

Включение в схему вспомогательного оборудования: отделителя жидкости, маслоотделителя, маслосборника, промежуточных сосудов, линейного и дренажного ресиверов, насосов,—улучшает работу охлаждающей системы, повышает ее эффективность, безопасность и надежность в эксплуатации.

Отделители жидкости обеспечивают сухой ход компрессоров. Они отделяют капли жидкости от двухфазного потока хладагента на пути из приборов охлаждения в компрессор. Их рассчитывают и подбирают по допустимой скорости в патрубках отсоса или в живом сечении аппарата. Осаждение капель происходит за счет изменения скорости и направления движения потока. Отделители жидкости в безнасосных системах создают циркуляцию хладагента, находящегося в испарительной системе, что повышает эффективность работы охлаждающих приборов, частично предотвращает влажный ход, а следовательно, гидравлические удары в компрессорах.

Маслоотделители работают, как и отделители жидкости. Для более эффективного отделения масла в нижнюю часть маслоотделителя подается жидкий аммиак, через слой которого барботируют пары хладагента.

Известны экспериментальные установки для отделения масла, основанные на применении добавки магнитных жидкостей в масла, смесь которых удерживается в магнитном поле отделителя масла. Магнитное поле создается постоянным магнитом, который устанавливают на обечайке аппарата.

Маслосборник подключают к стороне всасывания, и в него осуществляют перепуск масла из маслоотделителей и других аппаратов. После отсоса паров хладагента из маслосборника масло удаляется из системы.

Промежуточные сосуды используют в аммиачных холодильных установках двухступенчатого сжатия для полного промежуточного охлаждения паров хладагента, поступающих из компрессора низкой ступени, и для переохлаждения жидкого хладагента перед регулирующим вентилем, в змеевике аппарата.

Охлаждение паров хладагента происходит за счет барботирования через слой жидкости аммиака и одновременного впрыска жидкого хладагента в нагнетательный трубопровод компрессора низкого давления.

Отечественная промышленность выпускает промежуточные сосуды только со змеевиком (ПС_з). Для уменьшения образования пены (парожидкостной эмульсии) в промежуточном сосуде на линии подачи хладагента из компрессора низкого давления устанавливают решетчатые тарелки.

На крупных объектах, когда 10—20 агрегатов двухступенчатого сжатия работают на две температуры кипения, компрессоры включают по компаунд-схеме. Как известно, при этом компрессоры низкой ступени объединяются в двухступенчатую схему через один (или два) промежуточных сосуда, последние являются и циркуляционными ресиверами для промежуточной температуры кипения. Такой способ

подключения компрессоров через промежуточный сосуд — циркуляционный ресивер — значительно упрощает схему компрессорного цеха, удешевляет стоимость монтажных, капитальных затрат, облегчает автоматизацию работы компрессорных цехов. Подбирают промежуточные сосуды по допустимой скорости в живом сечении аппарата.

Ресиверы в системе холодильной установки применяют для сбора жидкого хладагента. Ресиверы могут быть линейными, дренажными и дренажно-циркуляционными. Линейные ресиверы типа РВ, которые устанавливают, чтобы предотвратить затопление теплообменной поверхности конденсаторов жидким хладагентом и обеспечить равномерную подачу его к регулирующей станции. Дренажные ресиверы типа РД в основном предназначены для слива жидкого хладагента при оттаивании приборов охлаждения.

В насосно-циркуляционных системах с непосредственным кипением хладагента применяют дренажно-циркуляционные ресиверы типа РДВ. Данный сосуд служит для сбора определенной массы жидкого хладагента, которая должна обеспечить нормальную работу центробежного насоса и охлаждающих приборов. Верхняя часть ресивера используется для отделения частиц жидкости от парожидкостной смеси, возвращающейся из системы.

Ресиверы РДВ(а) выпускаются заводом «Компрессор» различной вместимости: от 1,4 до 4,6 м³.

Для улучшения работы насосов и системы охлаждения рекомендуется подключать к люку в нижней части ресивера РДВ(а) дополнительную емкость, сделанную из трубопровода диаметром 250 мм, высотой до 1,5 м для обеспечения напора на всасывающей линии насосов.

Расчет и подбор ресиверов заключаются в определении необходимой для данной системы вместимости сосуда, которая зависит от способа подачи жидкого хладагента в систему охлаждения.

Расчет и подбор вертикальных циркуляционных ресиверов рекомендуется производить по следующей методике [16].

1. Определяем диаметр циркуляционного ресивера

$$D_{\text{расч}} = \sqrt{4M_{\text{п}}/\pi\omega\rho},$$

где $M_{\text{п}}$ — массовый расход пара хладагента, проходящего через ресивер при самой большой плотности теплового потока, кг/с; ω — допускаемая скорость движения паров хладагента в сечении ресивера, м/с; $\omega \approx 0,5$ м/с; ρ — плотность парообразного хладагента, кг/м³.

2. По расчетному значению диаметра подбираем циркуляционный ресивер. Если $D_{\text{расч}}$ больше, чем указанный в градации, то подбирают несколько ресиверов, обеспечивающих необходимую расчетную площадь сечения сосуда.

3. Вместимость циркуляционного ресивера должна удовлетворять равенству

$$V_{\text{ц.р}} = 1,25 (V_1 \nabla V_2 \nabla V_3 \nabla V_4),$$

где V_1 — объем жидкости, обеспечивающий устойчивую работу насоса, м³

$$V_1 = H_1 F_{\text{р}},$$

здесь H_1 — столб жидкости в ресивере, выбранный из условия предотвращения образования «воронки» в ресивере при заборе жидкости насосом; $F_{\text{р}}$ — площадь сечения ресивера.

При выборе H_1 необходимо соблюдать условие $h = H - H_1$, где h — расстояние от нижней образующей ресивера до оси насоса; m ; H — высота всасывания насоса.

Для применяемых на практике ресиверов H_1 обычно принимается равным 1,17 м для ресивера 1,5 РДВ (а) и 1,46 м — для 5РДВ. Для уменьшения объема жидкого хладагента, связанного с H_1 , к фланцам люка в нижней части ресивера необходимо приварить трубу диаметром от 150 до 250 мм, высотой H_1 .

V_2 — объем жидкого хладагента, поступающего в циркуляционный ресивер из приборов охлаждения, m^3 .

Для систем с верхней подачей

$$V_2 = \Sigma V_{\text{пр.охл.}}$$

$\Sigma V_{\text{пр.охл.}}$ — объем жидкого хладагента в приборах охлаждения при их рабочем заполнении;

для систем с нижней подачей

$$V_2 = \Sigma V_{\text{пр.охл.}} \Delta \eta.$$

$\Delta \eta$ — разность коэффициента заполнения приборов охлаждения при изменении нагрузки ($\Delta \eta = 0,26 \dots 0,27$).

$$V_2 = H_2 F_p.$$

V_3 — объем жидкости, находящейся в сливных трубопроводах, m^3 ;

$$V_3 = 0,07 \Sigma V_{\text{пр.охл.}}; V_3 = H_3 F_p.$$

V_4 — объем паров хладагента, образующихся при вскипании жидкости в ресивере, при нарушениях термодинамического равновесия между жидкой и парообразной фазами, m^3 ; обычно это наблюдается при быстром снижении давления в ресивере при подключении компрессоров или резком уменьшении тепловой нагрузки.

$$V_4 = Q_{\text{вск}} \tau / (r \rho); V_4 = H_4 F_p.$$

$Q_{\text{вск}}$ — количество тепла, которое высвобождается в объеме жидкости ($V_1 \nrightarrow V_2 \nrightarrow V_3$) при быстром снижении давления, кВт; r — теплота парообразования, Дж/кг; ρ — плотность парообразного хладагента, кг/ m^3 ; τ — время подъема пузырька пара в жидкости, с.

Время подъема пузырька зависит от скорости его подъема, последняя установлена опытным путем и составляет 0,28—0,3 м/с

$$\tau = \frac{H_1 \nrightarrow H_2 \nrightarrow H_3}{W_n}, \text{ с}$$

$$Q_{\text{вск}} = (V_1 + V_2 + V_3) \rho c \frac{dt}{d\tau}.$$

c — теплоемкость жидкого хладагента, кДж/кг $^{\circ}\text{C}$; $\frac{dt}{d\tau}$ — скорость изменения температуры, $^{\circ}\text{C} \cdot \text{с}^{-1}$.

По данным Г. Лорентцена, $\frac{dt}{d\tau} = 0,05 \text{ } ^{\circ}\text{C} \cdot \text{с}^{-1}$.

Для приближенного подсчета вместимости циркуляционных ресиверов можно пользоваться зависимостями, рекомендованными ВНИХИ:

для систем с нижней подачей

$$V_{\text{ц.р}} \geq 0,7 V_{\text{исп.}}$$

для систем с верхней подачей

$$V_{\text{ц.р}} \geq 1,0 V_{\text{исп.}}$$

где $V_{\text{исп}}$ — вместимость испарительной системы, m^3 .

Для того чтобы избежать вскипания жидкости во всасывающем трубопроводе, необходимо обеспечить соответствующий подпор H на всасывании насоса, равный высоте столба от уровня жидкости в ресивере до оси насоса.

