W_{\text{исп}} \tau_{\text{охл}} = 0,0092 \cdot 60 \cdot 20 = 11,04 \text{ кг}$$

или

$$\Delta G'' = \frac{11,04 \cdot 100}{800} = 1,38\%.$$

ГЛАВА VI. ЗАМОРАЖИВАНИЕ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

Пищевые продукты подвергаются замораживанию в целях подготовки их к длительному хранению. Замораживание осуществляется в основном в воздушной и жидких средах.

При замораживании продуктов происходит вымораживание большей части содержащейся в них воды. При этом происходит некоторое снижение качества продуктов. Однако при правильно организованном процессе замораживания, равно как и при последующих процессах холодильного хранения и размораживания, снижение качества не является значительным. В настоящее время замораживание является основным способом консервирования скоропортящихся пищевых продуктов.

Продолжительность процесса при двустороннем замораживании пищевых продуктов рассчитывают по формуле Р. Планка

$$\tau_z = A_{\text{ф}} \frac{q_{\text{зрпр}} R_{\text{пр}}}{t_{\text{кр}} - t_{\text{ср}}} \left(\frac{R_{\text{пр}}}{2\lambda_{\text{пр}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{п}}} \right) 10^3, \quad (\text{VI—1})$$

где t_3 — продолжительность замораживания, с; A_Φ — коэффициент формы ($A_\Phi = 1$ для неограниченной пластины, $A_\Phi = 1/2$ для цилиндра, $A_\Phi = 1/3$ для шара, $A_\Phi = 0,56$ для мясных полутуш); q_3 — удельная теплота замораживания, кДж/кг; $\rho_{\text{пр}}$ — плотность замороженного продукта, кг/м³; $R_{\text{пр}}$ — половина толщины (для пластины) или радиус (для цилиндра, шара) замораживаемого продукта, м; $t_{\text{кр}}$ — криоскопическая температура, °C; $\lambda_{\text{пр}_3}$ — коэффициент теплопроводности замороженного продукта, Вт/(м·K).

Удельную теплоту замораживания определяем по формуле

$$q_3 = r_{\text{л}} W_{\text{в}} \omega_{\text{x}}, \quad (\text{VI-2})$$

где $r_{\text{л}}$ — теплота фазового перехода воды в лед, кДж/кг ($r_{\text{л}} = 335,2$ кДж/кг); $W_{\text{в}}$ — начальное влагосодержание продукта, относительные единицы; ω_{x} — доля вымороженной воды, относительные единицы.

Долю вымороженной воды ориентировочно определяют по формуле Рауля — Чижиова

$$\omega_{\text{x}} = 1 - \frac{t_{\text{кр}}}{t}; \quad (\text{VI-3})$$

где t — конечная среднеобъемная температура замороженного продукта, °C.

Более точные результаты по определению ω_{x} получают при использовании зависимостей (VI-3а) и (VI-3б):

$$\omega_{\text{x}} = \frac{1,105}{1 + \frac{0,31}{\lg[t + (1 - t_{\text{кр}})]}}; \quad (\text{VI-3a})$$

где t , $t_{\text{кр}}$ — абсолютные значения конечной среднеобъемной температуры замороженного продукта и криоскопической температуры, °C;

$$\omega_{\text{x}} = \frac{t_{\text{ср}} - t_{\text{кр}}}{\frac{2t_{\text{кр}}}{B_{\text{из}}} - (t_{\text{кр}} - t_{\text{ср}})}; \quad (\text{VI-3б})$$

где $t_{\text{ср}}$ — температура охлаждающей среды, °C; $B_{\text{из}}$ — число Био, рассчитанное для теплофизических характеристик замороженного продукта;

$$B_{\text{из}} = \frac{\alpha_{\text{n}} R_{\text{пр}}}{\lambda_{\text{пр}_3}}; \quad (\text{VI-4})$$

Коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{пр}_3}$ можно ориентировочно рассчитать по формуле

$$\lambda_{\text{пр}_3} = \lambda_{\text{пр}} + 0,9\omega_{\text{x}}; \quad (\text{VI-5})$$

Для различных способов замораживания пищевых продуктов значения коэффициента теплоотдачи α_{n} находятся в следующих пределах:

в камерах замораживания с естественной или незначительной принудительной циркуляцией воздуха (скорость движения до 2 м/с) $\alpha_{\text{n}} = 8 \dots 15$ Вт/(м²·K);
в камерах замораживания с принудительной циркуляцией воздуха (скорость движения 2...8 м/с) $\alpha_{\text{n}} = 15 \dots 45$ Вт/(м²·K);

во флюидизационных морозильных аппаратах $\alpha_n = 60 \dots 100$ Вт/(м²·К);
 в плиточных морозильных аппаратах $\alpha_n = 500 \dots 1000$ Вт/(м²·К);
 в иммерсионных морозильных аппаратах $\alpha_n = 1000 \dots 2000$ Вт/(м²·К);
 в криогенных морозильных аппаратах с орошением продуктов $\alpha_n = 1000 \dots 2000$ Вт/(м²·К);
 в криогенных морозильных аппаратах с погружением продуктов $\alpha_n = 5000$ Вт/(м²·К).

Для камер и аппаратов замораживания пищевых продуктов с принудительной циркуляцией воздуха конвективную составляющую коэффициента теплоотдачи можно определить с помощью эмпирической зависимости

$$\alpha_k = 8,73 \omega^{0,8}, \quad (\text{VI-6})$$

где α_k — коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м²·К); ω — скорость движения воздуха, м/с.

Если замораживанию подвергают упакованный продукт, то продолжительность процесса рассчитывают с учетом термического сопротивления упаковки и других слоев. При этом формула (VI-1) принимает вид

$$\tau_z = A_\Phi \frac{q_{звпр} R_{пр}}{t_{пр} - t_{ср}} \times \left[\frac{R_{пр}}{2\lambda_{впр}} + \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_{доп}}{\lambda_{доп}} \right) \right] 10^3, \quad (\text{VI-7})$$

где $\delta_{доп}$ — толщина дополнительных слоев (упаковки и др.), м; $\lambda_{доп}$ — коэффициент теплопроводности дополнительных слоев, Вт/(м·К).

Формулы (VI-1) и (VI-7) рекомендуют применять для определения продолжительности замораживания охлажденных продуктов, так как они не учитывают продолжительности процесса охлаждения от начальной до криоскопической температуры и процесса дальнейшего понижения температуры замороженного продукта до конечной заданной. Поэтому при расчете продолжительности с помощью указанных формул вводят поправочный коэффициент, учитывающий продолжительность процессов охлаждения до и после замораживания. Продолжительность охлаждения продукта до и после замораживания можно также учесть путем введения в формулы (VI-1) и (VI-7) удельной теплоты $q = i_{нач} - i_{кон}$, где $i_{нач}$ — разность энтальпий продукта до и после его холодильной обработки.

На основании приближенного решения уравнения теплопроводности предложена формула для определения продолжительности замораживания охлажденных продуктов в виде пластины в безразмерной форме при изменении температуры от криоскопической на поверхности продукта до конечной заданной*

$$Fo_z = \frac{q_z}{c_{пр}(t_{пр} - t_{ср})} \left(\frac{1}{Bi_z} + \frac{1}{2} \right) + \frac{1}{2Bi_z} + 0,25 + \frac{c_{прz}}{c_{пр}Bi} - \frac{1}{Bi_z^2} \ln(1 + Bi_z), \quad (\text{VI-8})$$

где $c_{прz}$ — удельная теплоемкость замороженного продукта, кДж/(кг·К).

При этом продолжительность (в безразмерной форме) полной холодильной обработки продуктов от начальной до конечной заданной температуры определяют с учетом уравнения

* Формула разработана проф. А. М. Бражниковым.

$$Fo_{обш} = Fo + Fo_в; \quad (VI-9)$$

где Fo — число Фурье, соответствующее продолжительности охлаждения пластины и определяемое по формуле (V-14) (без учета коэффициента 0,56).

Продолжительность замораживания мясных туш и полутуш рассчитывают обычно по эмпирическим зависимостям:

в случае естественной циркуляции воздуха

$$\tau_3 = \left[\frac{0,031}{\alpha_n} c_m \rho_m \delta_m \left(\frac{t_{нач} - t_v}{t_{кр} - t_v} \right)^{1,07} + \frac{0,058 \cdot 10^{-4}}{\alpha_n} c_{\omega} \rho_m \delta_m \frac{c_{\omega}}{c_m} \left(\frac{t_{кр} - t_v}{t_{кон} - t_v} \right)^{4,65} \right] 10^3; \quad (VI-10)$$

в случае принудительной циркуляции воздуха

$$\tau_3 = \left[\frac{0,027}{\alpha_n} c_m \rho_m \delta_m \left(\frac{t_{нач} - t_v}{t_{кр} - t_v} \right)^{1,5} + \frac{0,025}{\alpha_n} c_{\omega} \rho_m \delta_m \frac{c_{\omega}}{c_m} \left(\frac{t_{кр} - t_v}{t_{кон} - t_v} \right)^{1,09} \right] 10^3, \quad (VI-10a)$$

где c_m — удельная теплоемкость мяса в охлажденном состоянии, кДж/(кг·К); ρ_m — плотность мяса в охлажденном состоянии, кг/м³; c_{ω} — полная удельная теплоемкость мяса при замораживании, кДж/(кг·К);

$$c_{\omega} = c_{м_в} + 335,2 W_n (\omega_{x_2} - \omega_{x_1}),$$

где $\omega_{x_1}, \omega_{x_2}$ — разность количеств вымороженной воды в пределах изменения температуры мяса при замораживании на один градус, 1/°C.

Количество теплоты, отводимой от продуктов при замораживании, определяют по формулам:

$$Q_3 = G_{пр} (t_{нач} - t_{кон}); \quad (VI-11)$$

$$Q_3 = G_{пр} [c_{пр} (t_{нач} - t_{кр}) + r_n W_n \omega_x + c_{пр_в} (t_{кр} - t_{кон})]. \quad (VI-11a)$$

Пример VI-1. Определить продолжительность замораживания мясного образца, выполненного в виде пластины, цилиндра и шара, при следующих исходных данных: половина толщины пластины равна радиусу цилиндра и шара, т. е. $R_{пр} = 20$ мм; конечная температура мяса в центре образца $t_{ц,кон} = -10^\circ\text{C}$; температура воздуха $t_v = -20^\circ\text{C}$; коэффициент теплоотдачи $\alpha_n = 20$ Вт/(м²·К); начальное влагосодержание мяса $W_n = 74\%$; плотность $\rho_{пр} \approx \rho_{пр_в} = 1020$ кг/м³; криоскопическая температура $t_{кр} = -1^\circ\text{C}$; начальная температура мяса $t_{нач} = 10^\circ\text{C}$.

Расчет выполняем по формуле (VI-1) с учетом поправочного коэффициента $K_n = 1,3$ (коэффициент учитывает продолжительность охлаждения мясного образца от $t_{нач}$ до $t_{кр}$, а затем от $t_{кр}$ до $t_{кон}$).

Коэффициент теплопроводности замороженного продукта принимаем по приложению 9: $\lambda_{пр_в} = 1,31$ Вт/(м·К).

В формуле (VI—1) неизвестна удельная теплота замораживания q_3 , для определения которой необходимо знать долю вымороженной воды ω_x . Рассчитываем ω_x по формуле (VII—36), для чего предварительно находим число Bi_3 для замороженного продукта:

$$Bi_3 = \frac{20 \cdot 0,02}{1,31} = 0,305;$$

$$\omega_x = \frac{-20 - (-1)}{\frac{2(-1)}{0,305} [-1 - (-20)]} = 0,743.$$

При известных r_n , W_n и ω_x по формуле (VI—2) определяем

$$q_3 = 335,2 \cdot 0,74 \cdot 0,743 = 184,3 \text{ кДж/кг.}$$

Затем рассчитываем продолжительность замораживания пластины

$$q_{31} = 1,3 \cdot 1 \cdot \frac{184,3 \cdot 10^3 \cdot 1020 \cdot 0,02}{(-1) - (-20)} \left(\frac{0,02}{2 \cdot 1,31} + \frac{1}{20} \right) = 14825 \text{ с} = 4,12 \text{ ч};$$

цилиндра

$$q_{32} = 1,3 \cdot 0,5 \cdot \frac{184,3 \cdot 10^3 \cdot 1020 \cdot 0,02}{(-1) - (-20)} \left(\frac{0,02}{2 \cdot 1,31} + \frac{1}{20} \right) = 7412,5 \text{ с} = 2,06 \text{ ч};$$

шара

$$q_{33} = 1,3 \cdot 0,33 \cdot \frac{184,3 \cdot 10^3 \cdot 1020 \cdot 0,02}{(-1) - (-20)} \left(\frac{0,02}{2 \cdot 1,31} + \frac{1}{20} \right) = 4892,25 \text{ с} = 1,36 \text{ ч.}$$

Из результатов примера следует, что при равных исходных условиях наибольшей продолжительностью характеризуется процесс замораживания мясного образца, выполненного в виде пластины, и наименьшей — в виде шара.

Пример VI—2. Для условий примера VI—1 определить количество теплоты, отводимой от мясного образца в форме шара.

Количество теплоты Q_3 рассчитываем по формуле (VI—11). При этом массу образца находим с учетом объема и плотности продукта

$$G_{пр} = V_{пр} \rho_{пр} = \frac{4}{3} \pi R^3 \rho_{пр} = \\ = \frac{4}{3} 3,14 \cdot 0,02^3 \cdot 1020 = 0,0341 \text{ кг.}$$

Затем по приложению 10 определяем энтальпию продукта:

$i_{\text{нач}} = 264,5 \text{ кДж/кг}$ (при $t_{\text{нач}} = 10^\circ\text{C}$) и $i_{\text{кон}} = 11,6 \text{ кДж/кг}$ (при

$$t_{\text{кон}} = \frac{2t_{\text{п}} + 3t_{\text{пов}}}{5} = \frac{2(-10) + 3(-19)}{5} = -15,4^\circ\text{C},$$

где $t_{\text{пов}} = t_{\text{в}} + 1 = -20 + 1 = -19^\circ\text{C}$;

Получаем $Q_3 = 0,0341(264,5 - 11,6) = 8,62 \text{ кДж}$.

Пример VI—3. Определить продолжительность замораживания говяжьих полутуш в камере, оборудованной воздушно-радиационной системой охлаждения, если скорость движения воздуха в зоне расположения бедренных частей полутуш $\omega = 4 \text{ м/с}$. Температура воздуха в камере является постоянной ($t_{\text{в}} = -35^\circ\text{C}$). Среднеобъемная температура продукта следующая: начальная $t_{\text{нач}} = +30^\circ\text{C}$, конечная $t_{\text{кон}} = -18^\circ\text{C}$. Толщина бедренной части полутуши $\delta_{\text{м}} = 0,21 \text{ м}$, а ее масса $G_{\text{п}} = 82 \text{ кг}$.

Для определения продолжительности процесса предварительно рассчитываем коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{п}}$.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_{\text{к}}$ рассчитываем с помощью критериального уравнения (для сухой поверхности)

$$\text{Nu} = 0,28 \text{Re}^{0,58},$$

откуда

$$\alpha_{\text{к}} = 0,28 \frac{\lambda_{\text{в}}}{\delta_{\text{м}}} \left(\frac{\omega \delta_{\text{м}}}{\nu_{\text{в}}} \right)^{0,58},$$

Коэффициент теплопроводности воздуха $\lambda_{\text{в}}$ определяем по формуле (V—6), учитывая среднюю относительную влажность охлаждающего воздуха $\varphi_{\text{в}} = 0,85$ и коэффициент теплопроводности сухого воздуха $\lambda_{\text{с.в}} = 0,0216 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ (по приложению 7 при $t_{\text{в}} = -35^\circ\text{C}$):

$$\lambda_{\text{в}} = 0,0216 + 0,00465 \cdot 0,85 = 0,0255 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент кинематической вязкости воздуха при $t_{\text{в}} = -35^\circ\text{C}$

$$\nu_{\text{в}} = 10,42 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} \text{ (приложение 7)}.$$

Учитывая известные данные, находим

$$\alpha_{\text{к}} = 0,28 \frac{2,55 \cdot 10^{-2}}{0,21} \left(\frac{4 \cdot 0,21}{10,42 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,58} = 23,82 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha'_{\text{р}}$ [в $\text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$] между поверхностью мяса и радиационными охлаждающими батареями рассчитываем по формуле

$$\alpha'_{\text{р}} = \varepsilon_{\text{п}} C_0 K_{\text{обл}} \frac{\left(\frac{T_{\text{п.п}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{бат}}}{100} \right)^4}{T_{\text{п.п}} - T_{\text{бат}}},$$

где ϵ_{Π} — приведенная степень черноты системы охлаждающая батарея — полутуша; C_0 — коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела, Вт/(м²·К⁴) [$C_0 = 5,67$ Вт/(м²·К⁴)]; $K_{обл}$ — коэффициент облученности бедренной части полутуши (по данным Г. Д. Аверина, $K_{обл} = 0,755$); $T_{\Pi.п}$, $T_{бат}$ — температуры соответственно поверхности полутуши и поверхности батареи, К.

Приведенная степень черноты ϵ_{Π} системы охлаждающая батарея — полутуша ориентировочно определяется по уравнению

$$\epsilon_{\Pi} = \epsilon_{бат} \epsilon_{\Pi.п} = 0,96 \cdot 0,9 = 0,864,$$

где $\epsilon_{бат} = 0,96$ — степень черноты охлаждающей батареи, покрытой снегом; $\epsilon_{\Pi.п}$ — степень черноты поверхности полутуши принята постоянной в процессе замораживания ($\epsilon_{\Pi.п} = 0,9$) (опытные данные Ю. Д. Румянцев).

Коэффициент теплоотдачи радиацией α_r , отнесенный к разности температур $T_{\Pi.п} - T_{в}$ находим по уравнению

$$\alpha_r = \alpha'_r \frac{T_{\Pi.п} - T_{бат}}{T_{\Pi.п} - T_{в}} = \epsilon_{\Pi} C_0 K_{обл} \frac{\left(\frac{T_{\Pi.п}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{бат}}{100}\right)^4}{T_{\Pi.п} - T_{в}} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

При расчете α_r принимаем следующее:

средняя температура поверхности охлаждающих батарей:

$$t_{бат} = t_{в} - 10^\circ\text{C} = -35 - 10 = -45^\circ\text{C};$$

$$T_{бат} = -45 + 273,2 = 228,2 \text{ К};$$

среднеинтегральная температура поверхности бедренной части полутуш (на основании опытных данных):

$$t_{\Pi.п} = -20^\circ\text{C}; \quad T_{\Pi.п} = -20 + 273,2 = 253,2 \text{ К}.$$

Определяем α_r :

$$\alpha_r = 0,864 \cdot 5,67 \cdot 0,755 \frac{\left(\frac{253,2}{100}\right)^4 - \left(\frac{228,2}{100}\right)^4}{253,2 - (-35 + 273,2)} = 3,45 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплоотдачи испарением $\alpha_{и}$ [в Вт/(м²·К)] находим по уравнению

$$\alpha = \frac{Ur \cdot 10^3}{F_{пр1} (T_{\Pi.п} - T_{в})}$$

где U — скорость испарения влаги с поверхности полутуши, кг/с; r — скрытая теплота сублимации при замораживании, кДж/кг; $F_{пр1}$ — площадь поверхности полутуши, участвующая в массообмене, м².

В последнем выражении неизвестными являются скорость испарения U и площадь $F_{пр1}$ поверхности полутуши.

Для определения U предварительно задаемся (на основании практических данных), что продолжительность холодильной обра-

ботки τ_3 менее 16 ч (например, $\tau_3 = 14$ ч), и по приложению 6 находим усушку для говяжьих полутуш I категории, равную 1,58 %. Затем по формуле (V-18) получаем, что потери массы одной полутуши (при средней массе полутуши $G_n = 82$ кг) равны 1,29 кг. Учитывая $\Delta G = 1,29$ кг и $\tau_3 = 14$ ч, получаем

$$U = \frac{\Delta G}{\tau_3} = \frac{1,29}{14} = 0,092 \text{ кг/ч, или } 0,025 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

Скрытая теплота сублимации при температуре поверхности $t_{п.п}$ ($t_{п.п} < t_{кр}$) $r = 2500 + (335,2 + 2,1t_{п.п})$, где выражение, взятое в скобки, представляет собой удельную теплоту льдообразования; при $t_{п.п} = -20^\circ\text{C}$

$$r = 2500 + 335,2 + 2,1(-20) = 2793,2 \text{ кДж/кг.}$$

Площадь поверхности полутуши, участвующей в массообмене, $F_{пр1}$ определяем по формуле А. Г. Дивакова:

$$F_{пр1} = \frac{1}{2}(0,0176 \cdot 2G_n + 2,15) = \frac{1}{2}(0,0176 \cdot 2 \cdot 82 + 2,15) = 2,51 \text{ м}^2,$$

где G_n — масса полутуши, кг.

При известных данных коэффициент теплоотдачи испарением составляет

$$\alpha_{и} = \frac{0,025 \cdot 10^{-3} \cdot 2793,2 \cdot 10^3}{2,51[253,2 - (-35 + 273,2)]} = 1,85 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К).}$$

Общий коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_n = 23,82 + 3,45 + 1,85 = 29,12 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К).}$$

Определяем количество теплоты, отводимой от 1 кг продукта,

$$q_3 = i_{нач} - i_{кон},$$

где $i_{нач}$ и $i_{кон}$ — энтальпии мяса при начальной и конечной среднеобъемных температурах, кДж/кг.

По приложению 10 при $t_{нач} = +30^\circ\text{C}$ $i_{нач} = 329$ кДж/кг; при $t_{кон} = -18^\circ\text{C}$ $i_{кон} = 4,6$ кДж/кг.

Следовательно, $q_3 = 329 - 4,6 = 324,4$ кДж/кг.

Коэффициент теплопроводности замороженного мяса принимаем по приложению 9: $\lambda_{пр3} = 1,33$ Вт/(м · К).

Плотность замороженного мяса принимаем равной $\rho_{пр3} = 985$ кг/м³.

Продолжительность замораживания мясных полутуш определяем по формуле Р. Планка с учетом коэффициентов R и P

$$\tau_3 = \frac{q_3 \rho_{\text{пр}_3}}{t_{\text{кр}} - t_a} \delta_m \left(R \frac{\delta_m}{\lambda_{\text{пр}_3}} + P \frac{1}{\alpha_a} \right) 10^3 :$$

По данным А. П. Шеффера, поперечные сечения бедренных частей полутуши в наиболее толстых местах близки к эллипсам, отношение осей которых $\beta = 1,8$. Следовательно, форма бедренных частей полутуш приближается к удлинненным параллелепипедам, имеющим продольные грани, отвод теплоты от которых производится с четырех сторон. В этом случае продолжительность замораживания мясных полутуш можно определить по формуле Р. Планка для блоков с двухмерным отводом теплоты. При $\beta = 1,8$; $R = 0,0875$; $P = 0,32$. Тогда продолжительность замораживания

$$\tau_3 = \frac{324,4 \cdot 985 \cdot 10^3}{-1 - (-35)} 0,21 \left(0,0875 \frac{0,21}{1,33} + 0,32 \frac{1}{29,12} \right) = 48975,2 \text{ с} = 13,6 \text{ ч.}$$

Принятая ранее для расчета скорости испарения U продолжительность замораживания незначительно отличается от полученной, поэтому перерасчета не производим.

Пример VI—4. Определить продолжительность замораживания блоков охлажденного яичного меланжа в роторном морозильном аппарате при следующих исходных данных: начальная температура $t_{\text{нач}} = 4^\circ\text{C}$, конечная — $t_{\text{кон}} = -10^\circ\text{C}$, плотность замороженного меланжа $\rho_{\text{пр}_3} = 980 \text{ кг/м}^3$, коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{пр}_3} = 0,97 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$, криоскопическая температура $t_{\text{кр}} = -0,6^\circ\text{C}$, толщина блока $\delta = 2R_{\text{пр}} = 60 \text{ мм}$, температура охлаждающей среды (кипящего холодильного агента R22) $t_{\text{ср}} = -25^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи от поверхности канала замораживающих плит аппарата к циркулирующему холодильному агенту $\alpha_{\text{п}} = 500 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Продукт перед замораживанием упаковывают в пакеты из нестabilизированной полиэтиленовой пленки толщиной $\delta_{\text{уп}} = 100 \text{ мкм}$ [$\lambda_{\text{уп}} = 0,29 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$]. Толщина стенки плиты, выполненной из алюминиевого сплава, $\delta_{\text{ал}} = 0,008 \text{ м}$ [$\lambda_{\text{ал}} = 180 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$].

Продолжительность замораживания блока при двустороннем отводе теплоты определяем по формуле (VI—7). При этом принимаем коэффициент $A_{\text{ф}} = 1$.

Так как продукт имеет температуру $t_{\text{нач}} > t_{\text{кр}}$, то удельную теплоту замораживания определяем по формуле $q_3 = i_{\text{нач}} - i_{\text{кон}}$.

По приложению 10: при $t_{\text{нач}} = +4^\circ\text{C}$ $i_{\text{нач}} = 277,6 \text{ кДж/кг}$; при $t_{\text{кон}} = -10^\circ\text{C}$ $i_{\text{кон}} = 24,3 \text{ кДж/кг}$.

Подставляем известные данные и находим

$$\tau_3 = 1 \cdot \frac{(277,6 - 24,3) 980 \cdot 0,03}{-0,6 - (-25)} \left[\frac{0,03}{2 \cdot 0,97} + \left(\frac{1}{500} + \frac{1 \cdot 10^{-4}}{0,29} + \frac{0,008}{180} \right) \right] 10^3 = 5448 \text{ с} = 1,51 \text{ ч.}$$

Пример VI—5. Определить продолжительность холодильной обработки фруктового сока с мякотью, замораживаемого в ме-

таллической кассете в виде блока толщиной $2R_{\text{пр}}=60$ мм, если замораживание осуществляется конвективным способом в воздушной среде [$\alpha_1=10$ Вт/(м²·К)], в жидкой среде [$\alpha_2=100$ Вт/(м²·К)], а также кондуктивным способом [$\alpha_3=1000$ Вт/(м²·К)]. Начальная и конечная температура продукта: $t_{\text{нач}}=40^\circ\text{C}$; $t_{\text{конц}}=-1^\circ\text{C}$, криоскопическая температура $t_{\text{кр}}=-1^\circ\text{C}$, температура охлаждающей среды $t_{\text{ср}}=-21^\circ\text{C}$. Теплофизические параметры продукта: $\lambda_{\text{пр}}=0,53$ Вт/(м·К); $\lambda_{\text{пр}_2} \approx 2$ Вт/(м·К); $c_{\text{пр}}=2$ кДж/(кг·К); $c_{\text{пр}_2} \approx 3,83$ кДж/(кг·К); $\rho_{\text{пр}} \approx \rho_{\text{пр}_2} = 1000$ кг/м³; начальное влагосодержание $W_{\text{н}}=0,98$. Сопротивлением теплопередаче стенок металлической кассеты пренебречь.

Для определения продолжительности охлаждения блока от начальной температуры $t_{\text{нач}}=40^\circ\text{C}$ до температуры на поверхности $t_{\text{п}}=t_{\text{кр}}=-1^\circ\text{C}$ предварительно рассчитываем значения Bi :

$$Bi_1 = \frac{\alpha_1 R_{\text{пр}}}{\lambda_{\text{пр}}} = \frac{10 \cdot 0,03}{0,53} = 0,57;$$

$$Bi_2 = \frac{100 \cdot 0,03}{0,53} = 5,7; \quad Bi_3 = \frac{1000 \cdot 0,03}{0,53} = 57.$$

По формуле (V—14а) рассчитываем значения $Fo^{(0)}$, учитывающего продолжительность распространения температурного фронта в пластине (т. е. время, по прошествии которого температура в центре пластины начинает изменяться):

$$Fo_1^{(0)} = \frac{1}{12} + \frac{1}{3 \cdot 0,57} - \frac{2}{3 \cdot 0,57^2} \ln \left(1 + \frac{0,57}{2} \right) = 0,1535;$$

$$Fo_2^{(0)} = \frac{1}{12} + \frac{1}{3 \cdot 5,7} - \frac{2}{3 \cdot 5,7^2} \ln \left(1 + \frac{5,7}{2} \right) = 0,114;$$

$$Fo_3^{(0)} = \frac{1}{12} + \frac{1}{3 \cdot 57} - \frac{2}{3 \cdot 57^2} \ln \left(1 + \frac{57}{2} \right) = 0,0885.$$

Затем по формуле (V—14) рассчитываем значения Fo , соответствующего продолжительности охлаждения блока до достижения на его поверхности температуры $t_{\text{п}}=t_{\text{кр}}$:

$$Fo_1 = \frac{0,57+3}{3 \cdot 0,57} \ln \left[\frac{2(40+21)}{(0,57+2)(-1+21)} \right] + 0,1535 = 1,95;$$

$$Fo_2 = \frac{5,7+3}{3 \cdot 5,7} \ln \left[\frac{2(40+21)}{(5,7+2)(-1+21)} \right] + 0,114 = -0,003.$$

Знак «—» означает, что охлаждение блока до температуры $t_{\text{пов}}=t_{\text{кр}}$ осуществляется быстрее, чем «температурный фронт» до-

стигнет центра, т. е. температура в центре еще не успевает измениться, в то время как температура поверхности уже равна криоскопической. В этом случае продолжительность охлаждения можно приблизительно определить по $Fo^{(0)}$. Для случая, когда $Bi_3 = 57$ [при $\alpha_3 = 1000 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$], продолжительность охлаждения блока также определяем по $Fo^{(0)}$. На основании вышеизложенного принимаем, что $Fo_2 = 0,114$, $Fo_3 = 0,0885$.

Продолжительность охлаждения блока определяем по формуле (V—12), при этом предварительно находим температуропроводность продукта:

$$a_{\text{пр}} = \frac{\lambda_{\text{пр}}}{c_{\text{пр}} \rho_{\text{пр}}} = \frac{0,53}{2000 \cdot 1000} = 0,265 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\tau_1 = \frac{1,95 \cdot 0,03^2}{0,265 \cdot 10^{-6}} = 6622,6 \text{ с} = 1,84 \text{ ч};$$

$$\tau_2 = \frac{0,114 \cdot 0,03^2}{0,265 \cdot 10^{-6}} = 387,17 \text{ с} = 0,108 \text{ ч};$$

$$\tau_3 = \frac{0,0885 \cdot 0,03^2}{0,265 \cdot 10^{-6}} = 300,38 \text{ с} = 0,083 \text{ ч}.$$

Для определения продолжительности замораживания предварительно рассчитываем Bi_3 для замороженного состояния продукта, затем по формуле (VI—36) — долю вымороженной воды ω_x , а по формуле (VI—2) — удельную теплоту замораживания q_3 :

$$Bi_{31} = \frac{\alpha_1 R_{\text{пр}}}{\lambda_{\text{пр}_3}} = \frac{10 \cdot 0,03}{2} = 0,15;$$

$$Bi_{32} = \frac{100 \cdot 0,03}{2} = 1,5; \quad Bi_{33} = \frac{1000 \cdot 0,03}{2} = 15;$$

$$\omega_{x1} = \frac{-21 - (-1)}{\frac{2(-1)}{0,15} - [(-1) - (-21)]} = 0,6;$$

$$\omega_{x2} = \frac{-21 - (-1)}{\frac{2(-1)}{1,5} - [(-1) - (-21)]} = 0,94;$$

$$\omega_{x3} = \frac{-21 - (-1)}{\frac{2(-1)}{15} - [(-1) - (-21)]} = 0,994;$$

$$q_{з1} = 335,2 \cdot 0,98 \cdot 0,6 = 197,098 \text{ кДж/кг};$$

$$q_{з2} = 335,2 \cdot 0,98 \cdot 0,94 = 308,79 \text{ кДж/кг};$$

$$q_{з3} = 335,2 \cdot 0,98 \cdot 0,994 = 326,525 \text{ кДж/кг}.$$

Подставляем полученные данные в формулу (VI—8) и определяем значения F_{O3} :

$$F_{O31} = \frac{197098}{2000[(-1) - (-21)]} \left(\frac{1}{0,15} + \frac{1}{2} \right) + \frac{1}{2 \cdot 0,15} + 0,25 + \\ + \frac{3830}{2000 \cdot 0,57} - \frac{1}{0,15^2} \ln(1 + 0,15) = 36,03;$$

$$F_{O32} = \frac{308790}{2000[(-1) - (-21)]} \left(\frac{1}{1,5} + \frac{1}{2} \right) + \frac{1}{2 \cdot 1,5} + 0,25 + \frac{3830}{2000 \cdot 5,7} - \\ - \frac{1}{1,5^2} \ln(1 + 1,5) = 9,513;$$

$$F_{O33} = \frac{326525}{2000[(-1) - (-21)]} \left(\frac{1}{15} + \frac{1}{2} \right) + \frac{1}{2 \cdot 15} + 0,25 + \frac{3830}{2000 \cdot 57} - \\ - \frac{1}{15^2} \ln(1 + 15) = 4,93.$$

Следовательно, продолжительность замораживания (с учетом формулы для определения $a_{пр}$) составляет:

$$\tau_1 = \frac{F_{O3} R^2_{пр} c_{пр} \rho_{пр}}{\lambda_{пр}};$$

$$\tau_{31} = \frac{36,03 \cdot 0,03^2 \cdot 3830 \cdot 1000}{2} = 62097,7 \text{ с} = 17,25 \text{ ч};$$

$$\tau_{32} = \frac{9,513 \cdot 0,03^2 \cdot 3830 \cdot 1000}{2} = 16395,6 \text{ с} = 4,55 \text{ ч};$$

$$\tau_{33} = \frac{4,93 \cdot 0,03^2 \cdot 3830 \cdot 1000}{2} = 8496,8 \text{ с} = 2,36 \text{ ч}.$$

Общая продолжительность холодильной обработки блока толщиной 60 мм от начальной температуры $t_{нач} = +40^\circ\text{C}$ до конечной в центре $t_{кон} = -1^\circ\text{C}$ при температуре охлаждающей среды $t_{ср} = -21^\circ\text{C}$ и заданных коэффициентах теплоотдачи равна:
при $\alpha_1 = 10 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$

$$\tau_{общ1} = \tau_1 + \tau_{31} = 1,84 + 17,25 = 19,09 \text{ ч};$$

при $\alpha_2 = 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\tau_{\text{общ}2} = \tau_2 + \tau_{32} = 0,108 + 4,55 = 4,658 \text{ ч};$$

при $\tau_3 = 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\tau_{\text{общ}3} = \tau_3 + \tau_{33} = 0,083 + 2,36 = 2,443 \text{ ч}.$$

Из результатов расчета следует, что при замораживании продукта в жидкой среде продолжительность процесса по сравнению с замораживанием в воздушной среде уменьшается примерно в 4 раза ($\tau_{\text{общ}2} = 4,658 \text{ ч}$; $\tau_{\text{общ}1} = 19,09 \text{ ч}$). При замораживании кондуктивным способом продолжительность процесса уменьшается по сравнению с замораживанием в жидкой среде всего лишь в 2 раза ($\tau_{\text{общ}2}/\tau_{\text{общ}3} = 4,658/2,443 \approx 2$). Следовательно, для дальнейшего сокращения продолжительности процесса необходимо идти не по пути изменения способа холодильной обработки, а по пути уменьшения толщины продукта (уменьшать толщину блоков, применять гранулирование и др.).

Пример VI—6. Определить продолжительность замораживания апельсинового сока (для концентрирования вымораживанием) на стенках двустороннего скребкового льдогенератора, если известно, что подаваемый на льдогенератор сок имеет температуру $t_{\text{нач}} = 0^\circ\text{C}$, криоскопическая температура $t_{\text{кр}} = -1,3^\circ\text{C}$, влагосодержание $W_{\text{н}} = 0,89$, конечная среднееобъемная температура замороженного сока $t_{\text{кон}} = -5^\circ\text{C}$, температура кипения холодильного агента в рубашке льдогенератора $t_0 = -25^\circ\text{C}$, толщина намораживаемого слоя $\delta_{\text{пр}} = 0,001 \text{ м}$, коэффициент теплоотдачи со стороны холодильного агента $\alpha_0 = 1500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а со стороны продукта $\alpha_{\text{н}} = 5000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, толщина стальной стенки льдогенератора $\delta_{\text{ст}} = 0,008 \text{ м}$, коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{ст}} = 58 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Продолжительность замораживания определяем по формуле Р. Планка

$$\tau_3 = \frac{10^3 q_3 \rho_{\text{пр}3} \delta_{\text{пр}}}{t_{\text{кр}} - t_0} \left(\frac{1}{\alpha_0} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{0,5\delta_{\text{пр}}}{\lambda_{\text{пр}3}} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} \right)$$

где $\rho_{\text{пр}3}$ — плотность замороженного сока, $\text{кг}/\text{м}^3$ ($\rho_{\text{пр}3} = 980 \text{ кг}/\text{м}^3$); $\lambda_{\text{пр}3}$ — коэффициент теплопроводности замороженного сока, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ [$\lambda_{\text{пр}3} = 2,09 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$].

Теплоту q_3 определяем с учетом разности энтальпий продукта

$$q_3 = 356,7 - 118,9 = 237,8 \text{ кДж}/\text{кг},$$

где 356,7 — энтальпия сока при $t_{\text{нач}} = 0^\circ\text{C}$; 118,9 — энтальпия сока при $t_{\text{кон}} = -5^\circ\text{C}$.

Подставляем известные данные и находим

$$\tau_3 = \frac{10^3 \cdot 237,8 \cdot 980 \cdot 0,001}{-1,3 - (-25)} \left(\frac{1}{1500} + \frac{0,008}{58} + \frac{0,5 \cdot 0,001}{2,09} + \frac{1}{5000} \right) = 12,27 \text{ с}.$$

Пример VI—7. Определить тепловую нагрузку на систему охлаждения фризера производительностью $G_{пр\epsilon}=0,04$ кг/с, если потребляемая мощность электродвигателя $N_{фр}=4,5$ кВт. Смесь мороженого содержит 10,5% сухого обезжиренного молочного остатка, 16% сахара, 3,5% жира и 69,7% влаги. Криоскопическая температура смеси $t_{кр}=-2,4^{\circ}\text{C}$, начальная температура $t_{нач}=+5^{\circ}\text{C}$, конечная — $t_{кон}=-5^{\circ}\text{C}$. Удельная теплоемкость смеси $c_{пр}=3,26$ кДж/(кг·К), $c_{прз}=2,931$ кДж/(кг·К).

Тепловая нагрузка на систему охлаждения фризера составляет

$$Q_0 = Q_{прз} + Q_{фр} + Q_{окр}$$

где $Q_{прз}$ — теплоприток от продукта, кВт; $Q_{фр}$ — теплоприток от электродвигателя фризера, кВт; $Q_{окр}$ — теплоприток из окружающей среды, кВт (принимая $Q_{окр}=0,2Q_{прз}$).

При определении теплопритока $Q_{прз}$ предварительно рассчитываем долю вымороженной воды

$$\omega_x = 1 - \frac{5,64q_m + 6q_s}{W_{вт}}$$

где q_m — относительное содержание сухого обезжиренного молочного остатка ($q_m=0,105$); q_s — относительное содержание сахара ($q_s=0,16$); $W_{вт}$ — начальное влагосодержание смеси ($W_{вт}=0,697$); t — абсолютное значение конечной среднеобъемной температуры смеси;

$$\omega_x = 1 - \frac{5,64 \cdot 0,105 + 6 \cdot 0,16}{0,697 \cdot 5} = 0,555.$$

Теплоприток от продукта $Q_{прз}$ рассчитываем с учетом формулы (VI—11а):

$$Q_{прз} = G_{пр\epsilon} [c_{пр} (t_{нач} - t_{кр}) + \\ + r_d W_{вт} \omega_x + c_{прз} (t_{кр} - t_{кон})],$$

где $G_{пр\epsilon}$ — производительность, кг/с;

$$Q_{прз} = 0,04 [3,26 (5 + 2,4) + 335,2 \cdot 0,697 \cdot 0,555 + \\ + 2,931 (-2,4 + 5)] = 6,456 \text{ кВт}.$$

Рассчитываем теплоприток $Q_{фр}$ с учетом коэффициента $\eta_m = 0,8$ (механического КПД, учитывающего потери энергии в механизме и сальниках), а затем тепловую нагрузку Q_0 :

$$Q_{фр} = 0,8 N_{фр} = 0,8 \cdot 4,5 = 3,6 \text{ кВт};$$

$$Q_0 = 6,456 + 3,6 + 0,2 \cdot 6,456 = 11,35 \text{ кВт}.$$

Целью холодильного хранения пищевых продуктов является торможение происходящих в них изменений. Мера такого торможения зависит от индивидуальных свойств продукта. Например, стойкость плодов обуславливается условиями их выращивания (главным образом режимом полива) и степенью зрелости. Стойкость рыбы при хранении зависит от ее жирности, уровня предварительного разлития посмертных изменений и т. д.

Индивидуальные особенности сохраняемых продуктов проявляются в большей степени при хранении охлажденных продуктов и в меньшей — замороженных. Отличительная особенность хранения охлажденных продуктов растительного происхождения заключается в необходимости подачи к продукту некоторого количества кислорода, необходимого для осуществления обменных процессов. Положительные результаты достигаются при хранении охлажденных продуктов растительного происхождения в регулируемой (по кислороду и диоксиду углерода) газовой среде.

Пример VII—1. Определить потери массы мяса при хранении, если мороженные говяжьи полутуши I категории хранятся в холодильной камере с батарейным охлаждением при температуре $t_n = -12^\circ\text{C}$ в течение 5 сут.

В общем случае можно считать, что изменение интенсивности потерь массы продукта (усушки) во времени при холодильном хранении подчиняется экспоненциальному закону. Общая зависимость, учитывающая изменение усушки продукта во времени ΔG (в %), имеет вид

$$\Delta G = A(1 - e^{-m\tau_{\text{хр}}}),$$

где A — коэффициент, определяемый из условия, что при $\tau_{\text{хр}} = 30$ сут $\Delta G = \Delta G_n$ (ΔG_n — норма усушки продукта при хранении в течение месяца); m — темп усушки.

В приложении 6 приведены нормы усушки мяса и мясных продуктов при холодильной обработке и хранении в зависимости от вида мяса, зоны и времени хранения, температурных условий воздушной среды и способа ее охлаждения, а также от емкости холодильника и его этажности.

Принимаем, что зона хранения северная, мясо хранят в первом квартале, холодильник одноэтажный, емкость холодильника 300 т. При указанных данных и батарейном способе охлаждения норма усушки говядины I категории за один месяц хранения составляет 0,06%. Значение коэффициента A определяем при условии, что продолжительность хранения $\tau_{\text{хр}} = 30$ сут, норма усушки $\Delta G_n = 0,06\%$, показатель экспоненты $m = 0,006 \text{ сут}^{-1}$:

$$0,06 = A(1 - e^{-0,006 \cdot 30}); A = 0,373\%.$$

Следовательно, зависимость, определяющая изменение потерь массы при хранении мороженных говяжьих полутуш, имеет вид

$$\Delta G = 0,373(1 - e^{-0,006\tau_{\text{хр}}}).$$

* Показатель экспоненты для мяса $m = 0,006 \text{ сут}^{-1}$ принят равным показателю экспоненты для свиного шпика; последний определен на основании справочных данных по потерям массы: для первых суток хранения 0,09 %, для 15 сут хранения 0,12, для 30 сут хранения 0,15%.

При продолжительности хранения $\tau_{\text{хр}}=5$ сут потери массы составляют

$$\Delta G = 0,373(1 - e^{-0,006 \cdot 5}) = 0,0112\%.$$

В случае линейной аппроксимации приведенного уравнения потери массы за 5 сут составляют $(0,06/30)5 = 0,01\%$, т. е. на 12% меньше, чем при учете экспоненциальной зависимости.

Пример VII—2. Определить потери массы яблок при хранении их в холодильнике с регулируемой газовой средой (РГС), если известно, что продолжительность хранения $\tau_{\text{хр}}=30$ сут, период года осенний; масса яблок, подвергаемых хранению $G_{\text{пр}}=265,4$ т; температура воздуха при хранении $t_{\text{в}}=2^{\circ}\text{C}$, камера оборудована воздушной системой охлаждения; количество теплоты, проникающей через ограждения холодильника за указанный период хранения, $Q_{\text{н}}=3,95 \cdot 10^6$ кДж.

Потери массы яблок ΔG (в кг) при хранении определяем по зависимости

$$\Delta G = \frac{\Sigma Q}{\varepsilon_t} = \frac{Q_{\text{н}}(1 - \varepsilon_{\text{т.о}}) + Q_{\text{д.р.г.с}}}{\varepsilon_t},$$

где ΣQ — количество теплоты, подведенной к воздуху при его движении от охлаждающих приборов до выхода из штабеля, кДж; ε_t — тепловлажностная характеристика процесса изменения состояния воздуха, кДж/кг; $\varepsilon_{\text{т.о}}$ — коэффициент технологической эффективности системы охлаждения, учитывающий долю внешних теплопритоков, которая гасится охлаждающими устройствами и не вызывает усушки продукта (по данным В. З. Жадана, для воздушной системы охлаждения $\varepsilon_{\text{т.о}}=0,07$); $Q_{\text{д.р.г.с}}$ — количество теплоты, выделяемой продуктами в результате их дыхания в условиях регулируемой газовой среды за указанный период хранения, кДж.

Количество теплоты $Q_{\text{д.р.г.с}}$ определяем с помощью уравнения

$$Q_{\text{д.р.г.с}} = (0,5 \dots 0,3) q_0 e^{bt_{\text{в}}} G_{\text{пр}} \tau_{\text{хр}},$$

где 0,5...0,3 — коэффициент, учитывающий снижение интенсивности выделения теплоты дыхания в условиях РГС; q_0 — удельная теплота дыхания фруктов и овощей в воздушной среде при температуре 0°C , кВт/т [для яблок $q_0=0,0121$ кВт/т (приложение 11)]; b — температурный коэффициент скорости дыхания, $1/^{\circ}\text{C}$ (для яблок $b=0,0932$ $1/^{\circ}\text{C}$).