Для насосов марки ЗЦ-4 достаточно обеспечить подпор на всасывании $H = 1,2$ м для $t_0 = -12^\circ \text{C}$, $H = 1,5$ м для $t_0 = -30^\circ \text{C}$ и $H = 1,8$ м для $t_0 = -40^\circ \text{C}$.

Для насосов ЦНГ завод-изготовитель требует обеспечить кавитационный запас (без учета сопротивлений всасывающего трубопровода), приведенный в табл. V.6.

Таблица V.6

Технические показатели	ЦНГ-70М-1	ЦНГ-70М-2	ЦНГ-70М-3	ЦНГ-68
Производительность, м ³ /с	$0,22 \cdot 10^{-2}$	$0,22 \cdot 10^{-2}$	$0,22 \cdot 10^{-2}$	$0,22 \cdot 10^{-2}$
Напор ¹ , м(кПа)	18 (1240)	35 (2420)	53 (3657)	44 (3036)
Кавитационный запас ¹ , м(кПа)	2,5 (172)	2,5 (172)	2,5 (172)	3,5 (241)
Мощность электродвигателя, кВт	2,8	2,8	2,8	4,5
Частота вращения, с ⁻¹ (об/мин)	48,3 (2900)	48,3 (2900)	48,3 (2900)	48,3 (2900)
Масса насоса, кг	180	195	210	170

¹ Указанные величины приведены для жидкого аммиака при $t_0 = -40^\circ \text{C}$.

Насосы для хладагента и хладоносителей применяют в насосно-циркуляционных системах.

Бессальниковые насосы ЦНГ-70 м и ЦНГ-68 (рис. V.12), охватывающие широкий диапазон производительностей, серийно выпускает Кишиневский завод герметичных насосов. Насос ЦНГ-70м имеет три модификации; в зависимости от количества ступеней в насосе к основному обозначению добавляется цифра, обозначающая количество ступеней (например, ЦНГ-70м-1, т. е. одноступенчатый насос). Техническая характеристика насосов приведена в табл. V.6.

Циркуляция воды и рассола осуществляется обычными водяными консольными насосами, выпускаемыми Ереванским и Китайским насосными заводами.

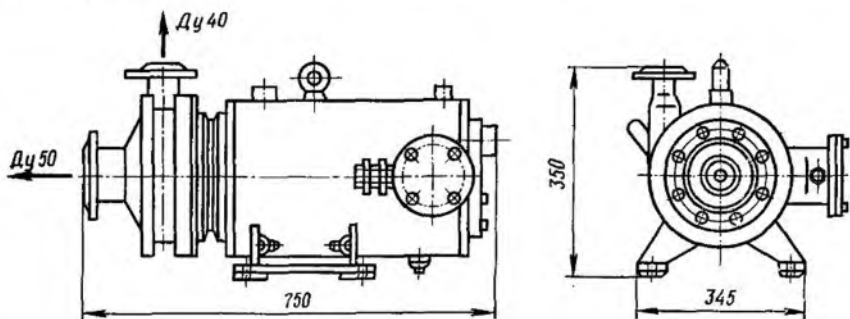


Рис. V.12. Герметичный насос ЦНГ-68.

Ереванский завод выпускает насосы производительностью от $6 \text{ м}^3/\text{ч}$ при $H = 203 \text{ кПа}$ (насос — 1,5К-8/19) до $50 \text{ м}^3/\text{ч}$ при $H = 207 \text{ кПа}$ (насос марки 4К-90/20) и большей производительности от $V = 65 \text{ м}^3/\text{ч}$ при $H = 400,0 \text{ кПа}$ (насос марки 4К-12) до $V = 126 \text{ м}^3/\text{ч}$ при $H = 225 \text{ кПа}$ (насос марки 6К-12) [15].

Подбор центробежных насосов, перекачивающих жидкий хладагент в состоянии насыщения, сводится к определению необходимого подпора жидкости на всасывании, с тем чтобы она не вскипала в результате падения давления на входе в рабочее колесо насоса.

Высота подпора жидкости

$$p_s > (p_H - p_0)/\rho - \sum p_{\text{тр}} + (\omega_{\text{вс}}^2 \rho / 2),$$

где $(p_H - p_0)$ — разрежение при входе в рабочее колесо, кПа; здесь p_0 — давление кипения; p_H — давление насыщения у всасывающего патрубка насоса; $\sum p_{\text{тр}}$ — потеря напора во всасывающей трубе, м; $\omega_{\text{вс}}^2 \rho / 2$ — динамический напор на входе в рабочее колесо, кПа.

Скорость на всасывании не должна превышать $0,5-8 \text{ м/с}$.

Парообразования можно избежать, если давление на всасывании больше давления насыщения при данной температуре.

Если давление p_H близко к p_t , то при падении давления может наступить явление так называемой кавитации, связанное часто с разрушением материала рабочего колеса или срывом работы насоса в связи с парообразованием в потоке жидкости во всасывающей полости насоса. Поэтому необходимо создавать искусственное переохлаждение жидкости перед всасывающим колесом насоса.

Разрежение в насосе не должно превышать известного предела, обеспечивающего отсутствие кавитации

$$p_H - p_0 = p_s + \sigma H \rho g,$$

где σ — коэффициент кавитации.

Коэффициент кавитации можно приближенно определять по формуле

$$\sigma = 12,8 \cdot 10^{-3} n^{4/3} Q^{2/3} H,$$

где n — частота вращения насоса, об/мин; Q — производительность насоса, $\text{м}^3/\text{с}$.

При движении жидкости в трубах затрачивается энергия на трение ее по длине потока и преодоление различных местных сопротивлений. Потерю также можно выразить в метрах столба жидкости.

При подключении насосов к ресиверу соединительные трубопроводы должны иметь как можно меньше поворотов, вентилях и абсолютно недопустима установка фильтров и другой вспомогательной арматуры, так как все это увеличивает сопротивление всасывающих магистралей.

Для расчета гидродинамических потерь в нагнетательных и раздающих трубопроводах применяется обычная методика, известная из курса гидравлики.

Полный напор, который должен развивать насос, можно определить из уравнения Бернулли

$$p = H \rho g = (h + h_{\text{тр}}) \rho g + (p_1 - p_0) + \omega^2 \rho / 2,$$

где H — полный напор насоса, м; h — геометрическая высота подъема жидкости, м; $(p_1 - p_0)$ представляет собой пьезометрическую высоту, отвечающую разности гидродинамических давлений в точках измерения давлений p_1 и p_0 , кПа; $h \rightarrow (p_1 - p_0)$ рассматривается как потенциальный напор; $\omega^2 \rho / 2$ — динамический напор; $h_{\text{тр}}$ — потеря напора за счет работы внутренних и внешних сил трения, м.

Теплообменники. Конструкции теплообменников отличаются большим разнообразием, однако во всех случаях всасываемый пар и жидкий фреон движутся противотоком.

В самых малых холодильных установках теплообменник представляет собой капиллярную трубку, припаянную к всасывающему трубопроводу, либо жидкостной змеевик, навитый снаружи на него. Для повышения коэффициента теплопередачи обе трубки теплообменника загибают снаружи алюминиевым сплавом, а всасывающий трубопровод иногда выполняют с внутренним оребрением.

Широкое распространение в малых установках получили теплообменники типа «труба в трубе», в которых жидкий фреон проходит в межтрубном пространстве. Это позволяет уменьшить подогрев пара за счет наружного воздуха, выпадение влаги на наружной поверхности теплообменника и гидравлическое сопротивление паровой зоны.

Теплообменник крупных установок обычно выполняется в виде стального цилиндрического сосуда, внутри которого концентрически расположены змеевики из медных оребренных трубок (рис. V.13). Концы змеевиков впаяны в коллекторы, имеющие наружные выходы. По змеевикам движется жидкий фреон, а в межтрубном пространстве — пар. Для повышения коэффициента теплоотдачи со стороны пара змеевики навивают на специальные вытеснители.

Находят применение также пластинчатые и кожухотрубные теплообменники.

При проектировании фреоновых установок теплопередающая

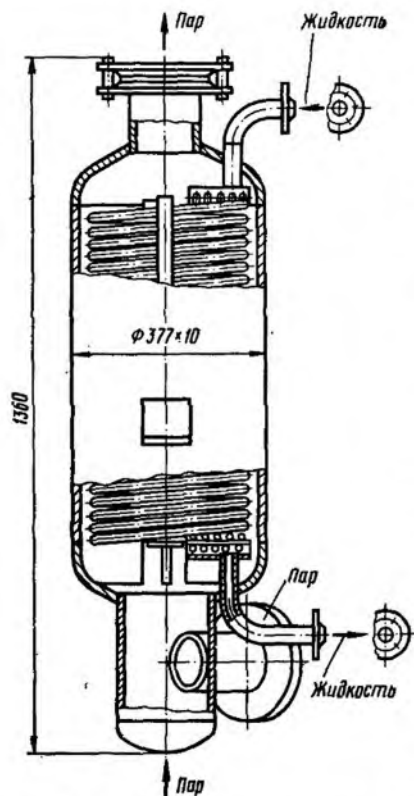


Рис. V.13. Теплообменник ТФ-15.