Подставляем известные данные и находим, что количество теплоты, выделяемой при дыхании плодов за месяц их хранения при заданной температуре $t_{\text{в}}=2^{\circ}\text{C}$, составляет

$$Q_{\text{д.р.г.с}} = 0,4 \cdot 0,0121 e^{0,0932 \cdot 2} 265,4 (30 \cdot 24 \cdot 3600) = 4 \cdot 10^6 \text{ кДж.}$$

Тепловлажностную характеристику процесса изменения состояния воздуха при хранении яблок находим с помощью уравнения В.З. Жадана, действительного для области изменения температуры $t_{\text{в}}$ в пределах от 15 до 0°C :

$$\varepsilon_t = 6385 - 147 t_{\text{в}};$$

$$\epsilon_t = 6385 - 147 \cdot 2 = 6091 \text{ кДж/кг.}$$

Потери массы яблок за месяц хранения составляют:

$$\Delta G' = \frac{3,95 \cdot 10^6 (1 - 0,07) + 4 \cdot 10^6}{6091} = 1260 \text{ кг;}$$

$$\Delta G'' = \frac{\Delta G' \cdot 100\%}{G_{\text{пр}}} = \frac{1260 \cdot 100\%}{265,4 \cdot 10^3} = 0,474\%.$$

Пример VII—3. Определить количество влаги, испарившейся с поверхности мороженных мясных полутуш при хранении их в неупакованном виде в камере одноэтажного холодильника, если известно, что температура воздуха $t_a = -20^\circ\text{C}$, камера оборудована батарейной системой охлаждения, охлаждающие батареи выполнены из гладкостенных труб и имеют общую площадь теплопередающей поверхности $F_0 = 1000 \text{ м}^2$, мясные полутуши уложены в штабеля массой $G_{\text{шт}} = 100 \dots 120 \text{ т}$, общая масса $G_{\text{пр}} = 1350 \text{ т}$.

Количество влаги, испарившейся с поверхности мороженных мясных полутуш, ΔG (в кг/с) определяем с помощью уравнения

$$\Delta G = \beta_{\text{пр}} F_{\text{пр}} p''_v \frac{1 - \varphi_v}{M}, \quad (\text{VII—1})$$

где $\beta_{\text{пр}}$ — коэффициент массообмена, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па})$; $F_{\text{пр}}$ — площадь поверхности продукта, участвующая в массообмене, м^2 ; p''_v — парциальное давление насыщенного водяного пара, находящегося в воздухе при температуре t_a , Па; φ_v — относительная влажность воздуха в камере, относительные единицы; M — психрометрический фактор, зависящий от параметров воздуха.

Коэффициент $\beta_{\text{пр}}$ определяем с учетом психрометрического коэффициента A^* :

$$\beta_{\text{пр}} = \frac{\alpha_{\text{к пр}}}{10^3 A^* r}, \quad (\text{VII—2})$$

где $\alpha_{\text{к пр}}$ — коэффициент конвективной теплоотдачи от воздуха к поверхности продукта, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; r — скрытая теплота сублимации, кДж/кг .

Коэффициент конвективной теплоотдачи определяем по уравнению Н. А. Герасимова:

$$\alpha_{\text{к пр}} = 3,198 (t_v - t_{\text{пр}})^{0,313};$$

Предполагаем, что при длительном хранении продукта его температура $t_{\text{пр}}$ будет равна температуре воздуха по мокрому термометру, т. е. $t_{\text{пр}} = t_m$. Предварительно принимаем, что средняя относительная влажность воздуха $\varphi_v = 90\%$. Графически (приложе-

* Коэффициент $\beta_{\text{пр}}$ можно принять на основании опытных данных, приведенных для некоторых видов продуктов в приложении 12.

ние 8) находим, что при $t_b = -20^\circ\text{C}$ и $\varphi_b = 90\%$ температура $t_m = -20,32^\circ\text{C}$.

Следовательно,

$$\alpha_{\text{кр}} = 3,198[-20 - (-20,32)]^{0,313} = 2,238 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Психрометрический коэффициент A определяем по уравнению Рекнагеля:

$$A = 65 + \frac{6,75}{\omega},$$

где ω — скорость движения воздуха, м/с.

Предполагаем, что камера оборудована пристенными и потолочными охлаждающими батареями. При этом скорость движения воздуха $\omega = 0,1$ м/с, так как в холодильных камерах с естественной циркуляцией ω находится в пределах 0,05...0,12 м/с.

При $\omega = 0,1$ м/с коэффициент $A = 65 + 6,75/0,1 = 132,5$ Па/К.

Скрытую теплоту r определяем по формуле

$$\begin{aligned} r &= r_{\text{п}} + r_{\text{л}} = 2500 + (335,2 + 2,1t) = 2500 + 335,2 + 2,1(-20) = \\ &= 2793,2 \text{ кДж/кг}, \end{aligned}$$

где $r_{\text{п}}$, $r_{\text{л}}$ — скрытая теплота фазового перехода соответственно вода — пар и вода — лед, кДж/кг.

При известных значениях $\alpha_{\text{кр}}$, A , r по формуле (VII—2) рассчитываем

$$\beta_{\text{пр}} = \frac{2,238}{10^3 \cdot 132,5 \cdot 2793,2} = 60,5 \cdot 10^{-10} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па)}.$$

Полученное расчетным путем значение $\beta_{\text{пр}}$ соответствует опытным данным (приложение 12).

При определении $F_{\text{пр}}$ воспользуемся данными Д. Г. Рютова, согласно которым удельная площадь эффективной поверхности испарения для мороженных полутуш составляет $f_{\text{эф}} = 12$ м²/т при укладке их в штабеля массой 100...120 т (приложение 13). Учитывая $f_{\text{эф}}$, находим, что общая площадь поверхности продукта, участвующая в массообмене,

$$F_{\text{пр}} = G_{\text{пр}} f_{\text{эф}} = 1350 \cdot 12 = 16200 \text{ м}^2.$$

Парциальное давление насыщенного водяного пара p''_b находим по $I-d$ -диаграмме. При температуре воздуха $t_b = -20^\circ\text{C}$ и относительной влажности $\varphi = 100\%$ $p''_b = 102,4$ Па.

Среднюю относительную влажность воздуха φ_b в камере при хранении мороженного мяса определяем с помощью уравнения

$$\varphi_b = \frac{f(F) + \varphi_{\text{в.с}} M}{f(F) + M}, \quad (\text{VII—3})$$

где

$$f(F) = \frac{\beta_{np} F_{np}}{\beta_o F_o}; \quad (\text{VII-4})$$

$\varphi_{во}$ — минимальная относительная влажность воздуха, относительные единицы; β_o — коэффициент конденсации влаги на поверхности охлаждающих батарей, определяемый из соотношения Льюиса; F_o — площадь теплопередающей поверхности охлаждающих батарей, м^2 .

Учитывая соотношение Льюиса, находим, что

$$\beta_o = \frac{\alpha_{к.о}}{m_d}, \quad (\text{VII-5})$$

где $\alpha_{к.о}$ — коэффициент конвективной теплоотдачи от воздуха к поверхности охлаждающей батареи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; m_d — соотношение Льюиса для условий конденсации влаги на поверхности охлаждающих приборов [$m_d = 1,225 \cdot 10^5 \text{ Дж} \times \times \text{Па}/(\text{г} \cdot \text{К})$ (значение m_d получено В. И. Шестовым)].

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{к.о}$ можно найти из зависимости

$$\text{Nu}_{ж} = 0,14 \text{Gr}_{ж}^{1/4}, \quad (\text{VII-6})$$

в которой для гладкотрубных батарей определяющим размером служит наружный диаметр трубы, а определяющей температурой — средняя температура воздуха. Из выражения (VII-6) находим, что

$$\alpha_{к.о} = 0,14 \frac{\lambda_v}{d_{тр}} \left(\frac{g d_{тр}^3}{\nu_v^2} \beta_v \Theta \right)^{1/4},$$

где λ_v — коэффициент теплопроводности воздуха, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $d_{тр}$ — наружный диаметр трубы охлаждающей батареи, м (принимая $d_{тр} = 0,057 \text{ м}$); g — ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$ ($g = 9,8 \text{ м}/\text{с}^2$); ν_v — кинематическая вязкость воздуха, $\text{м}^2/\text{с}$; β_v — коэффициент объемного расширения воздуха, $1/^\circ\text{C}$; Θ — разность между температурой воздуха и средней температурой охлаждающей поверхности, $^\circ\text{C}$.

При расчете коэффициента теплоотдачи $\alpha_{к.о}$ параметры воздуха ν_v и λ_v принимаем по приложению 7 при средней температуре

$$t_{в.ср} = \frac{t_v + t'_{п.б}}{2},$$

где $t'_{п.б}$ — температура охлаждающей поверхности батарей, покрытой снегом, $^\circ\text{C}$.

Принимаем, что разность между температурой воздуха и температурой кипения холодильного агента $t_v - t_0 = 10^\circ\text{C}$.

Следовательно,

$$t_0 = t_v - 10^\circ\text{C} = -20 - 10 = -30^\circ\text{C}.$$

Принимаем также, что разность температур $\Theta = t_v - t'_{п.б} = 6^\circ\text{C}$, так как температура $t'_{п.б}$ выше, чем t_0 из-за сопротивления теплопередаче со стороны кипящего холодильного агента, толщины стенки трубы, масляной пленки на внутренней поверхности трубы и снеговой шубы.

Находим значения $t'_{п.б}$ и $t_{в.ср}$:

$$t'_{п.б} = t_{в} - \Theta = -20 - 6 = -26^{\circ}\text{C}; \quad t_{в.ср} = \frac{-20 - 26}{2} = -23^{\circ}\text{C}.$$

Коэффициент объемного расширения воздуха

$$\beta_{в} = \frac{1}{273 + t_{в.ср}} = \frac{1}{273 - 23} = \frac{1}{250} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}.$$

При известных данных коэффициент теплоотдачи $\alpha_{к.о}$ составляет

$$\alpha_{к.о} = 0,14 \frac{2,25 \cdot 10^{-2}}{0,057} \left[\frac{9,8 \cdot 0,057^3}{(11,37 \cdot 10^{-6})^2} - \frac{1}{250} \cdot 6 \right]^{1/3} = 3,84 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Подставляя значения $\alpha_{к.о}$ и $m_{д}$ в формулу (VII—5), находим, что коэффициент конденсации влаги на поверхности охлаждающих батарей

$$\beta_0 = \frac{3,84}{1,225 \cdot 10^3} = 3,134 \cdot 10^{-5} \text{ г/(м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па)} = 31,34 \cdot 10^{-9} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па)}.$$

При известных значениях $\beta_{пр}$, $F_{пр}$, β_0 и F_0 по формуле (VII—4) рассчитываем параметр $f(F)$:

$$f(F) = \frac{60,5 \cdot 10^{-10} \cdot 16200}{31,34 \cdot 10^{-9} \cdot 1000} = 3,12.$$

Минимальную относительную влажность воздуха определяем по формуле

$$\varphi_{в.о} = \frac{p''_{в.о}}{p_{в}}, \quad (\text{VII—7})$$

где $p''_{в.о}$ — парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре $t_{п.б}$ поверхности охлаждающих батарей, Па.

Температуру $t_{п.б}$ металлической поверхности батарей, на которой происходит конденсация влаги из воздуха в виде снега, учитывая сопротивление теплопередаче со стороны кипящего холодильного агента, масляной пленки и стенки трубы, принимаем ориентировочно

$$t_{п.б} = t_0 + (1 \dots 2)^{\circ}\text{C} = -30 + 2 = -28^{\circ}\text{C}.$$

По $l-d$ -диаграмме находим, что при $t_{п.б} = -28^{\circ}\text{C}$ и $\varphi = 100\%$ $p''_{в.о} = 45,2$ Па. Зная $p''_{в.о}$ и $p''_{в}$, а также $f(F)$ и M , по формулам (VII—3) и (VII—7) рассчитываем относительную влажность воздуха:

минимальную

$$\varphi_{в.о} = \frac{45,2}{102,4} = 0,441;$$

среднюю

$$\varphi_{в} = \frac{3,12 + 0,441 \cdot 1,077}{3,12 + 1,077} = 0,856.$$

Так как предварительно принятое значение $\varphi_{в} = 0,9$ близко к расчетному $\varphi_{в} = 0,856$, то перерасчет значения $\alpha_{кпр}$ не производим.

Психрометрический фактор $M = 1,077$ найден из выражения

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

где b — угловой коэффициент в уравнении $p'' = a + bt$ (см. рисунок); p'' — парциальное давление насыщенного водяного пара, Па.

Для определения коэффициента b составляется система уравнений:

$$\begin{aligned} p_1'' &= a + bt_1; \\ p_2'' &= a + bt_2, \end{aligned}$$

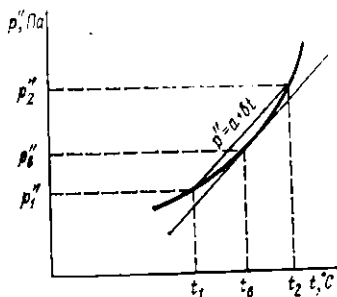
где t_1, t_2 — температуры, отличающиеся от заданной температуры воздуха в камере примерно на 5°C в большую и меньшую сторону так, чтобы разность температур $(t_2 - t_1) \approx 10^\circ\text{C}$.

По $I-d$ -диаграмме или табличным данным:

$$p_1'' = 62,5 \text{ Па при } t_1 = -25^\circ\text{C и } \varphi = 100\%;$$

$$p_2'' = 164,9 \text{ Па при } t_2 = -15^\circ\text{C и } \varphi = 100\%.$$

Из системы уравнений



$$\begin{cases} 62,5 = a + b(-25); \\ 164,9 = a + b(-15) \end{cases}$$

находим, что $b = 10,24 \text{ Па/}^\circ\text{C}$.

При известных значениях b и A психрометрический фактор

$$M = 1 + \frac{10,24}{132,5} = 1,077.$$

Зависимость p'' от t и линейная аппроксимация этой зависимости

Подставляем известные данные в формулу (VII-1), рассчитываем ко-

личество влаги ΔG , испарившейся с поверхности мороженных мясных полутош:

$$\Delta G = 60,5 \cdot 10^{-10} \cdot 16200 \cdot 102,4 \frac{1-0,856}{1,077} = 1,34 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

При этом потери массы продукта за месяц составляют:

$$\Delta G' = \Delta G \tau_{\text{хр}} = 1,34 \cdot 10^{-3} (30 \cdot 24 \cdot 3600) = 3473,2 \text{ кг ;}$$

$$\Delta G'' = \frac{\Delta G' \cdot 100}{G_{\text{пр}}} = \frac{3473,2 \cdot 100}{1350 \cdot 10^3} = 0,257 \%.$$

Полученное значение $\Delta G''$ соответствует нормам усушки мороженной говядины при хранении ее в холодильных камерах с батарейной системой охлаждения. Так, из приложения 6 следует, что для III квартала месячные нормы усушки составляют 0,25 % для говядины (в полутошах и четвертинах) I категории, 0,3 % — II категории и тощей.

Пример VII—4. Для условий примера VII—3 определить количество влаги, испарившейся с поверхности мороженных мясных полутош при хранении их в упакованном виде (без учета внутренних потерь), и потери массы продукта за месяц, если известно, что в качестве упаковки используется полиэтиленовая пленка толщиной $\delta_{\text{п}} = 40 \text{ мкм} = 40 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ с коэффициентом паропрооницаемости $\mu_{\text{п}} = 0,0056 \cdot 10^{-12} \text{ кг/(м} \cdot \text{с} \cdot \text{Па)}$.

Количество влаги, испарившейся с поверхности упакованных мясных полутош, определяем по формуле

$$\Delta G_{\text{уп}} = \gamma F_{\text{пр}} p''_{\text{в}} \frac{1 - \varphi_{\text{в}}}{M}, \quad (\text{VII—8})$$

где γ — коэффициент паропрохождения, $\text{кг/(м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па)}$.

Коэффициент паропрохождения γ находим с помощью отношения $\gamma = 1/H$, где H — сопротивление паропрохождению, $\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па/кг}$;

$$H = \frac{1}{\beta_{\text{пр}}} + \frac{\delta_{\text{п}}}{\mu_{\text{п}}} = \frac{1}{60,5 \cdot 10^{-10}} + \frac{40 \cdot 10^{-6}}{0,0056 \cdot 10^{-12}} =$$

$$= 73,07 \cdot 10^8 \text{ м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па/кг ;}$$

$$\gamma = 1/(73,07 \cdot 10^8) = 1,368 \cdot 10^{-10} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па)}.$$

Среднюю относительную влажность $\varphi_{\text{в}}$ воздуха при хранении упакованного продукта определяем по уравнению (VII—3). При этом предварительно по формуле (VII—4) рассчитываем параметр $f(F)$ с учетом коэффициента паропрохождения γ :

$$f(F) = \frac{\gamma F_{\text{пр}}}{\beta_0 F_0} = \frac{1,368 \cdot 10^{-10} \cdot 16200}{31,34 \cdot 10^{-9} \cdot 1000} = 7,07 \cdot 10^{-2}.$$

Из расчетов, приведенных в примере VII—3, следует, что минимальная относительная влажность $\varphi_{в.о}=0,441$, психрометрический фактор $M=1,077$.

Следовательно, средняя относительная влажность воздуха

$$\varphi_{в} = \frac{7,07 \cdot 10^{-2} + 0,441 \cdot 1,077}{7,07 \cdot 10^{-2} + 1,077} = 0,479 = 47,9\%, \text{ т.е.}$$

значение $\varphi_{п}$ близко к значению $\varphi_{в.о}$.

Подставляем известные данные в формулу (VII—8) и получаем

$$\Delta G_{уп} = 1,368 \cdot 10^{-10} \cdot 16200 \cdot 102,4 \cdot \frac{1-0,479}{1,077} = 0,1097 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

Потери массы упакованного продукта за месяц:

$$\Delta G'_{уп} = \Delta G_{уп} \tau_{хр} = 0,1097 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 24 \cdot 3600 = 284,3 \text{ кг};$$

$$\Delta G''_{уп} = \frac{\Delta G'_{уп} \cdot 100}{G_{пр}} = \frac{284,3 \cdot 100}{1350 \cdot 10^3} = 0,021\%,$$

т. е. $\Delta G''_{уп}$ меньше $\Delta G''$, полученного в примере VII—3, примерно в 12 раз.

Фактически потери массы могут быть несколько больше, так как в расчете не учтены внутренние потери (образование инея под упаковкой) и потери, вызванные некачественной упаковкой.

Пример VII—5. Определить возможную продолжительность хранения сливочного масла в камерах 1 и 2, если температура в них за период хранения не изменяется и составляет в камере 1 $t_{в1} = -20^\circ\text{C}$, в камере 2 $t_{в2} = -10^\circ\text{C}$.

Продолжительность хранения продуктов животного происхождения $\tau_{хр}$ (в мес) определяют с помощью эмпирического уравнения Д. Г. Рютова

$$\tau_{хр} = A' \cdot 10^{-b' t_{в}}; \quad (\text{VII—9})$$

где A' , b' — коэффициенты, зависящие от вида продукта (см. таблицу); $t_{в}$ — температура хранения, $^\circ\text{C}$.

Приведенное уравнение справедливо в диапазоне температур хранения $-6 \dots -20^\circ\text{C}$.

По таблице находим, что $A' = 2,85$, $b' = 0,036$. Подставляем зна-

Продукт	A'	b'
Говядина, баранина	2,15	0,05
Свинина, нежирная рыба	1,78	0,05
Куры	1,58	0,05
Гуси, кролики, жирная рыба	1,26	0,05
Масло сливочное	2,85	0,036

чения коэффициентов A' и b' , а также температуры t_n в формулу (VII—9) и рассчитываем продолжительность хранения сливочного масла:

$$\text{при } t_n = -20^\circ\text{C} \quad \tau_{-20} = 2,85 \cdot 10^{-0,036(-20)} = 14,95 \text{ мес.};$$

$$\text{при } t_n = -10^\circ\text{C} \quad \tau_{-10} = 2,85 \cdot 10^{-0,036(-10)} = 6,53 \text{ мес.}$$

Как видно из расчета, понижение температуры воздуха в холодильной камере позволяет увеличить продолжительность хранения продукта примерно в 2,3 раза.

Пример VII—6. Определить суточное изменение концентрации кислорода C_{O_2} (в $\text{м}^3/\text{м}^3$) в холодильной камере для хранения фруктов в регулируемой газовой среде, если известно, что камера выведена на режим и начальная концентрация $C_{O_2}^0 = 0,03 \text{ м}^3/\text{м}^3$, коэффициент герметичности камеры $K_r = 0,004 \text{ ч}^{-1}$, заданная концентрация диоксида углерода $C_{CO_2} = 0,05 \text{ м}^3/\text{м}^3$, интенсивность дыхания плодов $R_t = 0,002 \text{ м}^3/(\text{т} \cdot \text{ч})$.

Изменение концентрации кислорода определяем с помощью уравнения газового баланса

$$C_{O_2} = C_{O_2}^0 + \left[1 - \frac{K_r z + 2,8 R_t}{2z} \tau_{\text{хр}} \right] \left[K_r (0,21 - 0,21 C_{CO_2} - C_{O_2}^0) - \frac{2,8 R_t (0,1 - 0,25 C_{CO_2} + C_{O_2}^0)}{z} \right] \tau_{\text{хр}},$$

где $\tau_{\text{хр}}$ — продолжительность хранения, ч; z — удельный объем, $\text{м}^3/\text{т}$;

$$z = \frac{V_{\text{стр}}}{G_{\text{пр}}},$$

$V_{\text{стр}}$ — строительный объем камеры, м^3 ; $G_{\text{пр}}$ — масса продукта, загруженного в камеру, т.

Обычно удельный объем $z = 4,5 \dots 5,5 \text{ м}^3/\text{т}$. Принимаем $z = 4,77 \text{ м}^3/\text{т}$. Тогда значение концентрации C_{O_2} при $\tau_{\text{хр}} = 24 \text{ ч}$ составляет

$$\begin{aligned} C_{O_2} &= 0,03 + \left[1 - \frac{0,004 \cdot 4,77 + 2,8 \cdot 0,002}{2 \cdot 4,77} 24 \right] \times \\ &\times \left[0,004 (0,21 - 0,21 \cdot 0,05 - 0,03) - \frac{2,8 \cdot 0,002 (0,1 - 0,25 \cdot 0,05 + 0,03)}{4,77} \right] 24 = \\ &= 0,0421 \text{ м}^3/\text{м}^3. \end{aligned}$$

ГЛАВА VIII. РАЗМОРАЖИВАНИЕ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

Размораживание является заключительным этапом в непрерывной холодильной цепи, осуществляемым перед выпуском пищевых продуктов в розничную продажу, промышленной переработкой или их кулинарной обработкой.

При размораживании лед, содержащийся в пищевых продуктах, превращается в жидкую фазу, а затем происходит проникновение жидкой фазы в клеточную структуру продуктов, т. е. происходит восстановление первоначальных свойств продуктов. Степень восстановления зависит от способов холодильной обработки и хранения продуктов, а также от способов их размораживания.

Пищевые продукты размораживают в воздухе, паровоздушной и жидких средах, а также в электрическом поле и при контакте с теплопередающей поверхностью.

Продолжительность размораживания зависит от размеров продуктов, их теплофизических свойств, температуры и скорости движения теплопередающей среды, а также от температуры продукта в начале и конце процесса.

Простейшей формулой для определения продолжительности размораживания мясных полутоп при температурах от -8 до $-0,5^\circ\text{C}$ в воздухе с естественной циркуляцией является зависимость

$$\tau_{\text{разм}} = \left[\frac{m}{t_c + n} \sqrt[3]{\frac{G_1}{G}} \right] 3600, \quad (\text{VIII}-1)$$

где m, n — коэффициенты, значения которых зависят от массы полутоп (см. таблицу); G_1 — масса полутоп, для которой определяется продолжительность процесса, кг; G — масса полутоп, для которой приведены значения коэффициентов m и n .

Полутоп и четвертины	G , кг	m	n
Свинные полутоп	30	325	1,5
Говяжьи четвертины			
передние	60	455	1,8
задние	60	575	1,8

Для определения продолжительности размораживания пищевых продуктов в воздушной и паровоздушной среде, имеющей различную скорость движения, используют зависимость

$$\tau_{\text{разм}} = \frac{q_{\text{разм}} \rho_{\text{пр}} R_{\text{пр}}}{t_{\text{ср}} - t_{\text{кр}}} \left[\frac{R_{\text{пр}}}{2\lambda_{\text{пр}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} \right] \Phi K_{\text{н}} \cdot 10^3, \quad (\text{VIII}-2)$$

где $q_{\text{разм}}$ — удельная теплота размораживания, кДж/кг; $\rho_{\text{пр}}$ — плотность размороженного продукта, кг/м³; $\lambda_{\text{пр}}$ — коэффициент теплопроводности размороженного продукта, Вт/(м·К); $\alpha_{\text{н}}$ — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); Φ — коэффициент, учитывающий отличие формы продукта от пластины; $K_{\text{н}}$ — коэффициент, учитывающий продолжительность процесса тепловой обработки продукта от начальной до криоскопической температуры ($K_{\text{н}} = 1,2 \div 1,3$).

Если удельную теплоту размораживания определяют по разности энтальпий продукта при его начальной и конечной температуре, то коэффициент $K_{\text{н}}$ в формуле (VIII-2) не учитывают.

Для определения продолжительности размораживания продуктов, имеющих различную форму (рыба, птица, фрукты и т. п.), а также обрабатываемых в различных теплопередающих средах, разработаны эмпирические зависимости, позволяющие более просто рассчитывать продолжительность процесса.

В частности, для определения продолжительности размораживания рыбы предложены зависимости:

при погружении в воду

$$\tau_{\text{разм}} = \frac{K_{\phi} \rho_{\text{р.б}} l_{\text{р.б}} (2\lambda_{\text{р.б}} + \alpha_{\text{п}} l_{\text{р.б}})}{10\lambda_{\text{р.б}} \alpha_{\text{п}} (t_{\text{ср}} - t_{\text{кр}})} 3600; \quad (\text{VIII—3a})$$

при орошении водой

$$\tau_{\text{разм}} = \left[\frac{6300 l_{\text{р.б}}}{t_{\text{ср}}^2 + 200} + 0,91 \right] 3600, \quad (\text{VIII—3б})$$

где K_{ϕ} — коэффициент, учитывающий форму рыбы ($K_{\phi} = 0,7 \dots 1$); $\rho_{\text{р.б}}$ — плотность рыбы, кг/м³; $l_{\text{р.б}}$ — характерный размер рыбы (рыбного блока), м; $\lambda_{\text{р.б}}$ — коэффициент теплопроводности размороженной рыбы, Вт/(м·К); $t_{\text{ср}}$ — температура воды (рапсоло), °С.

Количество теплоты, подводимой к продуктам при их размораживании, определяют по формуле

$$Q_{\text{разм}} = G_{\text{пр}} (i_{\text{кон}} - i_{\text{нач}}), \quad (\text{VIII—4})$$

а тепловую нагрузку на оборудование, предназначенное для нагревания теплопередающей среды, рассчитывают по формуле

$$Q_{\text{нагр}} = \frac{1,2 Q_{\text{разм}}}{\tau_{\text{разм}}}, \quad (\text{VIII—5})$$

где 1,2 — коэффициент, учитывающий потери подводимой теплоты в окружающую среду.

Пример VIII—1. Рассчитать количество теплоты, необходимой для размораживания мясных полутуш, размещенных в туннеле длиной 18 м и шириной 1 м, оборудованном подвесным конвейером, если начальная температура полутуш $t_{\text{нач}} = -15^{\circ}\text{C}$, конечная температура в центре бедренной части $t_{\text{конд}} = +1^{\circ}\text{C}$, параметры воздуха: $t_{\text{в}} = 20^{\circ}\text{C}$; $\phi_{\text{в}} = 90\%$.

Количество теплоты, необходимой для размораживания мясных полутуш, рассчитываем по формуле (VIII—4). При этом массу мясных полутуш $G_{\text{пр}}$, загружаемых в туннель, определяем с учетом удельной загрузки 1 м конвейера, принимаемой для говяжьих полутуш 200...250 кг, и рабочей длины конвейера $l_{\text{р}} = 16,8$ м:

$$G_{\text{пр}} = 200 \cdot 16,8 = 3360 \text{ кг.}$$

Начальная энтальпия мяса при температуре $t_{\text{нач}} = -15^{\circ}\text{C}$ равна $i_{\text{нач}} = 13$ кДж/кг. Для определения конечной энтальпии мяса предварительно рассчитываем среднеобъемную конечную температуру, принимая, что

$$t_{\text{конд}} = t_{\text{в}} - (0,5 \dots 1,5) = 20 - 1 = 19^{\circ}\text{C};$$

$$t = \frac{2t_{\text{конд}} + t_{\text{кон п}}}{3} = \frac{2 \cdot 19}{3} = 12,7^{\circ}\text{C}.$$

При этом конечная энтальпия мяса $i_{\text{кон}} = 247,5$ кДж/кг.
Учитывая известные значения, определяем

$$Q_{\text{разм}} = 3360(247,5 - 13) = 787,9 \cdot 10^3 \text{ кДж.}$$

Пример VIII—2. Для условий примера VIII—1 рассчитать продолжительность размораживания мясных полутуш, а также среднюю тепловую нагрузку на систему нагревания воздуха, циркулирующего в туннеле, если известно, что плотность мяса $\rho_{\text{м}} = 920$ кг/м³, криоскопическая температура $t_{\text{кр}} = -2^\circ\text{C}$, коэффициент теплопроводности размороженного мяса $\lambda_{\text{м}} = 0,453$ Вт/(м·К), скорость движения воздуха на уровне расположения бедренных частей полутуш $\omega = 1,5$ м/с, потери массы продукта $\Delta G'' = 0$.

Для определения продолжительности процесса предварительно рассчитываем удельную теплоту размораживания $q_{\text{разм}}$ и коэффициент теплоотдачи α .

Удельная теплота размораживания

$$q_{\text{разм}} = 247,5 - 13 = 234,5 \text{ кДж/кг.}$$

Так как задано, что $\Delta G'' = 0$, то $\alpha_{\text{п}} = \alpha_{\text{к}}$:

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{к}} &= (5,3 + 3,6\omega) 1,163 = (5,3 + 3,6 \cdot 1,5) 1,163 = \\ &= 12,44 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

Продолжительность процесса определяем по формуле (VIII—2), учитывая характерный размер $R_{\text{пр}} = 0,105$ м:

$$\begin{aligned} \tau_{\text{разм}} &= \frac{234,5 \cdot 920 \cdot 0,105}{20 - (-2)} \left[\frac{0,105}{2 \cdot 0,453} + \frac{1}{12,44} \right] \times \\ &\times 0,57 \cdot 10^3 = 114971,76 \text{ с} = 31,94 \text{ ч.} \end{aligned}$$

Среднюю тепловую нагрузку на установку для нагревания воздуха находим по формуле (VIII—5)

$$Q_{\text{нагр}} = \frac{1,2 \cdot 787,9 \cdot 10^3}{114971,76} = 8,22 \text{ кВт.}$$

Пример VIII—3. Для условий примера VIII—1 рассчитать количество теплоты, отводимой от размороженного мяса при хранении, а также среднюю тепловую нагрузку на установку для охлаждения воздуха при хранении мяса, если известно, что хранению подвергают половину массы размороженного мяса (длительность хранения не более суток). Известно также, что размороженное мясо, оставленное для кратковременного хранения, необходимо охладить до $t_{\text{кон,хр}} = 1^\circ\text{C}$ не более чем за 2 ч.

Количество теплоты, отводимой при хранении размороженного мяса, рассчитываем по формуле

$$Q_{\text{хр}} = 0,5 G_{\text{пр}} (i_{\text{хр}_1} - i_{\text{хр}_2}),$$

где $i_{\text{хр}_1}, i_{\text{хр}_2}$ — энтальпия мяса соответственно в начале и конце хранения, кДж/кг.

Принимаем, что начальная среднеобъемная температура мяса при хранении равна конечной среднеобъемной температуре при размораживании, т. е. $t_{\text{хр}_1} = 7^\circ\text{C}$. Следовательно, начальная энтальпия мяса при хранении $i_{\text{хр}_1} = 247,5$ кДж/кг. При $t_{\text{хр}_2} = 1^\circ\text{C}$ энтальпия $i_{\text{хр}_2} = 235,5$ кДж/кг.

Следовательно,

$$Q_{\text{хр}} = 0,5 \cdot 3360 (247,5 - 235,5) = 20160 \text{ кДж};$$

$$Q_0 = \frac{1,2 \cdot 20160}{2 \cdot 3600} = 3,36 \text{ кВт}.$$

Пример VIII—4. Для условий примеров VIII—2 и VIII—3 определить тепловую нагрузку на систему нагревания при размораживании мяса и систему охлаждения при хранении размороженного мяса, учитывая изменение интенсивности теплообмена между продуктом и воздухом в неустановившийся (период 1) и установившийся (период 2) периоды процессов размораживания и хранения, если известны следующие значения коэффициента a , учитывающего изменение интенсивности: при размораживании $a_{1\text{р}} = 2,0$; $a_{2\text{р}} = 0,8$; при хранении размороженного мяса $a_{1\text{хр}} = 1,5$; $a_{2\text{хр}} = 0,9$.

Определяем тепловую нагрузку на систему нагревания и систему охлаждения:

$$Q_{\text{нагр}_1} = Q_{\text{нагр}} a_{1\text{р}} = 8,22 \cdot 2,0 = 16,44 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{нагр}_2} = Q_{\text{нагр}} a_{2\text{р}} = 8,22 \cdot 0,8 = 6,58 \text{ кВт};$$

$$Q_{0_1} = Q_0 a_{1\text{хр}} = 3,36 \cdot 1,5 = 5,04 \text{ кВт};$$

$$Q_{0_2} = Q_0 a_{2\text{хр}} = 3,36 \cdot 0,9 = 3,02 \text{ кВт}.$$

Из расчета следует, что тепловая нагрузка на систему нагревания и охлаждения в начальный период процессов размораживания и хранения значительно больше средней тепловой нагрузки. Следовательно, подбор оборудования для проведения процессов необходимо осуществлять не по средней тепловой нагрузке, а по максимальной, что даст возможность проводить тепловую или холодильную обработку продуктов по заданному режиму (выдержка необходимого времени обработки, подвод или отвод теплоты от продуктов согласно изменению их теплофизических характеристик и обеспечение минимальных потерь массы).

Пример VIII—5. Определить продолжительность размораживания рыбного блока в воздушной среде, при погружении в воду и при орошении водой, если температура среды $t_{\text{ср}} = 20^\circ\text{C}$, толщина блока $\delta = 2R = 60$ мм, плотность $\rho_{\text{р.б}} = 1000$ кг/м³, криоскопическая температура $t_{\text{кр}} = -1^\circ\text{C}$, начальная температура продукта $t_{\text{нач}} = -10^\circ\text{C}$, коэффициент теплопроводности рыбы $\lambda_{\text{р.б}} = 0,47$ Вт/(м·К), скорость движения воздуха при размораживании в воздушной среде $\omega = 1$ м/с, конечная температура в центре блока $t_{\text{ц}} = 0^\circ\text{C}$.

Продолжительность размораживания рыбного блока в воздушной среде определяем по формуле (VIII—2). При этом предварительно определяем удельную теплоту $q_{\text{разм}}$ с учетом разности энтальпий продукта и коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{к}}$ (теплоотдачей испарением пренебрегаем), принимая $t_{\text{ц}} = 19^\circ\text{C}$:

$$\text{при } t_{\text{нач}} = -10^\circ\text{C} \quad i_{\text{нач}} = 33,6 \text{ кДж/кг};$$

$$\text{при } t_{\text{кон}} = \frac{t_{\text{ц}} + 2t_{\text{к}}}{3} = \frac{19 + 2 \cdot 0}{3} = 6,3^\circ\text{C};$$

$$i_{\text{кон}} = 287 \text{ кДж/кг};$$

$$q_{\text{разм}} = 287 - 33,6 = 253,4 \text{ кДж/кг};$$

$$\alpha_{\text{к}} = 11,63 + 4,07\omega = 11,63 + 4,07 \cdot 1,0 = 15,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Учитывая известные данные, находим

$$\begin{aligned} \tau_{\text{разм1}} &= \frac{10^3 \cdot 253,4 \cdot 1000 \cdot 0,03}{20 - (-1)} \left[\frac{0,03}{2 \cdot 0,47} + \frac{1}{15,7} \right] = \\ &= 34604,79 \text{ с} = 9,6 \text{ ч.} \end{aligned}$$

Для определения продолжительности размораживания рыбного блока при погружении его в воду воспользуемся формулой (VIII—3а), учитывая, что при таком способе обработки среднее значение $\alpha = 350$ Вт/(м²·К):

$$\begin{aligned} \tau_{\text{разм2}} &= \frac{1 \cdot 1000 \cdot 253,4 \cdot 0,03 (2 \cdot 0,47 + 350 \cdot 0,03)}{10 \cdot 0,47 \cdot 350 [20 - (-1)]} \cdot 3,6 \cdot 10^3 = \\ &= 9062,98 \text{ с} = 2,517 \text{ ч.} \end{aligned}$$

Продолжительность размораживания рыбного блока путем орошения его водой рассчитываем по формуле (VIII—3б)

$$\tau_{\text{разм3}} = \left[\frac{6300 \cdot 0,03}{20^2 + 200} + 0,91 \right] \cdot 3600 = 4410 \text{ с} = 1,23 \text{ ч.}$$

Результаты расчета показывают, что наибольшей продолжи-

тельностью характеризуется процесс размораживания рыбного блока в воздушной среде ($\tau_{\text{разм}_1} = 9,6$ ч), наименьшей — процесс размораживания при орошении водой ($\tau_{\text{разм}_2} = 1,23$ ч).

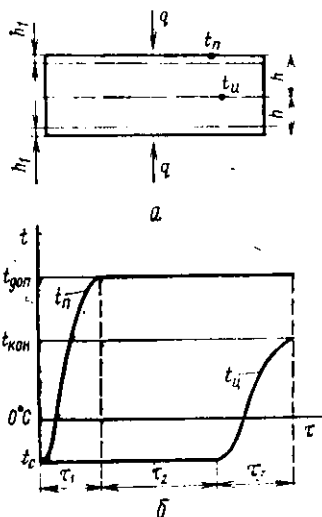
ГЛАВА IX. СУБЛИМАЦИОННАЯ СУШКА ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

Сублимация — процесс перехода вещества из твердой фазы в газообразную. Сублимационное консервирование, или сублимационная сушка, заключается в удалении из продукта влаги, находящейся в замороженном состоянии. Сублимация влаги происходит при давлении, которое ниже давления тройной точки. Тройная точка характеризует состояние, при котором находятся в термодинамическом равновесии фазы воды (жидкая, твердая и газообразная). Параметрами тройной точки являются парциальное давление водяного пара (609,14 Па) и температура (0,0098°C).

В промышленных условиях сублимационная сушка осуществляется при давлении 13,3...133 Па. В таких условиях продукт практически не контактирует с кислородом воздуха, а основное количество влаги из продукта удаляется при отрицательной температуре. При указанном давлении резко возрастает удельный объем пара. Если при атмосферном давлении в результате испарения 1 кг воды образуется 1,72 м³ пара, то при давлении 133 Па объем пара составляет 1000 м³, а при 13,3 Па — 10000 м³. По этой причине пищевые продукты сублимационного консервирования незначительно изменяются в объеме, имеют пористую структуру, при восстановлении быстро обводняются, приобретают первоначальную форму и внешний вид.

Сублимация влаги происходит за счет энергии, подводимой к продукту извне. В промышленных сублимационных установках наибольшее распространение получил радиационный способ подвода энергии. При подводе энергии к поверхности продукта влага, содержащаяся в поверхностном слое, сублимирует, вследствие чего образуется фронт сублимации, который перемещается от поверхностного к центральным слоям продукта. Теплопроводность высушенных продуктов существенно уменьшается (более чем на порядок) по сравнению с теплопроводностью замороженных продуктов и по своему абсолютному значению приближается к теплопроводности теплоизоляционных материалов. При постоянном уровне энергоподвода температура поверхности продукта непрерывно возрастает, а затем может превысить некоторое допустимое значение, что приведет к существенному ухудшению качества. Поэтому в практических условиях сублимационную сушку пищевых продуктов в установках периодического действия осуществляют при снижающемся уровне энергоподвода, который обеспечивает поддержание постоянного значения температуры поверхности. Процесс сублимационной сушки пищевых продуктов считается законченным, когда температура в центре продукта достигает некоторого конечного значения.

Суть способа управления процессом сублимационной сушки по двум температурам (температуре центра t_n и температуре поверхности



Управление процессом сублимационной сушки пищевых продуктов:

а — схема расположения чувствительных элементов для контроля температуры поверхности t_u и температуры центра t_n ; б — термограмма процесса

t_n) иллюстрируются рисунком*. Как следует из термограммы (см. рисунок б), процесс сублимационной сушки можно разбить на три периода.

Первый период (τ_1) характеризуется постоянным энергоподводом. В течение этого периода поверхностный слой h_1 продукта обезвоживается от начального влагосодержания $W_{нач}$ до некоторого критического влагосодержания $W_{кр}$. Значения начального и критического влагосодержания для некоторых продуктов приведены в таблице. Период заканчивается при температуре поверхности, равной $t_{доп}$.

Продукт	Влагосодержание, кг влаги/кг сухого продукта	
	начальное	критическое
Говядина	3,00	0,35
Белок яичный	6,41	0,41
Моллюски	5,1	0,35
Треска	4,08	0,41
Морской окунь	3,78	0,39

Период второй (τ_2) — период снижающегося энергоподвода. При этом температура поверхности поддерживается на уровне $t_{доп}$. Подводимая тепловая энергия передается фронту сублимации через обезвоженный поверхностный слой.

Период третий (τ_3) — период вакуумной досушки. В этот период поглощаемый продуктом поток энергии является постоянным, а влагосодержание продукта изменяется от критического $W_{кр}$ до конечного $W_{кон}$, регламентируемого технологическими условиями.

Продолжительность процесса сублимационной сушки τ_0 (в с) можно определить с помощью зависимости**

$$\tau_0 = B + Ah^2, \quad (IX-1)$$

где h — характерный размер продукта, м; A и B — коэффициенты (в с/м² и с), определяемые по формулам:

$$A = \frac{B}{h_1^2} \left(1 + 2K_r \frac{W_{кр} - W_{кон}}{W_{нач} - W_{кр}} \right); \quad (IX-2)$$

$$B = \frac{(W_{нач} - W_{кр}) \rho_0 r h_1}{2q_1}, \quad (IX-3)$$

где h_1 — толщина поверхностного слоя (м), определяемая по формуле (IX-4); K_r — коэффициент, учитывающий возрастание энергии связи влаги с продуктом в период τ_3 ($K_r = 1 \dots 1,2$); $W_{кр}$ — критическое влагосодержание, при котором начинается повышение температуры продукта (выше $t_{доп}$), кг влаги/кг сухого продукта; $W_{нач}$, $W_{кон}$ — начальное и конечное влагосодержание продукта, кг влаги/кг сухого продукта; ρ_0 — плотность абсолютно сухого продукта, кг/м³; r — удельная теплота фазового перехода лед—пар, кДж/кг; q_1 — плотность потока энергии, поглощаемой продуктом в период τ_1 , Вт/м².

Толщина поверхностного слоя h_1 определяется по формуле

$$h_1 = \frac{\lambda_{пр}(t_{доп} - t_c)}{q_1}, \quad (IX-4)$$

* Способ разработан проф. Б. П. Камовниковым.

** Камовников Б. П. Расчет длительности процесса сублимационной сушки мясных продуктов. — «Мясная индустрия СССР», 1979, № 5, с. 35.

где $\lambda_{\text{пр}}$ — коэффициент эффективной теплопроводности сухого продукта, Вт/(м·К); $t_{\text{доп}}$ — допустимая температура поверхности продукта, °С; t_c — температура сублимации, °С.

Продолжительность отдельных периодов сублимационной сушки можно рассчитать с помощью следующих выражений:

$$\tau_1 = B'_1 / h_1; \quad (\text{IX-5})$$

$$B'_1 = \frac{(W_{\text{нач}} - W_{\text{кр}}) \rho_0 r}{q_1}; \quad (\text{IX-6})$$

$$\tau_2 = A_2 (h^2 - h_1^2); \quad (\text{IX-7})$$

$$A_2 = \frac{(W_{\text{нач}} - W_{\text{кр}}) \rho_0 r}{2\lambda_{\text{пр}} (t_{\text{доп}} - t_c)}; \quad (\text{IX-8})$$

$$\tau_3 = A_3 h_1^2; \quad (\text{IX-9})$$

$$A_3 = \frac{(W_{\text{кр}} - W_{\text{кон}}) \rho_0 r}{\lambda_{\text{пр}} (t_{\text{доп}} - t_c)}, \quad (\text{IX-10})$$

где τ_1, τ_2, τ_3 — продолжительность первого, второго и третьего периодов сушки, с; B'_1 — коэффициент, характеризующий первый период сушки, с/м; A_2, A_3 — коэффициенты, характеризующие второй и третий периоды сушки, с/м².

Пример IX—1. Определить продолжительность сублимационной сушки говяжьего мяса в ломтиках толщиной $2h = 7$ мм, если $W_{\text{нач}} = 3,00$ кг/кг, $W_{\text{кр}} = 0,35$ кг/кг, $W_{\text{кон}} = 0,01$ кг/кг; $\rho_0 = 262$ кг/м³, $t_c = -20$ °С, $t_{\text{доп}} = +55$ °С, $r = 2,88 \cdot 10^6$ Дж/кг, $K_r = 1,1$, $\lambda_{\text{пр}} = 0,0375$ Вт/(м·К), $q_1 = 1430$ Вт/м².

По формуле (IX—4) вычисляем

$$h_1 = \frac{0,0375[55 - (-20)]}{1430} = 0,001967 \text{ м.}$$

Затем по формуле (IX—3) определяем значение коэффициента B , а по формуле (IX—2) — коэффициента A :

$$B = \frac{(3 - 0,35) 262 \cdot 2,88 \cdot 10^6 \cdot 0,001967}{2 \cdot 1430} = 1375,2 \text{ с};$$

$$A = \frac{1375,2}{(0,001967)^2} \left(1 + 2 \cdot 1,1 \frac{0,35 - 0,01}{3 - 0,35} \right) 455,76 \cdot 10^6 \text{ с/м}^2.$$

При известных значениях B , A и h по формуле (IX—1) рассчитываем продолжительность сублимационной сушки

$$\tau_c = 1375,2 + 455,76 \cdot 10^6 (0,0035)^2 = 6935,2 \text{ с} = 1,93 \text{ ч.}$$

Пример IX—2. Определить продолжительность отдельных периодов, а также общую продолжительность сублимационной сушки

говяжьего фарша толщиной $2h=20$ мм, если $W_{\text{нач}}=2,84$ кг/кг, $W_{\text{кр}}=0,35$ кг/кг, $W_{\text{кон}}=0,036$ кг/кг, $\rho_0=260$ кг/м³, $t_{\text{доп}}=60^\circ\text{C}$, $t_c=-20^\circ\text{C}$, $r=2,88\cdot 10^6$ Дж/кг, $K_r=1,1$, $\lambda_{\text{пр}}=0,0364$ Вт/(м·К), $q_1=800$ Вт/м².

По формулам (IX—4), (IX—6), (IX—5) определяем значения h_1 , B'_1 и τ_1 :

$$h_1 = \frac{0,0364[60 - (-20)]}{800} = 0,00364 \text{ м};$$

$$B'_1 = \frac{(2,84 - 0,35)260 \cdot 2,88 \cdot 10^6}{800} = 2,33 \cdot 10^6 \text{ с/м};$$

$$\tau_1 = 2,33 \cdot 10^6 \cdot 0,00364 = 8481,2 \text{ с} = 2,356 \text{ ч.}$$

Затем по формулам (IX—8) и (IX—7) определяем A_2 и τ_2 :

$$A_2 = \frac{(2,84 - 0,35)260 \cdot 2,88 \cdot 10^6}{2 \cdot 0,0364[60 - (-20)]} = 320,14 \cdot 10^6 \text{ с/м}^2;$$

$$\tau_2 = 320,14 \cdot 10^6 [(0,01)^2 - (0,00364)^2] = 27788,15 \text{ с} = 7,72 \text{ ч},$$

а по формулам (IX—10) и (IX—9) — A_3 и τ_3 :

$$A_3 = \frac{(0,35 - 0,036)260 \cdot 2,88 \cdot 10^6}{0,0364[60 - (-20)]} = 80,74 \cdot 10^6 \text{ с/м}^2;$$

$$\tau_3 = 80,74 \cdot 10^6 (0,00364)^2 = 1069,78 \text{ с} = 0,3 \text{ ч.}$$

Следовательно, общая продолжительность сублимационной сушки говяжьего фарша составляет

$$\tau_c = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 = 2,356 + 7,72 + 0,3 = 10,376 \text{ ч.}$$

Пример IX—3. Определить количество теплоты, расходуемой на сублимационную сушку молока (не учитывая вакуумную досушку), а также тепловую нагрузку на сублимационную установку, если известны следующие данные: производительность установки по сырому продукту $G=250$ кг за цикл, продолжительность процесса $\tau_c=6,5$ ч, средняя температура сублимации $t_c=-15^\circ\text{C}$, влагосодержание продукта: $W_{\text{нач}}=88\%$ и $W_{\text{кон}}=20\%$.

Количество теплоты, расходуемой на сублимационную сушку продукта, рассчитываем по формуле

$$Q_c = W_c r,$$

где W_c — количество влаги, удаляемой из продукта за период сублимации, кг; r — удельная теплота фазового перехода лед — пар, кДж/кг (при $t_c=-15^\circ\text{C}$ $r=2869$ кДж/кг).

Количество влаги W_c находим по формуле

$$W_c = G \cdot \frac{W_{\text{нач}} - W_{\text{кон}}}{100 - W_{\text{кон}}} = 250 \cdot \frac{88 - 20}{100 - 20} = 212,5 \text{ кг.}$$

Получаем $Q_c = 212,5 \cdot 2869 = 609,7 \cdot 10^3 \text{ кДж.}$

Учитывая $\tau_c = 6,5 \cdot 3600 = 23400 \text{ с}$, определяем тепловую нагрузку

$$Q_0 = \frac{1,2 Q_c}{\tau_c} = \frac{1,2 \cdot 609,7 \cdot 10^3}{23400} = 31,27 \text{ кВт.}$$

Пример IX—4. Яблочный сок перед вакуумной сублимационной сушкой подвергается замораживанию при температуре $t_3 = -25^\circ\text{C}$. Определить количество вымороженной воды $W_{\text{л}}$ и температуру сублимации t_c , если криоскопическая температура сока $t_{\text{кр}} = -3^\circ\text{C}$.

Параметры t_3 и $W_{\text{л}}$ входят в уравнение

$$t_3 = (BW_{\text{л}} - AB + 10) / (AC - CW_{\text{л}} + 1),$$

где A, B, C — коэффициенты, определяемые для сырья растительного происхождения по следующим эмпирическим зависимостям:

$$A = 1,002 - 0,106 t_{\text{кр}};$$

$$B = 10,673 t_{\text{кр}}^2 - 52,115 t_{\text{кр}} + 59,291;$$

$$C = 2,321 t_{\text{кр}}^2 - 13,670 t_{\text{кр}} + 24,865.$$

Подставляем значение $t_{\text{кр}} = -3^\circ\text{C}$ и находим: $A = 0,684$; $B = -0,997$; $C = 4,744$. При этом $W_{\text{л}} = 0,77 = 77\%$.

Температуру сублимации определяем с помощью уравнения $W_{\text{л}} = A + (t_c - 10) / (B + Ct_c)$; откуда $t_c = -3,25^\circ\text{C}$.

ГЛАВА X. КОМПОНОВКА ОХЛАЖДАЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЙ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Выбор объемно-планировочных и конструктивных решений холодильников зависит от назначения предприятия и схемы технологического процесса. В связи с этим планировки распределительных и производственных холодильников предприятий мясной, молочной, рыбной и других отраслей пищевой промышленности, а также холодильников для хранения фруктов и овощей существенно различаются.

Количественными характеристиками холодильника являются его грузооборот, определяющий размеры охлаждаемых помещений, и емкость. Под грузооборотом понимают количество суточного поступления грузов и количество суточного выпуска грузов холодильником. Разность этих количеств характеризует количество грузов, оставшихся в холодильнике на хранении (емкость холодильника).

Количество суточного поступления грузов принимают в соответствии с заданием на проектирование холодильника или определяют расчетным путем.

Емкость холодильника рассчитывают исходя из численности населения района (с учетом перспективы роста численности населения и развития района), обслуживаемого данным холодильником, принятых норм потребления продуктов, структуры ассортимента продуктов для хранения, сезонности производства и потребления продуктов. Особенно велик уровень сезонных колебаний производства фруктов и овощей, а также производства масла и сыра. Меньшая сезонность отмечается в производстве мяса, яиц и рыбы.

При определении емкости холодильников необходимо учитывать также стоимость доставки грузов на холодильник и продуктов в торговую сеть. Чем крупнее холодильник, тем меньше удельные капитальные затраты на его строительство и эксплуатационные расходы. Однако для крупных холодильников возрастает стоимость доставки грузов, так как они обслуживают районы с большим радиусом действия.

Структура холодильников (емкость камер охлаждения, замораживания, хранения охлажденных и мороженых продуктов) в каждом случае уточняется на основании технико-экономического обоснования и зависит от ассортимента хранимых продуктов.

Структура производственных холодильников и их емкости определяются характером работы предприятий, при которых они размещены.

После определения количества продуктов, предназначенных для охлаждения, замораживания и хранения, грузооборота холодильника и его емкости находят размеры камер охлаждения, замораживания и хранения, а также размеры загрузочных и разгрузочных помещений, накопителей и т. п. При расчете размеров камер для хранения продуктов в штабеле предварительно находят их грузовой объем, условную емкость, грузовую и строительную площади:

$$V_{гп} = E/q_v; \quad (X-1)$$

$$E_{учл} = E q_{в.} / q_v; \quad (X-2)$$

$$F_{гп} = V_{гп} / h_{гп}; \quad (X-3)$$

$$F_{стп} = F_{гп} / \beta_F, \quad (X-4)$$

где $V_{гр}$ — грузовой объем камеры (объем камеры, занимаемый грузом), $м^3$; E — емкость камеры (группы камер), т; q_v — норма загрузки камеры, $т/м^3$; $E_{усл}$ — условная емкость камеры (камер), т; $q_{v\text{ усл}}$ — норма загрузки грузового объема камеры условным грузом, $т/м^3$; $q_{v\text{ усл}} = 0,35\text{ т/м}^3$; $F_{гр}$ — грузовая площадь камеры, $м^2$; $h_{гр}$ — высота штабеля, м; $F_{стр}$ — строительная площадь камеры, $м^2$; β_F — коэффициент использования строительной площади камеры.

Нормы загрузки q_v принимают в зависимости от характера груза, вида и способа упаковки и укладки (на поддонах, в контейнерах и т. д.).

Предельная грузовая высота штабеля определяется следующими факторами:

- высотой подъема груза с помощью механизмов;
- устойчивостью штабелей и прочностью тары, располагаемой внизу штабеля;

- прочностью перекрытий (нагрузка на пол не должна превышать допустимую нагрузку для данного перекрытия, пола);

- штабель не должен доходить до потолочных охлаждающих батарей и воздухопроводов на $0,2 \dots 0,3$ м;

- при оборудовании камер воздушной системой охлаждения минимальное расстояние от потолка до верха штабеля выбирается так, чтобы штабель не препятствовал распространению воздушных струй.

При ориентировочных расчетах коэффициент β_F принимается следующим образом:

- в камерах с проходами и проездами: $\beta_F = 0,65$ при $F_{стр}$ от 20 до 100 $м^2$; $\beta_F = 0,7$ при $F_{стр}$ от 100 до 400 $м^2$; $\beta_F = 0,8$ при $F_{стр} > 400\text{ м}^2$;

- в камерах без проходов и проездов (камеры для хранения плодов и овощей в регулируемой газовой среде) $\beta_F = 0,8 \dots 0,9$.

Строительную площадь камер, в которых продукты хранят на подвесных путях, определяют по формуле

$$F_{стр} = E/q_F + F_{во}; \quad (X-5)$$

где q_F — норма загрузки камер, отнесенная к 1 $м^2$ строительной площади, $т/м^2$ (для мясных полутуш $q_F = 0,2 \dots 0,25\text{ т/м}^2$); $F_{во}$ — площадь камеры, занимаемая постаментными воздухоохладителями (батареями), $м^2$.

Строительную площадь камер хранения охлажденных продуктов на подвесных путях находят с помощью уравнения

$$F_{стр} = \frac{E}{q_i} K_{стр} + F_{во}, \quad (X-6)$$

где q_i — норма загрузки, отнесенная к 1 м рабочей длины подвешенного пути, $т/м$; $K_{стр}$ — коэффициент пересчета нормы нагрузки q_i в q_F .

Строительную площадь камер охлаждения и замораживания продуктов рассчитывают с помощью уравнения

$$F_{стр} = \frac{G' \tau_{ц}}{q_F \cdot 24} + F_{во}; \quad (X-7)$$

где G' — производительность камеры (группы камер), $т/сут$; $\tau_{ц}$ — продолжительность цикла холодильной обработки, ч.

Строительную площадь камер охлаждения и замораживания продуктов на подвесных путях определяют с учетом нормы нагрузки на 1 м рабочей длины подвешенного пути

$$F_{стр} = \frac{G' \tau_{ц}}{q_i \cdot 24} K_{стр} + F_{во}. \quad (X-8)$$

Площадь холодильника (в пределах изолированного контура) находят по формуле

$$F_{\text{хол}} = \Sigma F_{\text{стр}} / \eta_{\text{хол}}, \quad (X-9)$$

$\Sigma F_{\text{стр}}$ — суммарная строительная площадь производственных помещений холодильника, м²; $\eta_{\text{хол}}$ — коэффициент, учитывающий наличие вспомогательных помещений в изолированном контуре холодильника (принимается для малых холодильников $\eta_{\text{хол}} = 0,7 \dots 0,75$, для средних — $\eta_{\text{хол}} = 0,75 \dots 0,85$, для крупных — $\eta_{\text{хол}} = 0,85 \dots 0,9$).

При проектировании холодильников большое значение имеет этажность. В настоящее время наметилась тенденция строительства холодильников (и даже крупных) в одноэтажном исполнении. В многоэтажном исполнении сооружают холодильники емкостью 10 000 т и выше.

Одноэтажные холодильники имеют ряд преимуществ перед многоэтажными: более полное использование объема (нет лифтов, большой шаг колонн), возможность отказа от размещения колонн внутри грузового объема камер, создаются условия для ускорения строительства холодильников, а также для комплексной механизации и автоматизации грузовых работ в камерах, меньшая стоимость строительства, возможность увеличения грузового фронта работ. К недостаткам одноэтажных холодильников относятся увеличение теплопритоков через наружные ограждения, повышенная усушка неупакованных продуктов, значительная площадь, занимаемая холодильниками.

При проектировании планировки холодильников необходимо учитывать следующие условия:

соответствие планировки принятой схеме технологического процесса, предусматривающей не только наличие определенных камер с заданными параметрами охлаждающей среды, но и расположение их в определенной последовательности, отвечающей схеме технологического процесса таким образом, чтобы обеспечить поточность и исключить встречные потоки грузов;

уменьшение капитальных затрат на строительство холодильника (применение стандартных размеров строительных конструкций зданий, а также применение типовых, стандартных и унифицированных элементов строительных конструкций, сокращение площади вспомогательных помещений, проектирование сравнительно небольшого количества камер, т. е. идти по пути их укрупнения, рациональное размещение лифтов, вынос некоторых неохлаждаемых и отапливаемых помещений за пределы изолированного контура холодильника; применение прогрессивной технологии и технологического оборудования в целях сокращения площади охлаждаемых помещений);

обеспечение дешевых и удобных условий эксплуатации помещений (объединение помещений с одинаковыми температурами в температурные блоки и отсеки, устройство тамбуров, вестибюлей и коридоров, а также охлаждаемых и неохлаждаемых закрытых платформ и воздушных завес, выбор оптимальных соотношений наружных размеров сторон холодильника и камер, устройство достаточной ширины проездов, коридоров, платформ, больших пролетов между колоннами и др.);

особенности системы охлаждения (централизованная или децентрализованная, воздушная или батарейная) и воздухораспределения, наличие технических коридоров для размещения оборудования и арматуры;

возможность расширения холодильника;

предотвращение промерзания грунта под полом холодильника.

Пример X—1. Определить размеры холодильника для длительного хранения яблок в регулируемой газовой среде в количестве $E = 1000$ т.

Грузовой объем камер холодильника определяем с учетом формулы (X—1) и нормы загрузки $q_{\text{гн}} = 0,3$ т/м³ (приложение 14):

$$V_{\text{гн}} = E / q_{\text{гн}} = 1000 / 0,3 = 3333 \text{ м}^3.$$

При расчете грузовой площади камер принимаем, что высота

штабеля груза, уложенного в ящичных поддонах по 250 кг, составляет $h_{гр}=5,76$ м при строительной высоте $h_{стр}=6,6$ м ($h_{стр}$ принята в соответствии с типовыми проектами холодильников с регулируемой газовой средой емкостью 500 и 1000 т). Высоту штабеля $h_{гр}=5,76$ м принимаем с учетом возможности производства погрузочно-разгрузочных работ электропогрузчиком ЭП-1008 грузоподъемностью 1000 кг и высотой подъема вил 4,5 м.

Определяем грузовую и строительную площади камер:

$$F_{гр} = V_{гр}/h_{гр} = 3333/5,76 = 578,64 \text{ м}^2;$$

$$F_{стр} = F_{гр} / \beta_F = 578,64/0,8 = 723 \text{ м}^2.$$

Следовательно, площадь холодильника составляет

$$F_{хол} = \Sigma F_{стр}/\eta_{хол} = 723/1 = 723 \text{ м}^2*.$$

Принимаем шаг колонн 6 м, тогда строительная площадь одного квадрата, определяемая сеткой колонн 6×6 м, $f = 6 \times 6 = 36 \text{ м}^2$. Отсюда количество строительных квадратов равно

$$n = F_{хол}/f = 723/36 = 20,1.$$

Предусматриваем в холодильнике четыре камеры и количество строительных квадратов $n=24$, т. е. по шесть строительных квадратов в каждой камере. Принимаем ширину холодильника 18 м (между осями колонн), длину 48 м (между осями колонн). Соотношение сторон холодильника составляет $48/18=2,66$. Схема размещения камер показана на рис. X—1.

После проектирования строительной изоляционной конструкции (см. примеры XI—1, XI—2) определяем окончательно размеры камер (см. рис. XII—1), а затем их площадь и емкость (см. таблицу).

Получилось, что емкость холодильника несколько больше планируемой ($1110 > 1000$).

Пример X—2. Определить размеры камер охлаждения мяса и хранения его в охлажденном виде для холодильника мясокомбината мощностью 200 т мяса в смену. Из задания, выданного на проектирование холодильника, известно, что режим работы мясокомбината — две смены по 8 ч, обработку парного мяса в полуту-

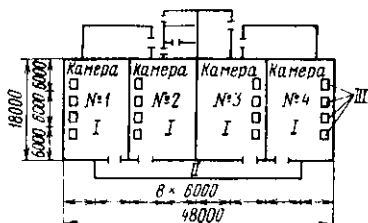


Рис. X—1. Схема размещения камер холодильника для хранения яблок в регулируемой газовой среде:

I — камеры; II — платформа; III — воздухоохладители

* Принимаем, что в изолированном контуре холодильника отсутствуют вспомогательные помещения и $\eta_{хол}=1$. При этом предполагаем, что товарную обработку фруктов производят в цехе товарной обработки хозяйства.

Номер камеры	Площадь строительная за вычетом площади, занимаемой в камерах стенами, перегородками, колоннами, изоляцией, м ²	Высота строительная, м	Объем строительный, м ³	Емкость камер по яблокам, т (нетто)
1	205	6,6	1353	283,4
2	192	6,6	1267,2	265,4
3	201	6,6	1326,6	277,8
4	205	6,6	1353	283,4
Всего	803	6,6	5299,8	1110,0

шах в количестве 400 т в сутки* осуществляют способом одностадийного охлаждения** (температура воздуха $t_b = -3^\circ\text{C}$, скорость движения воздуха $\omega = 0,8$ м/с, продолжительность процесса $\tau = 16$ ч***, заданная температура воздуха поддерживается подвесными воздухоохладителями, масса охлажденного мяса, оставляемого на хранение, $E_{\text{охл}} = 300$ т, холодильник одноэтажный высотой 6 м).

Принимаем продолжительность цикла охлаждения (оборачиваемость камер, включая продолжительность процесса охлаждения, грузовых работ, подготовки камер к дальнейшей работе, например, продолжительность оттайки и т. д.) $\tau_{\text{ц}} = 24$ ч.

Принимаем установку в камеру подвесных воздухоохладителей, поэтому площадь $F_{\text{во}} = 0$.

Строительную площадь камер охлаждения мяса определяем по формуле (X—8), учитывая, что норма загрузки $q_l = 250$ кг/м, коэффициент $K_{\text{стр}} = 1,2$, продолжительность цикла $\tau_{\text{ц}} = 24$ ч, количество поступающего на охлаждение мяса находится в соотношении: говядина — 60 %, свинина — 40 %. При расчете учитываем также, что продолжительность охлаждения свинных полутуш составляет в среднем 80 % продолжительности охлаждения говяжьих полутуш (приложение 6).

Получаем

$$F_{\text{стр охл}} = \frac{(400 \cdot 0,6) 24}{0,25 \cdot 24} 1,2 + \frac{(400 \cdot 0,4) (24 \cdot 0,8)}{0,25 \cdot 24} 1,2 = 1152 + 614,4 = 1766,4 \text{ м}^2.$$

При этом площадь камер для охлаждения говяжьих полутуш равна 1152 м², а для охлаждения свинных полутуш — 614,4 м².

* Производительность камер охлаждения мяса обычно выбирают с учетом 30—50 % суточной производительности мясокомбината. Однако в каждом отдельном случае она уточняется заданием на проектирование холодильника в соответствии с типом предприятия и зоной его расположения. ЭМ

** Режим одностадийного охлаждения мяса приведен в приложении 6.

*** Продолжительность процесса исчисляется с начала загрузки до начала выгрузки мяса.

Расчетное значение площади камер необходимо увеличить примерно на 7—10 %, так как она несколько меньше значения действительной строительной площади камер, взятой в осях сетки колонн. Такое увеличение позволяет учитывать площадь, занимаемую стенами, перегородками и колоннами.

Таким образом, необходимая строительная площадь камер охлаждения составляет

$$F'_{\text{стр охл}} = 1,07 F_{\text{стр}} = 1,07 \cdot 1766,4 = 1890 \text{ м}^2.$$

Для упрощения выполнения планировки определяем количество строительных квадратов, учитывая шаг колонн, равный 6 м, и $f = 6 \cdot 6 = 36 \text{ м}^2$

$$n = F'_{\text{стр охл}} / f = 1890 / 36 = 52,5.$$

Принимаем, что $n = 52$, количество камер охлаждения равно 10 (шесть камер для охлаждения говяжьих полутуш по шесть строительных квадратов и четыре — для охлаждения свиных полутуш по четыре строительных квадрата). Следовательно, площадь для охлаждения мяса равна: одной камеры для говядины 216 м^2 (6×36); одной камеры для свинины 144 м^2 (4×36); всех камер $\Sigma F_{\text{охл}} = 52 \cdot 36 = 1872 \text{ м}^2$.

Строительную площадь камер хранения охлажденного мяса на подвесных путях определяем по формуле (X—6), учитывая, что емкость камер $F_{\text{охл}} = 300 \text{ т}$, норма нагрузки $q_1 = 0,25 \text{ т/м}$, площадь $F_{\text{во}} = 0$, коэффициент $K_{\text{стр}} = 1,2$:

$$F_{\text{стр хр}} = \frac{300}{0,25} 1,2 = 1440 \text{ м}^2.$$

Расчетное значение площади увеличиваем на 10% и находим, что $F'_{\text{стр хр}} = 1,1 \cdot 1440 = 1584 \text{ м}^2$.

Тогда необходимое количество строительных квадратов

$$n = F'_{\text{стр хр}} / f = 1584 / 36 = 44.$$

Принимаем три камеры хранения охлажденного мяса. Учитывая планировку холодильника (рис. X—2), задаемся, что одна камера занимает восемь строительных квадратов ($8 \cdot 36 = 288 \text{ м}^2$), вторая — 14 строительных квадратов ($14 \cdot 36 = 504 \text{ м}^2$), третья — 22 строительных квадрата ($22 \cdot 36 = 792 \text{ м}^2$). При этом общая площадь камер

$$\Sigma F_{\text{хр}} = 44 \cdot 36 = 1584 \text{ м}^2.$$

Пример X—3. Для условий примера X—2 определить площадь камер для замораживания мяса и хранения его в мороженом виде, если из задания на проектирование указанного выше холодильника известно, что количество мяса, подвергаемого однофазному за-

морозиванию в камерах на подвесных путях, равно 150 т в сутки*, замораживание мяса осуществляется при температуре воздуха $t_{\text{в}} = -35^{\circ}\text{C}$ и скорости его движения $\omega = 0,8$ м/с**, для поддержания заданных температуры и скорости движения воздуха камеры оборудованы подвесными воздухоохладителями, продолжительность процесса $\tau_3 = 23$ ч, продолжительность цикла $\tau_{\text{ц}} = 30$ ч, масса мороженого мяса, подвергаемого хранению в штабеле, $E_3 = 5000$ т.

Предполагаем, что на замораживание поступают говяжьи полутуши (60%) и свиные (40%), и учитываем, что продолжительность замораживания свиных полутуш составляет 80% продолжительности замораживания говяжьих полутуш**.

Рассчитываем по формуле (X—8) строительную площадь камер замораживания мяса, учитывая, что $q_i = 0,25$ т/м; $\tau_{\text{ц}} = 30$ ч; $K_{\text{стр}} = 1,2$:

$$F_{\text{стр.з}} = \frac{(150 \cdot 0,6) 30}{0,25 \cdot 24} 1,2 + \frac{(150 \cdot 0,4) (30 \cdot 0,8)}{0,25 \cdot 24} 1,2 = 828 \text{ м}^2.$$

Площадь камер замораживания в осях сетки колонн составляет

$$F'_{\text{стр.з}} = 1,07 F_{\text{стр.з}} = 1,07 \cdot 828 = 885 \text{ м}^2.$$

Следовательно, необходимое количество строительных квадратов

$$n = F'_{\text{стр.з}} / f = 885 / 36 = 24,5.$$

Принимаем $n = 24$, количество камер замораживания — четыре. Следовательно, общая площадь камер замораживания

$$\Sigma F_3 = 24 \cdot 36 = 864 \text{ м}^2,$$

а площадь одной камеры

$$F_3 = 6 \cdot 36 = 216 \text{ м}^2.$$

Строительную площадь камер хранения мороженого мяса в штабеле и необходимое количество строительных квадратов определяем с учетом формул (X—4), (X—1) и (X—3), нормы загрузки $q_v = 0,35$ т/м³, высоты штабеля $h_{\text{гр}} = 5,6$ м, коэффициента использования площади $\beta_F = 0,8$ и $f = 36$ м²:

$$F_{\text{стр.х.з}} = \frac{E}{q_v h_{\text{гр}} \beta_F} = \frac{5000}{0,35 \cdot 5,6 \cdot 0,8} = 3190 \text{ м}^2;$$

* Обычно производительность камер однофазного замораживания мяса принимают в размере 70...90% суточной производительности мясо-жирового корпуса мясокомбината. Однако она уточняется в каждом случае заданием на проектирование холодильника, учитывающим тип предприятия и зону его размещения.

** Режимы однофазного замораживания мяса приведены в приложении 6.

$$F'_{\text{стр}_{\text{хр.з}}} = 1,04 F_{\text{стр}_{\text{хр.з}}} = 1,04 \cdot 3190 = 3317 \text{ м}^2;$$

$$n = F'_{\text{стр}_{\text{хр.з}}} / f = 3317 / 36 = 92,2.$$

Для удобства выполнения планировки холодильника (рис. X—2) принимаем, что строительная площадь камер хранения мороженого мяса составляет 97,5 квадрата, а количество камер равно четырем: одна камера занимает 19,5 строительного квадрата ($19,5 \cdot 36 = 702 \text{ м}^2$), остальные три камеры — по 26 строительных квадратов ($26 \cdot 36 = 936 \text{ м}^2$).

Общая площадь камер хранения мороженого мяса

$$\Sigma F_{\text{хр.з}} = 97,5 \cdot 36 = 3510 \text{ м}^2.$$

При этом действительная емкость камер хранения

$$E'_3 = \frac{3510 \cdot 0,35 \cdot 5,6 \cdot 0,8}{1,04} = 5300 \text{ т (по заданию } E_3 = 5000 \text{ т)}.$$

Пример X—4. Для условий примера X—2 определить площадь камер охлаждения и замораживания субпродуктов, а также хранения их в охлажденном виде, если продолжительность цикла охлаждения субпродуктов $\tau_{\text{ц}} = 24$ ч, продолжительность хранения охлажденных субпродуктов $\tau_{\text{хр}} = 48$ ч, продолжительность цикла замораживания парных субпродуктов $\tau_{\text{ц.з}} = 24$ ч, норма загрузки $q_{\text{охл}} = q_3 = q_{\text{хр}} = 0,1 \text{ т/м}^2$, субпродукты замораживают в блоках в морозильных аппаратах типа АРСА, в холодильных камерах установлены подвесные воздухоохладители.

Вначале определяем количество поступающих на холодильник субпродуктов. При этом учитываем переработку крупного рогатого скота. Согласно нормам Гипромясо выход обработанных субпродуктов по отношению к живой массе крупного рогатого скота равен 7,85%. Так как выход мясной туши составляет 47,2% от живой массы крупного рогатого скота, то выход субпродуктов по отношению к вырабатываемому количеству мяса находим из отношения

$$x = \frac{7,85 \cdot 100}{47,2} = 16,63 \%$$

Массу субпродуктов рассчитываем с учетом суточной производительности мясокомбината, равной 400 т в сутки:

$$G_e = \frac{400 \cdot 16,63}{100} = 66,5 \text{ т в сутки}.$$

* Для камер больших размеров коэффициент увеличения площади, учитывающий толщину стен, перегородок и тепловой изоляции, можно принять равным 1,04.

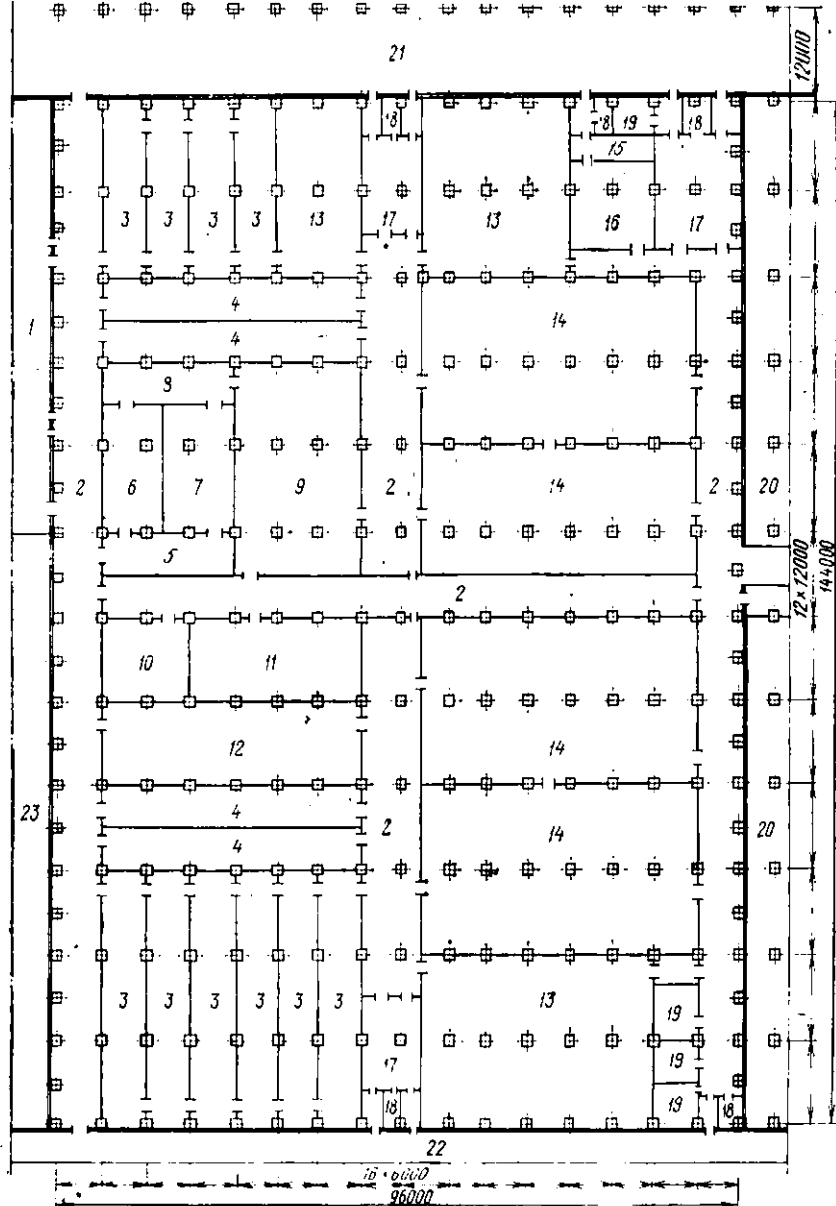


Рис. X—2. Схема размещения камер холодильника мясокомбината:

1 — мясо-жировой корпус; 2 — коридор; 3 — камеры охлаждения мяса; 4 — камера замораживания мяса; 5 — камера приема и накопления субпродуктов; 6 — камера охлаждения субпродуктов; 7 — камера однофазного замораживания субпродуктов; 8 — помещение выгрузки субпродуктов; 9 — камера фасовки и упаковки субпродуктов; 10 — камера хранения эндокринно-ферментного сырья; 11 — камера хранения охлажденных субпродуктов; 12 — камера производства субпродуктовых блоков; 13 — камера хранения охлажденного мяса; 14 — камера хранения мороженого мяса; 15 — камера приема некондиционных грузов; 16 — камера замораживания некондиционных грузов; 17 — экспедиция; 18 — весовая; 19 — подсобные помещения; 20 — мясоперерабатывающий корпус; 21 — железнодорожная платформа; 22 — автомобильная платформа; 23 — компрессорный цех, аппаратное отделение, трансформаторная подстанция, щитовая

Принимаем, что масса поступающих субпродуктов распределяется следующим образом: 15 т в сутки — на охлаждение, 15 — на однофазное замораживание в камерах замораживания и 40 т в сутки — на замораживание в роторных морозильных аппаратах.

Определяем строительную площадь камер (при $F_{в0}=0$) и необходимое количество строительных квадратов:

для охлаждения субпродуктов:

$$F_{стр\ c} = \frac{15 \cdot 24}{0,1 \cdot 24} = 150 \text{ м}^2;$$

$$n = \frac{150 \cdot 1,07}{36} = 4,46;$$

для хранения охлажденных субпродуктов:

$$F_{стр\ хр.с} = \frac{15 \cdot 48}{0,1 \cdot 24} = 300 \text{ м}^2;$$

$$n = \frac{300 \cdot 1,07}{36} = 8,92;$$

для однофазного замораживания субпродуктов:

$$F_{стр\ з.с} = \frac{15 \cdot 24}{0,1 \cdot 24} = 150 \text{ м}^2;$$

$$n = \frac{150 \cdot 1,07}{36} = 4,46.$$

Принимаем, что камеры занимают соответственно 4,5; 8 и 4,5 строительных квадрата. Тогда

$$F_c = F_{з.с} = 162 \text{ м}^2;$$

$$F_{хр\ c} = 288 \text{ м}^2*.$$

Для замораживания субпродуктов в блоках предусматриваем четыре роторных аппарата типа АРСА-3-15 производительностью по 15 т в сутки (625 кг/ч).

Согласно технологическим рекомендациям продолжительность замораживания блоков субпродуктов $\tau_a = 12$ ч. Принимаем продолжительность цикла замораживания $\tau_k = 16$ ч, учитываем двухсменную работу аппаратов (по 16 ч в сутки) и находим суточную производительность четырех морозильных аппаратов

$$625 \cdot 16 \cdot 4 = 40\,000 \text{ кг.}$$

* Площадь камер хранения мороженных субпродуктов не рассчитываем, так как их хранение предусматриваем в камерах хранения мороженого мяса.

Получаем, что расчетная производительность равна заданной по выработке блоков замороженных субпродуктов.

Исходя из габаритных размеров аппаратов (длина 4900 мм, ширина 4200 мм и высота 2600 мм) и площади для их обслуживания, принимаем размеры помещения (в осях) $F_{з.б}=432 \text{ м}^2$ (длина 36 м, ширина 12 м). Необходимое количество строительных квадратов для помещения аппаратов замораживания блоков субпродуктов $n=432/36=12$.

Пример X—5. Определить размеры камеры хранения эндокринно-ферментного сырья в замороженном виде, учитывая, что сырье после сбора подвергается немедленному замораживанию в морозильных шкафах, установленных на месте сбора.

По нормам Гипромясо выход эндокринно-ферментного сырья составляет 0,18% массы перерабатываемого скота (для крупного рогатого скота). Учитывая, что выход мясной туши равен 47,2% массы скота, находим выход эндокринно-ферментного сырья:

$$x = \frac{0,18 \cdot 100}{47,2} = 0,381\% ;$$

$$G_0 = \frac{400 \cdot 0,381}{100} = 1,52 \text{ т в сутки}.$$

При продолжительности хранения $\tau_{хр}=30$ сут емкость камеры хранения мороженого эндокринно-ферментного сырья

$$E = 1,52 \cdot 30 = 45,6 \text{ т}.$$

Норма загрузки строительной площади камер хранения мороженого эндокринно-ферментного сырья $q_F=0,5 \text{ т/м}^2$.

Следовательно,

$$F_{\text{стр. хр.о}} = E/q_F = 45,6/0,5 = 91,2 \text{ м}^2 ;$$

$$n = 91,2/36 = 2,53.$$

Для удобства выполнения планировки (см. рис. X—2) принимаем, что камера занимает четыре строительных квадрата. Таким образом,

$$F_{\text{хр.о}} = 4 \cdot 36 = 144 \text{ м}^2.$$

Пример X—6. Для условий примеров X—2...X—5 определить размеры вспомогательных помещений холодильника (камера приема и накопления субпродуктов, камера выгрузки субпродуктов, камера фасовки и упаковки субпродуктов, камера приема некондиционных грузов, камера замораживания некондиционных грузов, экспедиция).

Камеру приема и накопления субпродуктов размещаем перед камерами охлаждения и замораживания субпродуктов. Принимаем следующие условия: режим в камере поддерживается подвес-

ными воздухоохладителями (тогда $F_{в0}=0$); производительность камеры равна общей производительности камер охлаждения и замораживания (30 т в сутки); продолжительность хранения субпродуктов $\tau_{хр}=8$ ч; норма загрузки $q_F=0,1$ т/м².

Учитывая принятые условия, по формуле (X—8) определяем:

$$F_{стр\ n} = \frac{30 \cdot 8 \cdot 1,05}{0,1 \cdot 24} = 105 \text{ м}^2;$$

$$n = 105/36 = 2,92.$$

Принимаем, что камера занимает три строительных квадрата. Следовательно, $F_n = 108 \text{ м}^2$.

Камеру выгрузки субпродуктов размещаем после камер охлаждения и замораживания субпродуктов. Принимаем аналогичные условия. Следовательно, $F_v = 108 \text{ м}^2$.

Из практических соображений принимаем, что камера фасовки и упаковки субпродуктов занимает 15 строительных квадратов. Следовательно, $F_{\phi} = 15 \cdot 36 = 450 \text{ м}^2$.

Из практических соображений принимаем, что камера приема некондиционных грузов размещена вблизи железнодорожной платформы и занимает два строительных квадрата, т. е. $n=2$; $F_{нек} = 72 \text{ м}^2$.

Камеру замораживания некондиционных грузов размещаем рядом с камерой приема некондиционных грузов и ориентировочно принимаем, что она занимает 4,5 строительных квадрата, т. е. $F_{з.нек} = 162 \text{ м}^2$.

Строительную площадь экспедиции определяем по формуле

$$F_{стр_{экс}} = \frac{0,5 G_{сут}}{0,35},$$

где $G_{сут}$ — масса суточного выпуска грузов, т; 0,35 — норма загрузки, т/м².

Массу суточного выпуска грузов рассчитываем с учетом емкости холодильника и его оборачиваемости

$$G_{сут} = \frac{E_{хол} B}{253} m_{вып},$$

где $E_{хол}$ — емкость холодильника, т; B — оборачиваемость холодильника (для производственных холодильников принимается равной 10—15 1/год); $m_{вып}$ — коэффициент неравномерности выпуска ($m_{вып} = 1,1—1,5$).

Емкость холодильника (по камерам хранения) $E_{хол} = E_{охл} + E'_{з} = 300 + 5300 = 5600$ т (см. примеры X—2 и X—3). Принимаем $B = 12$ 1/год, $m_{вып} = 1,15$ и получаем:

$$G_{сут} = \frac{5600 \cdot 12}{253} 1,15 = 305,5 \text{ т в сутки};$$

$$F_{стр_{экс}} = \frac{0,5 \cdot 305,5}{0,35} = 436,4 \text{ м}^2;$$

$$n = \frac{436,4}{36} = 12,12.$$

Принимаем $n=12,5$ и предусматриваем три экспедиции: две — с выходом на железнодорожную платформу, так как большая часть грузов обычно отправляется в другие районы, одну — с выходом на автомобильную платформу (для грузов местной реализации). Общее количество строительных квадратов распределяем следующим образом: 7 — для двух экспедиций, выходящих на железнодорожную платформу (по 3,5 строительных квадрата каждая), и 5,5 — для экспедиции, выходящей на автомобильную платформу. При этом необходимая строительная площадь экспедиций соответственно равна

$$F_{\text{экс}} = 2 \cdot 3,5 \cdot 36 + 5,5 \cdot 36 = 2 \cdot 126 + 198 = 450 \text{ м}^2.$$

Пример X—7. По результатам примеров X—2...X—6 составить планировку холодильника мясокомбината мощностью 200 т мяса в смену.

Согласно заданию на проектирование холодильник необходимо выполнить в одноэтажном исполнении. Высота холодильника 6 м. Принимаем сетку колонн 6·12 м (см. рис. X—2).

По температурно-влажностному режиму и назначению охлаждаемых помещений разделяем холодильник на следующие отсеки: отсек, в помещениях которого осуществляется термическая обработка мяса и мясопродуктов (камеры для охлаждения и замораживания мяса в полутушах и субпродуктов);

отсек, в помещениях которого хранятся охлажденные и мороженые мясо и мясопродукты, в том числе эндокринно-ферментное сырье.

В холодильнике размещаем также камеру фасовки и упаковки субпродуктов, камеру приема и накопления субпродуктов, камеру выгрузки субпродуктов, камеру приема некондиционных грузов, камеру замораживания некондиционных грузов, экспедиции, коридоры, весовые, автомобильную и железнодорожную платформы.

Для уменьшения потерь массы продукта камеры охлаждения размещаем ближе к мясо-жировому корпусу. Рекомендуемая продолжительность транспортировки мяса от приемных весов холодильника до камер термической обработки не должна превышать 10 мин. Поэтому отсек термической обработки примыкает к мясо-жировому корпусу, а отсек хранения — к мясоперерабатывающему корпусу мясокомбината. Для уменьшения теплопритоков в холодильник камеры размещаем их следующим образом: камеры, в которых более высокие значения температур (камеры охлаждения и хранения охлажденных продуктов), размещаем ближе к наружным стенам холодильника. Экспедиции и камеру замораживания некондиционных грузов размещаем ближе к платформам.

Для исключения встречных потоков различных видов продуктов камеры для холодильной обработки и хранения говяжьих по-

лутуш размещаем в стороне холодильника, примыкающей к автомобильной платформе, камеры для холодильной обработки и хранения свинных полутуш — в стороне холодильника, примыкающей к железнодорожной платформе. Камеры для холодильной обработки говяжьих и свинных полутуш взаимно заменяемы. Камеры для холодильной обработки блоков мяса и субпродуктов размещаем в середине отсека термической обработки. Камеры замораживания объединяем в отсеки и размещаем вблизи камер охлаждения.

Предусматриваем четыре коридора для создания удобных условий эксплуатации камер. Ширину коридоров принимаем равной 6 и 9 м (при этом ширина центрального коридора 9 м).

В соответствии с выполненной планировкой размеры холодильника в плане составляют 96×144 м (см. рис. X—2)*.

Определяем общую площадь производственных помещений холодильника $\Sigma F_{стр}$ и коэффициент использования $\eta_{хол}$ его площади:

$$\begin{aligned}\Sigma F_{стр} &= \Sigma F_{охл} + \Sigma F_{хр} + \Sigma F_{\text{в}} + \Sigma F_{хр \text{ в}} + F_{\text{с}} + F_{хр \text{ с}} + F_{\text{з}} + \\ &+ F_{\text{с}} + F_{хр \text{ с}} + F_{\text{н}} + F_{\text{в}} + F_{\text{нек}} + F_{\text{ф}} + F_{\text{з нек}} = 1872 + 1584 + 864 + \\ &+ 3510 + 162 + 288 + 162 + 432 + 144 + 108 + \\ &+ 108 + 72 + 540 + 162 = 10008 \text{ м}^2; \\ F_{хол} &= 96 \cdot 144 = 13824 \text{ м}^2; \\ \eta_{хол} &= \Sigma F_{стр} / F_{хол} = 10008 / 13824 = 0,724.\end{aligned}$$

Сравнительно низкий коэффициент использования площади для такого крупного холодильника вызван коридорной планировкой.

ГЛАВА XI. ИЗОЛЯЦИЯ ОХЛАЖДАЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Охлаждаемые помещения и аппараты для холодильной обработки пищевых продуктов имеют специальные теплоизоляционные конструкции. Обязательным в теплоизоляционных конструкциях является наличие тепло- и паронизоляционного (гидроизоляционного) материалов, что позволяет уменьшить тепло- и влагониток в охлаждаемые помещения.

Отсутствие или снижение качества изоляции приводит к увеличению энергизатрат и ухудшению качества сохраняемых продуктов.

Проектирование теплоизоляционных конструкций сводится к выбору их типа и материалов, входящих в ограждение, и расчету толщины теплоизоляционного, паронизоляционного (иногда и газонизоляционного) материалов. При этом коэффициенты теплопередачи наружных стен и покрытий принимают

* Характер планировки в значительной степени заимствован из типового проекта мясокомбината мощностью 200 т мяса в смену, разработанного Гипромиса.

Таблица XI—1

Среднегодовая температура воздуха, °С	Коэффициент теплопередачи k [в Вт/(м²·К)] при внутренней температуре охлаждаемых помещений, °С						
	от -40 до -30	от -25 до -20	от -15 до -10	-4	0	+4	+12
0 и ниже	0,21	0,26	0,33	0,47	0,52	0,58	0,70
	0,20	0,24	0,30	0,40	0,44	0,47	0,52
1—8	0,20	0,23	0,28	0,35	0,40	0,51	0,64
	0,19	0,22	0,27	0,33	0,37	0,42	0,52
9 и выше	0,19	0,21	0,23	0,28	0,30	0,35	0,52
	0,17	0,20	0,21	0,26	0,29	0,33	0,47

Примечания. 1. В числителе приведены значения k для наружных стен, в знаменателе — для покрытий.

2. Коэффициенты теплопередачи чердачных покрытий увеличивают на 10%.

Таблица XI—2

Температура воздуха в более теплом помещении, °С	Коэффициент теплопередачи k [в Вт/(м²·К)] при внутренней температуре охлаждаемых помещений, °С						
	-30	-20	-10	-4	0	4	12
-30	0,58	—	—	—	—	—	—
-20	0,50	0,58	—	—	—	—	—
-10	0,37	0,40	0,58	—	—	—	—
-4	0,28	0,32	0,40	0,58	—	—	—
0	0,24	0,29	0,35	0,52	0,58	—	—
4	0,23	0,26	0,31	0,46	0,52	0,58	—
12	0,21	0,23	0,26	0,40	0,46	0,52	0,75
18	0,20	0,21	0,23	0,35	0,40	0,46	0,70

Таблица XI—3

Внутренняя температура охлаждаемых помещений, °С	Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·К)	Внутренняя температура охлаждаемых помещений, °С	Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·К)
-30	0,27	-4	0,40
-20	0,28	4	0,52
-10	0,32	12	0,64

в соответствии с данными табл. XI—1, внутренних стен, перегородок и междуэтажных перекрытий — табл. XI—2, а ограждающих конструкций, отделяющих охлаждаемые помещения от неохлаждаемых тамбуров, вестибюлей, коридоров, — табл. XI—3.

При проектировании теплоизоляционных конструкций обогреваемых полов, располагаемых на грунте, коэффициент теплопередачи принимают согласно данным табл. XI—4 (при расчете k учитывают сопротивление теплопроводности

Таблица XI—4

Внутренняя температура охлаждаемых помещений, °С	Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·К)
+ 4...— 4	0,41
—10	0,29
—20...—30	0,21
—30...—40	0,17

слоев теплоизоляционной конструкции пола, расположенных выше обогревающих устройств, и сопротивление теплоотдачи от поверхности пола к воздуху камеры).