поверхность теплообменника должна быть рассчитана на максимальную тепловую нагрузку, которая определяется как произведение расхода жидкого фреона через аппарат на разность энтальпий маслореоновой смеси при температурах до и после теплообменника.

Устройства для распределения хладагента. Движение хладагента от конденсаторного узла к потребителям осуществляется через регулируемую станцию (РС), представляющую собой коллектор с регулирующей и запорной арматурой на жидкостных линиях к потребителю.

На холодильниках, где эксплуатируются одновременно одноступенчатые и двухступенчатые машины, на РС обычно устанавливаются два коллектора: один для высоких температур кипения — 15°C , 10°C , 3°C ; другой — низкотемпературный: 30°C , 40°C .

ПАРАМЕТРЫ ДВУХФАЗНОГО ПОТОКА

Для характеристики двухфазного потока хладагента наряду с параметрами, рассчитанными по уравнениям материального и теплового балансов, вводят параметры, которые определяют с учетом особенностей движения отдельных фаз. Параметры, рассчитанные по уравнениям материального и теплового балансов, принято называть *расходными*, а параметры, характеризующие движение каждой из фаз в отдельности или гидродинамику потока в целом (с учетом особенностей движения отдельных фаз), — *истинными*.

Расходные параметры. Основными расходными параметрами двухфазного потока являются приведенная скорость движения жидкости ω'_j , приведенная скорость движения пара ω''_n , массовое, рассчитанное по тепловому балансу паросодержание x и объемное расходное паросодержание β .

Приведенные скорости движения определяются из соотношений

$$\omega'_j = V_{jk}/f \text{ и } \omega''_n = V_n/f,$$

а массовое и объемное паросодержание — из зависимостей

$$x = G_n/G_{см} \text{ и } \beta = V_n/V_{см},$$

где $G_{см} = G_n + G_{jk}$, $V_{см} = V_n + V_{jk}$.

Здесь V_{jk} и V_n — объемные расходы жидкости и пара, $\text{м}^3/\text{с}$; G_{jk} и G_n — массовые расходы жидкости и пара, $\text{кг}/\text{с}$; f — сечение канала, м^2 .

Значение β можно определить также по формуле

$$\beta = \omega''_n f / [f (\omega''_n + \omega'_j)] = \omega''_n / (\omega''_n + \omega'_j).$$

Движение среды можно охарактеризовать и величиной массовой скорости, т. е. отношением массового расхода G к поперечному сечению канала f . Обычно эту скорость обозначают в виде произведения $\rho\omega$.

Очевидно, что $\rho\omega = G/f$, где ω и ρ — соответственно скорость и плотность среды.

При движении двухфазного потока вдоль канала постоянного сечения линейные скорости ω'_j и ω''_n , а также массовые скорости отдельных фаз $\omega'_j\rho_j$ и $\omega''_n\rho_n$ изменяются из-за фазовых превращений.

Скорость паровой фазы изменяется также из-за уменьшения давления (вследствие изменения плотности пара). Однако массовая скорость, определенная по общему расходу G , остается постоянной. Неизменной будет также и величина $\omega = \rho\omega/\rho_j = G/f\rho_j$, представляющая собой отношение массовой скорости всего потока к плотности жидкой фазы при температуре насыщения. Эта величина, широко используемая в технических расчетах, называется *скоростью циркуляции*. Ее можно

представить себе как скорость жидкости в сечении канала, где начинается парообразование (при $x = 0$).

Истинные параметры. Их легко можно определить, если известна доля сечения канала, занимаемая той или иной фазой. В расчетах обычно пользуются значением, определяющим долю сечения, занимаемого паровой фазой $\varphi = f_p/f$, где f_p — сечение, занимаемое паром.

Эта величина называется *истинным объемным паросодержанием*. Из зависимости $G_p = \rho_p w''_p f = \rho_p w''_p \varphi f$ легко установить, что истинная скорость движения пара $w'' = w''_p/\varphi$. Составив аналогичное уравнение материального баланса для жидкой фазы, установим, что истинная скорость жидкой фазы $w' = w'_j/(1 - \varphi)$.

По значениям w' и w'' легко определить истинные массовые скорости отдельных фаз. Относительную скорость фаз $w_{отн} = w'' - w'$ называют *скоростью скольжения* (или скольжением).

Основной причиной возникновения относительной скорости является то, что на объемы жидкости и пара, заключенные между двумя сечениями канала, действует одна и та же сила (градиентом давления по нормали к оси трубы здесь, так же как и в однофазном потоке, можно пренебречь). Под действием этой силы при подъемном движении фаза, обладающая меньшей плотностью, получает большее ускорение, при опускном — меньшее.

В горизонтальных трубах при очень небольших паросодержаниях, когда паровая фаза увлекается жидкой в виде отдельных пузырей, скорость скольжения может принимать отрицательные значения. Однако с увеличением паросодержания потока скорость паровой фазы становится выше w' .

Обычно истинные скорости движения пара и жидкости заметно различаются между собой. Несмотря на это, в технических расчетах часто приходится иметь дело с величинами, рассчитанными без учета скольжения, т. е. при рассмотрении среды как гомогенной смеси. Скорость такой смеси окажется равной сумме приведенных скоростей отдельных фаз

$$w_{см} = (V_{ж} + V_p)/f = w'_j + w''_p. \quad (VI.1)$$

Из уравнения материального баланса $G = G_j + G_p$ легко установить, что скорость циркуляции в зависимости от w'_j и w''_p определяется уравнением

$$w = w'_j + (\rho_p/\rho_j) w''_p. \quad (VI.2)$$

Заменяв в уравнении (VI.1) приведенную скорость w_j значением, определенным из уравнения (VI.2), после преобразований получим

$$w_{см} = w [1 + w''_p (\rho_j - \rho_p) / (w \rho_p)],$$

или

$$w_{см} = w \{1 + x [(\rho_j/\rho_p) - 1]\}.$$

Значение средней плотности смеси можно установить из выражения

$$\rho_{см} V_{см} = \rho_{п}^{\beta} V_{см} + \rho_{ж} (1 - \beta) V_{см},$$

откуда

$$\rho_{см} = \rho_{п}^{\beta} + \rho_{ж} (1 - \beta). \quad (VI.3)$$

Эту величину можно также определить из зависимости

$$\frac{1}{\rho_{см}} = V_{см} = V_{п} x + V_{ж} (1 - x).$$

Если известна доля сечения, занятая паровой фазой φ , по уравнению, аналогичному зависимости (VI.3), определим истинную плотность $\rho_{ист} = \rho_{п} \varphi + \rho_{ж} (1 - \varphi)$.

Из приведенных зависимостей видно, что при $\varphi = \beta$ истинные скорости ω' и ω'' равны между собой и равны скорости смеси $\omega_{см}$, а $\rho_{ист} = \rho_{см}$.

Методы анализа двухфазных течений. Эти методы подразделяются на экспериментальные и аналитические.

Корреляция экспериментальных данных в виде функции выбранных переменных представляет собой обычный способ получения требуемых уравнений. Корреляционные зависимости применяют для условий, аналогичных тем, в которых были получены исходные данные. Зависимости такого рода почти не вскрывают сущности явлений и, как правило, даются в безразмерном виде.

Аналитические методы основаны на применении простых аналитических моделей для обработки экспериментальных результатов и оценки расчетных параметров. Так, многофазное течение рассматривается как смесь компонентов псевдонаправленной среды с усредненными свойствами. Такую модель называют гомогенной, структуру потока в ней подробно не рассматривают (взвесь капель в газе, пену или расслоенное течение газа над жидкостью считают в этом смысле совершенно идентичными). В модели раздельного течения потоки каждой фазы рассматривают самостоятельно. Записывают уравнения для каждой фазы, при этом учитывают межфазное взаимодействие.

Режимы течения и теплообмен между поверхностью охлаждения и двухфазным потоком оказывают взаимное влияние друг на друга и очень усложняют изучение физических процессов.

При фазовом переходе хладагента по длине труб непрерывно происходит увеличение паросодержания, изменяется распределение фаз, их скоростей, а также количества движения. Усложнения связаны также с тепловой и гидродинамической неустойчивостью потока, термодинамическим неравновесием фаз и неравномерностью распределения тепловых потоков по длине аппарата.

Для иллюстрации сложности двухфазных течений на рис. VI.1 показана последовательная схема изменения структур потока в вертикальном испарительном канале по мере увеличения паросодержания.

Режимы течения двухфазной смеси в горизонтальных трубах отличаются от режимов в вертикальных существенной асимметрией двухфазных течений, вызванной действием силы тяжести. Поэтому в гори-

зонтальных трубах наблюдается большее разнообразие режимов течения.

С переходом на аппараты с вынужденным движением воздуха и с увеличением коэффициента их оребрения до 15—20, а также на аппараты контактного отвода теплоты в них создаются большие плотности тепловых потоков, поэтому возникает необходимость интенсифицировать теплообмен со стороны хладагента за счет создания специальных режимов течения пара и жидкости.

Для высокоэффективных и интенсивных горизонтально-трубных приборов охлаждения с коэффициентом оребрения 15—20 в диапазоне плотностей тепловых потоков до 2000—3000 Вт/м² характерны следующие режимы течения двухфазных потоков: расслоенные с гладкой и волновой границей раздела фаз; снарядный; дисперсный; дисперсно-кольцевой и кольцевой.

Практически важно уметь определять зоны существования режимов двухфазного течения и их влияние на теплоотдачу. В дальнейшем для удобства расчетов коэффициентов теплоотдачи, соответствующих указанным режимам течения, мы будем различать три основные структурные зоны:

разделенную — включающую расслоенные течения с гладкой и волновой границей раздела фаз;

перемежающуюся — для снарядного и переходного снарядно-кольцевого двухфазного течения;

дисперсную — состоящую из дисперсно-кольцевого, дисперсно-кольцевого и кольцевого течения.

При анализе параметров, определяющих характер поверхности раздела фаз, в качестве основных выделены поверхностное натяжение σ , плотность пара и жидкости $\rho_{п}$ и $\rho_{ж}$, кинематический коэффициент вязкости пара и жидкости $\nu_{п}$ и $\nu_{ж}$, скорость пара и жидкости $\omega_{п}$ и $\omega_{ж}$, диаметр трубы $d_{вн}$.

В результате испытаний, проведенных в ОТИХП А. В. Гордиенко, были обнаружены зоны существования режимов течения в зависимости от указанных параметров и построена обобщенная диаграмма (рис. VI.2) структур двухфазного потока хладагента в координатах:

$$Re'_{п}, Re'_{ж}, \sigma_{ж}/\sigma_{п}.$$

Приведенный (к полному диаметру трубы) критерий Рейнольдса пара (жидкости)

$$Re'_{п(ж)} = \omega'_{п(ж)} \alpha_{вн} / \nu_{п(ж)}.$$

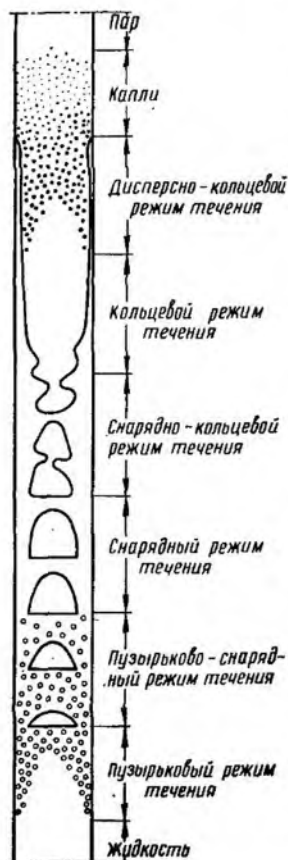


Рис. VI.1. Приближенная последовательность структур потока в вертикальной испарительной трубе.

Приведенная скорость фаз

$$\omega'_{п(ж)} = M_{п(ж)} / (F_{Тр} \rho_{п(ж)}),$$

где $M_{п(ж)}$ — массовый расход пара (жидкости); $F_{Тр}$ — площадь поперечного сечения трубы; $\sigma_{ж}$, σ_w — поверхностное натяжение хладагента и воды при 0° С соответственно.

Введение соотношения $\sigma_{ж}/\sigma_w$ позволяет при построении диаграммы использовать результаты исследований режимов течения водовоздушных смесей в горизонтальных трубопроводах.

С помощью диаграммы структур устанавливают режим парожидкостного потока, в зависимости от которого выбирают область применения предлагаемых ниже расчетных уравнений.

Переход из одного режима потока в другой определяется характером поверхности раздела фаз.

При ламинарном течении компонентов и уменьшении заполнения трубы жидкостью поверхность раздела фаз устанавливается плоской.

Турбулизация пара и жидкости приводит к появлению пульсационных возмущений, а на границе раздела фаз — к заметному смешению частиц жидкости, которые, двигаясь под действием силы тяжести к положению равновесия, по инерции проходят его и вновь испытывают действие восстанавливающих сил. На поверхности жидкости появляются гравитационные волны — расслоенный режим с волновой границей.

Увеличение амплитуды волны и неустойчивость волновой поверхности обуславливают образование снарядного режима течения. Переход от волнового режима в снарядный фиксируется тогда, когда амплитуда волны с ростом скорости и паросодержания смеси возрастает настолько, что волна начинает омывать верхнюю образующую трубы, а паровой поток разбивается на пробки или «снаряды». При дальнейшем нарастании скорости и паросодержания смеси «снаряды» начинают дробиться и разрушаться, часть жидкости со значительной скоростью движется по верхней и боковой поверхностям трубы в виде пленки, а по нижней — утолщенным слоем (в виде лоткового течения). Другая часть жидкости в распыленном дисперсном состоянии уносится паром.

При уменьшении расхода жидкости и увеличении скорости движения пара дисперсный и дисперсно-кольцевой режимы течения переходят

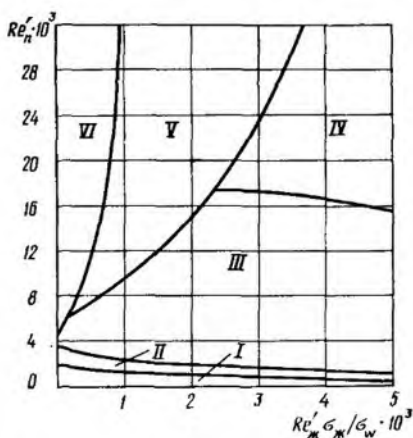


Рис. VI.2. Диаграмма структур двухфазных течений хладагента в горизонтальных трубах диаметром 0,0155 — 0,032 м:

I — расслоенная с гладкой границей раздела фаз; II — расслоенная с волновой границей раздела фаз; III — снарядная; IV — дисперсная; V — дисперсно-кольцевая; VI — кольцевая.

дят в кольцевой, характеризующийся наличием тонкой пленки жидкости у внутренней поверхности и паровым ядром в центре трубы.

Дальнейшее уменьшение массового расхода жидкости приводит к разрушению стабильной пленки жидкости у внутренней поверхности трубы и образованию на ней «сухих» пятен.

ТЕПЛОБМЕН ПРИ ДВУХФАЗНОМ ТЕЧЕНИИ ХЛАДАГЕНТА

Среднее значение коэффициента теплоотдачи α_0 в трубах зависит от массовых расходов жидкости и пара. Это иллюстрируется экспериментальными данными, полученными для горизонтальных труб диаметром $d_{\text{вн}} = 0,032\text{ м}$ и $d_{\text{вн}} = 0,0155\text{ м}$ (рис. VI.3 и VI. 4).



Рис. VI.3. График зависимости $\bar{\alpha}_0 = f(M_{\text{п}}; M_{\text{ж}})$ для горизонтальной трубы диаметром $0,032\text{ м}$ при значениях $M_{\text{п}}$, кг/с:

1 — $0,0135$; 2 — $0,0088$; 3 — $0,0052$; 4 — $0,0031$; 5 — $0,00$.

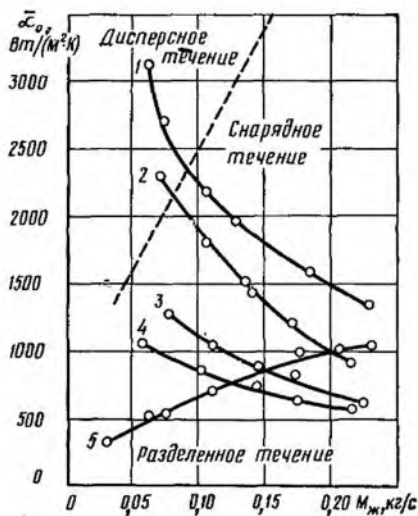


Рис. VI.4. График зависимости $\bar{\alpha}_0 = f(M_{\text{п}}; M_{\text{ж}})$ для горизонтальной трубы диаметром $0,0155\text{ м}$ при значениях $M_{\text{п}}$, кг/с:

1 — $0,016$; 2 — $0,00874$; 3 — $0,00599$; 4 — $0,0032$; 5 — $0,00$.

При расслоенных режимах течения интенсивность теплоотдачи верхней части трубы по сравнению с нижней резко уменьшается. то объясняется различными условиями теплоотдачи от жидкости и пара.

Основную роль в процессе теплообмена при данном режиме течения играют скорость движения и массовый расход жидкого хладагента. При уменьшении массового расхода жидкости эффективная поверхность теплообмена, определяемая поверхностью контакта жидкости с внутренней поверхностью трубы, также уменьшается. Снижению α_0 при

работе аппаратов на аммиаке и скорости течения жидкости $w_{ж} < 0,4$ м/с способствует и наличие тонкой пленки масла. Последняя движется ламинарно и является основным термическим сопротивлением.

Увеличение расхода пара и вследствие этого скорости движения смеси при переходе к перемежающимся режимам течения способствует улучшению условий омыwania внутренней поверхности трубы и разрушению ламинарной пленки масла. Рост эффективной поверхности теплообмена приводит к значительному повышению α_0 парожидкостной смеси.

Переход к дисперсным формам течения, осуществляемый при высоких значениях паросодержания и скоростей фаз, также изменяет механизм теплообмена.

Наиболее благоприятные условия теплообмена соответствуют кольцевому режиму течения двухфазной смеси.

При значительном уменьшении массового расхода жидкости возможно резкое ухудшение теплообмена (см. рис. VI.3).