Толщину теплоизоляции определяют по уравнению

$$\delta_{из} = \lambda_{из} \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum_{i=1}^{i=n} \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) + \frac{1}{\alpha_w} \right) \right]; \quad (XI-1)$$

где $\delta_{из}$ — толщина теплоизоляции, м; k — коэффициент теплопередачи ограждения, Вт/(м²·К); $\lambda_{из}$, λ_i — коэффициенты теплопроводности изоляционного и строительного материалов, составляющих конструкцию ограждения, Вт/(м·К); α_n , α_w — коэффициенты теплоотдачи с наружной и внутренней сторон ограждений, Вт/(м²·К); δ_i — толщина отдельных слоев конструкции ограждений (кроме слоя теплоизоляции), м.

Коэффициенты теплоотдачи у поверхности ограждений принимают в соответствии с данными табл. XI—5.

Таблица XI—5

Поверхности помещений	Коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м²·К)
Наружные поверхности наружных стен и покрытий	23,3
Наружные поверхности чердачных покрытий	11,6
Внутренние поверхности помещений без принудительной циркуляции воздуха	
поверхность стены	8,12
поверхность потолка холодной камеры при расположении над ней более теплой камеры	5,81
поверхность пола более теплой камеры при расположении под ней холодной камеры	6,96
Внутренние поверхности помещений с умеренной циркуляцией воздуха	9,28
Внутренние поверхности помещения с усиленной циркуляцией воздуха	10,44

Пример XI—1. Определить толщину слоя тепло- и паронизолации наружной стены камеры хранения охлажденных грузов ($t_n = 0^\circ\text{C}$; $\varphi_n = 90\%$) для холодильника, расположенного в районе Краснодара, если в качестве теплоизоляционного материала принять плиты жесткие минераловатные на битумной связке. Камера оборудована воздушной системой охлаждения.

Среднегодовая температура для Краснодара равна $10,8^\circ\text{C}$; расчетное значение коэффициента теплопередачи для наружной

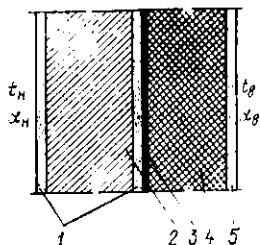


Рис. XI—1. Конструкция наружной стены холодильника:

1—штукатурка ($\delta_1=0,015$ м);
2—кирпичная кладка ($\delta_2=0,38$ м); 3—пароизоляция (битум) ($\delta_3=0,003$ м); 4—тепловая изоляция; 5—отделочный слой (штукатурка) ($\delta_5=0,015$ м)

стены $k=0,30$ Вт/(м²·К). Принимаем, что конструкция наружной стены выполнена так же, как показано на рис. XI—1. Из табл. XI—5 находим $\alpha_n=23,3$ Вт/(м²·К), $\alpha_v=9,28$ Вт/(м²·К) для камер хранения с воздушной системой охлаждения. В соответствии с типом материалов (приложение 15) находим коэффициенты теплопроводности $\lambda_{из}$, $\lambda_{ш}$, λ_k и $\lambda_{от}$.

Подставляем известные данные в формулу (XI—1) и определяем

$$\delta_{из} = \lambda_{из} \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + 3 \frac{\delta_{ш}}{\lambda_{ш}} + \frac{\delta_k}{\lambda_k} + \frac{\delta_{от}}{\lambda_{от}} + \frac{1}{\alpha_v} \right) \right] =$$

$$= 0,09 \left[\frac{1}{0,30} - \left(\frac{1}{23,3} + 3 \frac{0,015}{0,9} + \frac{0,38}{0,82} + \frac{0,003}{0,30} + \frac{1}{9,28} \right) \right] = 0,239 \text{ м.}$$

Жесткие минераловатные плиты на битумной связке выпускают толщиной 40, 50, 60, 70 и 80 мм. Для получения расчетной толщины устанавливаем три плиты толщиной по 80 мм, т. е. действительная толщина тепловой изоляции $\delta_{изд} = 240 \text{ мм} = 0,24 \text{ м}$. В связи с небольшим отличием действительной и расчетной толщин теплоизоляции действительный коэффициент теплопередачи k_d будет мало отличаться от расчетного. Поэтому расчет k_d можно не выполнять.

Расчет толщины слоя пароизоляции выполняем по упрощенному методу, предложенному И. Ф. Душиным. Согласно этому методу необходимое сопротивление паропрооницанию пароизоляционного слоя

$$H_{п} = 1,6(p_n - p_v),$$

где $H_{п}$ — необходимое сопротивление паропрооницанию слоя пароизоляции, м²·ч·Па/г; p_n , p_v — парциальное давление водяных паров, содержащихся в наружном и внутреннем воздухе, Па.

Для параметров внутреннего воздуха ($t_v=0^\circ\text{C}$; $\phi_v=90\%$) по $I-d$ -диаграмме находим $p_v=520$ Па. Для параметров наружного воздуха Краснодара ($t_{н.р}=34^\circ\text{C}$; $\phi_{н.р}=46\%$) $p_n=2200$ Па.

Сопротивление $H_{п} = 1,6(2200 - 520) = 2688 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па/г}$.

Необходимая толщина слоя пароизоляции $\delta_{п} = H_{п} \mu_{п}$,

где $\mu_{п}$ — коэффициент паропроницаемости пароизоляционного материала, г/(м·ч·Па).

В качестве пароизоляционного материала принимаем битум, имеющий $\mu_{п} = 0,864 \cdot 10^{-6} \text{ г/(м} \cdot \text{ч} \cdot \text{Па)}$, и находим толщину пароизоляции $\delta_{п} = 2688 \cdot 0,864 \cdot 10^{-6} = 0,0023 \text{ м}$.

Принятая предварительно (см. рис. XI—1) толщина $\delta_n = 3$ мм достаточна. Битум в горячем виде необходимо наносить в два или три слоя так, чтобы общая толщина слоев была бы не менее 3 мм.

Пример XI—2. Определить толщину слоя теплоизоляции перегородки между камерами хранения охлажденных грузов ($t_b = 0^\circ\text{C}$), если камеры оборудованы воздушной системой охлаждения. В качестве теплоизоляционного материала использованы плиты теплоизоляционные из пенопласта полистирольного самозатухающего ПСБ-С с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{из} = 0,047$ Вт/(м·К) (приложение 15), толщина кирпичной кладки $\delta_k = 0,25$ м.

Согласно табл. XI—2 коэффициент теплопередачи для перегородки, разделяющей камеры с одинаковой температурой $t_b = 0^\circ\text{C}$, равен $0,58$ Вт/(м²·К).

Для камер хранения с воздушной системой охлаждения при умеренной циркуляции воздуха (см. табл. XI—5) $\alpha_n = \alpha_b = 9,28$ Вт/(м²·К).

Принимаем теплоизоляционную конструкцию перегородки в соответствии с рис. XI—1 (при $\delta_k = 0,25$ м) и находим, что при $\lambda_{ш} = 0,9$ Вт/(м·К) и $\lambda_k = 0,82$ Вт/(м·К) толщина слоя теплоизоляции составляет

$$\delta_{из} = \lambda_{из} \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + 3 \frac{\delta_{ш}}{\lambda_{ш}} + \frac{\delta_k}{\lambda_k} + \frac{1}{\alpha_b} \right) \right] =$$

$$= 0,047 \left[\frac{1}{0,58} - \left(\frac{1}{9,28} + 3 \frac{0,015}{0,9} + \frac{0,25}{0,82} + \frac{1}{9,28} \right) \right] = 0,0542 \text{ м.}$$

Плиты из пенопласта ПСБ-С выпускаются толщиной 25, 30, 50 и 100 мм. Предусматриваем два слоя плит толщиной по 30 мм, т. е. $\delta_{из} = 60$ мм = 0,06 м.

Следовательно, действительный коэффициент теплопередачи

$$k_d = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + 3 \frac{\delta_{ш}}{\lambda_{ш}} + \frac{\delta_k}{\lambda_k} + \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}} + \frac{1}{\alpha_b}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{9,28} + 3 \frac{0,015}{0,9} + \frac{0,25}{0,82} + \frac{0,06}{0,047} + \frac{1}{9,28}} = 0,541 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

Пример XI—3. Определить коэффициент теплопередачи теплоизоляционной конструкции наружной стены многоэтажного холодильника (для камеры хранения мороженных грузов с батарейной системой охлаждения при $t_b = -20^\circ\text{C}$), состоящей из сборных стеновых вертикальных панелей (рис. XI—2). В качестве теплоизоляционного материала применена минеральная пробка [$\lambda_{из} = 0,076$ Вт/(м·К)] в шесть слоев толщиной по 50 мм. Определить

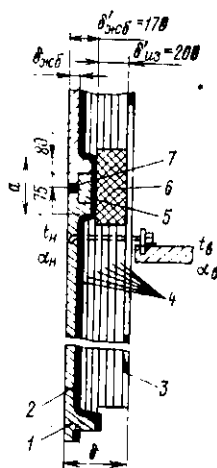


Рис. XI—2. Конструкция сборных стеновых вертикальных изолированных панелей многэтажных холодильников и крепление к междуэтажному железобетонному перекрытию:

1 — железобетонная плита ($\delta_{жб} = 60$ мм); 2 — пароизоляция (холодная битумная грунтовка и слой пластифицированного борулина на горячей битумной мастике); 3 — асбоцементный прессованный лист ($\delta_a = 8$ мм); 4 — минеральная пробка (шесть слоев) общей толщиной 300 мм; 5 — бетон; 6 — более эффективный, чем основной, теплоизоляционный материал; 7 — заделка шва цементным раствором

также возможность образования конденсата на поверхности панелей с теплой стороны ограждения для условий: $t_n = 2^\circ\text{C}$; $\varphi_n = 90\%$.

Учитывая условия работы камеры, по табл. XI—5 находим $\alpha_n = 23,3$ Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{K}$), $\alpha_v = 8,12$ Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{K}$), тогда $R_v = 1/\alpha_v = 1/8,12 = 0,123$ $\text{м}^2 \cdot \text{K}/\text{Вт}$. По приложению 15 находим коэффициент теплопроводности железобетонной плиты $\lambda_{жб}$ и асбоцементного листа λ_a и рассчиты-

ваем коэффициент теплопередачи и сопротивление теплопередаче (без учета сопротивления теплопередаче слоев пароизоляции):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_{жб}}{\lambda_{жб}} + \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}} + \frac{\delta_a}{\lambda_a} + \frac{1}{\alpha_v}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{23,3} + \frac{0,06}{1,5} + \frac{0,3}{0,076} + \frac{0,008}{0,35} + \frac{1}{8,12}} = 0,239 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K});$$

$$R = 1/k = 1/0,239 = 4,18 \text{ м}^2 \cdot \text{K}/\text{Вт}.$$

Действительный коэффициент теплопередачи обычно на 10—20% выше расчетного из-за наличия стыков между панелями и теплопроводных включений в виде ребер панелей.

Для определения возможности образования конденсата на поверхности стыка панелей с теплой стороны ограждения рассчитываем его сопротивление теплопередаче при условии размещения в стыке панелей минеральной пробки в четыре слоя

$$R' = \frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta'_{жб}}{\lambda_{жб}} + \frac{\delta'_{из}}{\lambda_{из}} + \frac{\delta_a}{\lambda_a} + \frac{1}{\alpha_v} = \frac{1}{23,3} + \frac{0,17}{1,5} + \frac{0,2}{0,076} +$$

$$+ \frac{0,008}{0,35} + \frac{1}{8,12} = 2,93 \text{ м}^2 \cdot \text{K}/\text{Вт}.$$

Температура поверхности шва с более теплой стороны t'_n должна быть не ниже точки росы. Это условие проверяется с помощью выражения

$$t'_{\text{ш}} = t_{\text{ш}} - \frac{R' + \eta(R - R')}{R'R} R_{\text{в}} (t_{\text{ш}} - t_{\text{в}}),$$

где η — коэффициент, принимаемый в зависимости от отношения размера a поперечного сечения включения, измеренного параллельно поверхности ограждения, к полной толщине δ ограждения.

a/δ	0,02	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5
η	0,04	0,10	0,17	0,32	0,50	0,62	0,71	0,77	0,89

Из рис. XI—2 находим, что $a = (75 + 80) \cdot 2 = 310$ мм, $\delta = 170 + 200 + 8 = 378$ мм. Отношение $a/\delta = 310/378 = 0,82$. Тогда $\eta \approx 0,71$.

Рассчитываем температуру поверхности шва с теплой стороны ограждения

$$t'_{\text{ш}} = 2 - \frac{2,93 + 0,71(4,18 - 2,93)}{4,18 \cdot 2,93} 0,123 [2 - (-20)] = 1,16^\circ\text{C}.$$

В условии примера задано, что $t_{\text{ш}} = 2^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{ш}} = 90\%$. По $I-d$ -диаграмме находим, что температура точки росы $t_{\text{р}} = 0,5^\circ\text{C}$, т. е. температура стыка с теплой стороны ограждения $t'_{\text{ш}} = 1,16^\circ\text{C}$ выше температуры точки росы. Следовательно, конденсат выпадать не будет. Если проверка для климатических условий данной местности покажет возможность образования конденсата, то этот недостаток панелей можно устранить изоляцией стыка более эффективным, чем основной, теплоизоляционным материалом (позиция 6 на рис. XI—2).

Пример XI—4. Определить толщину слоя теплоизоляции пола камеры интенсивного замораживания в одноэтажном холодильнике, если температура воздуха в камере $t_{\text{в}} = -35^\circ\text{C}$.

Принимаем теплоизоляционную конструкцию обогреваемого пола, приведенную на рис. XI—3. В качестве теплоизоляционного материала используем шлак доменный гранулированный [$\lambda_{\text{из}} = 0,19$ Вт/(м·К)].

По данным табл. XI—4 коэффициент теплопередачи пола при $t_{\text{в}} = -35^\circ\text{C}$ равен 0,17 Вт/(м²·К), а по табл. XI—5 коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{в}}$ от пола к воздуху камеры при интенсивном его движении равен 10,44 Вт/(м²·К). Коэффициенты теплопроводности материалов, входящих в конструкцию пола, принимаем по приложению 15.

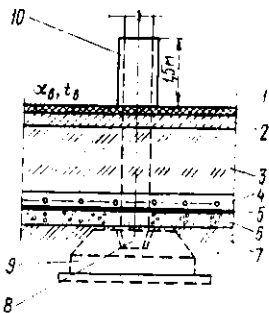


Рис. XI—3. Конструкция пола:

1 — чистый пол-асфальт — два слоя ($\delta_{\text{ас}} = 60$ мм); 2 — бетонная подготовка ($\delta_{\text{жб}} = 120$ мм); 3 — шлак доменный гранулированный; 4 — бетонная подготовка с электронагревателями ($\delta_{\text{б}} = 100$ мм); 5 — гидроизоляция; 6 — бетонная подготовка по уплотненному грунту с щебнем; 7 — уплотненный щебень грунт; 8 — колонна; 9 — фундамент под колонну; 10 — теплоизоляция колонны

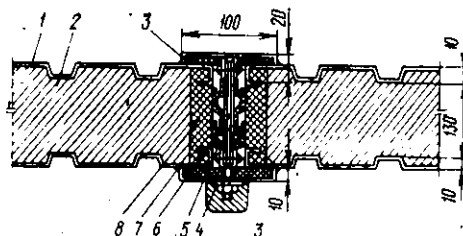


Рис. XI—4. Легкая ограждающая конструкция наружной стены из панелей типа «сэндвич»:

1 — профилированный лист из стали или алюминия ($\delta_{ал} = 3$ мм); 2 — теплоизоляция (пенополиуретан); 3 — гнутый профиль из стали или алюминия; 4 — полиэтиленовый колпак на эпоксидной смоле; 5 — уплотняющий профиль из эластичного пенополиуретана; 6 — бакелизированная фанера; 7 — герметизирующая мастика; 8 — участок теплоизоляции, пропитанный синтетическими смолами

При расчете толщины слоя теплоизоляции учитываем сопротивление только слоев, расположенных выше обогревающих устройств. Поэтому при расчете сопротивления теплопередаче бетонной подготовки с обогревающим устройством учитываем половину ее толщины.

По известным данным рассчитываем толщину слоя теплоизоляции

$$\delta_{жз} = \lambda_{жз} \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_{в}} + \frac{\delta_{ас}}{\lambda_{ас}} + \frac{\delta_{жб}}{\lambda_{жб}} + \frac{0,5\delta_6}{\lambda_6} \right) \right] = 0,19 \times$$

$$\times \left[\frac{1}{0,17} - \left(\frac{1}{10,44} + \frac{0,06}{0,8} + \frac{0,12}{1,5} + \frac{0,5 \cdot 0,1}{1,2} \right) \right] = 1,06 \text{ м};$$

Тепловой мостик в конструкции пола, образующийся вследствие наличия колонны, не учитываем, так как колонна имеет теплоизоляцию на высоту до 1,5 м.

Пример XI—5. Определить возможность конденсации влаги на внутренней поверхности наружной стены для условий холодного периода года в камере хранения охлажденных грузов с воздушной системой охлаждения. Холодильник расположен в Красноярске. Теплоизоляционная конструкция наружной стены выполнена из панелей типа «сэндвич» (рис. XI—4). В качестве теплоизоляционного материала применен пенополиуретан [$\lambda_{жз} = 0,035 \dots 0,04$ Вт/(м·К)], а наружная обшивка панелей выполнена из алюминиевых листов [$\lambda_{ал} = 210$ Вт/(м·К)]. Параметры воздуха в камере: температура $t_{в} = 0^{\circ}\text{C}$, относительная влажность $\varphi_{в} = 90\%$. Расчет выполнить применительно к сплошной части конструкции ограждения.

Чтобы не допустить конденсацию влаги на панели (со стороны камеры) в холодный период года, необходимо выполнить условие

$$k_d \leq k_p = 0,95 \alpha_{в} \frac{t_{в} - t_p}{(t_{в} - t_{в.р.х}) m},$$

где k_p — коэффициент теплопередачи, рассчитанный из условия невыпадения влаги на теплой поверхности ограждения, Вт/(м²·К); t_p — температура точки росы при заданных t_b и φ_b ; $t_{н.р.х}$ — расчетная температура наружного воздуха для холодного периода, °С; m — массивность ограждения (для холодильных камер $m=1$).

На основании данных табл. XI—5: при умеренной циркуляции воздуха $\alpha_b=9,28$ Вт/(м²·К); $\alpha_n=23,3$ Вт/(м²·К).

При температуре $t_b=0^\circ\text{C}$ и относительной влажности $\varphi_b=90\%$ температура $t_p=-1,3^\circ\text{C}$ (см. $I-d$ -диаграмму); расчетная температура наружного воздуха для Красноярска $t_{н.р.х}=-40^\circ\text{C}$. Тогда

$$k_p = 0,95 \cdot 9,28 \frac{0 - (-1,3)}{[0 - (-40)]^1} = 0,286 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)},$$

Действительный коэффициент теплопередачи

$$k_d = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + 2 \frac{\delta_{ал}}{\lambda_{ал}} + \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}} + \frac{1}{\alpha_b}} = \frac{1}{\frac{1}{23,3} + 2 \frac{0,003}{210} + \frac{0,14}{0,038} + \frac{1}{9,28}} = 0,26 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}^*.$$

Получаем, что $k_d < k_p$. Следовательно, условие невыпадения влаги на поверхности ограждения соблюдается.

Таким образом, в холодильной камере с наружной стеной, выполненной в виде панелей «сэндвич», имеющих $k_p=0,286$ Вт/(м²·К) и $k_d=0,26$ Вт/(м²·К), условия, при которых возможна конденсация водяных паров из воздуха на внутренней поверхности наружной стены, не возникают, если температура наружного воздуха $t_{н.р.х} \geq -40^\circ\text{C}$, а параметры внутреннего воздуха соответствуют заданным.

Пример XI—6. Из условия невыпадения влаги на теплой поверхности ограждения определить правильность выбора толщины теплоизоляции всасывающего трубопровода, проходящего через помещение, в котором параметры воздуха соответствуют температуре $t_n=10^\circ\text{C}$ и относительной влажности $\varphi_n=75\%$. Температура холодильного агента, проходящего по трубопроводу, $t_0=-45^\circ\text{C}$. Трубопровод диаметром $d_{тр}=108 \times 4$ мм изолирован скорлупами СК-5 из пенополистирола [$\lambda_{из}=0,035$ Вт/(м·К)]. Наружный диаметр теплоизоляции $D_{из}=260$ мм.

Минимальную толщину теплоизоляции холодильных трубопроводов, обеспечивающую предотвращение конденсации водяных паров из окружающего воздуха, определяют из уравнения

$$\frac{t_n - t_0}{t_n - t_p} \leq 1 + \frac{\alpha_n D_{из}}{2\lambda_{из}} \ln \frac{D_{из}}{d_{тр}},$$

где t_p — температура точки росы окружающего воздуха, °С; α_n — коэффициент теплоотдачи от окружающего воздуха к наружной поверхности трубопровода, Вт/(м²·К).

* Толщина панели в расчете принята по средним размерам.

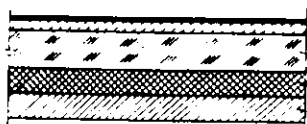


Рис. XI—5. Изоляция кровли холодильника:

1 — кровельный рулонный ковер (пять слоев гидроизола на горячей битумной мастике) ($\delta_{п1}=12$ мм); 2 — бетонная стяжка ($\delta_{б}=40$ мм); 3 — засыпная теплоизоляция из керамзитового гравия; 4 — плитная теплоизоляция из ПСБ-С толщиной 130 мм (два слоя по 50 мм и один слой 30 мм); 5 — железобетонная плита гладкая ($\delta_{жб}=220$ мм)

Принимаем $\alpha_n=7$ Вт/(м²·К). Из $I-d$ -диаграммы находим, что температура точки росы воздуха $t_p=5,4^\circ\text{C}$ (при $t_n=10^\circ\text{C}$ и $\varphi_n=75\%$).

Условие невыпадения влаги из воздуха на наружной поверхности трубопровода записываем в следующем виде:

$$\frac{10 - (-45)}{10 - 5,4} \leq 1 + \frac{7 \cdot 0,26}{2 \cdot 0,035} \ln \frac{0,26}{0,108};$$

$$11,95 < 28,84.$$

Результаты расчета показывают, что необходимое условие, при котором левая часть неравенства должна быть меньше правой, соблюдается. Таким образом, при заданных исходных параметрах конденсация водяных паров из воздуха на поверхности трубопровода не возникает.

Пример XI—7. Определить толщину теплоизоляции кровли холодильника над камерами хранения мороженных грузов, оборудованной батареейной системой охлаждения ($t_n=-20^\circ\text{C}$). Холодильник расположен в Астрахани. Схема кровли представлена на рис. XI—5.

Среднегодовая температура для Астрахани равна $9,4^\circ\text{C}$. По табл. XI—1 коэффициент теплопередачи покрытия при указанных исходных данных равен $0,2$ Вт/(м²·К).

Принимаем комбинированную теплоизоляцию кровли, которая состоит из плитной изоляции типа ПСБ-С толщиной 130 мм и засыпной изоляции, выполненной из керамзитового гравия.

По табл. XI—5 находим: $\alpha_n=23,3$ Вт/(м²·К); $\alpha_s=5,81$ Вт/(м²·К). По приложению 15 определяем коэффициент теплопроводности гидроизола $\lambda_{п1}$, бетонной стяжки $\lambda_{б}$, керамзитового гравия $\lambda_{из}$, тепловой плитной изоляции $\lambda_{псб-с}$ и железобетонной плиты $\lambda_{жб}$.

При известных данных рассчитываем толщину слоя засыпной изоляции

$$\delta_{из} = \lambda_{из} \left[\frac{P}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_{п1}}{\lambda_{п1}} + \frac{\delta_{б}}{\lambda_{б}} + \frac{\delta_{псб-с}}{\lambda_{псб-с}} + \frac{\delta_{жб}}{\lambda_{жб}} + \frac{1}{\alpha_s} \right) \right] =$$

$$= 0,2 \left[\frac{1}{0,2} - \left(\frac{1}{23,3} + \frac{0,012}{0,3} + \frac{0,04}{1,2} + \frac{0,13}{0,047} + \frac{0,22}{1,5} + \frac{1}{5,81} \right) \right] = 0,36 \text{ м.}$$

ГЛАВА XII. РАСЧЕТ ТЕПЛОПРИТОКОВ В ОХЛАЖДАЕМЫЕ ПОМЕЩЕНИЯ

Расчет теплопритоков выполняют для определения мощности холодильной установки, а также для определения тепловой нагрузки на компрессоры и камерное оборудование. Мощность холодильной установки должна быть до-

статочной для компенсации всех теплопритоков, поступающих в охлаждаемые помещения или возникающих в них, а также теплопритоков к рабочим веществам (холодильным агентам и хладоносителям) при их транспортировании по трубопроводам. Расчет выполняют отдельно по всем камерам и аппаратам. При этом определяют теплопритоки через ограждения Q_1 (стены, полы, перекрытия, покрытия), от продуктов при их холодильной обработке и хранении Q_2 , от наружного воздуха, поступающего в помещения при их вентиляции, Q_3 , эксплуатационные Q_4 , от плодов и овощей при их дыхании Q_5 . Общий теплоприток (в кВт)

$$\Sigma Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5. \quad (\text{XII—1})$$

Период, для которого определяют теплопритоки, называют расчетным. В качестве расчетного принимают наиболее напряженный период работы холодильной установки. Обычно за расчетный принимают период, в котором совпадает максимум двух теплопритоков Q_1 и Q_2 (период, соответствующий наиболее высокой температуре наружного воздуха и максимальному поступлению продуктов в холодильник).

Теплопритоки через наружные стены и покрытия холодильника определяют по формулам:

$$Q_{1\tau} = Q_{1\tau} + Q_{1c}, \quad (\text{XII—2})$$

где $Q_{1\tau}$, Q_{1c} — теплопритоки в охлаждаемое помещение соответственно вследствие разности температур и действия солнечной радиации, кВт;

$$Q_{1\tau} = k_d F (t_{\text{нр}} - t_n) 10^{-3}; \quad (\text{XII—3})$$

$$Q_{1c} = k_d F \Delta t_c \cdot 10^{-3}, \quad (\text{XII—4})$$

где k_d — действительный коэффициент теплопередачи наружного ограждения, Вт/(м²·К); F — площадь поверхности наружного ограждения, м²; $t_{\text{нр}}$ — расчетная температура наружного воздуха, принимаемая по справочным данным, °С; t_n — температура воздуха в охлаждаемом помещении, принимаемая по технологическим нормам в зависимости от назначения камер (аппаратов) и вида продуктов, °С; Δt_c — избыточная разность температур, вызванная действием солнечной радиации и принимаемая по нормативным материалам в зависимости от характера ограждения и ориентации его по странам света, °С.

При определении площади поверхности наружных ограждений необходимо принимать:

длину наружных стен неугловых помещений — между осями внутренних стен, а угловых помещений — от внешних поверхностей стен до осей внутренних стен;

высоту стен — от уровня пола данного этажа до поверхности пола выше расположенного этажа (для первого этажа, расположенного на грунте, и промежуточных этажей) или от уровня пола данного этажа до верха засыпки покрытия (в одноэтажном холодильнике, размещенном непосредственно на грунте, и в верхнем этаже многоэтажного холодильника), от поверхности потолка подвала до уровня пола выше расположенного потолка;

длину и ширину пола и потолка — между осями внутренних стен или от внутренней поверхности наружных стен до оси внутренних стен.

Теплопритоки $Q_{1\tau}$ и Q_{1c} через покрытие учитывают одинаково при определении тепловой нагрузки на компрессор и камерное оборудование.

Теплоприток Q_{1c} через наружные стены определяют следующим образом: при расчете тепловой нагрузки на компрессор определяют Q_{1c} для одной из стен холодильника. При этом выбирают стену с наиболее неблагоприятной ориентацией относительно солнечного излучения, для которой сумма произведений $\Sigma k F \Delta t_c$ является наибольшей. При расчете тепловой нагрузки на оборудование Q_{1c} определяют для стены каждой камеры, характеризующейся наибольшим произведением $F \Delta t_c$.

Теплопритоки через перегородки между камерами и перекрытия определяют по формуле

$$Q_{1T} = k_d F (t_{в.н} - t_{в}) 10^{-3}, \quad (\text{XII-5})$$

где $t_{в.н}$ — температура воздуха в смежной камере, °C; $t_{в}$ — температура воздуха в камере, °C.

При расчете площади поверхности внутренних перегородок за длину перегородок принимают расстояние от внутренней поверхности наружных стен до оси параллельных им внутренних стен или расстояние между осями внутренних стен.

При расчете тепловой нагрузки на камерное оборудование учитывают только положительные теплопритоки.

Теплопритоки из неохлаждаемых помещений (тамбуров, вестибюлей, коридоров) находят из уравнения

$$Q_{1T} = k_d F \Delta t_p \cdot 10^{-3}, \quad (\text{XII-6})$$

где Δt_p — расчетная разность температур, принимаемая в зависимости от расчетной разности температур для наружных стен ($t_{н.р} - t_{н}$) в размере 70%, если неохлаждаемое помещение имеет выход непосредственно наружу, 60% — если неохлаждаемое помещение не имеет непосредственного выхода наружу, 50% — при определении теплопритока через пол из неохлаждаемого подвала, °C.

Указанные теплопритоки учитывают одинаково при определении тепловой нагрузки на компрессор и камерное оборудование.

Теплопритоки через полы определяют по следующим зависимостям:

если пол низкотемпературного помещения расположен на грунте и не имеет обогревающих устройств,

$$Q_{1T} = F t_p \frac{1}{R_0} 10^{-3}; \quad (\text{XII-7})$$

если пол низкотемпературного помещения расположен на грунте и имеет обогревающие устройства,

$$Q_{1T} = k_{пол} F (t_{ср} - t_{в}) 10^{-3}; \quad (\text{XII-8})$$

если неизолированный пол не имеет обогревающих устройств и расположен на грунте при $m=1$;

$$Q_{1T} = m (t_{н.р} - t_{в}) \Sigma (k_{усл} F_a) 10^{-3}; \quad (\text{XII-9})$$

где R_0 — сумма термических сопротивлений замороженного грунта (от нулевой изотермы), пола, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; $k_{пол}$ — коэффициент теплопередачи пола, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $t_{ср}$ — средняя температура слоя с обогревающими устройствами, °C; m — коэффициент, учитывающий относительное возрастание термического сопротивления пола при наличии теплоизоляции; $k_{усл}$ — условный коэффициент теплопередачи соответствующей зоны пола двухметровой ширины площадью F_a , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; для зон, расположенных от наружных стен на расстоянии до 2 м, $k_{усл}$ принимают 0,47 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, от 2 до 4 м — 0,23, от 4 до 6 м — 0,12, а для остальной площади пола — 0,07 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Указанный теплоприток учитывают одинаково при определении тепловой нагрузки на компрессор и камерное оборудование.

При определении теплопритока от продуктов и тары Q_2 чаще всего принимают следующие зависимости:

$$Q_{пр} = \frac{G_{пр} (i_1 - i_2)}{24 \cdot 3600} \cdot \frac{\tau_c}{\tau_{раб}}; \quad (\text{XII-10})$$

$$Q_T = \frac{G_T c_T (t_{T1} - t_{T2})}{24 \cdot 3600} \cdot \frac{\tau_{ц}}{\tau_{раб}}; \quad (\text{XII-11})$$

$$Q_2 = Q_{пр} + Q_T; \quad (\text{XII-12})$$

где $G_{пр}$ — масса продукта, поступающего на холодильную обработку, кг в сутки; i_1, i_2 — начальная и конечная энтальпия продукта, кДж/кг; $\tau_{ц}$ — продолжительность цикла технологической обработки продукта; $\tau_{раб}$ — продолжительность рабочего периода, в течение которого потребляется холод; G_T — масса тары, кг в сутки; c_T — удельная теплоемкость материала тары, кДж/(кг·К); t_{T1}, t_{T2} — начальная и конечная температура тары, °С.

При расчете Q_2 для камер хранения суточное поступление продуктов принимают равным 8% емкости E камер, если E не превышает 200 т, и 6% — если E более 200 т.

Теплоприток Q_2 учитывают полностью при определении тепловой нагрузки на компрессор. При определении тепловой нагрузки на камерное оборудование, устанавливаемое в камерах холодильной обработки периодического действия, теплоприток Q_2 принимают с коэффициентом 1,3...1,5 в зависимости от назначения камеры и вида продуктов.

В зависимости от назначения вентиляции теплоприток Q_3 определяют с помощью следующих зависимостей:

при создании необходимых санитарных условий для работающих людей

$$Q_3 = \frac{20 n p_n (I_{пр} - I_n)}{3600}; \quad (\text{XII-13})$$

при создании необходимых технологических условий для продуктов

$$Q_3 = \frac{V_{стр} a p_n (I_{пр} - I_n)}{24 \cdot 3600}, \quad (\text{XII-14})$$

где 20 — количество наружного воздуха, подаваемого в охлаждаемое помещение на одного работающего, м³/ч; n — количество одновременно работающих людей; p_n — плотность воздуха в помещении, кг/м³; $V_{стр}$ — строительный объем камеры, м³; a — кратность вентиляции, 1/сут ($a=1...6$ объемов в сутки); $I_{пр}, I_n$ — энтальпия наружного и внутреннего воздуха, кДж/кг.

Теплоприток Q_3 учитывают одинаково при определении тепловой нагрузки на компрессор и камерное оборудование.

Теплоприток Q_4 при эксплуатации камер определяют по формуле

$$Q_4 = Q_4^I + Q_4^{II} + Q_4^{III} + Q_4^{IV}; \quad (\text{XII-15})$$

где $Q_4^I, Q_4^{II}, Q_4^{III}, Q_4^{IV}$ — теплопритоки соответственно от системы освещения, электродвигателей, людей и при открывании дверей, кВт;

$$Q_4^I = q_4^I F_{стр} \cdot 10^{-3}; \quad (\text{XII-16})$$

при расположении электродвигателей в охлаждаемом помещении

$$Q_4^{II} = \eta_{одв} \Sigma N_{эл}; \quad (\text{XII-17})$$

при расположении электродвигателей вне охлаждаемого помещения:

$$Q_4^{II} = \eta_{одв} \Sigma N_{эл} \eta_{эл}; \quad (\text{XII-18})$$

$$Q_4^{III} = 350n \cdot 10^{-3}; \quad (XII-19)$$

$$Q_4^{IV} = q_4^{IV} F_{стр} \cdot 10^{-3}, \quad (XII-20)$$

q_4^I — удельный теплоприток от системы освещения, Вт/м²; $F_{стр}$ — строительная площадь камеры, м²; $\eta_{одн}$ — коэффициент одновременности работы электродвигателей; $N_{эд}$ — мощность электродвигателей, кВт; $\eta_{эл}$ — КПД электродвигателей; q_4^{IV} — удельный теплоприток, возникающий при открывании дверей, Вт/м²; 350 — тепловыделение одним человеком, Вт.

Теплоприток Q_4 учитывают полностью, если определяют тепловую нагрузку на камерное оборудование. При определении тепловой нагрузки на компрессор теплоприток Q_4 принимают с коэффициентом 0,5—0,75.

Теплоприток Q_5 от дыхания плодов и овощей определяют с учетом удельной теплоты дыхания и массы плодов и овощей:

$$Q_5 = [q_5^I G_{пр} + q_5^{II} (E - G_{пр})] 10^{-3}, \quad (XII-21)$$

где q_5^I — удельная теплота дыхания плодов и овощей при их охлаждении, Вт/т; $G_{пр}$ — масса плодов и овощей, поступающих на охлаждение, т в сутки; q_5^{II} — удельная теплота дыхания плодов и овощей при их хранении, Вт/т;

$$q_5^I = q_0 e^{bt_{в.ср}}; \quad (XII-22)$$

$$q_5^{II} = q_0 e^{bt_{в}}, \quad (XII-23)$$

q_0 — удельная теплота дыхания при 0°C, Вт/т; b — температурный коэффициент скорости дыхания, 1/°C; $t_{в.ср}$ — средняя температура охлаждаемых продуктов, °C; $t_{в}$ — температура внутреннего воздуха, °C.

Теплоприток Q_5 учитывают полностью при расчете тепловой нагрузки на компрессор и камерное оборудование.

По каждой камере или группе камер, работающих с одинаковым температурным режимом, определяют общий теплоприток ΣQ (в кВт). Учитывая вышеназванные замечания по расчету Q_2 и Q_4 , получают два значения $\Sigma Q (\Sigma Q' \text{ и } \Sigma Q'')$, которые представляют собой тепловую нагрузку соответственно:

на компрессоры

$$\Sigma Q' = Q_0 = Q_{0_1} + Q_{0_2} + Q_{0_3} + \dots \quad (XII-24)$$

и камерное оборудование

$$\Sigma Q'' = Q_{0_6} = Q_{0_6_1} + Q_{0_6_2} + Q_{0_6_3} + \dots \quad (XII-25)$$

По значениям Q_0 подбирают оборудование машинного отделения, а по значениям Q_{0_6} — камерное оборудование.

Пример XII—1. Определить теплопритоки в камеры холодильника, предназначенного для длительного хранения яблок в регулируемой газовой среде, а также тепловую нагрузку на компрессоры и камерное оборудование, если емкость холодильника $E_{хол} = 1110$ т. Холодильник расположен в районе Краснодара. Температура среды в камерах $t_{в} = 0^\circ\text{C}$, относительная влажность $\varphi_{в} = 90\%$; расчетная температура наружного воздуха $t_{нр} = +34^\circ\text{C}$; действительные коэффициенты теплопередачи наруж-

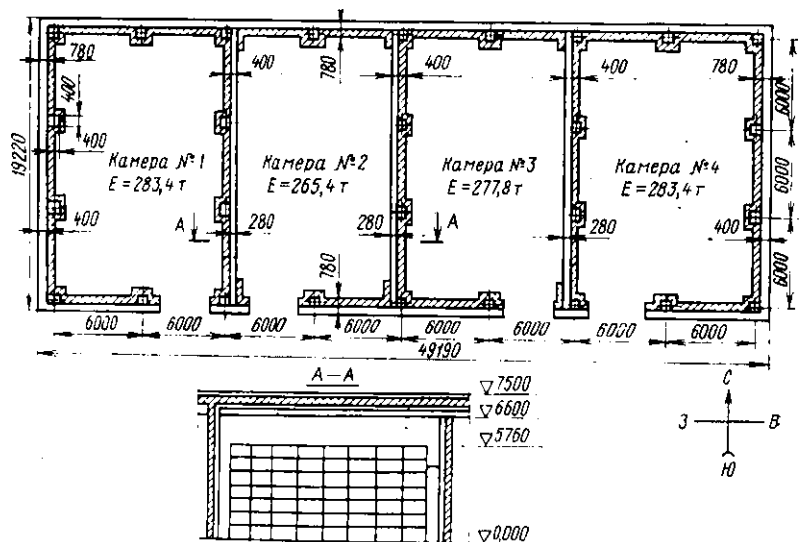


Рис. XII—1. Схема холодильника к расчету теплопритоков Q_1 через стены, перегородки и покрытия

ных ограждений соответствуют данным табл. XII—1, а размеры ограждений и емкости камер — данным, приведенным на рис. XII—1 и рис. XII—2; ориентация ограждений холодильника по странам света соответствует рис. XII—1. Стены холодильника побелены известью, плоская кровля покрыта темным рубероидом. Суточное поступление продуктов составляет 10% емкости холодильника. Температура поступающего продукта равна 25°C .

Для каждой камеры холодильника выполняем расчет теплопритоков:

- для режима охлаждения;
- для режима хранения;

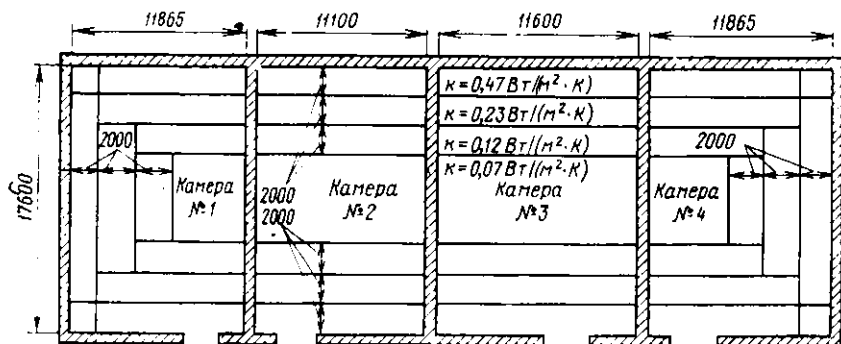


Рис. XII—2. Схема холодильника к расчету теплопритоков Q_1 через полы

Номер камеры	Ограждение	Температура воздуха в помещении, °С	Температура за ограждением, °С	Коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К)	Размеры ограждения		
					длина, м	ширина или высота, м	площадь поверхности, м²
1	Стена северная	0	34	0,219	12,845	7,5	96,34
	Стена западная	0	34	0,219	19,22	7,5	144,15
	Стена южная	0	34	0,219	12,845	7,5	96,34
	Перегородка в камеру № 2	0	0	0,58	17,66	7,5	132,45
	Пол	0	34	$\Sigma(k_{усл}F) = 59,87 \text{ Вт/К}$			
	Покрытие	0	34	0,23	17,66	12,065	213,07
	Итого	—	—	—	—	—	—
2	Перегородка в камеры № 1 и № 3	0	0	0,58	17,66	7,5	132,45
	Стена северная	0	34	0,219	11,5	7,5	86,25
	Стена южная	0	34	0,219	11,5	7,5	86,25
	Пол	0	34	$\Sigma(k_{усл}F) = 40,8 \text{ Вт/К}$			
	Покрытие	0	34	0,23	17,66	11,5	203,09
	Итого	—	—	—	—	—	—
	Итого	—	—	—	—	—	—
3	Перегородка в камеры № 2 и № 4	0	0	0,58	17,66	7,5	132,45
	Стена северная	0	34	0,219	12,0	7,5	90,0
	Стена южная	0	34	0,219	12,0	7,5	90,0
	Пол	0	34	$\Sigma(k_{усл}F) = 42,63 \text{ Вт/К}$			
	Потолок	0	34	0,23	17,66	12,0	211,92
	Итого	—	—	—	—	—	—
	Итого	—	—	—	—	—	—
4	Перегородка в камеру № 3	0	0	0,58	17,66	7,5	132,45
	Стена северная	0	34	0,219	12,845	7,5	96,34
	Стена восточная	0	34	0,219	19,22	7,5	144,15
	Стена южная	0	34	0,219	12,845	7,5	96,34
	Пол	0	34	$\Sigma(k_{усл}F) = 59,87 \text{ Вт/К}$			
	Потолок	0	34	0,23	17,66	12,065	213,07
	Итого	—	—	—	—	—	—

* При централизованном и децентрализованном способах охлаждения.

** При централизованном способе охлаждения.

*** При децентрализованном способе охлаждения.

Таблица XII—1

Избыточная разность температур $\Delta t_c, ^\circ\text{C}$	Теплоприток $Q_{1т}, \text{кВт}$		Теплоприток $Q_{1с}, \text{кВт}$			Теплоприток $Q_i, \text{кВт}$		
	тепловая нагрузка на компрес-сор*	тепловая нагрузка на камерное оборудование	тепловая нагрузка на компрес-сор*	тепловая нагрузка на компрес-сор*	тепловая нагрузка на оборудование	тепловая нагрузка на компрес-сор*	тепловая нагрузка на компрес-сор*	тепловая нагрузка на камерное оборудование
0	0,717	0,717	0	0	0	0,717	0,717	0,717
7,2	1,073	1,073	—	0,227	0,227	1,073	1,3	1,3
4,9	0,717	0,717	0,103	—	—	0,82	0,717	0,717
—	0	0	0	0	0	0	0	0
—	2,036	2,036	—	—	—	2,036	2,036	2,036
17,7	1,666	1,666	0,867	0,867	0,867	2,53	2,53	2,53
—	—	—	—	—	—	7,18	7,3	7,3
—	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0,642	0,642	0	0	0	0,642	0,642	0,642
4,9	0,642	0,642	0,092	0,092	0,092	0,734	0,734	0,734
—	1,387	1,387	—	—	—	1,387	1,387	1,387
17,7	1,588	1,588	0,826	0,826	0,826	2,414	2,414	2,414
—	—	—	—	—	—	5,178	5,178	5,178
—	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0,67	0,67	0	0	0	0,67	0,67	0,67
4,9	0,67	0,67	0,097	0,097	0,097	0,766	0,766	0,766
—	1,45	1,45	—	—	—	1,45	1,45	1,45
17,7	1,657	1,657	0,862	0,862	0,862	2,52	2,52	2,52
—	—	—	—	—	—	5,406	5,406	5,406
—	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0,717	0,717	0	0	0	0,717	0,717	0,717
6,0	1,073	1,073	—	0,189	0,189	1,073	1,263	1,263
4,9	0,717	0,717	0,103	—	—	0,82	0,717	0,717
—	2,036	2,036	—	—	—	2,036	2,036	2,036
17,7	1,666	1,666	0,867	0,867	0,867	2,533	2,533	2,533
—	—	—	—	—	—	7,18	7,266	7,266

для способа охлаждения камер от центрального машинного отделения;

для способа децентрализованного охлаждения камер.