Отсутствие строгой теории, описывающей процессы теплообмена при двухфазном течении, не позволяет получить количественные зависимости, поэтому путь связи между коэффициентом теплоотдачи и факторами, от которых он зависит, устанавливают экспериментально. На основании теории подобия установлен общий вид критериальной зависимости для определения коэффициента теплоотдачи при вынужденном течении парожидкостной смеси хладагента в горизонтальных трубах

$$Nu = f(Re'_n, Re'_ж, Re'_n/Re'_ж, Pr, L/d_{вн}), \quad (VI.4)$$

где $Nu = \alpha_{0вн} d_{вн} / \lambda_{ж}$.

Здесь L — длина рабочего участка.

Значения физических констант определяют при средней температуре кипения хладагента на рабочем участке.

1) для разделенных режимов течения

$$Nu = 0,28 \cdot 10^{-5} (Re'_n)^{0,19} (Re'_ж)^{0,66} Pr^{(0,3)} (L/d_{вн})^{1,66};$$

2) для перемежающихся режимов течения

$$Nu = 0,65 \cdot 10^{+5} (Re'_n)^{0,73} (Re'_ж)^{-0,73} Pr^{0,3} (L/d_{вн})^{-1,69};$$

3) для дисперсных режимов течения

$$Nu = 0,018 (Re'_n)^{1,19} (Re'_ж)^{-0,3} Pr^{0,3}.$$

Область применения полученных зависимостей ограничена пределами зон существования указанных режимов двухфазного течения в горизонтальных трубах (в переходных зонах следует воспользоваться уравнением для предшествующей структуры), определяемых с помощью диаграммы структур потока и следующими условиями: $d_{вн} \leq 32$ мм и $129 \geq L/d_{вн} \geq 62,5$.

При других соотношениях $L/d_{вн}$ для расчета среднего по длине коэффициента теплоотдачи $\alpha_{опр}$ можно использовать поинтервальный

метод, заключающийся в разделении данного прибора охлаждения на участки, для которых справедливы ограничения, сделанные при выводе вышеуказанных уравнений. При этом входные параметры интервала Δx_i являются выходными для предыдущего интервала.

Коэффициент теплоотдачи прибора охлаждения определяется как средневзвешенный

$$\alpha_{0, \text{пр}} = \left[\sum_{i=1}^n (\Delta x \alpha_{0i})_i + \sum_{j=1}^m (\Delta z \alpha_{0j})_j \right] (\Delta x n + \Delta z m),$$

где α_{0i} — значения коэффициентов теплоотдачи для прямых участков трубы длиной Δx из условия $129 \geq \Delta x/d_{\text{вн}} \geq 62,5$; α_{0j} — значения коэффициентов теплоотдачи на участке поворота длиной Δz , рассчитанные с учетом их турбулизирующих влияний на парожидкостный поток; n, m — число интервалов Δx и Δz .

Алгоритмическая простота и возможность гарантировать точность решения делают поинтервальный расчет перспективным при проектировании приборов охлаждения на ЭВМ.

Для дисперсных режимов двухфазного течения влияние симплекса ($L/d_{\text{вн}}$) на процесс теплообмена не обнаруживается, и длина труб для этого участка определяется условием полного выкипания хладагента.

При проектировании теплообменных аппаратов, работающих при больших плотностях тепловых потоков, всегда необходимо интенсифицировать теплообмен между хладагентом и внутренней поверхностью каналов или труб. Причем это касается как аммиачных, так и фреоновых систем охлаждения. Если учесть, что коэффициент теплоотдачи от хладагента при перемежающемся и дисперсном течении значительно больше, чем при расслепном или однофазном, то целесообразно искусственно создавать режимы интенсивного теплообмена. На практике это достигается дополнительным введением пара в жидкостную линию или включением регенеративного теплообменника на линии подачи хладагента насосом в аппарат для повышения паросодержания. Кратность циркуляции хладагента должна быть такой, чтобы массовый его расход был достаточным для создания режима смачивания поверхности труб или каналов на выходе из аппарата при дисперсном режиме течения.

Такой метод интенсификации называется режимным. Он был впервые применен для холодильных установок, работающих на аммиаке.

При проектировании воздухоохладителей с большим коэффициентом оребрения (15—20) наружной поверхности и интенсивным теплообменом, скороморозильных плиточных и других аппаратов для обеспечения эффективной теплопередачи длину шланга, каналов, компоновку пучка труб или способ подсоединения плит по хладагенту необходимо выбирать, исходя из условий достижения перемежающегося и дисперсного режимов течения. Для многих аппаратов эти условия не выдерживаются, например в воздухоохладителях с короткими шлангами и параллельной раздачей хладагента или в скороморозильных аппаратах роторного типа марки УРМА. Каждая плита аппарата имеет длину канала для хладагента 20—23 м, поэтому только в

последней его части (по длине) образуется перемежающийся режим с достаточно большим значением α_0 . Теплообмен можно значительно интенсифицировать, если несколько плит включить последовательно между собой в одну группу, а подачу хладагента осуществлять параллельно. Длину шлангов или каналов необходимо определять из условия допустимого падения давления в аппарате.

Использование режимного метода интенсификации теплообмена позволяет для аммиака увеличить коэффициент теплоотдачи в 6 раз (при росте гидравлических сопротивлений в 2 — 3 раза) по сравнению с обычными условиями работы.

Для аммиака получены следующие соотношения для теплоотдачи и гидравлического сопротивления: $\alpha_{0, \text{инт}}/\alpha_0 = 5,5$ и $\Delta P_{\text{общ. инт}}/\Delta P_{\text{общ}} = 2,8$ или $\alpha_{0, \text{инт}}/\alpha_0 = 4,8$ и $\Delta P_{\text{общ. инт}}/\Delta P_{\text{общ}} = 3,0$.

Все известные способы интенсификации теплоотдачи за счет искусственной турбулизации потоков приводят к росту гидравлического сопротивления $\Delta P_{\text{общ. инт}}$.

Работу фреоновых испарителей с ребристыми трубами часто интенсифицируют за счет внутреннего оребрения или специальных устройств, турбулизирующих поток и способствующих отбрасыванию капель или пленок жидкости к стенке.

Витая резиновая вставка, выполняющая турбулизирующую функцию, показана на рис. VI.5. Ленточные спиральные турбулизаторы, примененные для интенсификации теплообмена со стороны рассола в кожухотрубных фреоновых испарителях, увеличивают α в 2—3 раза при незначительном возрастании мощности.

Интенсификация теплообмена со стороны хладагента особенно эффективна в аппаратах контактного замораживания, во фризерах, плиточных скороморозильных аппаратах, где она позволяет существенно увеличить коэффициент теплопередачи. Обычно для теплообменных аппаратов оценка проводится по термическим сопротивлениям со стороны хладагента $R_{\text{ха}} = \beta/\alpha_0$ и со стороны воздуха $R_{\text{в}} = 1/\alpha_{\text{н}} E_{\text{р}}$, особенно когда $\beta \geq 10$.

Значения α и k для некоторых типов воздухоохладителей и испарителей приведены в табл. VI.1.

Дисперсный и дисперсно-кольцевой режимы течения двухфазного потока возможны только при большом паросодержании.

Паросодержание тесно связано с кратностью циркуляции.

Кратность циркуляции хладагента в аппарате необходимо рассчитывать для одного шланга или ввода жидкости, так как в противном случае кратность циркуляции, рассчитанная по отношению массовых расходов хладагента на входе в аппарат и на выходе из него, не обеспечит достаточного заполнения шлангов батарей. Согласно опытным данным чем короче шланг, тем больше требуется кратность циркуляции.

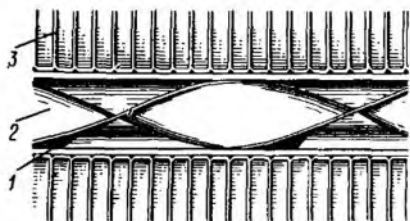


Рис. VI.5. Витая резиновая вставка:

1 — труба; 2 — вставка; 3 — ребро.

Таблица VI.1

Прибор охлаждения	Характеристика теплопередающей поверхности										Тепловые характеристики аппарата				
	Характеристика теплопередающей поверхности					без интенсификации					при интенсификации				
	$F_{п}, м^2$	β	$d_{тр}, мм$	Тип ребер	Размер ребер, мм	Шаг ребра, $S_{р}, мм$	E_p	α_0	$\sigma_{п}$	k	α_0	ΔT_0	k	Δk	
Батарея пристенная ребристая змеевиковая СЗ	25	12	$38 \times 2,5$	витые	45,1	20	0,75	1000	9	6,25	1500—2000	50—100	6,40—6,49	2,4—3,8	
Воздухоохладитель подвесной ВОП-112	112	10,3	$25 \times 2,5$	пластинчатые $\sigma_p = 1$	460×70	15	0,85	1500	70	42,50	2250—3000	50—100	47,10—50,0	10,8—17,7	
пристенный	98	22,4	$32 \times 2,5$	пластинчатые	240×80	5	0,85	1500	95	36,63	2250—3000	50—100	44,84—50,51	22,5—37,9	
Погружной испаритель гладкотрубный	20	—	$57 \times 3,5$	—	—	—	—	800	500	312,50	1200—1600	50—100	357,14—384,62	11,6—18,8	

Это объясняется необходимостью обеспечения достаточного начального заполнения шланга, особенно при верхней подаче хладагента в шланги батарей.

Кратность циркуляции хладагента выбирают на основании следующих соображений. Завышение кратности циркуляции приводит к увеличению массового расхода жидкости в охлаждающей системе и вследствие этого — к возрастанию гидравлических сопротивлений в

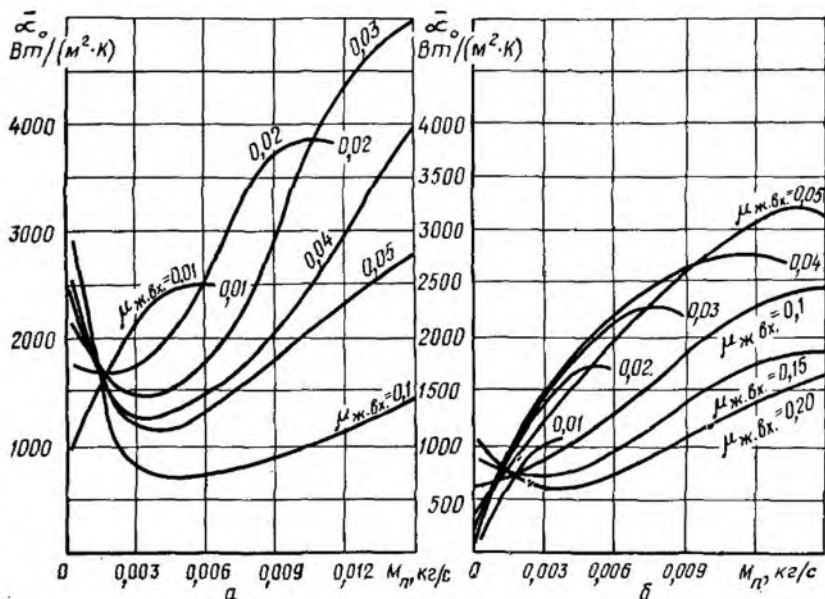


Рис. VI.6. График зависимости $\bar{\alpha}_0 = f(M_{ж\text{ вх}}; M_n)$ для горизонтальной трубы: а — диаметром 0,0155 м; б — диаметром 0,032 м.

аппаратах и сливных линиях, к увеличению числа насосов, ресиверов и другого оборудования, а также к дополнительным расходам электроэнергии. При завышенной кратности циркуляции теплообменная поверхность приборов охлаждения будет работать недостаточно эффективно.

Необходимо учитывать число параллельных вводов, так как при больших значениях кратности циркуляции, выбранных для одного объекта, в пересчете на всю систему требуемое количество жидкости может быть больше производительности установленного насоса [14].

Таким образом, кратность циркуляции определяют следующим образом.

1. Определяют массовый расход пара на выходе из шланга аппарата

$$M_{п.вых} = \frac{qF_{np}}{r} + M_{п.вх}$$

где q — плотность теплового потока; $F_{\text{пр}}$ — площадь теплопередающей поверхности шланга, относящегося к одному вводу; $M_{\text{п.вх}}$ — массовый расход пара на входе в шланг прибора, обычно для насосных схем $M_{\text{п.вх}} = 0$.

2. Используя графики, представленные на рис. VI.6, а, б, определяем количество жидкого аммиака $M_{\text{ж.вх}}$, которое необходимо подать в данный шланг или прибор охлаждения, если он имеет один ввод хладагента.

3. Коэффициент кратности циркуляции хладагента определяем по формуле: $n = M_{\text{ж.вх}}/M_{\text{п.вых}}$.

ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ОХЛАЖДАЮЩИХ ПРИБОРОВ

При циркуляции хладагента в переохлажденном (однофазном) состоянии по трубам охлаждающего прибора его гидравлическое сопротивление определяют в соответствии с общепринятой методикой.

Для охлаждающих систем, где в горизонтальных трубах аппаратов протекает кипящая жидкость, общее гидравлическое сопротивление

$$\Delta p_{\text{общ}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м}} + \Delta p_{\text{у}} + \Delta p_{\text{ст}},$$

где $\Delta p_{\text{тр}}$ — потери давления на преодоление сил трения; $\Delta p_{\text{м}}$ — потери давления от местных сопротивлений; $\Delta p_{\text{у}}$ — потери давления вследствие продольного ускорения потока, вызываемого расширением газового компонента или парообразованием; $\Delta p_{\text{ст}}$ — статические потери давления.

При расчете гидравлических сопротивлений необходимо учитывать режимы течения жидкости и пара в трубах аппаратов, рационально использовать располагаемый напор как в системах с отделителем жидкости, так и в насосно-циркуляционных охлаждающих системах.

При расчете падения давления в прямых участках горизонтальных труб при двухфазном течении хладагента расчет вводится по уравнению, в котором учитываются только $\Delta p_{\text{тр}}$ и $\Delta p_{\text{уск}}$.

Под сопротивлением трения парожидкостного потока здесь подразумеваются потери давления, расходуемые не только на преодоление сил трения потока о стенку канала, но и на дополнительные потери давления, связанные с рассеиванием энергии при взаимодействии фаз. При больших расходах фаз потери на трение преобладают и составляют 80—90% от суммарной потери давления при течении двухфазной смеси.

Расчет $\Delta p_{\text{тр}}$ проводят с использованием одной из моделей: гомогенной или модели двух осредненных фаз.

В первом случае по аналогии с однофазным потоком гидравлические потери на трение рассчитывают по известной зависимости Дарси—Вейсбаха

$$\Delta p_{\text{тр}} = \xi_{\text{см}} (L_m/d_{\text{вн}}) (\omega_{\text{см}}^2 \rho_{\text{см}}/2),$$

где

$$\rho_{\text{см}} = \rho_{\text{п}} \rho_{\text{ж}} / [x \rho_{\text{ж}} + (1-x) \rho_{\text{п}}].$$

Коэффициент сопротивления двухфазной смеси в зависимости от скорости ее движения можно определить по зависимости, предложенной В. М. Боришанским: $\xi_{\text{см}} = 0,04/\omega_{\text{см}}^{0,25}$.

Гомогенная модель не учитывает, что пар и жидкость в трубах движутся с разной скоростью, что создает дополнительное гидравлическое сопротивление.

При использовании модели двух осредненных фаз $\Delta p_{\text{тр}}$ рассчитывают как сумму потерь давления на трение каждой из фаз с учетом занимаемой площади трубы. В качестве определяющей скорости принимают среднюю истинную скорость фаз:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \Delta p_{\text{тр.ж}} (1 - \varphi) + \Delta p_{\text{тр.п}} \varphi, \quad (\text{VI. 5})$$

где

$$\Delta p_{\text{тр.ж}} = \xi_{\text{ж}} (L_{\text{тр}}/d_{\text{вн}}) \cdot (\omega_{\text{ж}}^2 \rho_{\text{ж}}/2),$$

$$\Delta p_{\text{тр.п}} = \xi_{\text{п}} (L_{\text{тр}}/d_{\text{вн}}) \cdot (\omega_{\text{п}}^2 \rho_{\text{п}}/2).$$

Величину φ определяют по зависимости

$$\varphi = \beta / [(1 - S) \beta + S],$$

где β — объемное паросодержание, вычисляемое по массовым расходам фаз; $S = \omega_{\text{п}}/\omega_{\text{ж}}$ — коэффициент скольжения фаз.

Коэффициент скольжения фаз

$$S = (x/1 - x) \cdot (1 - \beta/\beta) \cdot (\rho_{\text{ж}}/\rho_{\text{п}}).$$

При $\varphi = 0$ или $\varphi = 1$ выражение (VI.5) переходит в обычные формулы для однофазных потоков жидкости или пара.

Влияние неизотермичности потока на величину сопротивления трению можно учесть с помощью поправки $(\text{Pr}_m/\text{Pr}_{\text{ж}})^{0,33}$.

Для аммиака в диапазоне температур его кипения, применяемых для камер хранения и холодильной обработки продуктов, поправка близка к 1 и ею можно пренебречь.

Коэффициент гидравлического сопротивления зависит от режима течения и относительной шероховатости стенок трубопровода, оцениваемой симплексом $k/d_{\text{вн}}$, где k — средняя высота выступов (шероховатостей) на внутренней поверхности трубы. Для ламинарного, переходного и турбулентного движения фаз ξ определяют по зависимостям Пуазейля и Колбука.

Для расчета $\Delta p_{\text{уск}}$ в зависимости от принятой модели потока применяют также две методики расчета.

Для гомогенной модели

$$\Delta p_{\text{уск}} = \frac{M_{\text{см}}}{F_{\text{тр}}} (\omega_{\text{см}2} - \omega_{\text{см}1}),$$

где $\omega_{\text{см}1}$ и $\omega_{\text{см}2}$ — скорости парожидкостной смеси в начале и конце участка измерения.

Для модели двух осредненных фаз

$$\Delta p_{\text{уск}} = \frac{M_{\text{см}}^2}{F_{\text{тр}}^2} \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{(1-\varphi)\rho_{\text{ж}}} + \frac{x^2}{\varphi\rho_{\text{п}}} \right]_2 - \left[\frac{(1-x)^2}{(1-\varphi)\rho_{\text{ж}}} + \frac{x^2}{\varphi\rho_{\text{п}}} \right]_1 \right\}.$$

Значение $\Delta p_{\text{уск}}$ составляет около 10÷15% от потерь давления на преодоление сил трения.