По формулам (XII—3), (XII—4), (XII—5) и (XII—9) определяем теплопритоки $Q_{1т}$ и $Q_{1с}$ в камеру № 1:

стена северная:

$$Q_{1т} = 0,219 \cdot 12,845 \cdot 7,5 (34 - 0) 10^{-3} = 0,717 \text{ кВт};$$

$$Q_{1с} = 0;$$

стена западная:

$$Q_{1т} = 0,219 \cdot 19,22 \cdot 7,5 (34 - 0) 10^{-3} = 1,073 \text{ кВт};$$

$$Q_{1с} = 0,219 \cdot 19,22 \cdot 7,5 \cdot 7,2 \cdot 10^{-3} = 0,227 \text{ кВт};$$

стена южная:

$$Q_{1т} = 0,219 \cdot 12,845 \cdot 7,5 (34 - 0) 10^{-3} = 0,717 \text{ кВт};$$

$$Q_{1с} = 0,219 \cdot 12,845 \cdot 7,5 \cdot 4,9 \cdot 10^{-3} = 0,103 \text{ кВт};$$

перегородка в камеру № 2

$$Q_{1т} = 0,58 \cdot 17,66 \cdot 7,5 (0 - 0) 10^{-3} = 0;$$

покрытие:

$$Q_{1т} = 0,23 \cdot 17,66 \cdot 12,065 (34 - 0) 10^{-3} = 1,666 \text{ кВт};$$

$$Q_{1с} = 0,23 \cdot 17,66 \cdot 12,065 \cdot 17,7 \cdot 10^{-3} = 0,867 \text{ кВт};$$

пол

$$Q_{1т} = (34 - 0) \cdot 1 [(2 \cdot 11,865 + 2 \cdot 11,865 + 2 \cdot 17,66) 0,47 + \\ + (2 \cdot 9,865 + 2 \cdot 9,865 + 2 \cdot 9,66) 0,23 + (2 \cdot 7,865 + 2 \cdot 7,865 + 2 \cdot 5,66) \times \\ \times 0,12] + (5,865 + 5,66) 0,07] 10^{-3} = 2,036 \text{ кВт}.$$

В табл. XII—1 приведены результаты расчета $Q_{1т}$ и $Q_{1с}$ через ограждения всех камер. Однако не все теплопритоки учтены одинаково при определении тепловой нагрузки на компрессор и камерное оборудование. Так, при расчете тепловой нагрузки на компрессор учтен теплоприток $Q_{1с}$ только через южную стену (как наибольший), на камерное оборудование — теплоприток $Q_{1с}$ через ту стену, через которую для данной камеры он является наибольшим.

При определении теплопритока Q_2 предварительно рассчитываем массу продукта

$$G_{пр} = 0,1 E_{хол} = 0,1 \cdot 1110 = 111 \text{ т в сутки},$$

а затем массу тары

$$G_{т} = 0,2 G_{пр} = 0,2 \cdot 111 = 22,2 \text{ т/сут.}$$

Теплоприток Q_2 для всех камер холодильника при работе их в режиме охлаждения рассчитываем с учетом формул (XII—10), (XII—11), (XII—12), а также энтальпий продукта (приложение 10), продолжительности работы в режиме охлаждения $\tau_{\text{раб}} = 20$ ч и удельной теплоемкости тары $c_T = 2,5$ кДж/(кг·К);

$$\Sigma Q_{\text{пр}} = G_{\text{пр}} \frac{(i_1 - i_2) 10^3}{24 \cdot 3600} \frac{\tau_{\text{ц}}}{\tau_{\text{раб}}} = 111 \cdot 10^3 \frac{(366,2 - 271,9)}{24 \cdot 3600} \frac{24}{20} = 144,07 \text{ кВт};$$

$$\Sigma Q_T = G_T \frac{c_T (t_1 - t_2) 10^3}{3600 \cdot 24} \frac{\tau_{\text{ц}}}{\tau_{\text{раб}}} = 22,2 \cdot 10^3 \frac{2,5(25 - 0)}{24 \cdot 3600} \frac{24}{20} = 19,27 \text{ кВт};$$

$$\Sigma Q_2 = 144,07 + 19,27 = 163,34 \text{ кВт}.$$

Тепловую нагрузку на компрессор и камерное оборудование для каждой камеры определяем с учетом ее емкости:
для камеры № 1 (№ 4)

$$Q_2 = \frac{E_{\text{кам1}}}{E_{\text{хол}}} \Sigma Q_2 = \frac{283,4}{1110} 163,34 = 41,7 \text{ кВт};$$

для камеры № 2

$$Q_2 = \frac{E_{\text{кам2}}}{E_{\text{хол}}} \Sigma Q_2 = \frac{265,4}{1110} 163,34 = 39,05 \text{ кВт};$$

для камеры № 3

$$Q_2 = \frac{E_{\text{кам3}}}{E_{\text{хол}}} \Sigma Q_2 = \frac{277,8}{1110} 163,34 = 40,88 \text{ кВт}.$$

В режиме хранения теплоприток $\Sigma Q_2 = 0$.

Теплоприток Q_3 сначала определяем для режима охлаждения фруктов в обычной воздушной среде (до включения станции газовых сред). Выполняем расчет для камеры № 1

$$Q_3 = \frac{1353 \cdot 2 \cdot 1,293(73,5 - 8,5)}{24 \cdot 3600} = 2,63 \text{ кВт},$$

а затем рассчитываем Q_3 для остальных камер и результаты расчета сводим в табл. XII—2.

Для режима хранения фруктов в регулируемой газовой среде теплоприток ΣQ_3 для всех камер равен нулю, так как при работе в таком режиме камеры не вентилируются.

Теплоприток $\Sigma Q'_3$ от газа, поступающего от газогенераторов при хранении фруктов в регулируемой газовой среде, для всех камер определяем по уравнению

$$\Sigma Q'_3 = \frac{V_{\text{пр}} c_{\text{г}} (t_{\text{г}} - t_{\text{а}})}{3600},$$

* Емкость камер № 1, 2, 3, 4 приведена в таблице примера X—1.

Таблица XII—2

Номер камер	Назначение камер	Объем камер, м³	Параметры наружного воздуха			Параметры воздуха в камере				Кратность вентиляции, объемы в сутки	Теплоприток Q_3 , кВт	
			$t_{вн}, ^\circ\text{C}$	$\varphi_{вн}, \%$	$i_{вн}, \text{кДж/кг}$	$t_{в}, ^\circ\text{C}$	$\varphi_{в}, \%$	$\rho_{в}, \text{кг/м}^3$	$i_{в}, \text{кДж/кг}$		тепловая нагрузка на компрессор	тепловая нагрузка на камерное оборудование
1	Хранение фруктов	1353,0	34	46	73,5	0	90	1,293	8,5	2	2,63	2,63
2	То же	1267,2	34	46	73,5	0	90	1,293	8,5	2	2,465	2,465
3	»	1326,6	34	46	73,5	0	90	1,293	8,5	2	2,58	2,58
4	»	1353,0	34	46	73,5	0	90	1,293	8,5	2	2,63	2,63

где V_r — производительность газогенераторов, м³/ч; ρ_r — плотность газа, кг/м³; c_r — удельная теплоемкость газа, кДж/(кг·К); t_r — температура поступающего в камеру газа, °C.

При расчете $\Sigma Q'_3$ учитываем, что на каждые две камеры работает газогенератор типа ГНС-2А производительностью $V_r = 20 \dots 100$ м³/ч и предполагаем, что загрузка камер осуществляется в осенний период. Температуру газа t_r принимаем равной 25°C (примерно равной температуре воды, поступающей на газогенератор от градирен). При известных данных находим, что для всех камер холодильника

$$\Sigma Q'_3 = \frac{2 \cdot 100 \cdot 1,293 \cdot 1(25-0)}{3600} = 1,8 \text{ кВт.}$$

Тепловую нагрузку на компрессор и камерное оборудование от теплопритока $\Sigma Q'_3$ определяем пропорционально емкости камер:

для камеры № 1 (№ 4)

$$Q'_3 = \frac{283,4}{1110} 1,8 = 0,459 \text{ кВт;}$$

для камеры № 2

$$Q'_3 = \frac{265,4}{1110} 1,8 = 0,429 \text{ кВт;}$$

для камеры № 3

$$Q'_3 = \frac{277,8}{1110} 1,8 = 0,45 \text{ кВт.}$$

Расчет теплопритока Q_4 выполняем с учетом формул (XII—15), (XII—16), (XII—17), (XII—19) и (XII—20).

Камера № 1:
в режиме охлаждения:

$$Q_4^I = 1,1 \cdot 205 \cdot 10^{-3} = 0,225 \text{ кВт};$$

$$Q_4^{II} = 3,6 + 1,1 \cdot 4 = 8,0 \text{ кВт};$$

$$Q_4^{III} = 350 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 0,7 \text{ кВт};$$

$$Q_4^{IV} = 25 \cdot 205 \cdot 10^{-3} = 5,125 \text{ кВт};$$

$$Q_4 = 0,225 + 8,0 + 0,7 + 5,125 = 14,05 \text{ кВт};$$

в режиме хранения:

$$Q_4^I = 1,1 \cdot 205 \cdot 10^{-3} = 0,225 \text{ кВт};$$

$$Q_4^{II} = 2,2 \text{ кВт};$$

$$Q_4^{III} = 0; \quad Q_4^{IV} = 0; \quad Q_4 = 0,225 + 2,2 = 2,425 \text{ кВт}.$$

При расчете Q_4 учтены следующие данные:
 $q_4^I = 1,1 \text{ Вт/м}^2$ (как для складских помещений); при определении мощности электродвигателей, работающих в одной камере, принято, что в период загрузки работают электропогрузчик, мощность двигателя которого равна 3,6 кВт, а также воздухоохладители (в режиме охлаждения — четыре воздухоохладителя общей мощностью двигателей вентиляторов $1,1 \cdot 4 = 4,4 \text{ кВт}$, в режиме хранения — два воздухоохладителя общей мощностью двигателей вентиляторов $1,1 \cdot 2 = 2,2 \text{ кВт}$); количество одновременно работающих людей в период загрузки (режим охлаждения) равно двум для каждой камеры (в том числе один рабочий — водитель электропогрузчика), а в режиме хранения в камерах нет людей, т. е. $Q_4^{III} = 0$; значение q_4^{IV} в режиме охлаждения соответствует удельному теплопритоку для камер с площадью $F_{стр} > 200 \text{ м}^2$ при высоте $h_{стр} = 7 \text{ м}$ ($q_4^{IV} = 25 \text{ Вт/м}^2$), в режиме хранения этот теплоприток отсутствует в связи с тем, что камеры закрываются и герметизируются.

Затем рассчитываем Q_4 для остальных камер и результаты расчета сводим в табл. XII—3.

Тепловую нагрузку на компрессор от теплопритока Q_4 при централизованном охлаждении принимаем в размере 0,5...0,75 расчетного значения Q_4 , а на камерное оборудование — Q_4 учитываем полностью.

При децентрализованном охлаждении тепловую нагрузку на компрессор и камерное оборудование рассчитываем одинаково, при этом Q_4 учитываем полностью.

Номер камеры	Назначение камеры	Площадь камеры (строительная) $F_{стр}, м^2$	Мощность электродви- гателей, кВт	Количе- ство людей	Удельный теплоприток q_4		
					q_4^I , Вт/м ²	q_4^{III} , Вт	q_4^{IV} , Вт/м ²

Режим охлаж

1	Хранение фруктов	205	8	2	1,1	350	25
2	То же	192	8	2	1,1	350	25
3	»	201	8	2	1,1	350	25
4	»	205	8	2	1,1	350	25

Режим хранения

1	Хранение фруктов	205	2,2	—	1,1	—	—
2	То же	192	2,2	—	1,1	—	—
3	»	201	2,2	—	1,1	—	—
4	»	205	2,2	—	1,1	—	—

Номер камер	Назначение камеры	Температура в камере $t_{в}, ^\circ C$	Охлаждение помещения (непосред- ственное, хладоносите- лем)	Температура кипения $t_{к}, ^\circ C$	Тепло					
					Q_1			Q_2		
					тепловая нагрузка			тепловая нагрузка		
					на компрессор при центризо- ванном способе охлаждения	на компрессор при децентрализо- ванном способе охлаждения	на камерное оборудование	на компрессор при центризо- ванном и децент- рализованном спо- собах охлаждения	на камерное оборудование	

Режим охлаждения в

1	Хранение фруктов	0	Непосред- ственное	—8	7,18	7,3	7,3	41,7	41,7	
2	То же	0	»	—8	5,178	5,178	5,178	39,05	39,05	
3	»	0	»	—8	5,406	5,406	5,406	40,88	40,88	
4	»	0	»	—8	7,18	7,266	7,266	41,7	41,7	

Режим хран

1	Хранение фруктов	0	Непосред- ственное	—3	7,18	7,3	7,3	—	—	
2	То же	0	»	—3	5,178	5,178	5,178	—	—	
3	»	0	»	—3	5,406	5,406	5,406	—	—	
4	»	0	»	—3	7,18	7,266	7,266	—	—	

Таблица XII—3

Теплоприток Q_4 , кВт				Тепловая нагрузка (от теплопритока Q_4)		
Q_4^I	Q_4^{II}	Q_4^{III}	Q_4^{IV}	на компрессор (при централизованном способе охлаждения)	на компрессор (при децентрализованном способе охлаждения)	на камерное оборудование

денция фруктов

0,225	8,0	0,7	5,125	10,54	14,05	14,05
0,211	8,0	0,7	4,8	10,285	13,71	13,71
0,221	8,0	0,7	5,025	10,46	13,95	13,95
0,225	8,0	0,7	5,125	10,54	14,05	14,05

фруктов в РГС

0,225	2,2	—	—	1,82	2,425	2,425
0,211	2,2	—	—	1,810	2,41	2,41
0,221	2,2	—	—	1,815	2,42	2,42
0,225	2,2	—	—	1,82	2,425	2,425

Таблица XII—4

притоки					Общая тепловая нагрузка				
Q_2 и Q_3'		Q_4			Q_5		на компрессор при централизованном способе охлаждения	на компрессор при децентрализованном способе охлаждения	на камерное оборудование
тепловая нагрузка		тепловая нагрузка			тепловая нагрузка				
на компрессор при централизованном и децентрализованном способах охлаждения	на камерное оборудование	на компрессор при централизованном способе охлаждения	на компрессор при децентрализованном способе охлаждения	на камерное оборудование	на компрессор	на оборудование			

воздушной среде

2,63	2,63	10,54	14,05	14,05	3,71	3,71	65,76	69,4	69,4
2,63	2,63	10,285	13,71	13,71	3,48	3,48	60,62	64,05	64,05
2,63	2,63	10,46	13,95	13,95	3,64	3,64	63,016	66,5	66,5
2,63	2,63	10,54	14,05	14,05	3,71	3,71	65,76	69,36	69,36

255,16

ения в РГС

0,459	0,459	1,82	2,425	2,425	1,417	1,417	10,88	11,6	11,6
0,429	0,429	1,81	2,41	2,41	1,326	1,326	8,75	9,35	9,35
0,449	0,449	1,815	2,421	2,421	1,39	1,39	9,06	9,67	9,67
0,459	0,459	1,82	2,425	2,425	1,417	1,417	10,88	11,57	11,57

39,57

В режиме охлаждения теплоприток ΣQ_5 для всех камер рассчитываем по формуле (XII—21):

$$\Sigma Q_5 = [41 \cdot 111 + 10 (1110 - 111)] 10^{-3} = 14,54 \text{ кВт.}$$

Удельная теплота q'_5 и q''_5 определена с помощью уравнений (XII—22) и (XII—23) и данных, приведенных в приложении 11 (для яблок поздних сортов). При этом удельная теплота q'_5 найдена при средней температуре продукта

$$t_{\text{пр ср}} = \frac{25+0}{2} = 12,5^\circ \text{C.}$$

Удельная теплота q_5'' определена при температуре воздуха $t_a = 0^\circ \text{C.}$

Тепловую нагрузку на компрессоры (при любом способе охлаждения) и камерное оборудование от теплопритока ΣQ_5 определяем в соответствии с емкостью камер:

для камеры № 1 (№ 4)

$$Q_5 = \frac{283,4}{1110} 14,54 = 3,71 \text{ кВт;}$$

для камеры № 2

$$Q_5 = \frac{265,4}{1110} 14,54 = 3,48 \text{ кВт;}$$

для камеры № 3

$$Q_5 = \frac{277,4}{1110} 14,54 = 3,64 \text{ кВт.}$$

В режиме хранения теплоприток ΣQ_5 для всех камер принимаем

$$\Sigma Q_{5 \text{ прс}} = 0,5 q_5'' E_{\text{хол}} \cdot 10^{-3} = 0,5 \cdot 10 \cdot 1110 \cdot 10^{-3} = 5,55 \text{ кВт.}$$

Тепловую нагрузку на компрессор и камерное оборудование от теплопритока $\Sigma Q_{5 \text{ прс}}$ определяем так же, как и в предыдущем расчете:

для камеры № 1 (№ 4)

$$Q_{5 \text{ прс}} = 1,417 \text{ кВт;}$$

для камеры № 2

$$Q_{5 \text{ прс}} = 1,326 \text{ кВт;}$$

для камеры № 3

$$Q_{5 \text{ прс}} = 1,39 \text{ кВт.}$$

Затем по уравнению (XII—1) рассчитываем общий теплоприток ΣQ . Результаты расчетов сводим в табл. XII—4.

ГЛАВА XIII. РАСЧЕТ И ПОДБОР КАМЕРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

При расчете камерного оборудования определяют площадь теплопередающей поверхности приборов охлаждения (охлаждающих батарей, воздухоохлаждателей). При этом коэффициенты теплопередачи рассчитывают или находят по справочным данным. Для камер с воздушной системой охлаждения дополнительно рассчитывают систему воздухораспределения. Подбор приборов охлаждения, вентиляторов и другого оборудования осуществляют по каталогам и данным, приведенным в приложениях. Кроме того, выполняют расчет вместимости приборов охлаждения и их металлоемкости.

Пример XIII—1. Определить необходимую площадь теплопередающей поверхности и общую длину труб охлаждающих батарей, а также вместимость и металлоемкость батарей, если известно, что батареи установлены в камере хранения неупакованных мороженных грузов (рис. XIII—1), выполнены из гладкостенных труб диаметром $D_n=57 \times 3,5$ мм и расположены следующим образом: пристенные однорядные имеют по высоте 15 труб с шагом $S=180$ мм, потолочные двухрядные — по 10 труб в ряду. Способ подачи холодного агента (аммиака) насосный с нижней подачей. Параметры воздуха в камере: $t_v=-20^\circ\text{C}$; $\phi_v=95\%$. Тепловая нагрузка $Q_{об}=26$ кВт.

Площадь теплопередающей поверхности $F_{пр}$ (в м^2) пристенных батарей определяем по формуле

$$F_{пр} = L_{пр} f,$$

где $L_{пр}$ — общая длина пристенных батарей, м; f — площадь наружной поверхности 1 м трубы, $\text{м}^2/\text{м}$ (для гладкостенных труб $f=3,14 D_n$; при $D_n=0,057$ м $f=3,14 \cdot 0,057=0,179$ $\text{м}^2/\text{м}$).

Общую длину труб пристенных батарей находим с учетом количества и длины батарей, а также рядов труб в батарее (без соединительных калачей):

$$L_{пр} = \Sigma n_1 n_2 n_3 l,$$

где n_1 , n_2 — количество соответственно батарей и рядов труб в батарее; n_3 — количество труб по высоте батарей; l — длина батарей, м.

Из конструктивных соображений принимаем пристенные змеевиковые батареи по 15 труб по высоте: семь батарей длиной 4,5 м и две — 5,0 м.

Следовательно,

$$L_{пр} = 7 \cdot 1 \cdot 15 \cdot 4,5 + 2 \cdot 1 \cdot 15 \cdot 5 = 622,5 \text{ м};$$

$$F_{пр} = 622,5 \cdot 0,179 = 111,4 \text{ м}^2.$$

Площадь теплопередающей поверхности $F_{пот}$ (в м^2) потолочных батарей находим с учетом тепловой нагрузки

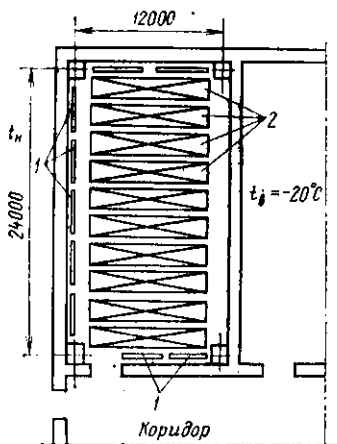


Рис. XIII—1. Схема холодильной камеры с размещением охлаждающих батарей:

1 — пристенные охлаждающие батареи; 2 — потолочные охлаждающие батареи

$$F_{\text{пот}} = \frac{Q_{\text{об, пот}} \cdot 10^3}{k_{\text{пот}} \Delta t}, \quad (\text{XIII-1})$$

где $Q_{\text{об, пот}}$ — тепловая нагрузка на потолочные батареи, кВт; $k_{\text{пот}}$ — коэффициент теплопередачи потолочных батарей, Вт/(м²·К); Δt — разность между температурами воздуха и холодильного агента, °С; $\Delta t = t_{\text{в}} - t_0 = 8^\circ\text{C}$.

Тепловую нагрузку находим из разности

$$Q_{\text{об, пот}} = Q_{\text{об}} - Q_{\text{об, пр}}, \quad (\text{XIII-2})$$

где $Q_{\text{об, пр}}$ — тепловая нагрузка на пристенные батареи, кВт;

$$Q_{\text{об, пр}} = k_{\text{пр}} F_{\text{пр}} \Delta t \cdot 10^{-3}, \quad (\text{XIII-3})$$

где $k_{\text{пр}}$ — коэффициент теплопередачи пристенных батарей, Вт/(м²·К).

Таким образом, при определении площади $F_{\text{пот}}$ неизвестными являются коэффициенты теплопередачи $k_{\text{пр}}$ и $k_{\text{пот}}$, значения которых рассчитываем по следующей формуле:

$$k = (\alpha_r + \alpha_k \xi) \epsilon_r \chi,$$

где α_r, α_k — коэффициенты теплоотдачи радиацией и конвекцией, Вт/(м²·К); ξ — коэффициент влаговываждения; ϵ_r — коэффициент, учитывающий термическое сопротивление теплопередаче загрязнений на внутренней поверхности труб (масло и др.) и на наружной (снеговая шуба) ($\epsilon_r = 0,8 \dots 0,9$); χ — коэффициент, учитывающий количество и способ размещения охлаждающих труб по высоте.

Коэффициент теплоотдачи α_r радиацией определяем по формуле

$$\alpha_r = C_0 \epsilon_n \psi \frac{\left(\frac{T_{\text{н}}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100}\right)^4}{t_{\text{н}} - t_{\text{ст}}},$$

где C_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м²·К⁴) [$C_0 = 5,76$ Вт/(м²·К⁴)]; ϵ_n — приведенная степень черноты системы; ψ — коэффициент облученности.

Для приближенных расчетов ϵ_n можно использовать упрощенную зависимость

$$\epsilon_n = \epsilon_1 \epsilon_2,$$

где ϵ_1 и ϵ_2 — степени черноты тел, участвующих в лучистом теплообмене.

Для случая теплообмена между батареями, покрытой снегом ($\epsilon_1 = 0,96$), и поверхностью оштукатуренной наружной стены ($\epsilon_2 = 0,91$) степень черноты системы $\epsilon_n = 0,874$.

Коэффициент облученности ψ принимаем по таблице.

При отношении $S/D_n = 180/57 = 3,15$ коэффициент $\psi = 0,87$ для однорядной пристенной батареи и $\psi = 0,63$ для двухрядной потолочной батареи.

Батарея	Коэффициент облученности ψ для гладкотрубной батареи при $S, D_{\text{н}}$					
	1	2	3	4	5	6
Однорядная	0,63	0,82	0,87	0,90	0,91	0,92
Двухрядная	0,31	0,52	0,63	0,70	0,74	0,77

Подставляем известные данные и рассчитываем коэффициент теплоотдачи α_p для пристенной батареи

$$\alpha_{p\text{пр}} = 5,76 \cdot 0,874 \cdot 0,87 \frac{\left(\frac{273-20}{100}\right)^4 - \left(\frac{273-26}{100}\right)^4}{-20 - (-26)} = 2,74 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

При определении коэффициента теплоотдачи потолочной батареи выполняем аналогичный расчет с учетом коэффициента $\Psi = 0,63$ и находим $\alpha_{p\text{пот}} = 1,98 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

Коэффициент теплоотдачи α_k конвекцией при свободном движении находим с помощью обобщенной зависимости

$$\text{Nu} = 0,54 (\text{GrPr})^{0,25}, \text{ откуда}$$

$$\alpha_k = 0,54 \frac{\lambda_{\text{в}}}{D_{\text{тп}}} \left(\beta_{\text{в}} \frac{g D_{\text{н}}^3}{\nu_{\text{в}}^2} \Delta t_{\text{ст}} \text{Pr} \right)^{0,25},$$

где Nu, Gr, Pr — соответственно число Нуссельта, Грасгофа и Прандтля; $\lambda_{\text{в}}$ — коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К); $\beta_{\text{в}}$ — коэффициент объемного расширения воздуха, 1/°С; g — ускорение свободного падения, м/с² ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$); $D_{\text{н}}$ — диаметр трубы, м (по условию $D_{\text{н}} = 0,057 \text{ м}$); $\nu_{\text{в}}$ — коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с; $\Delta t_{\text{ст}}$ — разность между температурами воздуха и наружной поверхности батарей, °С.

При определении разности $\Delta t_{\text{ст}}$ предварительно находим температуру кипения t_0 холодильного агента и температуру наружной поверхности $t_{\text{ст}}$ охлаждающих труб. При этом учитываем следующие соотношения:

$$t_{\text{в}} - t_0 = 8^\circ\text{С}; \text{ отсюда } t_0 = -20 - 8 = -28^\circ\text{С};$$

$$t_{\text{ст}} = t_0 + 2 = -28 + 2 = -26^\circ\text{С}.$$

$$\text{Тогда } \Delta t_{\text{ст}} = t_{\text{в}} - t_{\text{ст}} = -20 - (-26) = 6^\circ\text{С}.$$

Входящие в уравнение α_k значения $\beta_{\text{в}}$, $\lambda_{\text{в}}$, $\nu_{\text{в}}$, Pr определяем с учетом средней температуры воздуха

$$t_m = \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{ст}}}{2} = \frac{-20 - 26}{2} = -23^\circ\text{С}.$$

При этом

$$\beta_v = \frac{1}{273 + t_m} = \frac{1}{273 - 23} = 0,004 \text{ } 1/^{\circ}\text{C}.$$

Значения λ_v , v_v и R_r принимаем равными соответствующим значениям для сухого воздуха при $t_m = -23^{\circ}\text{C}$ и находим по приложению 7.

При известных данных

$$\alpha_k = 0,54 \frac{2,25 \cdot 10^{-2}}{0,057} (0,004 \frac{9,81 \cdot 0,057^3}{11,37^2 \cdot 10^{-12}} 6 \cdot 0,718)^{0,25} = 4,72 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент влаговыпадения ξ определяем по уравнению

$$\xi = 1 + 2880 \frac{d_a - d_{ст}''}{t_a - t_{ст}};$$

где d_a — влагосодержание воздуха при температуре t_a и относительной влажности Φ_a , кг/кг (по приложению 8 $d_a = 0,6 \cdot 10^{-3}$ кг/кг); $d_{ст}''$ — влагосодержание насыщенного воздуха при температуре поверхности $t_{ст}$ охлаждающих труб ($d_{ст}'' = 0,34 \cdot 10^{-3}$ кг/кг);

$$\xi = 1 + 2880 \frac{0,6 \cdot 10^{-3} - 0,34 \cdot 10^{-3}}{-20 - (-26)} = 1,125.$$

Коэффициент χ находим из рис. XIII—2: для пристенной батареи $\chi_{пр} = 0,9$, для потолочной $\chi_{пот} = 1,15$.

При известных данных коэффициент теплопередачи составляет: для пристенных батарей

$$k_{пр} = (2,74 + 4,72 \cdot 1,125) 0,8 \cdot 0,9 = 5,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

для потолочных батарей

$$k_{пот} = (1,98 + 4,72 \cdot 1,125) 0,8 \cdot 1,15 = 6,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Подставляем полученные данные в формулу (XIII—3) и находим, что

$$Q_{об пр} = 5,8 \cdot 111,4 \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 5,17 \text{ кВт}.$$

Затем по формулам (XIII—2) и (XIII—1) рассчитываем

$$Q_{об пот} = 26 - 5,17 = 20,83 \text{ кВт},$$

$$F_{пот} = \frac{20,83 \cdot 10^3}{6,7 \cdot 8} = 388,6 \text{ м}^2.$$

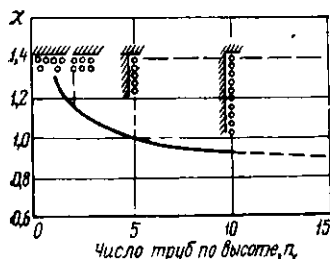


Рис. XIII—2. Коэффициент χ для учета влияния количества и способа расположения труб по высоте

При $F_{\text{пот}} = 388,6 \text{ м}^2$ и $f = 0,179 \text{ м}^2/\text{м}$ необходимая длина труб потолочных батарей

$$L_{\text{пот}} = \frac{F_{\text{пот}}}{f} = \frac{388,6}{0,179} = 2171 \text{ м.}$$

Принимаем к установке 10 двухрядных потолочных батарей длиной 11 м, каждая из которых имеет по 10 труб в ряду. Следовательно,

$$L_{\text{пот}} = 10 \cdot 10 \cdot 2 \cdot 11 = 2200 \text{ м} \quad (2200 > 2171).$$

Находим общую длину труб охлаждающих батарей, устанавливаемых в камере,

$$L = L_{\text{пр}} + L_{\text{пот}} = 622,5 + 2200 = 2822,5 \text{ м.}$$

Охлаждающие батареи размещаем вблизи поверхности наружных стен, потолка и перегородки, разделяющей камеру и коридор, что позволит локализовать наружные теплопритоки, проникающие в камеру.

Для определения вместимости батарей предварительно находим внутренний объем труб

$$V = L v_{\text{тр}};$$

где V — внутренний объем труб охлаждающих батарей, м^3 ; $v_{\text{тр}}$ — внутренний объем 1 м трубы, $\text{м}^3/\text{м}$.

Внутренний объем 1 м труб охлаждающих батарей, не имеющих внутреннего оребрения,

$$v_{\text{тр}} = \frac{3,14 D^2}{4}$$

где D — внутренний диаметр трубы, м ($D = 57 - 2 \cdot 3,5 = 50 \text{ мм}$).

Находим, что $v_{\text{тр}} = 1,96 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{м}$, а $V = 2822,5 \cdot 1,96 \cdot 10^{-3} = 5,53 \text{ м}^3$.

Норма заполнения охлаждающих батарей жидким холодильным агентом в насосных схемах с нижней подачей $\eta_3 = 0,7$. Плотность холодильного агента $\rho_a \approx 0,66 \text{ т/м}^3$.

Следовательно, вместимость батарей по холодильному агенту

$$G_a = V \eta_3 \rho_a = 5,53 \cdot 0,7 \cdot 0,66 = 2,55 \text{ т.}$$

Определяем металлоемкость охлаждающих батарей

$$G_m = G_{\text{пр}} + G_{\text{пот}} = L m_t,$$

где G_m , $G_{\text{пр}}$, $G_{\text{пот}}$ — металлоемкость соответственно всех батарей, а также пристенных и потолочных батарей, кг; m_t — масса 1 м трубы охлаждающей батареи, кг/м (для гладкостенной трубы $D_n = 57 \times 3,5 \text{ мм}$ $m_t = 4,62 \text{ кг/м}$).

Таким образом,

$$G_m = 2822,5 \cdot 4,62 = 13040 \text{ кг} = 13,04 \text{ т.}$$

Пример XIII—2. Для условий примера XIII—1 определить площадь теплопередающей поверхности и длину труб охлаждающих батарей, их вместимость по холодильному агенту и металлоемкость, если трубы батарей имеют диаметр $38 \times 2,5$ мм и выполнены со спирально-навивным оребрением.

Принимаем, что оребрение выполняется лентой 45×1 мм, шаг ребер равен 30 мм, площадь $f = 0,93 \text{ м}^2/\text{м}$. Из конструктивных соображений задаемся, что пристенные батареи состоят из шести трубных секций змеевиковых батарей типа СЗ. В каждой батарее по высоте предусматриваем по две секции типа СЗ длиной 4250 мм, высотой 960 мм. Площадь поверхности каждой секции при шаге ребер 30 мм равна $27,1 \text{ м}^2$. Следовательно, площадь поверхности батарей, состоящей из двух таких секций, составляет $54,2 \text{ м}^2$, а общая высота батарей — 1920 мм. Учитывая длину стен и перегородки (см. рис. XIII—1), предусматриваем размещение в камере девяти пристенных батарей $n_{\text{пр}}$: пять у наружной стены длиной $l \approx 24$ м, две у наружной стены длиной $l \approx 12$ м, две у перегородки.

Общая площадь теплопередающей поверхности девяти пристенных батарей

$$F_{\text{пр}} = 54,2 \cdot 9 = 487,8 \text{ м}^2.$$

Коэффициент теплопередачи секций типа СЗ

$$k_{\text{пр}} = 3,2 \dots 3,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Принимаем $k_{\text{пр}} = 3,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\Delta t = 8^\circ \text{C}$. Тогда тепловая нагрузка составляет

на пристенные батареи

$$Q_{\text{об пр}} = 3,5 \cdot 487,8 \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 13,658 \text{ кВт},$$

а на потолочные батареи

$$Q_{\text{об пот}} = 26 - 13,658 = 12,342 \text{ кВт}.$$

Принимаем однорядные потолочные батареи, состоящие из двух одноколлекторных (СК) и одной средней (СС) секций, имеющих по шесть труб.

Учитываем, что коэффициент теплопередачи для однорядных оребренных потолочных батарей при шаге ребер 30 мм и $t_{\text{в}} = -20^\circ \text{C}$ $k_{\text{пот}} = 4,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, и находим необходимую площадь теплопередающей поверхности потолочных батарей

$$F_{\text{пот}} = \frac{12,342 \cdot 10^3}{4,7 \cdot 8} = 328,2 \text{ м}^2.$$

Определяем длину потолочной батареи

$$l_{\text{пот}} = n'_1 l_{\text{с.к}} + n'_2 l_{\text{с.с}},$$

где n'_1, n'_2 — количество соответствующих секций в батарее; $l_{\text{с.к}}, l_{\text{с.с}}$ — длина соответственно одноколлекторных (СК) и средней (СС) секций, м ($l_{\text{с.к}} = 2,75$ м, $l_{\text{с.с}} = 4,25$ м);

$$l_{\text{пот}} = 2 \cdot 2,75 + 1 \cdot 4,25 = 9,75 \text{ м.}$$

Получаем, что длина потолочной батареи несколько меньше ширины камеры. Ширина батарей равна 960 мм.

Площадь теплопередающей поверхности одной потолочной батареи рассчитываем по формуле

$$f_{\text{пот}} = n'_1 f_{\text{с.к}} + n'_2 f_{\text{с.с}},$$

где $f_{\text{с.к}}$ и $f_{\text{с.с}}$ — площадь теплопередающей поверхности соответственно одноколлекторных (СК) и средней (СС) секций, м^2 (для шеститрубных батарей при шаге ребер 30 мм и указанных выше размерах $f_{\text{с.к}} = 17,5 \text{ м}^2$, $f_{\text{с.с}} = 27 \text{ м}^2$).

Тогда

$$f_{\text{пот}} = 2 \cdot 17,5 + 1 \cdot 27 = 62 \text{ м}^2.$$

Необходимое количество потолочных батарей

$$n_{\text{пот}} = F_{\text{пот}} / f_{\text{пот}} = 328,2 / 62 = 5,3.$$

Принимаем шесть потолочных батарей ($n_{\text{пот}} = 6$).

Следовательно, при тепловой нагрузке $Q_{\text{об}} = 26$ кВт необходимо установить девять пристенных батарей площадью $F_{\text{пр}} = 487,8 \text{ м}^2$ и шесть потолочных батарей площадью $F_{\text{пот}} = 372 \text{ м}^2$ с общей площадью теплопередающей поверхности

$$F_0 = 487,8 + 372 = 859,8 \text{ м}^2.$$

Вместимость батарей по холодильному агенту определяем так же, как и в примере XIII—1:

внутренний объем 1 м трубы

$$v_{\text{тр}} = \frac{3,14(0,038 - 2 \cdot 0,0025)^2}{4} = 0,88 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{м};$$

длина пристенных и потолочных батарей (без учета длины калачей и коллекторов)

$$L_{\text{пр}} = 9 \cdot 1 \cdot 6 \cdot 2 \cdot 4,25 = 459 \text{ м},$$

где 2 — количество одинаковых секций в батарее;

$$L_{\text{пот}} = 6 \cdot 6 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 9,75 = 351 \text{ м};$$

внутренний объем труб

$$V = (L_{\text{пр}} + L_{\text{пот}}) v_{\text{тр}} = (459 + 351) 0,88 \cdot 10^{-3} = 0,7128 \text{ м}^3;$$

вместимость по холодильному агенту

$$G_a = 0,7128 \cdot 0,7 \cdot 0,66 = 0,329 \text{ т.}$$

Определяем металлоемкость охлаждающих батарей

$$G_m = G_{\text{пр}} + G_{\text{пот}} = n_{\text{пр}} n_2 m_{\text{с.з}} + n_{\text{пот}} (n'_1 m_{\text{с.к}} + n'_2 m_{\text{с.с}}),$$

где n_2 — количество секций в пристенных батареях; $m_{\text{с.з}}$, $m_{\text{с.с}}$, $m_{\text{с.к}}$ — масса змеевиковых, средних и одноколлекторных секций батарей, кг ($m_{\text{с.з}} = 162$ кг; $m_{\text{с.к}} = 110,6$ кг; $m_{\text{с.с}} = 162$ кг);

$$G_m = 9 \cdot 2 \cdot 162 + 6(2 \cdot 110,6 + 1 \cdot 162) = 5215,2 \text{ кг} = 5,215 \text{ т.}$$

Таким образом, сравнивая результаты расчетов, приведенных в примерах XIII—1 и XIII—2, находим, что при одинаковой тепловой нагрузке на охлаждающие приборы необходимая площадь теплопередающей поверхности гладкотрубных батарей меньше, чем оребренных батарей $[(111,4 + 388,6) < 859,8]$. Это объясняется тем, что коэффициенты теплопередачи, отнесенные к наружной поверхности, у гладкотрубных батарей больше, чем у оребренных [для гладкотрубных батарей $k_{\text{пр}} = 5,8$ Вт/(м²·К); $k_{\text{пот}} = 6,7$ Вт/(м²·К); для оребренных батарей $k_{\text{пр}} = 3,5$ Вт/(м²·К); $k_{\text{пот}} = 4,7$ Вт/(м²·К)]. Но металлоемкость и вместимость по холодильному агенту системы охлаждения, выполненной из гладкотрубных батарей, больше, чем металлоемкость и вместимость по холодильному агенту системы охлаждения, выполненной из оребренных батарей, так как вследствие применения оребрения необходимая длина труб оребренных батарей значительно меньше, чем длина труб гладкотрубных батарей ($L_{\text{гл}} = 2822,5$ м; $L_{\text{ор}} = 810$ м). Следовательно, система охлаждения, выполненная из оребренных батарей, более экономична по расходу дорогостоящих цельнотянутых труб, а также по расходу холодильного агента.

Пример XIII—3. Определить необходимую площадь теплопередающей поверхности подвесных воздухоохладителей типа ВОП, устанавливаемых в камере хранения яблок в регулируемой газовой среде, и вместимость воздухоохладителей по холодильному агенту, если тепловая нагрузка $Q_{06} = 65$ кВт, коэффициент теплопередачи воздухоохладителей $k = 12$ Вт/(м²·К). Планировка камеры приведена на рис. XIII—3.

Принимаем разность $\Delta t = 9^\circ\text{C}$ и определяем необходимую площадь теплопередающей поверхности

$$F_0 = \frac{65 \cdot 10^3}{12 \cdot 9} = 602 \text{ м}^2$$

Для создания равномерных температурных условий по всей площади камеры (см. рис. XIII—3) предусматриваем четыре подвесных воздухоохладителя типа ВОП-150 ($F_0 = 150$ м²).

Техническая характеристика принятых к установке воздухоохладителей приведена в приложении 16.

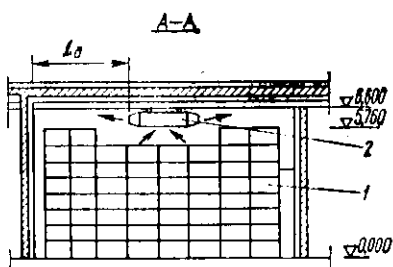
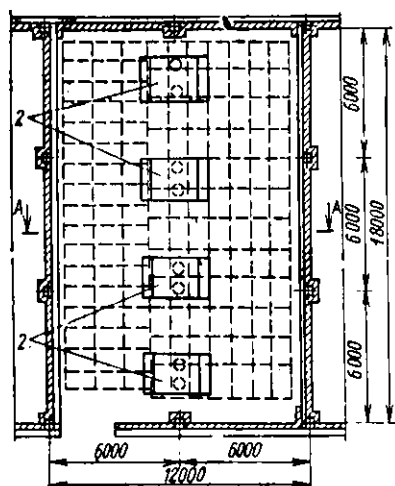


Рис. XIII—3. План холодильной камеры:

1 — штабель с грузом; 2 — воздухоохладители

Вместимость воздухоохладителей по холодильному агенту определяем по формуле

$$G_a = V_{a1} n_{\text{ворд}} = 30 \cdot 4 \cdot 0,66 = 79,2 \text{ кг},$$

где 30 — вместимость по холодильному агенту одного воздухоохладителя, л (приложение 16).

Пример XIII—4. Проверить правильность выбора грузовой высоты штабеля в камере хранения фруктов в регулируемой газовой среде одноэтажного холодильника (план камеры представлен на рис. XIII—3), если система охлаждения состоит из четырех воздухоохладителей, а распределение воздуха осуществляется круглыми соплами. Высота штабеля $h_{\text{гр}} = 5,76$ м, высота камеры $h_{\text{стр}} = 6,6$ м.

Из условия следует, что воздухоохладители подают приточный воздух в зону размещения продукта с помощью круглых сопел, установленных в приточных патрубках. Рекомендуется, чтобы дальность приточных струй L_d , подаваемых воздухоохладителями, была больше или равна строительной ширине (длине) помещения, т. е. $L_d > L_{\text{стр}}$. При этом оба размера считают от кромки сопла до противоположной стены в направлении распространения струи.

Дальность воздушной струи можно определить с помощью выражения

$$L_d = 4,6 F_d^{0,5} = 4,6 \sqrt{F'_{\text{стр}} - F'_{\text{гр}}} = 4,6 \sqrt{(h_{\text{стр}} - h_{\text{гр}}) b},$$

где F_d — площадь помещения между штабелем груза и потолком, необходимая для распространения стесненной струи, м^2 ; $F'_{\text{стр}}$, $F'_{\text{гр}}$ — площадь соответственно строительная и занятая грузом сечения камеры, перпендикулярного направлению потока воздуха, м^2 ; $h_{\text{стр}}$, $h_{\text{гр}}$ — высота помещения строительная

и грузовая, м; b — ширина помещения, обслуживаемая одним воздухоохладителем, м.

Так как в пролете размером 18 м (см. рис. XIII—3) установлено четыре воздухоохладителя, то

$$b = \frac{18}{4} = 4,5 \text{ м};$$

$$L_d = 4,6 \sqrt{(6,6 - 5,76) 4,5} = 8,94 \text{ м}.$$

Полученное значение L_d достаточно для развития струи, так как $L_{стр} \approx 4,5$ м (см. рис. XIII—3).

Пример XIII—5. Рассчитать массовый расход приточного воздуха и воздуха, движущегося в зоне размещения бедренных частей мясных полутуш, а также осевую скорость его движения в указанной зоне для камеры замораживания мясных полутуш, если воздух подается через плоские сопла, выполненные в виде щелей ложного потолка. Ложный потолок расположен ниже балок подвесных путей (рис. XIII—4). Рекомендуемые (средние) скорость движения и температура воздуха на уровне размещения бедренных частей полутуш: $\omega_{рек} = 3$ м/с, $t_v = -35^\circ\text{C}$, масса продукта $G_{пр} = 12,5$ т.

Задаемся следующими размерами: ширина сопла $b_c = 2$ $b_0 = 0,03$ м; длина сопла $l_c = 0,6$ м; расстояние между соплами $l_0' = 0,1$ м.

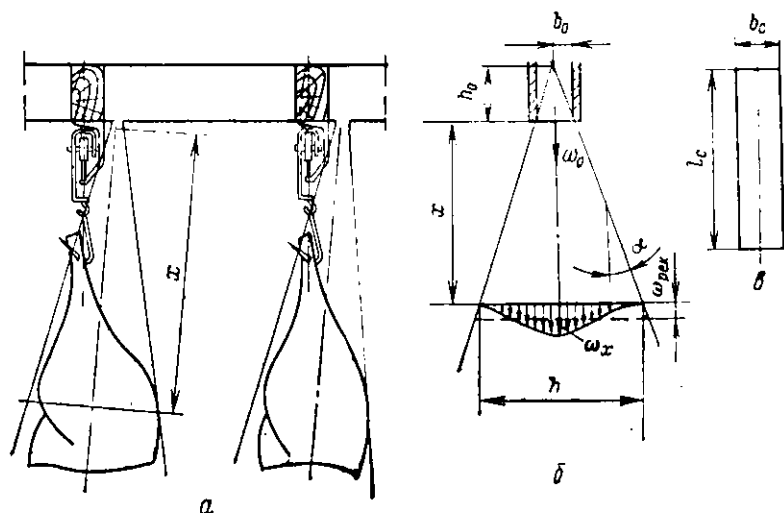


Рис. XIII—4. Схема подачи воздуха через радиальные плоские сопла ложного потолка:

a — расположение седел в ложном потолке (ниже балок подвесных путей); b — структура струи; c — размеры сопла

Определяем отношение $b_c/l_c=0,03/0,6=0,05$. Для плоского сопла щелевидной формы при полученном отношении b_c/l_c коэффициент турбулентности $a_\tau=0,12$.

Затем рассчитываем расстояние h_0 от начального сечения до полюса воздушной струи и тангенс угла расширения струи:

$$h_0 = b_0 \cdot 0,41 / a_\tau = 0,015 \cdot 0,41 / 0,12 = 0,051 \text{ м};$$

$$\operatorname{tg} \alpha = b_0 / h_0 = a_\tau / 0,41 = 0,12 / 0,41 = 0,292.$$

При расположении ложного потолка ниже балок подвесных путей расстояние x от ложного потолка до плоскости размещения бедренных частей мясных полутуш равно 1 м.

При известных значениях x , h_0 и $\operatorname{tg} \alpha$ определяем ширину воздушной струи на расстоянии x

$$h = 2(x + h_0) \operatorname{tg} \alpha = 2(1 + 0,051) 0,292 = 0,613 \text{ м}.$$

При $h=0,613$ м вся поверхность полутуши будет находиться в зоне обдува, так как ширина полутуши в наиболее утолщенной (бедренной) части значительно меньше, чем ширина воздушной струи.