Увеличение массовых расходов фаз и уменьшение внутреннего диаметра трубы приводит к существенному возрастанию общих потерь давления. Это необходимо учитывать при проектировании.

При определении общих потерь давления для циркуляционного контура необходимо учитывать и местные сопротивления, обусловленные наличием вентилей, фильтров, распределительных устройств, поворотов, отводов, так или иначе оказывающих влияние на поток.

Коэффициенты местного сопротивления рассчитывают по известным методикам.

Статические потери давления $\Delta p_{\text{ст}}$ (в кПа) можно рассчитать по формуле $\Delta p_{\text{ст}} = H\psi_{\text{ст}}\rho g$,

где ρ — плотность жидкости, кг/м³; H — высота охлаждающего прибора, м; $\psi_{\text{ст}}$ — степень заполнения змеевика охлаждающего прибора; g — ускорение свободного падения.

Степень заполнения змеевика зависит от массовой скорости движения w и температуры кипения хладагента, определяющей удельный объем пара.

Глава VII

КАМЕРЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ И ХРАНЕНИЯ ПРОДУКТОВ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

При проектировании камер холодильной обработки и хранения и их охлаждающих систем необходимо стремиться к комплексному решению вопросов интенсификации теплообмена, автоматизации и механизации технологических операций на холодильнике; созданию точных автоматизированных линий охлаждения и замораживания, способствующих совершенствованию технологии производства и повышению его эффективности, сохранению качества и пищевой ценности продуктов; исключению сверхнормативных потерь массы от усушки; обеспечению минимальной бактериальной обсемененности поверхности продуктов.

В камерах холодильной обработки продуктов необходимо соблюдать следующие условия:

поддерживать наиболее низкую (переменную или постоянную) температуру воздуха в зависимости от выбранного метода холодильной обработки и возможностей охлаждающей системы;

максимально уменьшить влияние загрузки камер на среднюю температуру воздуха за цикл;

исключить участки пути, по которым проходит продукт без холодильной обработки;

создать условия максимального теплоотвода от продукта к воздуху для быстрого снижения температуры поверхности продукта в процес-

се охлаждения до криоскопической при условии, что это допускается технологией;

поддерживать требуемые технологические режимы при минимальных эксплуатационных затратах, обеспечить стабильность коэффициента теплопередачи, быстрое и надежное освобождение теплопередающей поверхности от инея.

В камерах хранения необходимо поддерживать стабильную температуру в процессе хранения, «перехватывать» внешние тепловые потоки, создавать условия, чтобы тепловыделения внутри камер были минимальными при максимальной относительной влажности воздуха, особенно при хранении незатаренных грузов.

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В КАМЕРАХ

Для охлаждающих приборов камер, батарей и воздухоохладителей в зависимости от их конструкций количественной характеристикой процесса переноса теплоты является суммарный коэффициент теплоотдачи¹ $\alpha_{\text{в.р}} = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{в.л}} + \alpha_{\text{л}}$, где $\alpha_{\text{в.л}}$ — условный коэффициент теплоотдачи, учитывающий перенос теплоты за счет массопереноса. Для аппаратов интенсивного охлаждения (например, воздухоохладителей), теплообменная поверхность которых закрыта со всех сторон металлической обшивкой, $\alpha_{\text{л}} = 0$.

На рис. VII.1 схематично показаны процессы переноса теплоты между ограждениями камеры, приборами охлаждения и продуктом при условии, что $\Theta_{\text{б}} < \Theta_{\text{п}} \leq \Theta_{\text{к}}$ и $t_{\text{к}} \geq \Theta_{\text{п}}$. Индексы б, п, к соответственно относятся к приборам охлаждения, продукту и воздуху камеры.

Теплопотоки через ограждения (пол, потолок, боковые стены)

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{к.Ф}} + Q_{\text{л.Ф}}^{\text{T}} + Q_{\text{л.п}}^{\text{T}} \pm Q_{\text{к.п}},$$

где $Q_{\text{к.Ф}}$ — конвективная составляющая переноса теплоты от стенки к воздуху камеры; $Q_{\text{л.Ф}}^{\text{T}}$ — составляющая лучистого теплообмена между внутренней поверхностью ограждения камер и приборами охлаждения (батареями); $Q_{\text{л.п}}^{\text{T}}$ — составляющая лучистого теплообмена между внутренней поверхностью ограждения камер и поверхностью продуктов; $Q_{\text{к.п}}$ — конвективная составляющая теплового потока от воздуха к мясу.

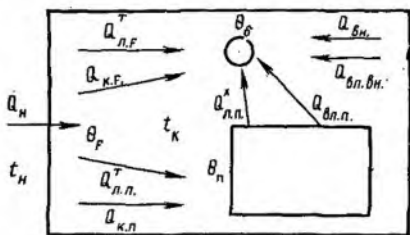


Рис. VII.1. Схема процессов переноса теплоты в холодильной камере.

¹ Процессы передачи теплоты включают теплопроводность, конвективный перенос и лучистый теплообмен. Их разделение на три составляющих при изучении курса теплопередачи носит главным образом методологический характер. В практических расчетах разделение суммарного процесса переноса теплоты на элементарные составляющие не всегда целесообразно. К этому приему прибегают только тогда, когда необходимо выявить влияние каждого из них на процессы массопереноса. Чаще всего результат одновременного действия элементарных процессов приписывается одному из них, который считается главным.

Теплопритоки, воспринимаемые приборами охлаждения, составляют

$$Q_{\text{б}} = Q_{\text{к.б}} + Q_{\text{л.ф}}^{\text{г}} + Q_{\text{л.п}}^{\text{х}} + Q_{\text{вл.п}} + Q_{\text{вн}} + Q_{\text{вл.вн}}$$

где $Q_{\text{к.б}}$ — конвективная составляющая теплового потока между воздухом и поверхностью приборов охлаждения; $Q_{\text{вл.п}}$ — влажный тепловой поток от продукта к воздуху; $Q_{\text{вн}}$ — внутренние тепловыделения камеры; $Q_{\text{вл.вн}}$ — влажный тепловой поток от внешних источников; $Q_{\text{л.п}}^{\text{х}}$ — составляющая лучистого теплообмена между поверхностью продукта и поверхностью приборов охлаждения.

$$Q_{\text{вл.п}} + Q_{\text{вл.вн}} = Q_{\text{вл.б}}$$

Теплообмен с продуктом

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{л.п}}^{\text{г}} \pm Q_{\text{к.п}} - Q_{\text{л.п}}^{\text{х}} - Q_{\text{вл.п}}$$

Слагаемые тепловых балансов зависят от конструкции приборов охлаждения, вида продуктов и их упаковки, укладки, а также от мероприятий, которые применяют для направленного изменения конвективной и лучистой составляющих при переносе теплоты.

Тепловые потоки, направленные от ограждений к батареям и продукту $Q_{\text{п}}$, $Q_{\text{б}}$, $Q_{\text{п}}$, можно рассчитать по зависимостям, в которые будут входить суммарные коэффициенты теплоотдачи. Подробно материал изложен в главе XIII. Преимущество такого вида представления общих тепловых потоков через сумму элементарных составляющих проявляется в том случае, когда известны их взаимосвязь между собой и влияние на технологические характеристики процессов и качество пищевых продуктов.

СИСТЕМЫ ОТВОДА ТЕПЛОТЫ В КАМЕРАХ

Под системой отвода теплоты следует понимать совокупность системы охлаждения ограждающих конструкций и специальных устройств, используемых для направленного изменения видов переноса энергии в процессе теплообмена. Существующие системы отвода теплоты можно разделить на два вида. К первому виду относятся системы, которые отводят проникающую в камеру теплоту охлаждающими приборами непосредственно от воздуха в камере. К ним относятся системы непосредственного охлаждения или с промежуточным хладоносителем с батарейным или воздушным охлаждением.

Ко второму виду относятся системы, которые осуществляют частичный или полный «перехват» внешних теплопритоков на пути их в охлаждаемое помещение. К ним относятся системы с теплозащитной рубашкой с естественной или искусственной циркуляцией воздуха: панельные с полным или частичным экранированием ограждений камер; с динамической изоляцией; воздушного охлаждения со специальным воздухораспределением, «перехватывающим» теплопритоки наружных ограждений и перекрытий воздухом на пути его движения к воздухоохладителю; батарейное охлаждение с ледяными экранами.