Определяем осевую скорость движения воздушной струи: на выходе из сопла

$$\omega_0 = \omega_{\text{рек}} \frac{\sqrt{\frac{a_\tau x}{b_0} + 0,41}}{0,82} = 3 \frac{\sqrt{\frac{0,12 \cdot 1}{0,015} + 0,41}}{0,82} = 10,6 \text{ м/с},$$

на расстоянии $x=1$ м

$$\omega_x = \omega_0 \frac{1,2}{\sqrt{\frac{a_\tau x}{b_0} + 0,41}} = 10,6 \frac{1,2}{\sqrt{\frac{0,12 \cdot 1}{0,015} + 0,41}} = 4,38 \text{ м/с};$$

Для определения расхода приточного воздуха предварительно рассчитываем рабочую длину $L_{\text{п.п.}}$ подвесных путей

$$L_{\text{п.п.}} = \frac{G_{\text{пп}}}{q_t},$$

где q_t — норма загрузки 1 м подвешеного пути, кг/м ($q_t=250$ кг/м);

$$L_{\text{п.п.}} = \frac{12,5 \cdot 10^3}{250} = 50 \text{ м};$$

Объемный расход приточного воздуха

$$V_{\text{в}} = b_c l_c n_c \omega_0;$$

где n_c — количество сопл, шт.

$$n_c = \frac{L_{п.п}}{l_c + l'_c} = \frac{50}{0,6 + 0,1} = 72;$$

$$V_B = 0,03 \cdot 0,6 \cdot 72 \cdot 10,6 = 13,73 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Объемный расход воздуха, движущегося на расстоянии $x=1 \text{ м}$,

$$V_{B_x} = V_B \cdot 1,2 \sqrt{\frac{a \cdot x}{b_0} + 0,41} = 13,73 \cdot 1,2 \sqrt{\frac{0,12 \cdot 1}{0,015} + 0,41} = 47,78 \text{ м}^3/\text{с}$$

При известных значениях V_B и V_{B_x} массовый расход воздуха составляет

$$G_B = 13,73 \cdot 1,496 = 20,54 \text{ кг/с};$$

где 1,496 — плотность воздуха при температуре, равной -37°C , кг/м^3 (принимая, что температура приточного воздуха, выходящего из щелей ложного потолка, на 2°C ниже температуры воздуха на уровне бедренных фасте полутуш);

$$G_{B_x} = 47,78 \cdot 1,484 = 70,9 \text{ кг/с},$$

1,484 — плотность воздуха при температуре, равной -35°C , кг/м^3 (приложение 7).

Пример XIII—6. Для условий примера VIII—1 определить объемный расход воздуха, размеры воздухораспределительного канала и потери напора в нем, а также мощность электродвигателя вентилятора в системе воздухораспределения туннеля для размораживания мясных полутуш, если известно, что длина туннеля равна 18 м, высота установки воздухораспределительного канала над уровнем пола составляет $x_1=3,7 \text{ м}$, рекомендуемая скорость движения воздуха на высоте $x_2=2,5 \text{ м}$ составляет $w_{рек}=1,5 \text{ м/с}$. Подача воздуха осуществляется через перфорированный воздухораспределительный канал конструкции ЛИОТ отверстиями щелевидной формы, расположенными в шахматном порядке (рис. XIII—5), воздухораспределительный канал имеет прямоугольное сечение, продольная ось канала совпадает с осью конвейера для подвешивания полутуш.

Объемный расход приточного воздуха определяем по формуле, учитывающей коэффициент живого сечения,

$$V_B = F_{пан} K_{ж.с} \omega_0;$$

где V_B — объемный расход воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$; $F_{пан}$ — площадь перфорированной панели воздухораспределительного канала, м^2 ; $K_{ж.с}$ — коэффициент живого сечения, относительные единицы; ω_0 — скорость приточного воздуха, м/с .

Площадь $F_{пан}$ находим из формулы

$$F_{пан} = b l_{кан};$$

где b , $l_{кан}$ — ширина и длина воздухораспределительного канала, м.

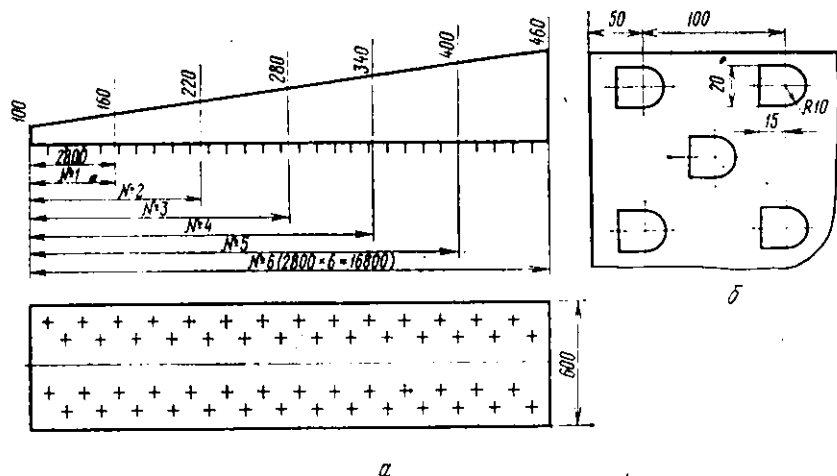


Рис. XIII—5. К примеру XIII—6:

а — конструкция воздухораспределительного канала; б — размещение сопел в канале

Ширину воздухораспределительного канала рассчитываем с учетом ширины воздушной струи в заданном сечении x :

$$b = b_x - 0,35x,$$

где b_x — ширина воздушной струи в заданном сечении x , м ($b_x = 1$ м); x — расстояние от воздухораспределительного канала до уровня размещения бедренных частей полутуш, м ($x = x_1 - x_2 = 3,7 - 2,5 = 1,2$ м);

$$b = 1 - 0,35 \cdot 1,2 = 0,58 \text{ м.}$$

Принимаем ширину воздухораспределительного канала $b = 0,6$ м.

Длину $l_{\text{кан}}$ определяем с учетом длины одной секции $l_{1c} = 2,8$ м и количества секций (рис. XIII—5, а). Количество секций принимаем таким образом, чтобы длина канала $l_{\text{кан}} = l_k$ (l_k — рабочая длина конвейера). Так как $l_k = 16,8$ м, то принимаем шесть секций ($l_{\text{кан}} = 2,8 \cdot 6 = 16,8$ м).

Учитывая ширину и длину канала, находим площадь перфорированной панели

$$F_{\text{пан}} = 0,6 \cdot 16,8 = 10,08 \text{ м}^2.$$

Перфорированные воздухораспределительные каналы конструкции ЛИОТ прямоугольного сечения имеют коэффициент живого сечения $K_{\text{ж.с}} = 0,046$ и $K_{\text{ж.с}} = 0,092$. Задаемся, что $K_{\text{ж.с}} = 0,046$.

Скорость приточного воздуха определяем по эмпирической зависимости

$$\frac{\omega_{ср\ x}}{\omega_0 \sqrt{K_{ж.с}/\mu_p}} = 0,75 K_{стр} \sqrt{b/x},$$

где $\omega_{ср\ x}$ — средняя скорость движения воздуха в заданном сечении x , м/с ($\omega_{ср\ x} = \omega_{рек} = 1,5$ м/с); μ_p — коэффициент расхода ($\mu_p = 0,5$); $K_{стр}$ — коэффициент, учитывающий подачу воздушных струй через перфорированные каналы с $K_{ж.с}$ не более 0,2 ($K_{стр} = 1,5$);

$$\omega_0 = \frac{\omega_{ср\ x}}{0,75 K_{стр} \sqrt{b/x} \sqrt{K_{ж.с}/\mu_p}} = \frac{1,5}{0,75 \cdot 1,5 \sqrt{0,6/1,2} \sqrt{0,046/0,5}} = 6,26 \text{ м/с.}$$

При известных значениях $F_{пан}$, $K_{ж.с}$ и ω_0 объемный расход воздуха

$$V_v = 10,08 \cdot 0,046 \cdot 6,26 = 2,9 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Рассчитываем размеры воздухоораспределительного канала:

$$d_{э\ нач} = \frac{2a_{нач} b}{a_{нач} + b};$$

$$\bar{l} = \frac{l_{пан}}{d_{э\ нач}};$$

$$F_{нач} = a_{нач} b;$$

$$F_{кон} = a_{кон} b,$$

где $d_{э\ нач}$ — эквивалентный диаметр начального сечения воздухоораспределительного канала, м; b — ширина канала, м; $a_{нач}$, $a_{кон}$ — высота начального и конечного сечений канала, м (согласно рис. XIII—5 $b = 600$ мм, $a_{нач} = 460$ мм, $a_{кон} = 100$ мм); $\bar{l}$ — относительная длина канала; $F_{нач}$, $F_{кон}$ — площадь начального и конечного сечений канала, м².

Подставляем полученные данные и получаем:

$$d_{э\ нач} = \frac{2 \cdot 0,46 \cdot 0,6}{0,46 + 0,6} = 0,52 \text{ м};$$

$$\bar{l} = \frac{16,8}{0,52} = 32,3;$$

$$F_{нач} = 0,46 \cdot 0,6 = 0,276 \text{ м}^2; F_{кон} = 0,1 \cdot 0,6 = 0,06 \text{ м}^2.$$

Для определения потерь напора в воздухоораспределительном канале предварительно рассчитываем коэффициент трения $\lambda_{тр}$ и коэффициент ξ , учитывающий сопротивление канала:

$$\lambda_{тр} = 0,111 \sqrt[4]{\frac{\delta_{асс}}{d_{э\ нач}}};$$

$$\xi = 1,62 \bar{f}^{-2,2} \bar{F}^{-0,25} (\lambda_{\text{тр}} l)^{0,05} + 1,$$

где $\delta_{\text{абс}}$ — абсолютная шероховатость стенки канала, м ($\delta_{\text{абс}} = 0,0001$ м для стального оцинкованного канала); $\bar{l}$ — относительная площадь воздуховыпускных отверстий; $\bar{F}$ — параметр, характеризующий конфигурацию канала.

Параметры $\bar{f}$ и $\bar{F}$ рассчитываем по формулам:

$$\bar{f} = \frac{F_{\text{отв}}}{F_{\text{нач}}} = \frac{\omega_{\text{нач}}}{\omega_0};$$

$$\bar{F} = \frac{F_{\text{кон}}}{F_{\text{нач}}},$$

где $F_{\text{отв}}$ — площадь воздуховыпускных отверстий, м²; $\omega_{\text{нач}}$ — скорость движения воздуха на входе в канал, м/с.

Площадь $F_{\text{отв}}$ определяем с учетом коэффициента живого сечения:

$$F_{\text{отв}} = F_{\text{пан}} K_{\text{ж.с}} = 10,08 \cdot 0,046 = 0,4637 \text{ м}^2.$$

При известных $F_{\text{отв}}$, $F_{\text{нач}}$, ω_0 и $F_{\text{кон}}$ рассчитываем $\bar{f}$, $\omega_{\text{нач}}$ и $\bar{F}$:

$$\bar{f} = \frac{0,4637}{0,276} = 1,68;$$

$$\omega_{\text{нач}} = 1,68 \cdot 6,26 = 10,5 \text{ м/с};$$

$$\bar{F} = \frac{0,06}{0,276} = 0,217;$$

Затем рассчитываем коэффициенты $\lambda_{\text{тр}}$ и ξ , а также потери напора в воздухоораспределительном канале:

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,111 \sqrt[4]{\frac{0,0001}{0,52}} = 0,0131;$$

$$\lambda_{\text{тр}} \bar{l} = 0,0131 \cdot 32,3 = 0,4231;$$

$$\xi = 1,62 \cdot 1,68^{-2,2} \cdot 0,217^{-0,25} \cdot 0,4231^{0,05} + 1 = 1,94;$$

$$H_{\text{в}} = \xi \frac{\rho \omega_{\text{нач}}^2}{2} = 1,94 \cdot \frac{1,2 \cdot 10,5^2}{2} = 128,33 \text{ Па}.$$

Из практических соображений принимаем, что потери напора в кондиционере, вытяжном и приточном воздуховодах составляют $H_{\text{к}} = 300$ Па. При этом полный напор, развиваемый вентилятором,

$$H_{\text{п}} = 300 + 128,33 = 428,33 \text{ Па};$$

а мощность электродвигателя вентилятора

$$N_{эл} = \frac{V_n H_n}{10^3 \eta_{общ}} K_M = \frac{2,9 \cdot 428,33}{10^3 \cdot 0,7} 1,1 = 1,95 \text{ кВт},$$

где K_M — коэффициент запаса ($K_M = 1,1$); $\eta_{общ}$ — общий КПД вентилятора ($\eta_{общ} = 0,7$).

ГЛАВА XIV. РАСЧЕТ И ПОДБОР ОБОРУДОВАНИЯ МАШИННЫХ ОТДЕЛЕНИЙ

Расчет и подбор компрессоров осуществляют по холодопроизводительности и объему, описываемому их рабочими органами; теплообменных аппаратов (испарителей, конденсаторов, переохладителей) — по площади теплопередающей поверхности; ресиверов — по их объему и назначению; вспомогательных аппаратов (маслоотделителей, промежуточных сосудов, отделителей жидкости) — по диаметрам корпусов; насосов и вентиляторов — по расходу и напору холодильного агента, хладоносителей и воздуха; охладителей воды (брызгальные бассейны, градирни) — по тепловой нагрузке или площади поперечного сечения.

Тепловую нагрузку Q_T на охладитель воды обычно задают или рассчитывают. При этом чаще всего ее принимают равной тепловой нагрузке на конденсатор:

$$Q_T \approx Q_K = Q_0 + N_i; \quad (\text{XIV—1})$$

где Q_T , Q_K — тепловая нагрузка соответственно охладителя воды и конденсатора, кВт; Q_0 — холодопроизводительность холодильной установки, потребляющей воду от данного охладителя (брызгального бассейна, градирни), кВт; N_i — индикаторная мощность компрессоров, кВт.

Тепловую нагрузку на охладитель можно рассчитать с помощью уравнения

$$Q_T = [G_w c_w t_{w_2} - (G_w - G_{w_n}) c_w t_{w_1}] \approx G_w c_w (t_{w_2} - t_{w_1});$$

где G_w — расход воды, кг/с; t_{w_2} , t_{w_1} — температура воды, входящей в охладитель и выходящей из него, °C; G_{w_n} — количество испарившейся воды кг/с.

Основным показателем работы охладителя воды является температура воды t_{w_1} и t_{w_2} , которая зависит от тепловой нагрузки на охладитель, коэффициента эффективности его работы и метеорологических условий.

Температура воды входит в уравнение коэффициента эффективности охладителя

$$\eta = \frac{t_{w_2} - t_{w_1}}{t_{w_2} - t_m}, \quad (\text{XIV—2})$$

где η — коэффициент эффективности охладителя, зависящий от типа охладителя (см. таблицу); t_m — температура воздуха по мокрому термометру, °C.

Температуру t_m определяют графически с помощью $I-d$ -диаграммы в соответствии с расчетной температурой $t_{нр}$ и расчетной относительной влажностью $\varphi_{нр}$ наружного воздуха.

Расчетную температуру $t_{нр}$ определяют следующим образом:

$$t_{нр} = t_{ср.м} + (0,125 \dots 0,150) t_{а.м}, \quad (\text{XIV—3})$$

где $t_{ср.м}$ — среднемесячная температура наиболее жаркого месяца, °C; $t_{а.м}$ — температура абсолютного максимума, °C.

Тип охладителя	Коэффициент эффективности η	Удельная тепловая нагрузка q_F , кВт/м ²	Удельная гидравлическая нагрузка $H_w \times 10^4$, м ³ /(м ² ·с)
Брызгальный бассейн	0,35—0,40	2,5—6,5	0,2—0,3
Градирия			
открытая брызгальная	0,45—0,55	8—20	0,7—1,0
открытая капельная	0,60—0,75	10—30	0,8—1,4
вентиляторная	0,75—0,85	40—50	1,5—2,5

При наличии системы оборотного водоснабжения температуру конденсации t_k находят только после расчета охладителя воды. При этом принимают $t_k = t_{w_2} + (2 \dots 4)^\circ\text{C}$.

Расход воды в охладителе (в м³/с) определяют по уравнению теплового баланса

$$V_w = \frac{Q_r}{c_w \rho_w \Delta t_w} \quad (\text{XIV—4})$$

Площадь поперечного сечения охладителя воды F_r (в м²) рассчитывают с учетом тепловой нагрузки:

$$F_r = Q_r / q_F, \quad (\text{XIV—5})$$

где q_F — удельная тепловая нагрузка на охладитель, кВт/м² (см. таблицу).

Удельную гидравлическую нагрузку, называемую плотностью орошения или высотой дождя, находят по уравнению

$$H_w = V_w / F_r, \quad (\text{XIV—6})$$

где H_w — удельная гидравлическая нагрузка, м³/(м²·с).

Полученное значение H_w обычно сравнивают с опытными значениями, приведенными в таблице.

При проектировании охладителей воды выбирают тип форсунок, определяют их количество и расположение, а затем конструктивные размеры охладителя. При необходимости подбирают циркуляционные водяные насосы и вентиляторы (в вентиляторных градириях).

Пример XIV—1. Для холодильной установки, упрощенная (расчетная) схема которой представлена на рис. XIV—1, подобрать компрессоры, если известно, что установка работает на четыре группы камер, камера № 1 охлаждается хладоносителем, камеры № 2... № 13 оборудованы системой непосредственного охлаждения, установка проектируется для района г. Казань; система охлаждения конденсаторов — речная вода (прямоточная система водоснабжения), холодильный агент — аммиак.

Основными исходными данными для расчета являются необходимая холодопроизводительность устанавливаемого оборудования, тип холодильного агента и режим работы холодильной установки.

Для г. Казань $t_{c.m}=22,8^{\circ}\text{C}$, $t_{a.m}=38^{\circ}\text{C}$. Тогда

$$t_{np}=0,4 \cdot 22,8 + 0,6 \cdot 38 = 31,9^{\circ}\text{C}.$$

Температуру поступающей на конденсатор воды принимаем $t_{w1}=t_{np}-7,9=31,9-7,9=24^{\circ}\text{C}$ (температура t_{w1} незначительно отличается от $t_{c.m}$).

Температуру конденсации находим из выражения

$$t_k=t_{w1}+8=24+8=32^{\circ}\text{C}:$$

Температуру кипения для каждой группы камер определяем из уравнения

$$t_0=t_b-\Delta t;$$

для камеры № 1 (охлаждение хладоносителем — рассолом) средняя температура хладоносителя $t_{хн\text{ср}}=t_b-8=5-8=-3^{\circ}\text{C}$; принимаем охлаждение хладоносителя в испарителе $\Delta t_{хн}=t_{хн1}-t_{хн2}=4^{\circ}\text{C}$; следовательно, температура хладоносителя на выходе из испарителя $t_{хн2}=-5^{\circ}\text{C}$, а на входе в него $t_{хн1}=-1^{\circ}\text{C}$; температура кипения холодильного агента

$$t_0=t_{хн\text{ср}}-6=-3-6=-9^{\circ}\text{C};$$

для камер № 2 и 3 (непосредственное охлаждение с помощью воздухоохладителей)

$$t_0=t_b-8=0-8=-8^{\circ}\text{C};$$

для камер № 4, 5, 6, 7 (непосредственное батарейное охлаждение)

$$t_0=-18-8=-26^{\circ}\text{C};$$

для камер № 8, 9, 10, 11, 12, 13 (непосредственное охлаждение с помощью воздухоохладителей)

$$t_0=-35-8=-43^{\circ}\text{C}.$$

Из расчета следует, что холодильная установка должна работать на четыре температуры кипения. Необходимую холодопроизводительность $Q_{0\text{уст}}$ устанавливаемых компрессоров на каждую температуру кипения определяем из уравнения

$$Q_{0\text{уст}}=\rho_{\text{тр}}Q_0/b_p,$$

где $\rho_{\text{тр}}$ — коэффициент, учитывающий потери при транспортировке холода (для установок непосредственного охлаждения $\rho_{\text{тр}}=1,05 \dots 1,07$, а для установок с охлаждением хладоносителем $\rho_{\text{тр}}=1,1 \dots 1,12$; Q_0 — расчетная тепловая нагрузка на компрессор, получаемая при расчете теплопритоков в камеры, кВт; b_p — коэффициент рабочего времени ($b_p=0,75 \dots 0,92$).

Численные значения $Q_{0\text{уст}}$
для $t_0 = -9^\circ\text{C}$ (камера № 1)

$$Q_{0\text{уст}} = 1,1 \frac{40}{0,85} = 51,8 \text{ кВт};$$

для $t_0 = -8^\circ\text{C}$ (камеры № 2 и 3)

$$Q_{0\text{уст}} = 1,07 \frac{(30+32)}{0,85} = 78,04 \text{ кВт};$$

для $t_0 = -26^\circ\text{C}$ (камеры № 4, 5, 6, 7)

$$Q_{0\text{уст}} = \frac{1,05(30+30+30+30)}{0,85} = 148,2 \text{ кВт};$$

для $t_0 = -43^\circ\text{C}$ (камеры № 8, 9, 10, 11, 12, 13)

$$Q_{0\text{уст}} = \frac{1,05(40+30+40+30+40+30)}{0,85} = 259,4 \text{ кВт}.$$

2. Подбор компрессоров для системы охлаждения камеры № 1

В связи с относительно небольшой мощностью холодильной установки ($Q_{0\text{уст}} = 51,8 \text{ кВт}$) целесообразно подобрать агрегированную холодильную машину.

По графикам зависимости холодопроизводительности от температуры t_{w1} охлаждающей воды и хладоносителя $t_{хн2}$ на выходе из испарителя подбираем холодильную машину (рис. XIV—2). При заданных $Q_{0\text{уст}} = 51,8 \text{ кВт}$, $t_{w1} = +24^\circ\text{C}$ и $t_{хн2} = -5^\circ\text{C}$ выбираем одну аммиачную холодильную машину ХМ-АУ45/А2, имеющую при указанных условиях $Q_0 \approx 53 \text{ кВт}$. Габаритные размеры машины (в мм) следующие: длина 2850, ширина 955, высота 1900.

Холодильная машина состоит из компрессора АУ45 с объемом, описываемым поршнями компрессора, равным $0,0236 \text{ м}^3/\text{с}$, электродвигателя мощностью 22 кВт с частотой вращения 16 с^{-1} , конденсатора с площадью теплопередающей поверхности, равной

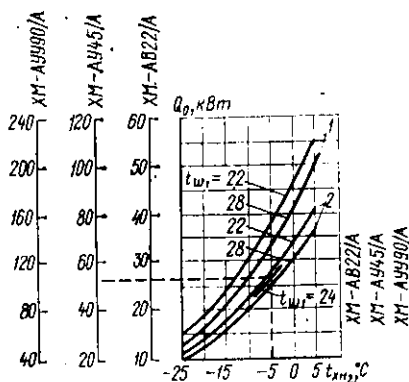


Рис. XIV—2. Зависимость холодопроизводительности Q_0 от температуры t_{w1} воды, поступающей на конденсатор, и температуры $t_{хн2}$ хладоносителя, выходящего из испарителя, для машин ХМ-АВ 22/А, ХМ-АУ45/А, ХМ-АУУ90/А:

1 — при частоте вращения $n = 24 \text{ с}^{-1}$; 2 — при частоте вращения $n = 16 \text{ с}^{-1}$

14 м², испарителя, имеющего расход хладонотителя, равный $5,5 \times 10^{-3}$ м³/с, маслоотделителя, щита приборов, пульта управления и фильтра.

3. Подбор компрессоров для систем охлаждения камер № 2 и 3

По графикам зависимости холодопроизводительности Q_0 от температуры кипения холодильного агента и температуры воды t_{w1} подбираем холодильные агрегаты (рис. XIV—3). При заданных $Q_{0\text{уст}} = 78,04$ кВт, $t_0 = -8^\circ\text{C}$, $t_{w1} = 24^\circ\text{C}$ выбираем три аммиачных компрессорно-конденсаторных агрегата АК-АВ22/А2, имеющих холодопроизводительность $Q_0 \approx 27$ кВт каждый. Габаритные размеры агрегата (в мм) следующие: длина 2750, ширина 840, высота 1140. Компрессорно-конденсаторный агрегат состоит из компрессора АВ22 с объемом, описываемым поршнями, равным 0,0118 м³/с, электродвигателя мощностью 10 кВт с частотой вращения 16,2 с⁻¹, конденсатора, имеющего расход охлаждающей воды, равный 0,00277 м³/с, маслоотделителя, щита приборов и пульта управления.

4. Подбор компрессоров для системы охлаждения камер № 4...7

Подбор производим по объему, описываемому рабочими органами компрессора*.

Необходимая холодопроизводительность $Q_{0\text{уст}} = 148,2$ кВт при $t_0 = -26^\circ\text{C}$ и $t_k = +32^\circ\text{C}$.

По диаграмме $\lg p-i$ для аммиака (приложение 1) находим параметры холодильного агента в характерных точках цикла одноступенчатого сжатия (рис. XIV—4), задаваясь подогревом паров при всасывании $\Delta t_{вс} = t_1' - t_0 = 6^\circ\text{C}$ и переохлаждением жидкого холодильного агента перед регулирующим вентилем

$$\Delta t_{\text{п}} = t_k - t_{\text{п}} = 5^\circ\text{C}.$$

Тогда

$$t_1' = t_{вс} = t_0 + \Delta t_{вс} = -26 + 6 = -20^\circ\text{C},$$

$$t_3 = t_{\text{п}} = t_k - \Delta t_{\text{п}} = +32 - 5 = 27^\circ\text{C}.$$

* Могут быть использованы также графические зависимости вида: $Q_0 = f(t_0, t_k)$, $N_0 = f(t_0, t_k)$.

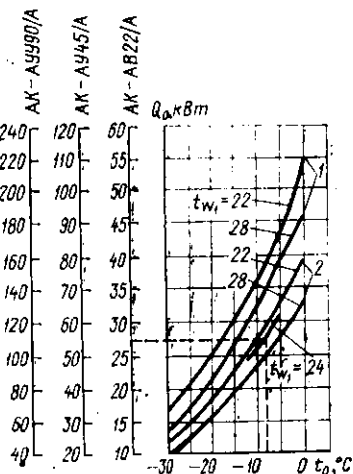


Рис. XIV—3. Зависимость холодопроизводительности Q_0 от температуры t_0 кипения холодильного агента и охлаждающей воды t_{w1} для агрегатов АК-АВ22/А, АК-АУ45/А и АК-АУ90/А:

1 — при частоте вращения $n = 24$ с⁻¹;
2 — при частоте вращения $n = 16$ с⁻¹.

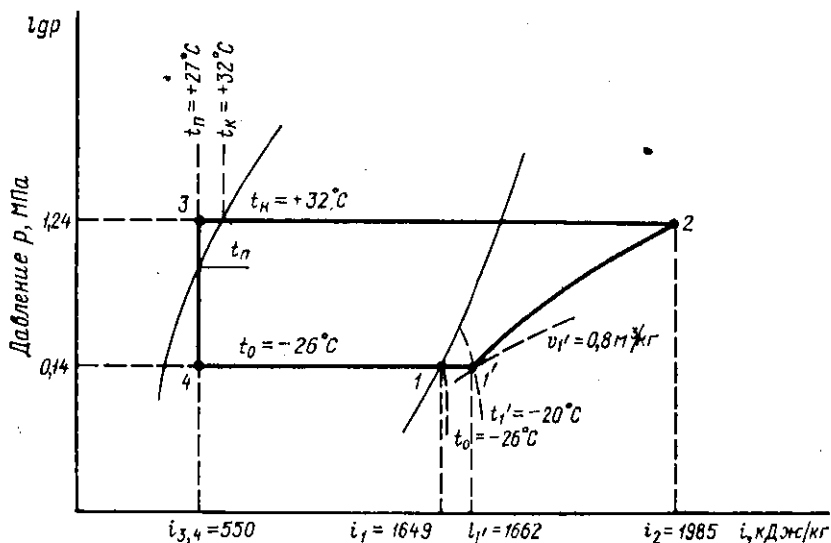


Рис. XIV—4. Изображение цикла одноступенчатого сжатия в диаграмме $\lg p - i$ с параметрами в характерных точках:

$t_0 = -26^\circ\text{C}$; $t_K = +32^\circ\text{C}$; $t_{\text{вс}} = -20^\circ\text{C}$; $t_{\text{н}} = +27^\circ\text{C}$

По значениям t_0 , t_K , t_1' , t_3 строим цикл.

Удельная холодопроизводительность $q_0 = i_1 - i_4 = 1649 - 550 = 1099$ кДж/кг.

Массовый расход холодильного агента

$$G_a = Q_0 / q_0 = 148,2 / 1099 = 0,1348 \text{ кг/с};$$

объемный расход паров холодильного агента

$$V_d = G_a v_1 = 0,1348 \cdot 0,8 = 0,108 \text{ м}^3/\text{с}.$$

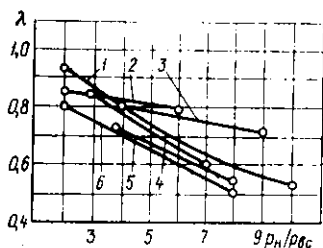


Рис. XIV—5. Коэффициенты подачи компрессоров:

1 — современных аммиачных бескрейкопфных; 2 — аммиачных винтовых бустеркомпрессоров; 3 — аммиачных винтовых; 4 — бескрейкопфных, работающих на хладоне-22; 5 — аммиачных ротационных; 6 — малых бескрейкопфных, работающих на хладоне-12

Коэффициент подачи компрессора определяем по графику (рис. XIV—5) в зависимости от степени сжатия. При отношении давлений $\pi = p_K / p_0 = 1,24 / 0,14 = 8,85$ для современных бескрейкопфных компрессоров коэффициент подачи $\lambda = 0,57$.

Объем, описываемый поршнями, $V_h = V_d / \lambda = 0,108 / 0,57 = 0,189 \text{ м}^3/\text{с}$.

По объему V_h и приложению 17 подбираем:

два агрегата 1A110-7-2; объем, описываемый поршнями каждого компрессора, составляет $0,056 \text{ м}^3/\text{с}$; в агрегат входят электродвигатель мощно-

стью 40 кВт с частотой вращения $16,3 \text{ с}^{-1}$; маслоотделитель и блок приборов;

один агрегат А110-7-2; объем, описываемый поршнями, составляет $0,0836 \text{ м}^3/\text{с}$, в агрегат входят электродвигатель мощностью 55 кВт с частотой вращения $24,5 \text{ с}^{-1}$, маслоотделитель и блок приборов.

На данную группу камер выбраны агрегаты, выполненные на базе одного и того же компрессора П110.

Устанавливаемые агрегаты имеют суммарный объем, описываемый поршнями, $\Sigma V_h' = 0,056 \cdot 2 + 0,0836 = 0,1956 \text{ м}^3/\text{с}$, что несколько больше, чем получено в результате расчета ($V_h = 0,189 \text{ м}^3/\text{с}$).

Выполняем проверку мощности электродвигателей компрессоров. Для этого предварительно определяем следующие показатели.

Действительный массовый расход паров холодильного агента

$$G'_a = \frac{V'_h \lambda}{v'_v};$$

для агрегата А110-7-2

$$G'_a = \frac{0,056 \cdot 0,57}{0,8} = 0,04 \text{ кг/с};$$

для агрегата А110-7-2

$$G'_a = \frac{0,0836 \cdot 0,57}{0,8} = 0,06 \text{ кг/с}.$$

Адиабатная мощность

$$N_\tau = G'_a (i_2 - i_1);$$

для агрегата А110-7-2

$$N_\tau = 0,04 (1985 - 1662) = 12,92 \text{ кВт};$$

для агрегата А110-7-2

$$N_\tau = 0,06 (1985 - 1662) = 19,38 \text{ кВт}.$$

Индикаторную мощность компрессора определяем из уравнения

$$N_i = \frac{N_\tau}{\eta_i},$$

где η_i — индикаторный КПД (см. рис. II-4) в зависимости от степени повышения давления пара в компрессоре $\pi = p_n/p_{ac}$ (при $\pi = 8,85$ для аммиачного компрессора с внешним приводом $\eta_i = 0,715$);

для агрегата 1A110-7-2 $N_i = \frac{12,92}{0,715} = 18,06$ кВт;

для агрегата 1A110-7-2 $N_i = \frac{19,38}{0,715} = 27,1$ кВт.

Мощность на клеммах электродвигателя

$$N_a = \frac{N_i}{\eta_o \eta_{эл}},$$

где η_o — эффективный КПД (по рис. II—4 при $\pi = p_n/p_{вс} = 8,85$ для аммиачного компрессора с внешним приводом $\eta_o = 0,64$); $\eta_{эл}$ — КПД электродвигателя ($\eta_{эл} = 0,83 \dots 0,9$).

Принимаем $\eta_{эл} = 0,83$ и находим N_a :
для агрегата 1A110-7-2

$$N_a = \frac{12,92}{0,64 \cdot 0,83} = 24,32 \text{ кВт};$$

для агрегата A110-7-2

$$N_a = \frac{19,38}{0,64 \cdot 0,83} = 36,48 \text{ кВт.}$$

Установленная мощность $N_{дв.уст}$ (с учетом коэффициента запаса 1,25):

для агрегата 1A110-7-2

$$N_{дв.уст} = 1,25 \cdot 24,32 = 30,4 \text{ кВт};$$

для агрегата A110-7-2

$$N_{дв.уст} = 1,25 \cdot 36,48 = 45,6 \text{ кВт.}$$

Фактические мощности каждого из установленных двигателей, поставляемых с компрессорами, соответственно на 9,6 и 9,4 кВт больше, чем рассчитанные. Это объясняется тем, что агрегаты, поставляемые заводом, рассчитаны на широкий диапазон работы (при t_o от -10 до -30°C , а t_k до 50°C).

Тепловую нагрузку на конденсатор находим из уравнения

$$Q_k = Q_o + N_i,$$

где

$$Q_o = q_o \Sigma G'_a;$$

$$Q_k = 1099(2 \cdot 0,04 + 0,06) + (18,06 \cdot 2 + 27,1) = 217,08 \text{ кВт.}$$

5. Подбор компрессоров для системы охлаждения камер № 8...13

Необходимая холодопроизводительность $Q_{0\text{уст}} = 259,4$ кВт при $t_0 = -43^\circ\text{C}$, $t_k = +32^\circ\text{C}$.

По приложению 1 определяем давление кипения $p_0 = 0,061$ МПа и конденсации $p_k = 1,24$ МПа. Так как отношение давлений $p_k/p_0 = 1,24/0,061 = 20,32 \gg 9$, то устанавливаем холодильную машину, работающую по циклу двухступенчатого сжатия.

Определяем промежуточное давление и температуру:

$$p_{п.с} = \sqrt{p_0 p_k} = \sqrt{0,061 \cdot 1,24} = 0,275 \text{ МПа};$$

этому давлению соответствует температура $t_{п.с} = -11^\circ\text{C}$.

Строим цикл двухступенчатого сжатия при следующих условиях: промежуточное охлаждение паров холодильного агента, поступающего из компрессора низкого давления, полное; промежуточный сосуд со змеевиком; перегрев паров при всасывании в компрессор низкого давления $\Delta t_{вс} = t_1' - t_0 = 5^\circ\text{C}$; переохлаждение холодильного агента в водяном переохладителе (или конденсаторе) $\Delta t_{п} = t_k - t_5 = 5^\circ\text{C}$; температура холодильного агента на выходе из змеевика промежуточного сосуда $t_7 = t_{п.с} + 3^\circ\text{C} = -11 + 3 = -8^\circ\text{C}$; необходимые параметры для расчета цикла приведены на рис. XIV—6.

Рассчитываем следующие параметры:

удельную холодопроизводительность

$$q_0 = i_1 - i_8 = 1636 - 386 = 1250 \text{ кДж/кг};$$

массовый расход холодильного агента:

в ступени низкого давления (с. н. д.)

$$G_{а. н. д.} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{259,4}{1250} = 0,2075 \text{ кг/с};$$

в ступени высокого давления (с. в. д.)

$$G_{а. в. д.} = G_{а. н. д.} \frac{i_2 - i_7}{(i_8 - i_9)(1 - x_6)}$$

где x_6 — сухость паров холодильного агента в точке 6, кг/кг; $i_7 = i_8$;

$$G_{а. в. д.} = 0,2075 \frac{1841 - 386}{(1668 - 372)(1 - 0,142)} = 0,272 \text{ кг/с};$$

объемный расход паров холодильного агента:

в ступени низкого давления

$$V_{д. н. д.} = G_{а. н. д.} v_1 = 0,2075 \cdot 1,8 = 0,373 \text{ м}^3/\text{с};$$

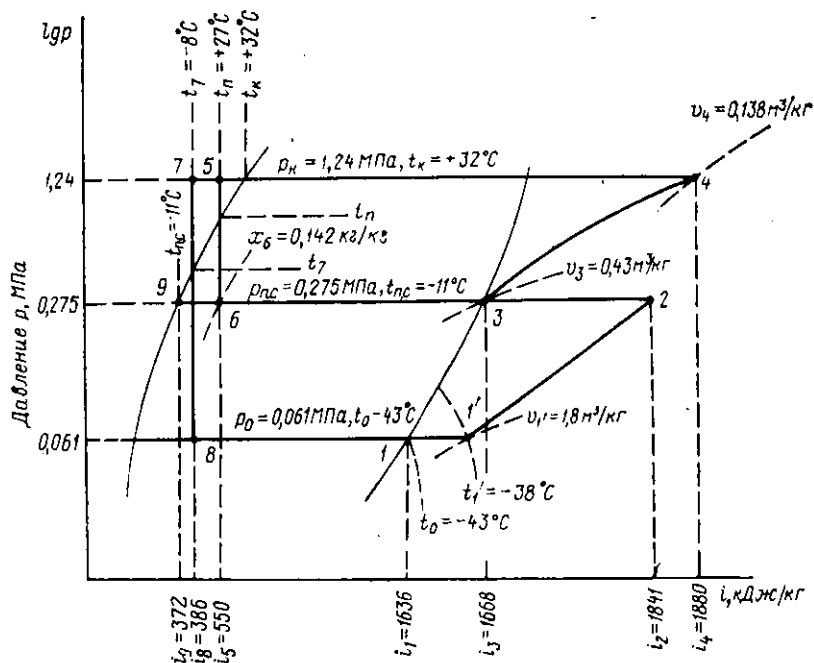


Рис. XIV—6. Изображение цикла двухступенчатого сжатия в диаграмме $lg p-i$ с параметрами в характерных точках:

$t_0 = -43^\circ\text{C}$; $t_{nc} = -11^\circ\text{C}$; $t_k = +32^\circ\text{C}$

в ступени высокого давления

$$V_{д.в.д} = G_{ав.д} v_3 = 0,272 \cdot 0,43 = 0,117 \text{ м}^3/\text{с};$$

коэффициент подачи:

для ступени низкого давления

$$\lambda_{н.д} = 0,82 \text{ (при } \pi = p_{п.с}/p_0 = 0,275/0,061 = 4,5$$

по рис. XIV—5 для винтового компрессора);

для ступени высокого давления

$$\lambda_{в.д} = 0,78 \text{ (при } \pi = p_k/p_{п.с} = 1,24/0,275 = 4,5 \text{ по рис. XIV—5}$$

для бескрейцкопфного поршневого компрессора);

объемы, описываемые рабочими органами компрессоров:

ступени низкого давления

$$V_{h.н.д} = \frac{V_{д.н.д}}{\lambda_{н.д}} = \frac{0,373}{0,82} = 0,454 \text{ м}^3/\text{с};$$

ступени высокого давления

$$V_{h.в.д} = \frac{V_{д.в.д}}{\lambda_{в.д}} = \frac{0,117}{0,78} = 0,15 \text{ м}^3/\text{с};$$

отношение объемов

$$\frac{V_{h_{в.д}}}{V_{h_{н.д}}} = \frac{0,15}{0,454} = 0,33.$$

По расчетным значениям объемов подбираем два двухступенчатых агрегата (см. приложение 17) АД130-7-4. Агрегат состоит из компрессора низкого давления ВХ350-7-4 и компрессора высокого давления П110-7-0. Компрессоры укомплектованы двигателями мощностью соответственно 55 кВт (при частоте вращения 50 с⁻¹) и 75 кВт (при частоте вращения 24,7 с⁻¹). Агрегаты комплектуются промежуточными сосудами СПА 600.

Объемы, описываемые рабочими органами компрессоров каждого агрегата:

ступень низкого давления

$$V'_{h_{н.д}} = 0,236 \text{ м}^3/\text{с};$$

ступень высокого давления

$$V'_{h_{в.д}} = 0,0836 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Следовательно, фактическое отношение объемов

$$\frac{V'_{h_{в.д}}}{V'_{h_{н.д}}} = 0,0836/0,236 \approx 0,35 :$$

В связи с небольшим различием фактического и расчетного отношений объемов промежуточные параметры не будут существенно отличаться от расчетных.

Определяем тепловую нагрузку на конденсатор

$$Q_K = G'_{a_{в.д}} (i_4 - i_5) ,$$

учитывая, что переохлаждение жидкого холодильного агента до температуры $t_n = t_5$ происходит в конденсаторе:

$$G'_{a_{в.д}} = \frac{V'_{h_{в.д}} \lambda_{в.д}}{v_3} = \frac{0,0836 \cdot 0,78}{0,43} = 0,152 \text{ кг/с};$$

так как на конденсатор работают два компрессорных агрегата, то

$$Q_K = 2 \cdot 0,152 (1880 - 550) = 404 \text{ кВт}.$$

Пример XIV—2. Для холодильных установок, рассмотренных в примере XIV—1 и работающих на камеры № 4...7 и № 8...13 (см. рис. XIV—1), подобрать конденсатор, если тепловая нагрузка от системы охлаждения камер № 4...7 равна 217,08 кВт, а камер № 8...13—404 кВт; система водоснабжения прямоточная; температура воды $t_{w1} = 24^\circ\text{C}$ и конденсации $t_k = 32^\circ\text{C}$, холодильный агент — аммиак.

Определяем общую тепловую нагрузку на конденсатор

$$Q_k = 217,08 + 404 = 621,08 \text{ кВт}.$$

Затем выбираем тип конденсатора и находим площадь его теплопередающей поверхности.

Учитывая, что система водоснабжения прямоточная и данная холодильная установка относится к установкам средней мощности, выбираем вертикальный кожухотрубный конденсатор.

Для определения площади теплопередающей поверхности находим коэффициент теплопередачи k и средний логарифмический температурный напор $\Delta t_{\text{ср.л.}}$.

Коэффициент теплопередачи k определяем по табл. IV—1 [для вертикального кожухотрубного конденсатора $k = 800 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}]$.

Средний логарифмический температурный напор находим по формуле

$$\Delta t_{\text{ср.л.}} = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln \frac{t_{tc} - t_{w1}}{t_{tc} - t_{w2}}}.$$

Задаемся перепадом температур по воде $\Delta t_w = t_{w2} - t_{w1} = 4^\circ\text{C}$; тогда температура воды, выходящей из конденсатора $t_{w2} = 24 + 4 = 28^\circ\text{C}$;

$$\Delta t_{\text{ср.л.}} = \frac{28 - 24}{\ln \frac{32 - 24}{32 - 28}} = 5,78^\circ\text{C}.$$

Следовательно, площадь теплопередающей поверхности

$$F_k = \frac{621,08 \cdot 10^3}{800 \cdot 5,78} = 134,2 \text{ м}^2.$$

По приложению 4 подбираем два вертикальных кожухотрубных конденсатора типа 75КВ. Каждый конденсатор имеет площадь, равную 75 м^2 ; общая площадь $F_k = 150 \text{ м}^2$.

Определяем объемный расход охлаждающей воды в конденсаторах

$$V_w = \frac{621,08 \cdot 10^3}{4,19 \cdot 10^3 (28 - 24)} = 0,037 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Пример XIV—3. Для условий примера XIV—1 провести проверочный расчет площади теплопередающей поверхности конденсатора холодильной машины ХМ-АУ45/А2, работающей на системе охлаждения камеры № 1 (см. рис. XIV—1), если холодопроизводительность машины $Q_0 = 53 \text{ кВт}$, потребляемая мощ-

ность электродвигателя компрессора $N_0 = 16$ кВт, температура воды $t_{w1} = 24^\circ\text{C}$, а конденсации $t_K = 32^\circ\text{C}$.

Тепловую нагрузку на конденсатор определяем по формуле

$$Q_K = Q_0 + N_1 = Q_0 + N_0 \eta_M \eta_{эл};$$

при $\eta_M = 0,9$ и $\eta_{эл} = 0,83$

$$Q_K = 53 + 16 \cdot 0,9 \cdot 0,83 = 64,95 \text{ кВт.}$$

Принимаем, что $t_{w2} = 28^\circ\text{C}$. Тогда средний логарифмический температурный напор $\Delta t_{ср.л} = 5,78^\circ\text{C}$ (см. расчет, приведенный в примере XIV—2).

По табл. IV—1 принимаем, что коэффициент теплопередачи горизонтального кожухотрубного конденсатора, входящего в состав холодильной машины, равен $800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$.

Определяем значение F_K :

$$F_K = \frac{64,95 \cdot 10^3}{800 \cdot 5,78} = 14 \text{ м}^2,$$

что соответствует техническим данным машины.

Пример XIV—4. Подобрать защитные ресиверы для холодильной установки, работающей на камеры № 4...7 (см. рис. XIV—1), если известно, что камеры оборудованы системой непосредственного охлаждения, система безнасосная (с нижней подачей), в камерах установлены потолочные и пристенные батареи, батареи изготовлены из оребренных труб диаметром $38 \times 2,5$ мм с шагом ребер 30 мм, ширина и толщина ленты 30×1 мм, площадь теплопередающей поверхности охлаждающих батарей в каждой камере равна 850 м^2 .

Защитные ресиверы устанавливают на всасывающей линии между камерными охлаждающими приборами и компрессором непосредственно перед компрессором (для защиты его от влажного хода).

Защитные ресиверы подбирают по расчетному объему, учитывающему вместимость по холодильному агенту всего камерного оборудования, входящего в состав данной системы охлаждения. Обычно подбирают два ресивера, которые подключаются к системе попеременно.

Необходимый объем защитных ресиверов определяем с помощью следующей зависимости:

$$V_{з.р.} \geq V_0 K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6,$$

где $V_{з.р.}$ — объем защитных ресиверов, м^3 ; V_0 — внутренний объем охлаждающих батарей, м^3 ; K_1 — коэффициент, учитывающий степень заполнения жидким хладагентом охлаждающих батарей ($K_1 = 0,7$ при нижней подаче); K_2 — коэффициент, учитывающий частичное выбрасывание (при нижней подаче) жидкого холодильного агента из охлаждающих батарей ($K_2 = 0,3$); K_3 — коэффициент, учитывающий объем коллекторов и соединительных трубопроводов

системы ($K_3=1,1$); K_4 — коэффициент, учитывающий остаточное или рабочее заполнение ресивера ($K_4=1,2$); K_5 — коэффициент, учитывающий допустимое заполнение ресивера ($K_5=1,45$); K_6 — коэффициент запаса ($K_6=1,2$).

Объем охлаждающих батарей определяем по формуле

$$V_6 = L v_{\text{тр}},$$

где L — длина труб охлаждающих батарей, м; $v_{\text{тр}}$ — внутренний объем трубы, м³/м (для труб 38×2,5 мм $v_{\text{тр}}=0,88 \cdot 10^{-3}$ м³/м).

Длину L определяем по формуле

$$L = F_0 / f,$$

где F_0 — общая площадь теплопередающей поверхности охлаждающих батарей, м² ($F_0=4 \cdot 850=3400$ м²); f — площадь поверхности оребренной трубы, м²/м (для оребренной трубы диаметром 38 мм при шаге ребер 30 мм, ширине и толщине ленты 30×1 мм $f=0,54$ м²/м);

$$L = \frac{3400}{0,54} = 6296 \text{ м.}$$

Тогда

$$V_6 = \frac{6296 \cdot 0,88}{1000} = 5,54 \text{ м}^3,$$

Подставляем известные данные и определяем

$$V_{\text{з.р}} = 5,54 \cdot 0,7 \cdot 0,3 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1,45 \cdot 1,2 = 2,67 \text{ м}^3.$$

По приложению 18 подбираем два вертикальных ресивера типа 1,5РДВ^а объемом 1,4 м³ (общий объем равен 3 м³ и близок к расчетному).

Пример XIV—5. Подобрать циркуляционный ресивер для холодильной установки, работающей на камеры № 8—13 (см. рис. XIV—1), если камеры оборудованы системой непосредственного охлаждения (насосная система с нижней подачей); в камерах № 8, 10 и 12 установлено девять воздухоохладителей общей площадью $F_0=1350$ м²; в камерах № 9, 11 и 13 — шесть воздухоохладителей общей площадью $F_0=1050$ м² (диаметр труб воздухоохладителя 38×2,5 мм, оребрение спирально-навивное; размер ленты для оребрения 30×1 мм, шаг ребер переменный — от 30 до 20 мм).

Объем циркуляционного ресивера определяем по формуле

$$V_{\text{ц.р}} \geq [V_{\text{н.т}} + V_{\text{в.о}} K_{1,\text{в.о}} K_2 + V_{\text{в.т}} \cdot 0,3] K_4 K_5 K_6,$$

где $V_{\text{н.т}}$ — внутренний объем нагнетательного трубопровода, м³; $V_{\text{в.о}}$ — внутренний объем труб воздухоохладителей, м³; $K_{1,\text{в.о}}$ — коэффициент, учитывающий степень заполнения жидким холодильным агентом воздухоохладителей ($K_{1,\text{в.о}}=0,7$ при нижней подаче холодильного агента); $K_2=0,3$; $V_{\text{в.т}}$ — внутренний объем всасывающего (сливного) трубопровода, м³; $K_4=1,55$; $K_5=1,45$ (для вертикальных ресиверов); $K_6=1,2$.

Объемы $V_{н.т}$ и $V_{в.т}$ принимаем ориентировочно в зависимости от $V_{во}$.

$$V_{н.т} = 0,04 V_{во}; \quad V_{в.т} = 0,06 V_{во}.$$

Объем $V_{во}$ определяем так же, как и для охлаждающих батарей:

$$V_{во} = L v_{тр},$$

$$L = F_0 / f; \quad F_0 = 1350 + 1050 = 2400 \text{ м}^2.$$

Так как в воздухоохладителях предусмотрен переменный шаг оребрения, то площадь f наружной поверхности 1 м трубы определяем как среднюю

$$f_{ср} = \frac{f_{20} + f_{30}}{2},$$

где $f_{20} = 0,76 \text{ м}^2/\text{м}; \quad f_{30} = 0,54 \text{ м}^2/\text{м}.$

Тогда $f_{ср} = 0,65 \text{ м}^2/\text{м}.$

Учитываем значения $F_0, f_{ср}, v_{тр} = 0,88 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{м}$ и находим:

$$L = \frac{2400}{0,65} = 3692,3 \text{ м};$$

$$V_{во} = 3692,3 \cdot 0,88 \cdot 10^{-3} = 3,25 \text{ м}^3;$$

$$V_{ц.р} = [0,04 \cdot 3,25 + 3,25 \cdot 0,7 \cdot 0,3 + 0,06 \cdot 3,25 \cdot 0,3] 1,55 \cdot 1,45 \cdot 1,2 = 2,35 \text{ м}^3.$$

По приложению 18 подбираем вертикальный ресивер 2,5РДВ^а, имеющий объем 2,7 м³.

Пример XIV—6. Подобрать дренажный ресивер, работающий на камеры № 4...13 (см. рис. XIV—1).

Объем дренажного ресивера определяем по формуле

$$V_{др} \geq (V_6 + V_{во}) K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6;$$

где $K_1 = 0,7$ (при нижней подаче холодильного агента); $K_2 = 1$ (для варианта, когда весь холодильный агент из охлаждающих приборов стекает в ресивер); $K_3 = 1,1$; $K_4 = 1,2$ и $K_5 = 1,45$ (для вертикального ресивера); $K_6 = 1,2$.

При определении $V_{др}$ учитывают объемы охлаждающих батарей V_6 и воздухоохладителей $V_{во}$ одной камеры, характеризующейся наибольшей вместимостью по холодильному агенту.

Наибольшей вместимостью по холодильному агенту характеризуется система охлаждения камер № 4...7, в которой общая площадь охлаждающих батарей $F_0 = 3400 \text{ м}^2$. Следовательно, площадь теплопередающей поверхности охлаждающих батарей, установленных в одной камере, равна 850 м^2 (см. данные примера XIV—4).

Находим внутренний объем охлаждающих батарей одной ка-
меры

$$V_6 = \frac{F_0 v_{\text{т.р}}}{1000f} = \frac{850 \cdot 0,88}{1000 \cdot 0,54} = 1,38 \text{ м}^3.$$

Тогда

$$V_{\text{д.р}} = 1,38 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1,45 \cdot 1,2 = 2,22 \text{ м}^3.$$

По приложению 18 подбираем вертикальный дренажный ресивер 2,5РДВа, имеющий объем 2,7 м³.

Пример XIV—7. Подобрать линейный ресивер для системы охлаждения камер № 4...7 и 8...13 (см. рис. XIV—1), если внутренний объем охлаждающих батарей камер № 4...7 $V_6 = 5,54 \text{ м}^3$, а камер № 8...13 $V_{\text{во}} = 3,25 \text{ м}^3$.

Объем линейного ресивера определяем по формуле

$$V_{\text{л.р}} \geq (V_6 + V_{\text{во}}) K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6;$$

где $K_1 K_2 = 0,45$; $K_3 = 1,1$; $K_4 = 1,05$; $K_5 = 1,25$; $K_6 = 1$

$$V_{\text{л.р}} = (5,54 + 3,25) 0,45 \cdot 1,1 \cdot 1,05 \cdot 1,25 \cdot 1 = 5,71 \text{ м}^3;$$

По приложению 18 подбираем два горизонтальных линейных ресивера 3,5 РВ объемом 3,5 м³ (общий объем ресиверов равен 7 м³).

Пример XIV—8. Подобрать отделитель жидкости для системы охлаждения камер № 2 и 3 (см. рис. XIV—1), если на систему охлаждения работают три компрессорно-конденсаторных агрегата АК-AB22/A2 с компрессорами AB22, имеющими описываемый объем 0,0118 м³/с; температура кипения $t_0 = -8^\circ\text{C}$, температура воды $t_{\text{в.г}} = 24^\circ\text{C}$.

Подбор отделителя жидкости осуществляем по внутреннему диаметру $D_{\text{о.ж}}$ корпуса аппарата

$$D_{\text{о.ж}} = 2 \sqrt{\Sigma (V_h \lambda) / (3,14 \omega_{\text{о.ж}})},$$

где $D_{\text{о.ж}}$ — внутренний диаметр корпуса, м; $\Sigma (V_h \lambda)$ — сумма произведений описываемых объемов на коэффициенты подачи подключаемых к отделителю жидкости компрессоров, м³/с; $\omega_{\text{о.ж}}$ — допустимая скорость движения паров холодильного агента в корпусе аппарата, м/с ($\omega_{\text{о.ж}} = 0,5 \text{ м/с}$).

Для определения коэффициента подачи находим отношение $\pi = p_{\text{к}}/p_0$.

Для принятых в примере XIV—1 условий $t_{\text{к}} = t_{\text{в.г}} + 8 = 24 + 8 = 32^\circ\text{C}$. Давление конденсации аммиака $p_{\text{к}} = 1,239 \text{ МПа}$ при $t_{\text{к}} = 32^\circ\text{C}$; давление кипения аммиака $p_0 = 0,3156 \text{ МПа}$ при $t_0 = -8^\circ\text{C}$. Отношение давлений $\pi = p_{\text{к}}/p_0 = 1,239/0,3156 = 3,93$; при таком отношении давлений по рис. XIV—5 находим, что коэффициент подачи современных бескрейкупофных компрессоров $\lambda = 0,8$

Тогда

$$D_{о.ж} = 2 \sqrt{\frac{3 \cdot 0,0118 \cdot 0,8}{3,14 \cdot 0,5}} = 0,27 \text{ м.}$$

Подбираем отделитель жидкости 70 ОЖг, имеющий наружный диаметр корпуса 426 мм и толщину стенок 10 мм, внутренний диаметр всасывающего патрубка 70 мм.

Пример XIV—9. Подобрать общий маслоотделитель для компрессоров ступени высокого давления двух двухступенчатых агрегатов, работающих на систему охлаждения камер № 8...13 (см. рис. XIV—1), если известно (см. пример XIV—1), что описываемый объем каждого компрессора высокого давления (П110) $V_{h_{в.д}} = 0,0836 \text{ м}^3/\text{с}$; коэффициент подачи $\lambda_{в.д} = 0,78$.

Подбор маслоотделителя осуществляем по внутреннему диаметру $D_{мо_{в.д}}$ корпуса аппарата, определяемому из уравнения

$$D_{мо_{в.д}} = 2 \sqrt{\frac{1}{3,14 \omega_{мо}} \frac{v_4}{v_3} (V_{h_{в.д}} \lambda_{в.д})},$$

где $D_{мо_{в.д}}$ — внутренний диаметр корпуса, м; $\omega_{мо}$ — допустимая скорость паров холодильного агента в корпусе аппарата, м/с ($\omega_{мо} = 0,7 \text{ м/с}$); v_4, v_3 — удельный объем паров холодильного агента в точках 4 и 3 цикла (см. рис. XIV—6) ($v_4 = 0,138 \text{ м}^3/\text{кг}$; $v_3 = 0,43 \text{ м}^3/\text{кг}$);

$$D_{мо_{в.д}} = 2 \sqrt{\frac{1}{3,14 \cdot 0,7} \frac{0,138}{0,43} \cdot 2 \cdot 0,0836 \cdot 0,78} = 0,276 \text{ м.}$$

Подбираем маслоотделитель 80 ОММ, имеющий наружный диаметр корпуса 325 мм, диаметр нагнетательного патрубка 80 мм.

Пример XIV—10. Произвести поверочный расчет промежуточных сосудов СПА 600, поставляемых с каждым двухступенчатым компрессорным агрегатом АД130-7-4 для условий работы камер № 8...13 (см. рис. XIV—1), если описываемый объем компрессора высокого давления (П110) $V_{h_{в.д}} = 0,0836 \text{ м}^3/\text{с}$, коэффициент подачи (см. пример XIV—1) $\lambda_{в.д} = 0,78$.

Необходимый внутренний диаметр $D_{п.с}$ (в м) корпуса промежуточного сосуда находим из уравнения

$$D_{п.с} = 2 \sqrt{\frac{V_{h_{в.д}} \lambda_{в.д}}{3,14 \omega_{п.с}}} = 2 \sqrt{\frac{0,0836 \cdot 0,78}{3,14 \cdot 0,5}} = 0,408 \text{ м.},$$

где $\omega_{п.с}$ — допустимая скорость паров холодильного агента в корпусе аппарата, м/с ($\omega_{п.с} = 0,5 \text{ м/с}$).

Поставляемый с агрегатом промежуточный сосуд СПА 600 имеет наружный диаметр корпуса 600 мм, внутренний диаметр 584 мм, диаметр патрубков нагнетательного (от ступени низкого давления) и всасывающего (к ступени высокого давления) 100 мм.

Диаметр аппарата несколько больше диаметра расчетного. Необходимость установки аппарата большего диаметра вызвана более тяжелыми условиями работы агрегата (заводом-поставщиком предусмотрен широкий диапазон изменения температуры t_0 от -35 до -55°C , а температуры t_k до 50°C).

Пример XIV—11. Подобрать водяные насосы для системы водоснабжения холодильной установки (см. рис. XIV—1), если расход охлаждающей воды в конденсаторе холодильной машины ХМ-АУ45/А2 равен $0,00387 \text{ м}^3/\text{с}$ (расход воды определен по исходным данным примера XIV—3), расход охлаждающей воды в конденсаторе каждого из трех холодильных агрегатов АК-АВ22/А2 $0,00277 \text{ м}^3/\text{с}$ (см. пример XIV—1), расход охлаждающей воды в двух кожухотрубных конденсаторах 75КВ — $0,037 \text{ м}^3/\text{с}$ (см. пример XIV—2).

Общий расход воды во всех конденсаторах

$$\Sigma V_w = 0,00387 + 3 \cdot 0,00277 + 0,037 = 0,04918 \text{ м}^3/\text{с};$$

Подбираем два консольных насоса 4К-12а. Каждый насос имеет подачу $0,0277 \text{ м}^3/\text{с}$ (при полном напоре 230 кПа). Насос оборудован электродвигателем А02-51-2 мощностью 10 кВт , скорость вращения вала насоса $48,3 \text{ с}^{-1}$. Насосы работают в одну нагнетательную линию. При уменьшении тепловой нагрузки на конденсаторы один из насосов можно остановить (из практических соображений можно дополнительно установить резервный насос).

Пример XIV—12. Подобрать аммиачные насосы для системы охлаждения камер № 8...13, если известно, что жидкий холодильный агент подается под напором, создаваемым насосом. Тепловая нагрузка на камерное оборудование соответствует значениям, указанным на рис. XIV—1, и в общей сумме составляет $Q_{06} = 210 \text{ кВт}$, температура кипения $t_0 = -43^\circ\text{C}$. Гидравлические сопротивления циркуляционной системы насоса: всасывающего трубопровода насоса $\Delta p_{вс} = 8 \text{ кПа}$; нагнетательного и сливного трубопроводов до точки вскипания (без охлаждающего прибора) $\Delta p_n = 150 \text{ кПа}$; охлаждающего прибора $\Delta p_n = 15 \text{ кПа}$; разность между наивысшей точкой системы и уровнем холодильного агента в циркуляционном ресивере $h = 8 \text{ м}$.

Определяем подачу V_n аммиачного насоса (в $\text{м}^3/\text{с}$)

$$V_n = Q_{06} n v_{ж} / r,$$

где Q_{06} — тепловая нагрузка на камерное оборудование, кВт; n — кратность циркуляции жидкого холодильного агента; $v_{ж}$ — удельный объем жидкого холодильного агента, $\text{м}^3/\text{кг}$; r — скрытая теплота парообразования жидкого холодильного агента, $\text{кДж}/\text{кг}$.

При нижней подаче жидкого холодильного агента в приборы охлаждения (в соответствии с рис. XIV—1) n обычно принимают равным 4...6. В соответствии с режимом работы (см. пример XIV—1 и рис. XIV—6) $r = 1397 \text{ кДж}/\text{кг}$. Из таблиц для аммиака находим, что при температуре $t_0 = -43^\circ\text{C}$ удельный объем $v_{ж} = 1,4417 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$.

При известных данных подача аммиачного насоса

$$V_{\text{н}} = 210 \cdot 6 \cdot 1,4417 \cdot 10^{-3} / 1397 = 1,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Необходимый напор H (в Па), развиваемый насосом, определяем из условия

$$H \geq \Delta p_{\text{вс}} + \Delta p_{\text{н}} + \Delta p_{\text{п}} + h_{\text{рж}} g,$$

где
$$\rho_{\text{ж}} = \frac{1}{v_{\text{ж}}} = \frac{1}{1,4417 \cdot 10^{-3}} = 693,6 \text{ кг/м}^3;$$

$$H = 8 \cdot 10^3 + 150 \cdot 10^3 + 15 \cdot 10^3 + 8 \cdot 693,6 \cdot 9,81 = 227,4 \cdot 10^3 \text{ Па} = \\ = 227,4 \text{ кПа}:$$

Для указанных значений $V_{\text{н}}$ и H выбираем циркуляционный аммиачный насос ЦНГ-70М-2 (1,5ХГ-6×2,8-2), имеющий подачу $(1,52 \dots 3,33) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ при изменении напора от 38 до 28 м столба жидкого аммиака, что для условий $t_0 = -43^\circ$ соответствует изменению напора от 260 до 190 кПа, т. е. выбранный насос обеспечивает необходимые напор и подачу. Мощность электродвигателя, поставляемого с насосом, $N_{\text{эл}} = 2,8 \text{ кВт}$. Рассчитываем необходимую мощность электродвигателя насоса

$$N'_{\text{эл}} = \frac{V_{\text{н}} H}{\eta_{\text{н}} \cdot 1000} K_{\text{м}} = \frac{1,3 \cdot 10^{-3} \cdot 227,4 \cdot 10^3}{0,5 \cdot 1000} \cdot 1,5 = 0,89 \text{ кВт}.$$

где 0,5 — КПД насоса; 1,5 — коэффициент запаса мощности.

Пример XIV—13. Определить температуру конденсации и подобрать вентиляторную градирню для системы оборотного водоснабжения холодильной установки (рис. XIV—7), расположенной в г. Оренбурге, если общая холодопроизводительность установки в рабочих условиях составляет 1,5 МВт, а суммарная индикаторная мощность компрессоров равна 0,6 МВт.

Определяем тепловую нагрузку на градирню $Q_{\text{г}}$

$$Q_{\text{г}} \approx Q_{\text{к}} = \Sigma (Q_0 + N_i) = 1500 + 600 = 2100 \text{ кВт}.$$

Расчетные параметры наружного воздуха для г. Оренбурга: $\varphi_{\text{нр}} = 40\%$, а по уравнению (XIV—3) $t_{\text{нр}} = 26,9 + 0,125 \cdot 42 = 32,2^\circ\text{C}$.

При этих условиях по диаграмме $l-d$ находим, что $t_{\text{м}} = 22,2^\circ\text{C}$.

Температуру воды t_{w_2} , поступающей на градирню, определяем из (XIV—2), принимая, что перепад температур по воде $\Delta t_w = t_{w_2} - t_{w_1} = 4,2^\circ\text{C}$ (обычно принимается в диапазоне $2-5^\circ\text{C}$), а коэффициент эффективности $\eta = 0,8$ (см. таблицу на с. 137):

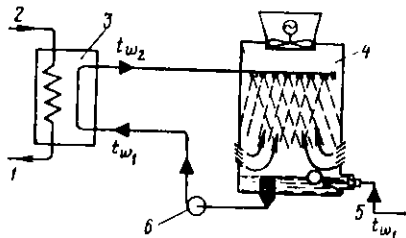


Рис. XIV—7. Схема оборотного водоснабжения:

1 — жидкий холодильный агент; 2 — пары холодильного агента от компрессора; 3 — конденсатор; 4 — вентиляционная градирня; 5 — подача воды для компенсации потерь в охладителе; 6 — циркуляционный насос

$$t_{w2} = 22,2 + \frac{4,2}{0,8} \approx 27,5^\circ\text{C}.$$

Температура $t_{w1} = t_{w2} - \Delta t_w = 27,5 - 4,2 = 23,3^\circ\text{C}$.

Температура конденсации $t_k = t_{w2} + 3 = 27,5 + 3 = 30,5^\circ\text{C}$.

По уравнению (XIV—4) находим расход воды в градирне

$$V_w = 2100 / (4,19 \cdot 1000 \cdot 4,2) = 0,1193 \text{ м}^3/\text{с},$$

а по уравнению (XIV—5) — площадь поперечного сечения градирни, учитывая, что $q_F = 45 \text{ кВт/м}^2$ (см. таблицу на с. 137),

$$F_F = 2100 / 45 = 46,6 \text{ м}^2.$$

По значению F_F подбираем вентиляторную градирную конструкции Союзводоканалпроекта с верхним расположением вентилятора, состоящую из трех секций и имеющую площадь поперечного сечения, равную 48 м^2 (приложение 19).

Рассчитываем удельную гидравлическую нагрузку

$$H_w = 0,1193 / 48 = 0,00248 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$$

и находим, что расчетное значение H_w соответствует рекомендуемому диапазону $H_w = 0,0015 \dots 0,0025 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ для вентиляторных градирен.

Пример XIV—14. Определить температуру конденсации и считать брызгальный бассейн для системы оборотного водоснабжения холодильной установки, расположенной в г. Вологде, если общая тепловая нагрузка на брызгальный бассейн составляет 3 МВт. Расчетные параметры наружного воздуха для г. Вологды: $\varphi_{\text{нр}} = 61\%$; $t_{\text{нр}} = 21,1 + 0,125 \cdot 35 = 25,5^\circ\text{C}$.

По диаграмме $I-d$ воздуха находим, что $t_m = 19,5^\circ\text{C}$.

Температуру воды, поступающей на брызгальный бассейн, определяем с помощью уравнения (XIV—2), задаваясь перепадом температуры по воде, равным $3,5^\circ\text{C}$ (рекомендуемый перепад $2-4^\circ\text{C}$), и коэффициентом эффективности брызгального бассейна $\eta = 0,40$,

$$t_{w2} = 19,5 + 3,5 / 0,40 = 28,25^\circ\text{C} :$$

Температура $t_{w1} = 28,25 - 3,5 = 24,75^\circ\text{C}$.

Температура конденсации $t_k = 28,25 + 3 = 31,25^\circ\text{C}$.

Гидравлическую нагрузку брызгального бассейна рассчитываем по формуле (XIV—4)

$$V_w = \frac{3000}{4,19 \cdot 1000 \cdot 3,5} = 0,204 \text{ м}^3/\text{с} ;$$

а площадь поперечного сечения — по уравнению (XIV—5), принимая, что $q_F = 4,4 \text{ кВт/м}^2$,

$$F_{\text{бп}} = 3000 / 4,4 = 681,8 \text{ м}^2 ;$$

При этом удельная гидравлическая нагрузка

$$H_w = 0,204/681,8 = 0,000299 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Расчетное значение H_w соответствует значениям $H_w = 0,0002 \dots 0,0003 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, принимаемым для брызгальных бассейнов.

В качестве разбрызгивающих устройств принимаем сопла размером 50/25 мм. При этом предполагаем, что напор перед соплом

составляет 5 м вод. ст. При производительности сопла $q_w = 5,19 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ количество их составляет

$$n_c = V_w/q_w = 0,204/(5,19 \cdot 10^{-3}) = 40 \text{ шт.}$$

Принимаем $n_c = 42$ шт. Учитывая рекомендации, располагаем сопла в два ряда (рис. XIV—8).

Необходимый напор, развиваемый насосом, складывается из напора перед соплами, статического напора столба жидкости, потерь напора по длине трубопровода и в местных сопротивлениях. Необходимый напор перед соплами составляет 5 м вод. ст. (50 кПа). Ориентировочно принимаем, что остальные потери напора составляют также 50 кПа. По полному напору 100 кПа и расходу воды $V_w = 0,204 \text{ м}^3/\text{с}$ подбираем два насоса 8К-18, каждый из них имеет подачу 0,103 м³/с.

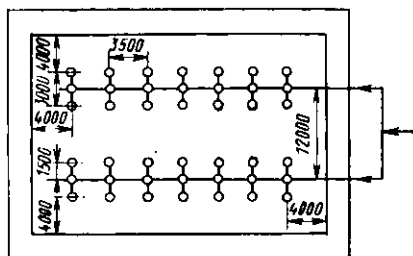


Рис. XIV—8. План брызгального бассейна

ГЛАВА XV. ПРОИЗВОДСТВО ИСКУССТВЕННОГО ВОДНОГО ЛЬДА

Искусственный водный лед изготавливают из пресной или морской воды и рассолов в льдогенераторах непосредственного и рассольного охлаждения. По форме выпускается лед блочный, плиточный, цилиндрический (трубчатый), чешуйчатый и снежный.

При расчете льдогенераторов определяют их производительность, продолжительность замораживания, тепловую нагрузку на аппараты. После расчета осуществляют подбор холодильного оборудования (испарителей, компрессоров, конденсаторов, насосов для воды и др.).

В связи с большим разнообразием форм льда и типов льдогенераторов расчеты выполняют с использованием различных зависимостей. При этом продолжительность замораживания определяют с помощью соотношения Р.Планка, представленного в различных вариантах.

Пример XV—1. Определить продолжительность замораживания блоков льда в льдогенераторе с рассольным охлаждением. Блоки замораживают в формах следующих размеров: в верхней части $b_n \times \delta_n = 190 \times 110$ мм, в нижней — $b_n \times \delta_n = 160 \times 80$ мм; высота 1115 мм. Температура хладоносителя $t_{хн} = -12^\circ\text{C}$.

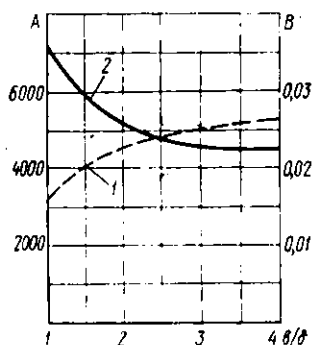


Рис. XV—1. Зависимость коэффициентов A , B от соотношения сторон b/δ в верхней части льдоформ:
1 — для коэффициента A ; 2 — для коэффициента B

Продолжительность замораживания блоков льда находим по приближенной формуле Р. Планка

$$\tau_3 = \frac{3600 A \delta_{\text{л}}}{t_{\text{хн}}} (\delta_{\text{л}} + B), \quad (\text{XV—1})$$

где τ_3 — продолжительность замораживания, A , B — коэффициенты, зависящие от отношения размеров сторон поперечного сечения блока льда и принимаемые в соответствии с рис. XV—1 (при отношении $b_b/\delta_b = 190/110 = 1,73$ коэффициенты $A = 4330$, $B = 0,0278$); $\delta_{\text{л}}$ — толщина замораживаемого льда, принимаемая равной меньшей стороне блока в его верхней части (δ_b), м; $t_{\text{хн}}$ — абсолютное значение температуры хладагителя, °C;

$$\tau_3 = \frac{3600 \cdot 4330 \cdot 0,11}{12} (0,11 +$$

$$+ 0,0278) = 19650 \text{ с} = 5,47 \text{ ч.}$$

Пример XV—2. Определить продолжительность процесса производства льда в двустороннем скребковом льдогенераторе*, если подаваемая на льдогенератор вода предварительно охлаждается до $t_w = 1,5^\circ\text{C}$, конечная среднеобъемная температура льда $t_{\text{л}} = -4^\circ\text{C}$, температура кипения холодильного агента в рубашке льдогенератора $t_0 = -25^\circ\text{C}$, толщина намораживаемого льда $\delta_{\text{л}} = 0,0015$ м, коэффициент теплоотдачи со стороны холодильного агента $\alpha_0 = 1500$ Вт/(м²·K), а со стороны воды (ко льду) $\alpha_{\text{л}} = 10000$ Вт/(м²·K), толщина стальной стенки льдогенератора $\delta_{\text{с}} = 0,008$ м, а коэффициент ее теплопроводности $\lambda_{\text{с}} = 47$ Вт/(м·K).

Продолжительность процесса производства льда в двустороннем скребковом льдогенераторе определяем с помощью уравнения Р. Планка

$$\tau_3 = \frac{10^3 q_{\text{рл}} \delta_{\text{л}}}{t_0} \left(\frac{1}{\alpha_0} + \frac{\delta_{\text{с}}}{\lambda_{\text{с}}} + \frac{0,5 \delta_{\text{л}}}{\lambda_{\text{л}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{л}}} \right); \quad (\text{XV—2})$$

где $q_{\text{з}}$ — теплота, отводимая от 1 кг воды при замораживании, кДж/кг; $\rho_{\text{л}}$ — плотность льда, кг/м³ ($\rho_{\text{л}} = 917$ кг/м³); t_0 — абсолютное значение температуры кипения холодильного агента, °C; $\lambda_{\text{л}}$ — коэффициент теплопроводности льда Вт/(м·K) [$\lambda_{\text{л}} = 2,2$ Вт/(м·K)].

Формула (XV—2) не учитывает время, необходимое для охлаждения воды до начала льдообразования и понижения температуры льда до конечной заданной.

Для определения полной продолжительности процесса в формуле (XV—2) учитываем теплоту q :

* Конструкцию и расчет скребкового льдогенератора см. в книге В. А. Босова «Производство и применение льда». — М.: Пищевая промышленность 1977. — 232 с.

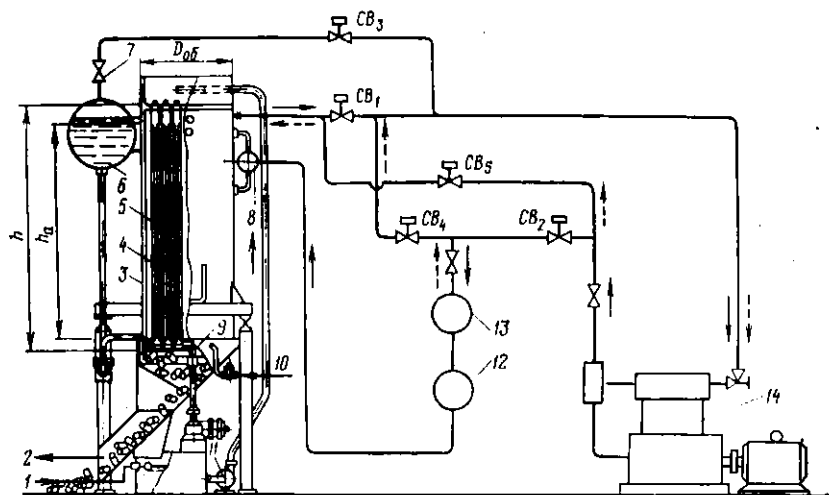


Рис. XV—2. Схема холодильной установки кожухотрубного льдогенератора для производства трубчатого льда:

1 — подача воды; 2 — выход льда; 3 — кожух льдогенератора; 4 — охлаждающая труба льдогенератора; 5 — лед; 6 — сборник холодильного агента (ресивер); 7 — дроссельный вентиль; 8 — поплавковый регулирующий вентиль; 9 — механический нож для резания льда; 10 — вода для подогрева дна; 11 — циркуляционный насос для подачи воды; 12 — переохладитель жидкого холодильного агента; 13 — конденсатор; 14 — компрессор; — — — направление движения холодильного агента при замораживании (открыты соленоидные вентили CB_1 и CB_2); — — — — — то же, при оттаивании (открыты соленоидные вентили CB_3 , CB_4 , CB_5)

$$q = 4,19t_w + 335,2 - 2,1t_{\text{л}} = 4,19 \cdot 1,5 + 335,2 - 2,1(-4) = 350 \text{ кДж/кг};$$

$$\tau_3 = \frac{10^3 \cdot 350 \cdot 917 \cdot 0,0015}{25} \left(\frac{1}{1500} + \frac{0,008}{47} + \frac{0,5 \cdot 0,0015}{2,2} + \frac{1}{10000} \right) = 24,6 \text{ с.}$$

Пример XV—3. Определить тепловую нагрузку на холодильную установку кожухотрубного льдогенератора для производства трубчатого льда (рис. XV—2) при следующих условиях: производительность льдогенератора $G = 3,5$ т в сутки; температура поступающей воды $t_w = 20^\circ\text{C}$; температура кипения холодильного агента (аммиак) $t_0 = -15^\circ\text{C}$; диаметр труб $D_n = 57 \times 3,5$ мм (рис. XV—3); высота труб $h = 3$ м; активная высота труб $h_a = 2,5$ м; количество труб $n = 25$; толщина намораживаемого льда $\delta_{\text{л}} = 0,015$ м; конечная среднеобъемная температура льда $t_{\text{л}} = -5^\circ\text{C}$; мощность электродвигателя насоса для подачи воды $N_{\text{дв}} = 2,8$ кВт; продолжительность одного цикла работы льдо-

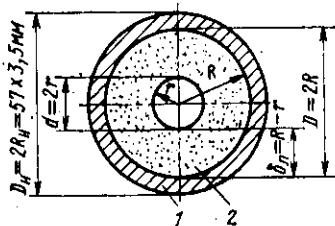


Рис. XV—3. Схема намораживания льда:

1 — стенка трубы; 2 — лед

генератора $\tau_{\text{ц}} = 0,6$ ч, в том числе продолжительность намораживания льда $\tau_{\text{л}} = 0,4$ ч.

Тепловая нагрузка Q_0 (в кВт) равна сумме теплопритоков

$$Q_0 = \Sigma Q = Q_{\text{л}} + Q_{\text{мт}} + Q_{\text{т}} + Q_{\text{н}},$$

где $Q_{\text{л}}$ — теплоприток от воды при ее охлаждении и замораживании, а также при понижении температуры льда до конечной температуры, кВт; $Q_{\text{мт}}$ — теплоприток от металлоконструкций льдогенератора после каждого цикла оттаивания, кВт; $Q_{\text{т}}$ — теплоприток из окружающей среды через изолированную и неизолированную поверхности льдогенератора, поверхность бака для воды и охлаждающих труб, кВт; $Q_{\text{н}}$ — теплоприток от насоса для подачи воды из бака на охлаждающие трубы льдогенератора, кВт.

Теплоприток от воды

$$Q_{\text{л}} = \frac{G'(4,19t_{\text{в}} + 335,2 - 2,1t_{\text{л}})}{\tau_{\text{л общ}}} \cdot 10^3,$$

где G' — действительная производительность льдогенератора, т в сутки; $\tau_{\text{л общ}}$ — общая продолжительность работы льдогенератора в режиме намораживания льда, с.

Действительную производительность льдогенератора определяем по формуле

$$G' = G(1 + y);$$

где y — доля льда, подтаявшего при освобождении льдогенератора;

$$y = \frac{D^2 - [2(R - \delta_{\text{л}})]^2}{D^2 - d^2},$$

$\delta_{\text{л}}$ — толщина подтаявшего льда, м (принимаем $\delta_{\text{л}} = 0,00075$ м);

$$y = \frac{0,05^2 - [2(0,025 - 0,00075)]^2}{0,05^2 - 0,02^2} = 0,07.$$

Учитывая значение y , находим действительную производительность льдогенератора

$$G' = G(1 + y) = 3,5(1 + 0,07) = 3,745 \text{ т в сутки}.$$

Для определения продолжительности задаемся, что льдогенератор работает круглосуточно, и находим

$$\tau_{\text{л общ}} = \tau_{\text{л}} z,$$

где z — количество циклов;

$$z = \frac{24}{\tau_{\text{ц}}} = \frac{24}{0,6} = 40;$$

$$\tau_{\text{л общ}} = 0,4 \cdot 40 = 16 \text{ ч} = 57\,600 \text{ с}.$$

Подставляем известные данные и определяем теплоприток

$$Q_{\text{л}} = \frac{3,745 \cdot 10^3 [4,19 \cdot 20 + 335,2 - 2,1(-5)]}{57600} = 27,92 \text{ кВт} :$$

Теплоприток от металлоконструкций льдогенератора определяем по формуле

$$Q_{\text{мт}} = \frac{G_{\text{мт}} c_{\text{мт}} (t_{\text{от}} - t_0) z}{\tau_{\text{л.общ}}} ,$$

где $G_{\text{мт}}$ — масса металла, отепляемого при оттаивании льда и охлаждаемого при подготовке к замораживанию льда, кг; $c_{\text{мт}}$ — удельная теплоемкость металла, кДж/(кг·К) [для стали $c_{\text{мт}} = 0,461$ кДж/(кг·К)]; $t_{\text{от}}$ — температура, до которой нагреваются металлоконструкции льдогенератора, °С ($t_{\text{от}} = 15^\circ\text{C}$).

Массу $G_{\text{мт}}$ определяем по формуле

$$G_{\text{мт}} = 1,1 (G_{\text{т}} + G_{\text{т.р}} + G_{\text{об}}) ,$$

где 1,1 — коэффициент, учитывающий массу неучтенных элементов (патрубки, опоры и т. д.); $G_{\text{т}}$, $G_{\text{т.р}}$, $G_{\text{об}}$ — масса охлаждающих труб, трубных решеток и обечайки, кг.

Масса 1 м стальной трубы диаметром $57 \times 3,5$ мм составляет $m = 4,62$ кг.

Следовательно, масса труб

$$G_{\text{т}} = mnh = 4,62 \cdot 25 \cdot 3 = 346,5 \text{ кг} :$$

Массу двух трубных решеток принимаем равной $G_{\text{т.р}} = 100$ кг.

Массу обечайки определяем по формуле

$$G_{\text{об}} = \pi D_{\text{об}} h \delta \rho_{\text{ст}} ,$$

где $D_{\text{об}}$ — диаметр обечайки льдогенератора, м ($D_{\text{об}} = 0,6$ м); δ — толщина обечайки, м ($\delta = 0,008$ м); $\rho_{\text{ст}}$ — плотность стали, кг/м³ ($\rho_{\text{ст}} = 7500$ кг/м³);

$$G_{\text{об}} = 3,14 \cdot 0,6 \cdot 3 \cdot 0,008 \cdot 7500 = 340 \text{ кг} :$$

Тогда

$$G_{\text{мт}} = 1,1 (346,5 + 100 + 340) = 865 \text{ кг} ,$$

$$Q_{\text{мт}} = \frac{865 \cdot 0,461 [15 - (-15)] 40}{57600} = 8,3 \text{ кВт} .$$

Теплоприток $Q_{\text{т}}$ учитываем следующим образом:

$$Q_{\text{т}} = 0,1 Q_{\text{л}} = 0,1 \cdot 27,92 = 2,792 \text{ кВт} :$$

Теплоприток $Q_{\text{н}}$ (в кВт) рассчитываем с помощью выражения

$$Q_{\text{н}} = N_{\text{дв}} \eta_{\text{н}} \eta_{\text{дв}} ,$$

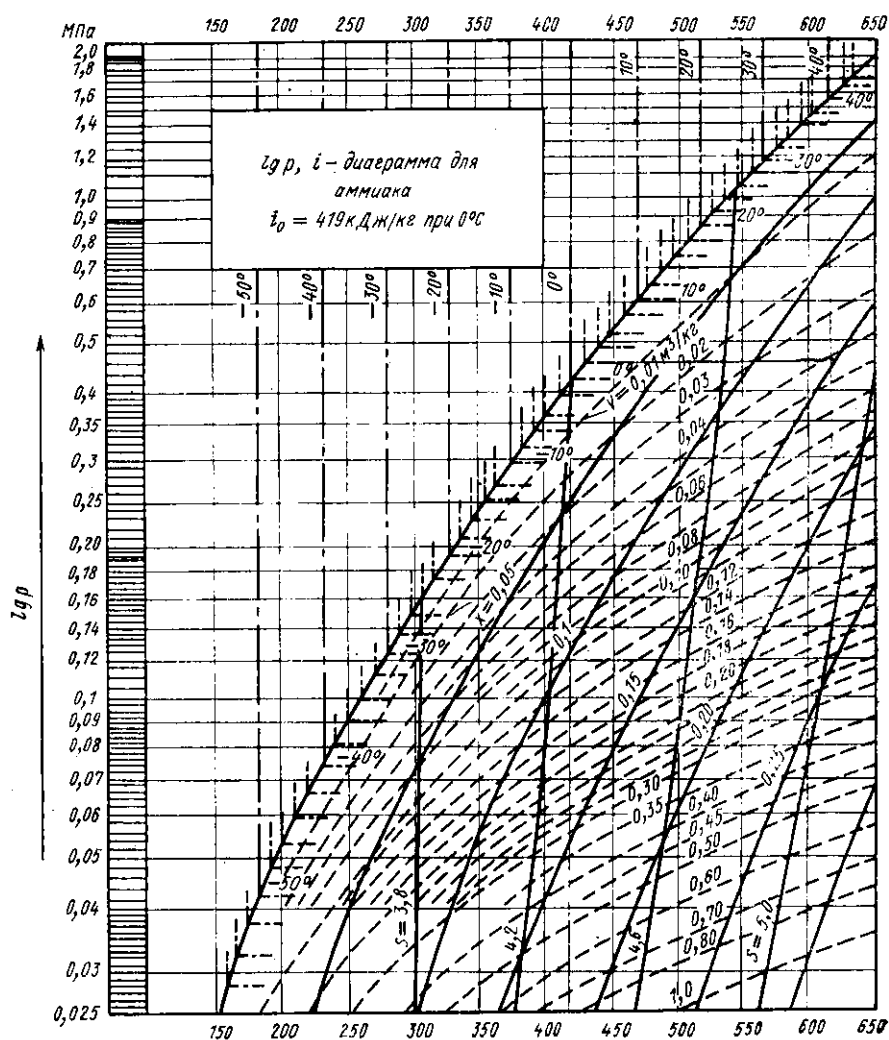
где $N_{\text{дв}}$ — мощность электродвигателя насоса, кВт ($N_{\text{дв}} = 2,8$ кВт); $\eta_{\text{н}}$ — КПД насоса ($\eta_{\text{н}} = 0,6$); $\eta_{\text{дв}}$ — КПД электродвигателя насоса ($\eta_{\text{дв}} = 0,85$);

$$Q_{\text{н}} = 2,8 \cdot 0,6 \cdot 0,85 = 1,428 \text{ кВт} :$$

Определяем тепловую нагрузку на холодильную установку льдогенератора

$$Q_0 = 27,92 + 8,3 + 2,792 + 1,428 = 40,44 \text{ кВт} .$$

Диаграмма $\lg p-i$ для аммиака



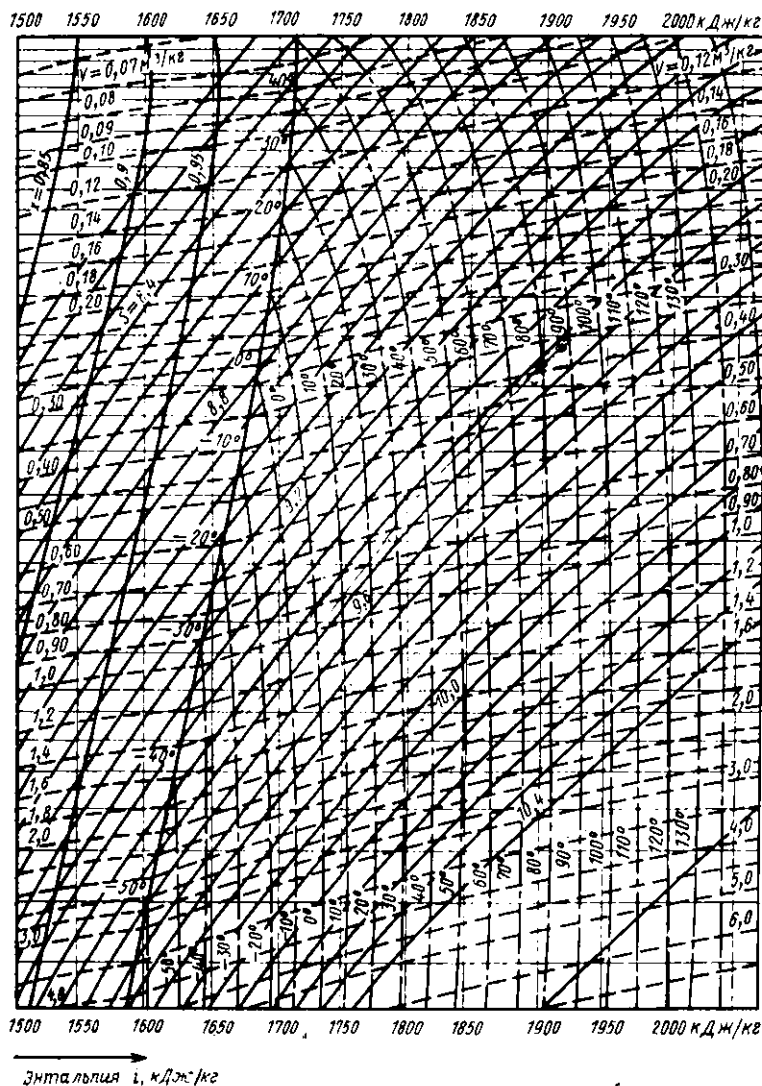
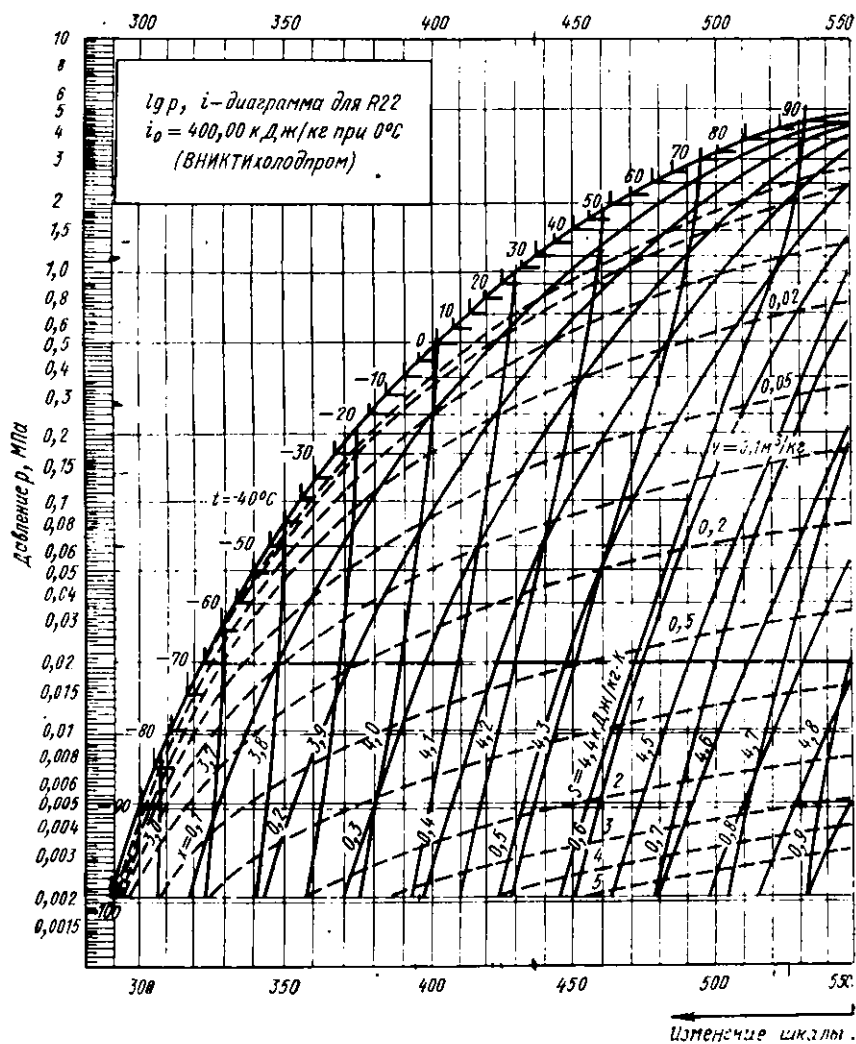


Диаграмма $\lg p-i$ для R22



ПРИЛОЖЕНИЕ 2

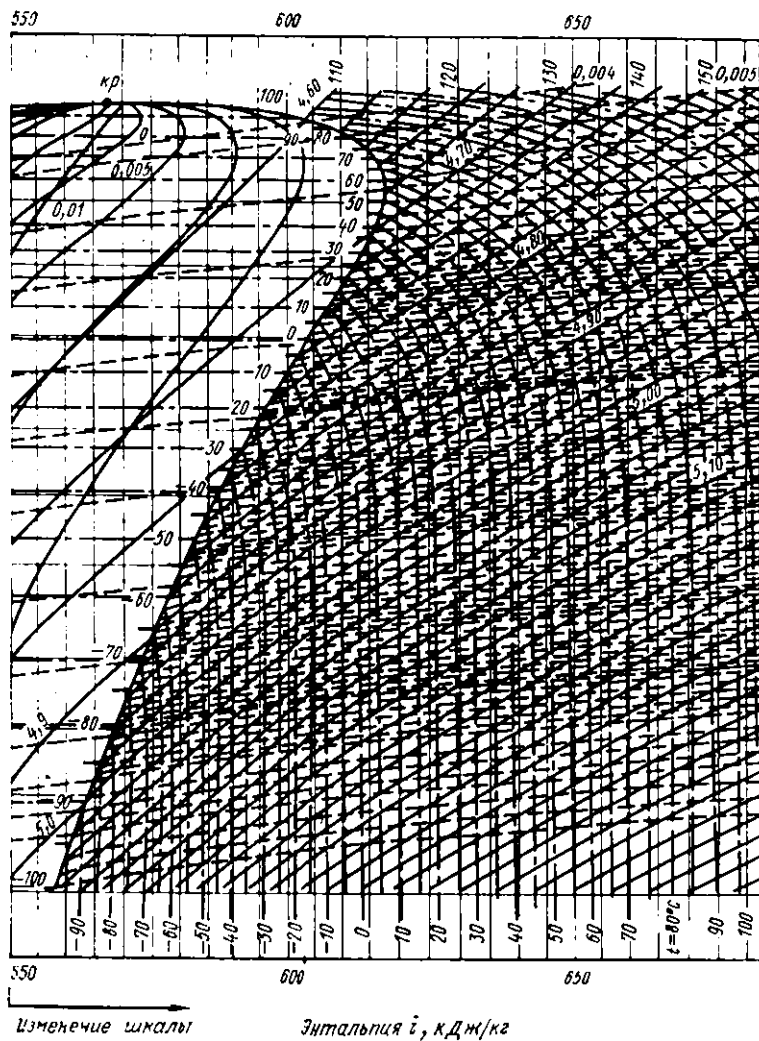
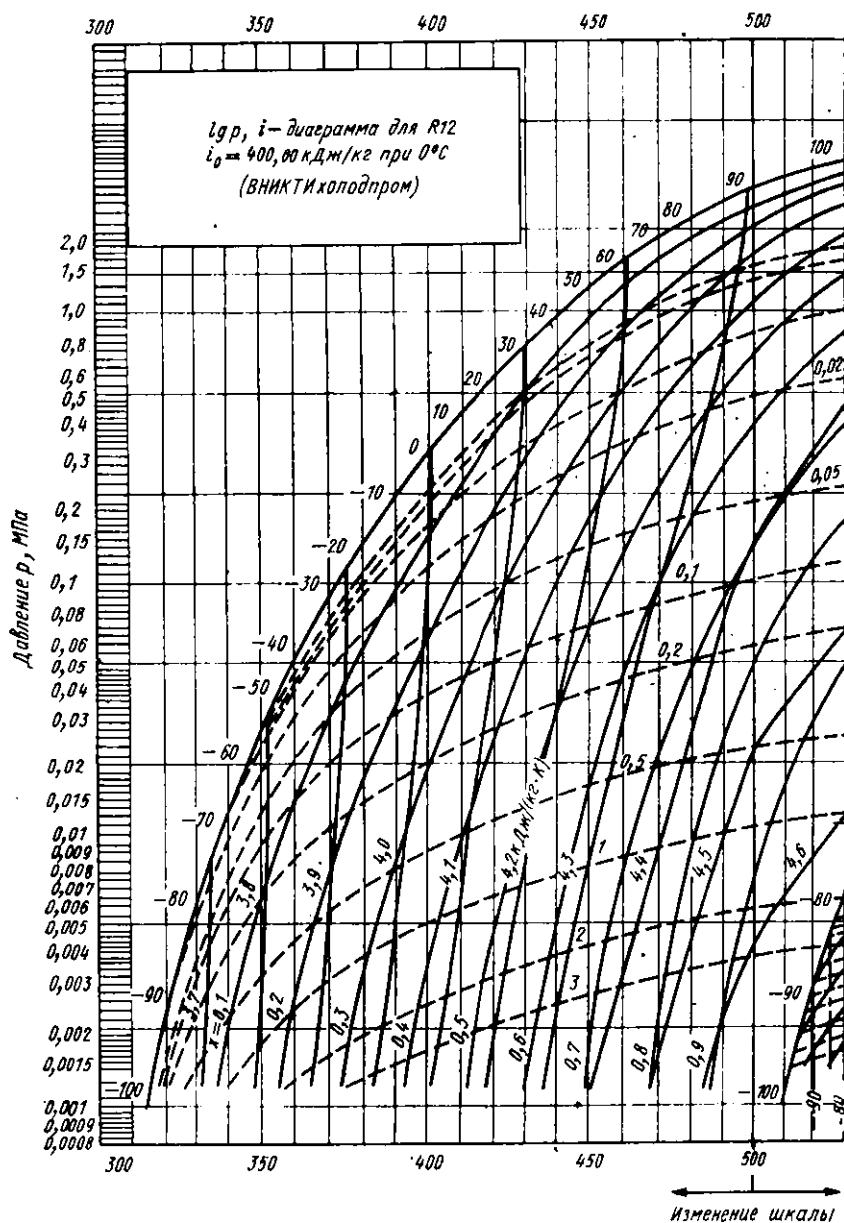
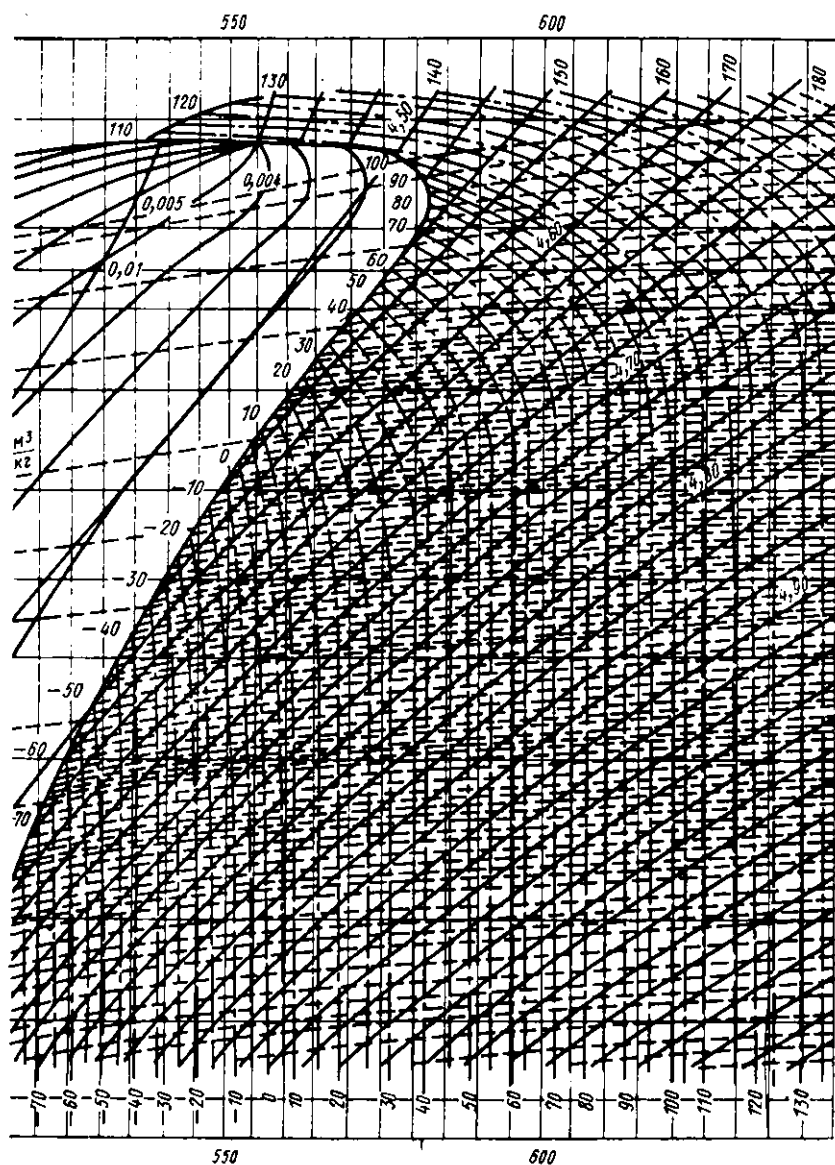


Диаграмма $\lg p-i$ для R12



ПРИЛОЖЕНИЕ 3



Энтальпия i , кДж/кг

Характеристика аммиачных конденсаторов

а. Горизонтальных кожухотрубных

Конденсатор	Площадь поверхности, м ²	Объем межтрубного пространства, м ³	Конденсатор	Площадь поверхности, м ²	Объем межтрубного пространства, м ³
КТГ-10	9	0,16	КТГ-90	90	1,26
КТГ-20	20	0,32	КТГ-110	110	1,58
КТГ-25	25	0,39	КТГ-140	140	2,0
КТГ-32	32	0,52	КТГ-180	180	2,5
КТГ-40	40	0,53	КТГ-250	250	3,5
КТГ-50	50	0,7	КТГ-300	300	4,0
КТГ-65	65	0,885			

б. Вертикальных кожухотрубных

Конденсатор	Площадь поверхности, м ²	Объем межтрубного пространства, м ³	Конденсатор	Площадь поверхности, м ²	Объем межтрубного пространства, м ³
50KB	50	1,12	125KB	125	2,2
75KB	75	1,27	150KB	150	2,64
100KB	100	1,8	250KB	250	3,64

в. Испарительных

Марка	Площадь поверхности, м ²	Подача вентиляторов, м ³ /с	Количество вентиляторов
ИК-125	131	12,2	3
ИК-200	212	19,5	5
ИК-315	318	30,7	4

Характеристика аммиачных испарителей

а. Панельных

Испаритель	Площадь поверхности, м ²	Количество секций	Габаритные размеры, мм			Вместимость по аммиаку, м ³
			длина	ширина	высота	
20 ИП	20	4×5	3470	575	1050	0,1136
30 ИП	30	6×5	3470	575	1050	0,169

Испаритель	Площадь поверхности, м ²	Количество секций	Габаритные размеры, мм			Вместимость по аммиаку, м ³
			длина	ширина	высота	
40 ИП	40	8×5	3470	735	1050	0,223
60 ИП	60	12×5	3670	1060	1050	0,332
90 ИП	90	18×5	3670	1045	1050	0,497
120 ИП	120	12×10	6100	1115	1200	0,501
180 ИП	180	18×10	6100	1625	1200	0,744
240 ИП	240	24×10	6100	2135	1200	1,008
320 ИП	320	32×10	6100	2815	1200	1,34

б. Кожухотрубных горизонтальных (затопленного типа)

Испаритель	Площадь поверхности, м ²	Габаритные размеры, мм				Количество труб, шт.	Объем межтрубного пространства, м ³
		диаметр	длина	ширина	высота		
ИКТ-40	40,7	600×8	3580	1075	1590	216	0,52
ИКТ-50	54	600×8	4580	1075	1590	216	0,7
ИКТ-65	67,8	600×8	5580	1075	1590	216	0,885
ИКТ-90	96,8	800×8	4670	1310	1950	386	1,14
ИКТ-110	121	800×8	5670	1310	1950	386	1,58
ИКТ-140	154	1000×10	4800	1493	2270	616	2,1
ИКТ-180	193	1000×10	5800	1493	2270	616	2,64
ИКТ-250	273	1200×12	5920	1788	2670	870	3,8
ИКТ-300	327	1200×12	6920	1788	2670	870	4,5

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Рекомендуемые режимы холодильной обработки и нормы усушки мяса и мясопродуктов*

а. Режимы охлаждения

Способ охлаждения	Температура воздуха, °С	Скорость движения воздуха, м/с	Температура мяса, °С		Продолжительность охлаждения, ч
			начальная	конечная	

Одностадийный

1 (для всех видов мяса)	0	0,5	35	0...4	24 (не более)
2 (для всех видов мяса)	—3	0,8	35	0...4**	16 (не более)

* Рекомендуемые режимы холодильной обработки мяса и мясопродуктов приведены в сборнике технологических инструкций по охлаждению, замораживанию, размораживанию и хранению мяса и мясопродуктов на предприятиях мясной промышленности, опубликованном в журнале «Холодильная техника», 1981, № 7, 8, 9 и 10.

** Для говядины.

б. Режимы однофазного замораживания*

Температура воздуха, °С	Продолжительность процесса**, ч (не более) при циркуляции	
	естественной	принудительной (0,8 м/с)
—23	—	35
—30	32	27
—35	—	23

* В таблице указана скорость движения воздуха на уровне бедренных частей полутуш.

** В таблице приведена продолжительность однофазного замораживания парных говяжьих полутуш массой до 110 кг, продолжительность замораживания свиных полутуш и бараньих туш массой соответственно не более 45 и 30 кг принимается в размере 80 и 60% от продолжительности замораживания говяжьих полутуш.

в. Режимы хранения охлажденного мяса

Вид мяса	Параметры воздуха		Допустимые сроки хранения, сут, не более
	Температура, °С	Относительная влажность, %, не менее	
Охлажденное мясо			
говядина в полутушах и четвертинах	—1	85	16
свинина в полутушах	—1	85	12
баранина в тушах	—1	85	12
Переохлажденное (подмороженное) мясо (все виды мяса, размещенные на конвейере или в штабеле)	—2	90	20

г. Режимы хранения замороженного мяса (неупакованного)

Вид мяса	Температура воздуха, °С	Предельный срок хранения, мес, не более
Говядина в полутушах и четвертинах	—18	12
	—20	14
	—25	18
Баранина в тушах	—18	10
	—20	11
	—25	12
Свинина в полутушах	—18	6
	—20	7
	—25	12

д. Нормы усушки (в %) парного мяса при охлаждении до 4...0 °С в камерах холодильников*

Вид и категория мяса	Продолжительность охлаждения, ч	
	до 16	от 16 до 24
Говядина в полутушах и четвертинах		
I категории	1,40	1,60
II категории	1,57	1,75
Свинина в тушах и полутушах		
I категории	1,30	1,50

Вид и категория мяса	Продолжительность охлаждения, ч	
	до 16	от 16 до 24
II категории		
в шкуре	1,30	1,50
без шкуры	1,18	1,36

* Нормы усушки мяса и мясопродуктов приведены в статье «О применении новых норм усушки» (см. журнал «Холодильная техника», 1984, № 8, с. 42).

е. Нормы усушки (в %) охлажденного мяса при хранении в камерах холодильников

Вид и категория мяса	Нормы усушки, %		
	за сутки	за двое суток	за трое суток

Говядина в полутушах, четвертинах и торговых отрубях

I категории	0,33	0,50	0,58
II »	0,39	0,56	0,63

Баранина и козлятина в тушах

I категории	0,38	0,57	0,65
II »	0,45	0,64	0,73

Свинина в тушах и полутушах

I категории	0,22	0,40	0,47
II »	0,24	0,40	0,48

Примечание. При хранении охлажденного мяса свыше трех суток норма усушки (в %) увеличивается в следующем размере.

Вид мяса	За каждые сутки хранения	Нормы усушки, %
Говядина, баранина	4—5	0,06
	6—7	0,02
	Свыше 7	0,01
Свинина	4—5	0,03
	6—7	0,02
	Свыше 7	0,01

ж. Нормы усушки (в %) парного мяса при замораживании до -8°C в камерах холодильников (однофазный способ)

Вид и категория мяса	Нормы усушки, %
Говядина в полутушах и четвертинах	
I категории	1,58
II »	1,85
Свинина в тушах и полутушах	
I категории	1,60
II »	
в шкуре	1,60
без шкуры	1,23

з. Нормы усушки замороженных говядины, баранины, свинины неблочных при хранении в камерах холодильников с батарейным и смешанным охлаждением (в % за 1 месяц хранения)

Вид и категория мяса, субпродукты	Северная зона				Средняя зона	
	I кв.	II кв.	III кв.	IV кв.	I кв.	II кв.

Одноэтажные холодильники емкостью от 300 т и выше

Говядина в полутушах, четвертинах и торговых отрубках						
I категории	0,06	0,16	0,25	0,10	0,03	0,20
II категории и тощая	0,07	0,20	0,30	0,14	0,10	0,24
Баранина и козлятина в тушах						
I категории	0,07	0,20	0,31	0,14	0,10	0,24
II категории и тощая	0,08	0,22	0,34	0,15	0,11	0,26
Свинина в тушах и полутушах (всех категорий упитанности, кроме третьей)	0,06	0,16	0,24	0,10	0,08	0,19

Продолжение

Вид и категория мяса, субпродукты	Средняя зона		Южная зона			
	III кв.	IV кв.	I кв.	II кв.	III кв.	IV кв.

Одноэтажные холодильники емкостью от 300 т и выше

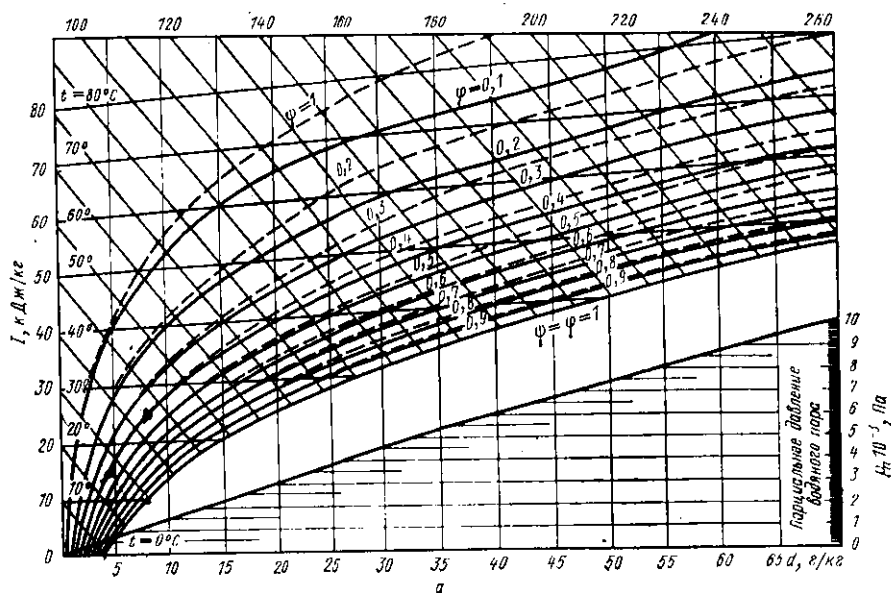
Говядина в полутушах, четвертинах и торговых отрубках						
I категории	0,27	0,14	0,16	0,23	0,29	0,21
II категории и тощая	0,34	0,19	0,20	0,29	0,37	0,26
Баранина и козлятина в тушах						
I категории	0,34	0,19	0,21	0,29	0,37	0,26
II категории и тощая	0,37	0,20	0,22	0,31	0,40	0,29
Свинина в тушах и полутушах (всех категорий упитанности, кроме третьей)	0,26	0,14	0,16	0,23	0,29	0,20

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

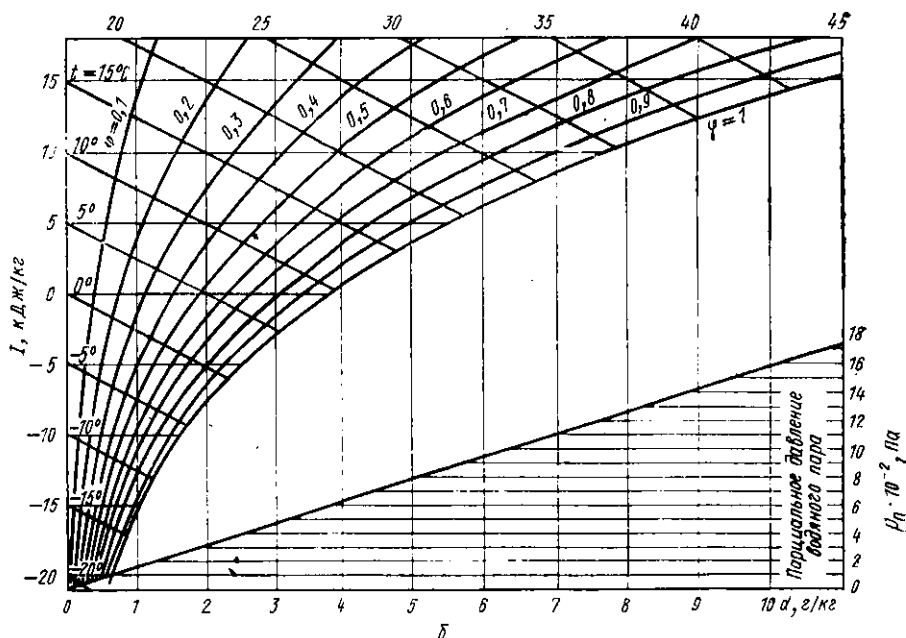
Физические свойства сухого воздуха ($p_0 = 101,325$ кПа)

Температура t , °C	Плотность ρ_v , кг/м ³	Удельная теплосъемность c_v , кДж/(кг·K)	Коэффициент теплопроводности $\lambda_v \cdot 10^2$, Вт/(м·K)	Температуропроводность $a_v \cdot 10^7$, м ² /с	Динамическая вязкость $\mu_v \cdot 10^4$, Н·с/м ²	Кинематическая вязкость $\nu_v \cdot 10^3$, м ² /с	Число Прандтля Pr
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	11,61	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,01	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698

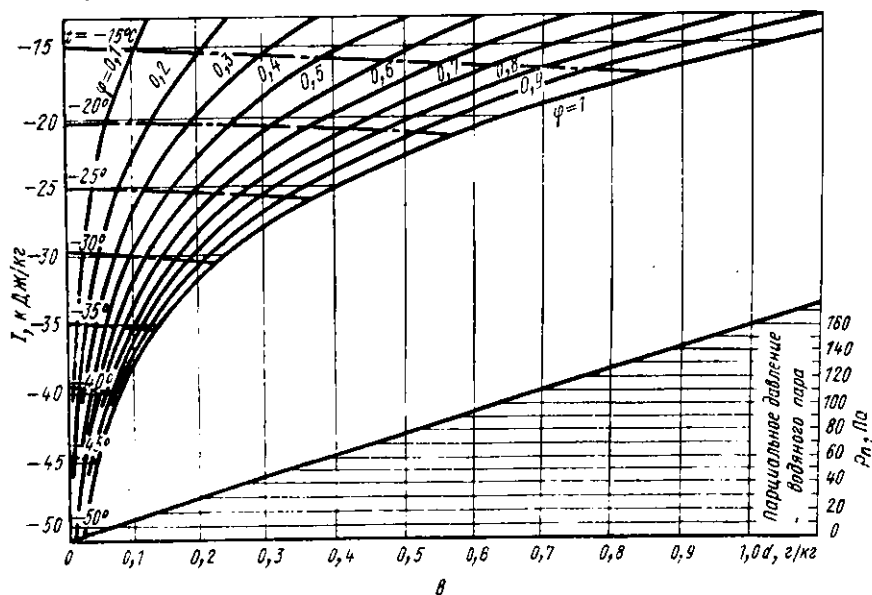
$l-d$ -диаграмма воздуха ($p_0=100$ кПа)



а) в диапазоне температур 80...0 °С;



б) в диапазоне температур 15...-20 °С;



в) в диапазоне температур $-15 \dots -50^{\circ}\text{C}$

ПРИЛОЖЕНИЕ 9

Коэффициент теплопроводности [в $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$] пищевых продуктов

Продукт	Свежее состояние $\lambda_{\text{пр}}$	Замороженное состояние $\lambda_{\text{пр}_3}$
Клубника	0,48	1,11
Вишня	0,52	1,34
Фруктовые соки	0,55	2,08
Огурцы	0,53	1,25
Картофельное пюре	0,48	1,09
Говядина	0,45...0,50	1,09...1,59
Свинина		
жирная	0,37	0,72
мясная	0,49	1,56
Треска (филе)	0,53	1,19...1,40
Яйца	0,42	0,96

ПРИЛОЖЕНИЕ 10

Энтальпия (в кДж/кг) пищевых продуктов

Температура продукта, °С	Мясо говядье, птица	Баранина	Свинина	Субпродукты мясные	Рыба тощая	Рыба жирная	Яйца в скор- лупе	Яичный меланж	Масло сли- вочное	Виноград, аб- рикосы, вишня	Фрукты и пло- ды других винов
-20	0	0	0	0	0	0	—	0	0	0	0
-18	4,6	4,6	4,6	5,0	5,0	5,0	—	4,6	3,8	7,5	6,7
-15	13,0	12,6	12,2	13,8	14,3	14,3	—	11,3	10,1	20,6	17,2
-12	22,2	21,8	21,4	24,4	24,8	24,4	—	18,4	17,6	36,5	29,8
-10	30,2	29,8	28,9	33,2	33,6	32,7	—	24,3	23,5	49,8	38,5
-8	39,4	38,5	34,8	43,1	43,5	42,3	—	31,0	29,3	66,5	51,0
-5	57,3	55,6	54,4	62,8	64,0	62,5	—	44,8	40,6	116,0	82,9
-3	75,3	74,0	73,3	87,9	88,4	85,5	227,4	63,2	50,5	202,2	139,0
-2	98,8	95,8	91,6	109,6	111,6	106,2	230,2	83,3	60,4	229,0	211,0
-1	185,5	179,5	170,0	204,0	212,2	199,8	233,8	141,9	91,6	232,6	267,9
0	232,2	224,0	211,8	261,0	265,8	249,0	237,0	264,2	95,0	235,8	271,7
1	235,5	227,0	214,7	264,5	269,5	252,0	240,0	267,5	98,8	239,5	274,3
2	238,2	230,0	217,8	268,3	272,9	256,0	243,3	270,8	101,4	242,9	279,0
4	245,5	236,3	224,0	274,3	280,0	262,6	249,8	277,6	106,5	250,2	286,7
8	248,2	249,0	235,8	289,2	293,9	277,0	262,4	291,4	121,4	264,5	302,0
10	264,5	255,3	241,7	296,0	301,0	283,0	268,7	299,5	129,8	271,8	308,8
12	270,8	261,4	248,2	302,2	308,0	290,0	274,3	305,2	138,6	278,6	317,0
15	280,4	271,2	256,8	312,8	314,4	300,4	284,4	315,7	155,3	289,6	328,0
20	296,8	286,7	272,5	330,6	336,0	317,4	300,0	332,8	182,8	307,0	346,5
25	312,0	301,8	287,7	348,0	353,6	334,4	316,2	350,0	204,2	325,5	365,6
30	329,0	314,0	301,8	366,0	371,0	351,5	331,5	367,2	221,4	343,0	384,8
35	345,0	334,0	317,8	384,0	388,0	369,0	347,5	384,3	240,0	360,5	403,0
40	361,0	349,8	332,2	401,0	406,0	385,0	362,7	401,5	253,6	378,0	421,0

ПРИЛОЖЕНИЕ 11

Удельная теплота дыхания плодов и овощей

Сырье	Удельная теплота дыхания q_0 , кВт/т	Температур- ный коэф- фициент скорости дыхания b , 1/°С	Сырье	Удельная теплота дыхания q_0 , кВт/т	Температур- ный коэф- фициент скорости дыхания b , 1/°С
Апельсины	0,0106	0,0733	Лимоны	0,0112	0,0718
Бананы	0,0213	0,0782	Лук репчатый	0,011	0,0668
Виноград	0,0138	0,1277	Малина	0,074	0,1349
Вишня	0,0173	0,1338	Морковь	0,0135	0,1319
Груши	0,0095	0,1675	Огурцы	0,0197	0,1187
Дыни	0,0152	0,1215	Персики	0,0236	0,1139
Капуста бело- кочанная	0,0145	0,0778	Свекла	0,0195	0,0717
Картофель	0,01	0,0617	столовая Яблоки	0,0121	0,0932

ПРИЛОЖЕНИЕ 12

Коэффициент испарения с поверхности воды, льда и некоторых пищевых продуктов

Объект и условия	β_p , кг/(м ² ·с·Па)	Литературный источник, автор
Вода при свободном движении воздуха	(89...98)10 ⁻¹⁰	Ф. Леви
Лед	127,1·10 ⁻¹⁰	Д. Г. Рютов
Мясо мороженое (при скорости движения воздуха 0,8 м/с)		
I категории	(62,5÷81,2)10 ⁻¹⁰	»
II категории	106,2·10 ⁻¹⁰	»
Мясо мороженое неупакованное*	(65...71)10 ⁻¹⁰	Ф. Леви
Яйца в коробках (при воздушной системе охлаждения)	2,09·10 ⁻¹⁰	Е. С. Курылев (данные ЛТИХПа)
Аблоки, упакованные в тару (при воздушной системе охлаждения)	4,16·10 ⁻¹⁰	Б. Н. Малеванный**

* Скорость движения воздуха не указана.

** Значение β_p приведено в Сборнике примеров расчетов и лабораторных работ по курсу «Холодильное технологическое оборудование» (М. М. Голянд, Б. Н. Малеванный, М. З. Печатников, В. Т. Плотников). М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981, с. 112.

ПРИЛОЖЕНИЕ 13

Площадь поверхности массообмена при хранении мороженого мяса в штабеле (масса продукта в штабеле 80—120 т)

Продукты	Плотность укладки мяса в штабеле, кг/м ³	Площадь поверхности массообмена, м ² /т
Говядина в четвертинах, полутушах	350...400	12
Свинина в полутушах	450	11
Баранина в тушах	300	20

ПРИЛОЖЕНИЕ 14

Норма загрузки 1 м³ грузового объема холодильных камер

Продукты	Норма загрузки, т/м ³	Продукты	Норма загрузки, т/м ³
Говядина мороженая		Сыры без тары и в деревянных ящиках	0,50
в четвертинах	0,40	Сметана в кадках	0,75
в полутушах	0,30	Яйца	
в четвертинах и полутушах	0,35	в деревянных ящиках	0,32
Баранина мороженая	0,28	в картонных ящиках	0,27
Свинина мороженая	0,45	Яичные и молочные продукты	0,40
Мясо и субпродукты в блоках	0,60		
Птица мороженая в ящиках	0,38		
деревянных			

Продукты	Норма загрузки, т м³	Продукты	Норма загрузки, т м³
Масло сливочное в деревянных ящиках	0,70	Рыба мороженая в деревянных и картонных ящиках	0,45
Масло в картонных ящиках	0,80	Рыбное филе мороженое в картонных ящиках	0,70
Масло и жиры топленые в деревянных ящиках	0,65	Яблоки и груши в деревянных ящиках	0,36
Жиры топленые в деревянных бочках	0,54		
При укладке на поддонах			
Птица мороженая в деревянных ящиках	0,44	Сыры в деревянных ящиках	0,40
Птица в картонных ящиках	0,38	Яйца в деревянных ящиках	0,30
Масло сливочное в деревянных ящиках	0,63	Масло в картонных коробках	0,26
Масло в картонных ящиках	0,70	Рыба мороженая в деревянных ящиках	0,39
Жиры топленые в деревянных бочках	0,40	Рыба мороженая в картонных ящиках	0,47
		Яблоки и груши в деревянных ящиках	0,34
При укладке в контейнерах			
Сыры без тары	0,30	Капуста	0,30
		Картофель	0,50
		Морковь	0,36
Яблоки и груши	0,45	Лук репчатый	0,38
		Свекла	0,46

Примечание. Нормы загрузки даны для продуктов в упаковке по массе брутто.

ПРИЛОЖЕНИЕ 15

Характеристика материалов, применяемых в теплоизоляционных конструкциях холодильников

Материалы	Объемная масса ρ , кг/м³	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К)	Коэффициент паропроницаемости μ , 10 ⁻² кг/(м·с·Па)
Строительные			
Асбоцементные листы и плитки	1900	0,35	7,32
Бетон с каменным щебнем или гравием	2200	1,28	12,5
Железобетон	2400	1,4—1,6	8,4
Кладка из обожженного кирпича	1800	0,82	29,3
Кладка из силикатного кирпича	1900	0,87	29,3
Сосна и ель поперек волокон	550	1,74	17,1
Сосна и ель вдоль волокон	550	3,5	90
Штукатурка цементная	1800	0,9	20,9
Штукатурка известковая	1600	0,8	37,6

Материалы	Объемная масса ρ , кг/м ³	Коэффициент теплопро- водности λ , Вт/(м·К)	Коэффициент паропрони- цаемости, $\mu \cdot 10^{-9}$, кг/м·с·Па)
Теплоизоляционные			
Вата стеклянная	200	0,058	136
Вата минеральная	200	0,069	136
Жесткие минераловатные плиты на битумной связке (минеральная пробка)	250—300	0,064—0,09	94,1
Мипора	15	0,058	104—121
Опилки древесные	250	0,093	73
Пеностекло	500	0,174	6,2
»	300	0,14	6,2
Пенобетон	1000	0,395	20,9
»	600	0,21	35,5
»	300	0,128	73,2
Пенопласт			
полистирольный ПСБ-С	20—25	0,047	6,3
поливинилхлоридный ПВХ-1	90—130	0,035	16,7
Пенополиуретан жесткий	50—60	0,035—0,041	6,3
Плиты древесно-волоконистые	250	0,075	66,9
Плиты пробковые	250	0,07	10,5
Плиты из отходов пробки	150	0,058	12,5
Плиты торфяные специальные (повышенной водостойкости)	250	0,075	52,3
Шлак топливный	1000	0,29	54,4
То же	700	0,22	60,6
Шлак доменный гранулированный	900	0,19—0,25	56,5
То же	500	0,16	64,8
Пароизоляционные			
Асфальт	1800—2000	0,75—0,87	2,1
Алюминиевая фольга	—	203,4	0,0015
Битум нефтяной	1050	0,3—0,35	0,24
Борупин	700—900	0,29—0,35	0,3
Бризол, изол	—	—	0,34
Гидроизол	700—900	0,29—0,35	0,38
Пергамин	600—800	0,14—0,18	0,33
Полиэтиленовая пленка	—	0,29	0,0056
Рубероид	600—800	0,14—0,18	0,376

Характеристика воздухоохладителей

а. Аммиачных

Воздухоохладитель	Площадь поверхности, м²	Тепловой поток при $\Delta t = 10^\circ\text{C}$, Вт/м	Шаг ребер, мм	Вентиляторы					Мощность электронагревателей, кВт	Вместимость по аммиаку, л
				количество, шт.	диаметр, мм	частота вращения, об/мин	мощность, кВт	подача воздуха, м³/с		
ВОП-50	50	6000	13,4	2	400	16,7 25	0,4 0,6	0,67 0,95	8,68	22
ВОП-75	75	9000	8,6	2	400	16,7 25	0,4 0,6	0,67 0,95	8,68	22
ВОП-100	100	12000	17,5	2	600	16,7 25	1,1 1,5	1,38 2,07	12	30
ВОП-150	150	18000	11,3	2	600	16,7 25	1,1 1,5	1,38 2,07	12	30
ВОГ-100	100	12000	17,5	2	600	16,7 25	1,1 1,5	1,82 2,72	12	30
ВОГ-230	230	27000	17,5 13,4	1	800	25	4,0	4,7	25	60

б. Хладоновых

Воздухоохладитель	Площадь поверхности, м²	Шаг ребер, мм	Площадь живого сечения, м²	Масса, кг
ВО-80-1; ВО-80-3	82	10	0,869	192
ВО-80-2; ВО-80-4				180
ВО-100-1; ВО-100-3	105	7,5	0,856	202
ВО-100-2; ВО-100-4				190
ВО-150-1; ВО-150-3	155	5,0	0,831	222
ВО-150-2; ВО-150-4				212
ВО-300-1; ВО-300-3	301	2,5	0,755	282
ВО-300-2; ВО-300-4				270

Примечание. Габаритные размеры воздухоохладителей 1960×970 (975)×320 (400).

ПРИЛОЖЕНИЕ 17

Характеристика аммиачных компрессорных агрегатов

а. Одноступенчатых

Показатели	A110-7-0	A110-7-2	A110-7-2	A165-7-0	A165-7-2	A2-0-7-0	A2-0-7-2
------------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------

Холодопроизводительность, кВт
при $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$

	—	140	93	—	180	—	267
--	---	-----	----	---	-----	---	-----

Показатели	А110-7-0	А110-7-2	А110-7-2	А165-7-0	А165-7-2	А220-7-0	А220-7-2
при $t_0 = -5^\circ\text{C}$, $t_k = 35^\circ\text{C}$	325	—	—	440	—	663	—
Эффективная мощность, кВт	53	93	26	75	52	112	78
Описываемый объем, $\text{м}^3/\text{с}$	0,0836	0,0836	0,056	0,125	0,125	0,167	0,167
Мощность электродвигателя, кВт	75	55	40	100	75	132	100
Частота вращения, с^{-1}	24,7	24,5	16,3	24,7	24,7	24,5	24,7

Примечания: 1. Агрегаты выполнены на базе компрессоров П110, П165, П220.

2. Число цилиндров компрессоров: П110 — 4, П165 — 6, П220 — 8.

3. Диаметр цилиндров 115 мм, ход поршня 82 мм.

6. Двухступенчатых

Показатели	АД130-7-4		АД90-3	
	с. н. д.	с. в. д.	с. н. д.	с. в. д.
Марка агрегата	Агрегат АН130-7-6	Агрегат А110-1	Компрессор ротационный РБ 90	Компрессор поршневой П110
Описываемый объем, $\text{м}^3/\text{с}$	0,236	0,0836	0,179	0,0836
Частота вращения, с^{-1}	50	25	25	25

Примечание: Холодопроизводительность при $t_0 = -40^\circ\text{C}$, $t_k = -35^\circ\text{C}$ аммиачных агрегатов АД130-7-4 и АД90-3 соответственно 157 и 110 кВт, суммарная эффективная мощность 90 и 65,5 кВт, суммарная установленная мощность электродвигателей 135 и 115 кВт.

ПРИЛОЖЕНИЕ 18

Характеристика ресиверов различного назначения

Тип	Марка ресивера	Объем, м^3	Размеры, мм		
			диаметр и толщина корпуса	длина	высота
Линейные горизонтальные	0,4РВ	0,4	500×8	2560	980
	0,75РВ	0,75	600×8	3190	1150
	1,5РВ	1,5	800×8	3790	1370
	2,5РВ	2,5	800×8	5790	1370
	3,5РВ	3,5	1000×10	4890	1580
	5РВ	5	1200×10	5480	1800
Дренажные горизонтальные	0,75РД	0,75	600×8	3000	1150
	1,5РД	1,5	800×8	3600	1370
	2,5РД	2,5	800×8	5730	1370
	3,5РД	3,5	1000×10	4825	1580
	5РД	5	1200×12	5340	1800

Тип	Марка ресивера	Объем, м³	Размеры, мм		
			диаметр и толщина корпуса	длина	высота
Дренажные вертикальные	1,5РДВ ^а	1,4	800×8	1116*	3300
	2,5РДВ ^а	2,7	1000×8	1320*	3900
	3,5РДВ ^а	3,4	1200×12	1524*	3500
	5РДВ ^а	4,6	1200×12	1524*	4500

* Для ресиверов вертикального типа принята ширина.

ПРИЛОЖЕНИЕ 19

Характеристика градирен

а. Типа ГПВ конструкции ВНИКТИхолодпрома

Показатели	Тип градири					
	ГПВ-10М2	ГПВ-20М	ГПВ-40М	ГПВ-80	ГПВ-160	ГПВ-320
Тепловая нагрузка при $\Delta t_w = 5^\circ\text{C}$, кВт	11,63	23,26	46,52	93,04	186,1	372,16
Площадь поверхности оросительной насадки, м²	25	51	112	206	463	772
Расход охлаждающей воды, кг/с	0,555	1,11	2,22	4,44	8,88	17,76
Расход воздуха, м³/с	0,546	1,14	2,5	4,52	10,20	16,9
Площадь фронтального сечения, м²	0,21	0,44	0,96	1,74	3,92	6,5
Площадь живого сечения для прохода воздуха, м²	0,13	0,28	0,605	1,10	2,47	4,1
Скорость движения воздуха в живом сечении градири, м/с	4,2	4,07	4,14	4,11	4,13	4,12
Удельная тепловая нагрузка, кВт/м²	55,4	52,9	48,5	53,5	47,5	57,3
Плотность орошения, кг/(м²·с)	2,65	2,52	2,32	2,55	2,26	2,71

б. Конструкции Союзводоканалпроекта

Градирия	Количество секций в градири, шт.	Габаритные размеры в плане, м	Площадь поперечного сечения, м²
С нижним расположением вентилятора, наземная	2	4×4	16
	3	6×4	24
С нижним расположением вентилятора, установленная на крыше	2	4×4	16
	3	4×6	24
	5	4×10	40
С верхним расположением вентилятора	2	4×8	32
	3	4×12	48
	4	4×16	64
	5	4×20	80
	6	4×24	96

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Голянд М. М., Малеванный Б. Н. Холодильное технологическое оборудование. — М.: Пищевая промышленность, 1977. — 335 с.

Данилова Г. Н. и др. Сборник задач по процессам теплообмена в пищевой и холодильной промышленности. — М.: Пищевая промышленность, 1976. — 240 с.

Курылев Е. С., Герасимов Н. А. Холодильные установки. — Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1980. — 622 с.

Мещеряков Ф. Е. Основы холодильной техники и холодильной технологии. — М.: Пищевая промышленность, 1975. — 560 с.

Применение холода в пищевой промышленности (микробиология холодильного хранения, холод в мясной и молочной промышленности). Справочник. — М.: Пищевая промышленность, 1979. — 272 с.

Применение холода в пищевой промышленности (холод в рыбной и пищевой промышленности). Справочник. — М.: Пищевая промышленность, 1979. — 152 с.

Сборник примеров расчетов и лабораторных работ по курсу «Холодильное технологическое оборудование»/ [М. М. Голянд, Б. Н. Малеванный, М. З. Печатников, В. Т. Плотников]. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. — 168 с.

Теплофизические основы получения искусственного холода. Справочник. — М.: Пищевая промышленность, 1980. — 232 с.

Физико-технические основы холодильной обработки пищевых продуктов. Под ред. Э. И. Каухчешвили. — М.: Агропромиздат, 1985. — 255 с.

Холодильные компрессоры. Справочник. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. — 280 с.

Холодильные машины. Справочник. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. — 224 с.

Холодоснабжение предприятий мясной и молочной промышленности. Справочное пособие/ [И. Г. Чумак, М. С. Вайнштейн и др.]; под ред. И. Г. Чумака. — Киев: Вища школа, 1979. — 192 с.

Чижев Г. Б. Теплофизические процессы в холодильной технологии пищевых продуктов. — 2-е изд., перераб. — М.: Пищевая промышленность, 1979. — 272 с.

Эксплуатация холодильников. Справочник. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1977. — 208 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Раздел А. Холодильные машины	4
Глава I. Термодинамические основы получения низких температур	4
Глава II. Теоретический и действительный циклы одноступенчатых паровых компрессионных холодильных машин	8
Глава III. Многоступенчатые холодильные машины	19
Глава IV. Теплообменные аппараты холодильных машин	28
Раздел Б. Основные процессы холодильной технологии	35
Глава V. Охлаждение пищевых продуктов	35
Глава VI. Замораживание пищевых продуктов	50
Глава VII. Холодильное хранение пищевых продуктов	64
Глава VIII. Размораживание пищевых продуктов	74
Глава IX. Сублимационная сушка пищевых продуктов	79
Раздел В. Холодильники	84
Глава X. Компоновка охлаждаемых помещений холодильников	84
Глава XI. Изоляция охлаждаемых помещений	97
Глава XII. Расчет теплопритоков в охлаждаемые помещения	106
Глава XIII. Расчет и подбор камерного оборудования	121
Глава XIV. Расчет и подбор оборудования машинных отделений	136
Глава XV. Производство искусственного водного льда	157
Приложения	162
Список рекомендуемой литературы	162

ГЕННАДИЙ ДМИТРИЕВИЧ АВЕРИН
АЛЕКСАНДР МИХАЙЛОВИЧ БРАЖНИКОВ
АЛЕКСЕЙ ИВАНОВИЧ ВАСИЛЬЕВ
НАДЕЖДА ДМИТРИЕВНА МАЛОВА

**ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ ПО КУРСУ
«ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА»**

Заведующая редакцией Л. В. Корбут
Редактор И. А. Никитина
Художественный редактор Т. И. Мельникова
Технический редактор Г. Г. Хацкевич
Корректоры М. А. Давыдова, Т. Ю. Шамонова

ИБ № 4607

Сдано в набор 28.11.85. Подписано в печать 20.03.86. Т-03150. Формат 60×90^{1/8}. Бумага типографская № 3. Литературная гарнитура. Высокая печать. Усл. п. л. 11,5. Усл. кр.-отт. 11,75. Уч.-изд. л. 11,56. Тираж 7000 экз. Изд. № 535. Заказ 8302. Цена 40 коп.

Ордена Трудового Красного Знамени ВО «Агропромиздат», 197807, ГСП, Москва, Б-53, ул. Садовая-Спасская, д. 18.

Областная типография управления издательства, полиграфии и книжной торговли Ивановского облисполкома, 153628, г. Иваново, ул. Типографская, 6.