Система с теплозащитной рубашкой (рис. VII.2) представляет собой охлаждаемый объем помещения, заключенный в термостатированную оболочку. В камерах хранения все наружные ограждения отделяются от грузового объема стенкой из сборного железобетона, покрытой слоем изоляции толщиной 50 мм. Между ограждением 5 и стенкой 4 образуется воздушная прослойка шириной 0,6 м, которая называется продухом 3. Охлаждающие приборы 1, предназначенные для отвода теплопритоков, проникающих через наружные ограждения,

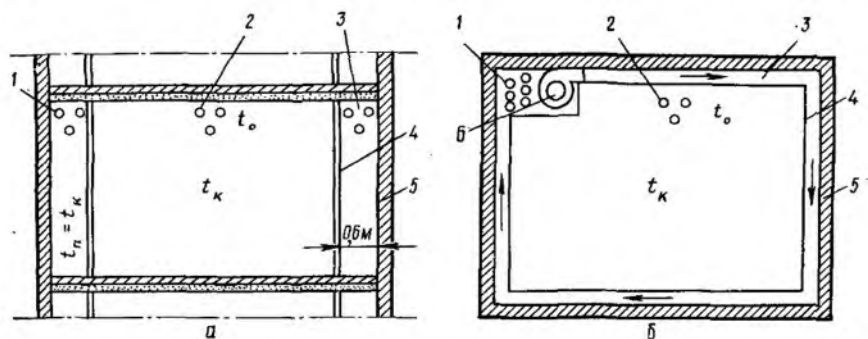


Рис. VII.2. Холодильник с теплозащитной рубашкой:

а — с естественной циркуляцией воздуха; б — с принудительной циркуляцией воздуха; 1 — охлаждающие приборы для отвода внешних теплопритоков; 2 — охлаждающие приборы для отвода внутренних теплопритоков; 3 — продух; 4 — стена из сборного железобетона; 5 — наружные ограждения; б — воздухоохладитель.

размещены под потолком в продухе соответственно на каждом этаже, а для отвода теплоты через покрытие — над верхним перекрытием на чердаке здания.

Внутри теплозащитной рубашки и в грузовом объеме камер поддерживается одинаковая температура (-18°C), благодаря чему между ними отсутствует теплообмен. Но так как в помещении возможны внутренние теплопритоки, то для их отвода предусматривается установка специальных охлаждающих приборов 2, в которых, как и в батареях продуха, поддерживается температура кипения -28°C . Наличие теплозащитной рубашки позволяет снизить усушку хранимых грузов. Холодильник такой конструкции был построен в Москве (хладокомбинат № 12) по индивидуальному проекту. Строительство таких холодильников в промышленности больше не осуществлялось. Это объясняется трудностями, возникающими в процессе эксплуатации приборов охлаждения в продухе и ремонта тепловой изоляции наружных стен 5.

Панельная система (рис. VII.3) осуществляет «перехват» внешних теплопритоков поверхностью панелей 1, 3, обращенных в продух 2. Батареи отстоят от наружных стен на расстоянии 0,1 м на 0,3 м от потолка. Температура воздуха в продухе поддерживается несколько более высокой, чем в камере t_k . Это объясняется тем, что большая часть поверхности металлических листов, приваренных к трубам, обращена

в камеру. Поскольку температура панельных батарей всегда ниже температуры воздуха в продухе, в нем выгодно поддерживать температуру воздуха на 3—4°C выше температуры в камере. Наряду с уменьшением внешних теплопритоков это позволяет перехватить 95% наружных теплопритоков. Кроме того, температура кипения хладагента в трубах панельных батарей при температуре воздуха в камере —18°C и стационарном режиме хранения поддерживается равной —22÷—24°C.

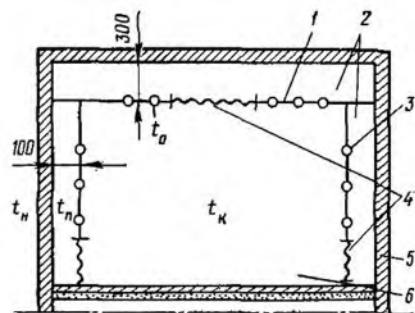


Рис. VII.3. Холодильник с панельной системой охлаждения:

1, 3 — панельные приборы охлаждения; 2 — продух; 4 — брезент; 5 — наружные ограждения; 6 — грузовой объем камеры.

Расход электроэнергии на выработку холода уменьшается на 20%, изоляцию наружных ограждений выполняют меньшей толщины. Этому способствует также меньшая (на 2—3°C) разность температур между воздухом в продухе t_n и наружной средой. Усушка продуктов в камерах с панельной системой меньше, чем в камерах с теплозащитной рубашкой. Потолочные панели с продухом у перекрытия целесообразно применять для южных районов нашей страны, для которых характерна большая плотность тепловых потоков от солнечной радиации.

Динамической изоляцией условно называют тепловую изоляцию,

в которой навстречу проникающему снаружи тепловому потоку медленно движется охлажденный воздух, воспринимающий значительную часть поступающей теплоты.

План охлаждаемого помещения 1 с динамической тепловой изоляцией показан на рис. VII.4. Между наружной стенкой 2 и теплоизоляционным слоем 3 образован воздушный продух 4 шириной 100—200 мм. Для этих камер в качестве теплоизоляционных материалов применяют материалы с незамкнутыми порами: торфоплиты, шлаковую вату, тонковолокнистые материалы и др. Охлажденный в воздухоохладителе 5 воздух подается в помещение грузовой емкости, имея температуру более низкую, чем температура камеры t_k . Затем воздух, проходя через теплоизоляционный слой и двигаясь навстречу тепловому потоку, нагревается и выходит в продух с температурой, близкой к температуре наружного воздуха t_n . Из продуха воздух засасывается вентилятором 6 и нагнетается в воздухоохладитель, где и охлаждается от t_n до t_{b1} . Удельный массовый поток воздуха через ограждения составляет всего 1—2 кг/(м² · с).

Системы с теплозащитной рубашкой, панельная и с динамической изоляцией «перехватывают» внешние теплопритоки на пути их движения в грузовой объем камеры, создают высокую относительную влажность, но имеют некоторые недостатки. При использовании теплозащитной рубашки усложняется строительная конструкция холодильника, уменьшается грузовой объем камер, требуется дополнительный

расход изоляционных материалов на устройство продухов. В процессе эксплуатации невозможно осуществить ремонт и сушку увлажненной изоляции наружных стен. Затруднена эксплуатация приборов охлаждения, находящихся в продухе. В результате многолетней эксплуатации московского холодильника № 12 с теплозащитной рубашкой установлено, что усушка хранимых затаренных грузов уменьшается всего на 20% по сравнению с нормативной, предусмотренной для таких же температур в обычных холодильниках.

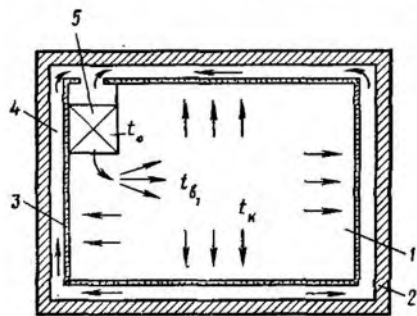


Рис. VII.4. План охлаждаемого помещения с динамической тепловой изоляцией:

1 — грузовой объем камеры; 2 — наружные ограждения; 3 — теплоизоляционный слой; 4 — продух; 5 — воздухоохладитель.

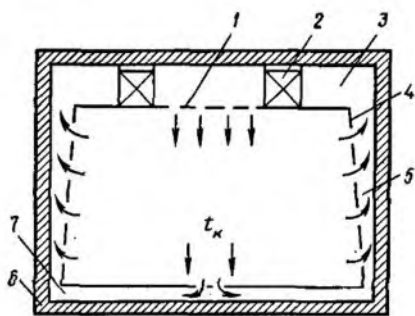


Рис. VII.5. Система воздушораспределения в камерах хранения незатаренных грузов для «перехвата» внешних теплопритоков:

1 — перфорированный потолок; 2 — воздухоохладитель; 3, 5 — продух; 4 — перфорированный экран; 6 — наружные ограждения; 7 — ложный пол из пустотелых плит.

Панельная система наиболее эффективно применяется только для одноэтажных холодильников в районах Средней Азии и для холодильников Госрезерва. Для других климатических районов и холодильников ее применение требует технико-экономического обоснования. Основным недостатком — металлоемкость и отсутствие автоматизированных и механизированных линий для изготовления приборов охлаждения. К эксплуатационным недостаткам относится трудность удаления инея с поверхности панелей, обращенных к потолочному продуху, к теплотехническим — низкая эффективность использования металла панелей как теплообменных аппаратов.

Систему воздушного охлаждения со специальным воздушораспределением, позволяющим «перехватывать» внешние теплопритоки на пути к грузовому объему (рис. VII.5) применяют для хранения незатаренных грузов. Особенность воздушораспределения заключается в том, что воздух, пройдя грузовой объем камеры и восприняв внутренние тепловыделения, отсасывается через перфорированные экраны 4, отделяющие наружные ограждения 6 от грузового объема. В продухе 3, 5, созданном экранами, воздух воспринимает наружные теплопритоки от стен и перекрытия и поступает в воздухоохладитель 2, где охлаждается до температуры более низкой, чем температура его в камере.

ре, и снова подается в грузовой объем через перфорированный потолок 1.

«Перехват» теплопритоков, поступающих в камеру через полы, также осуществляется воздухом, движущимся в каналах плит.

Указанная система отвода теплоты является наиболее перспективной и универсальной, поскольку она позволяет хранить как затаренные, так и незатаренные грузы. «Перехват» внешних теплопритоков даже на 50% делает ее конкурентоспособной с существующими системами «перехвата» теплоты при температуре хранения $-18 \div -22^{\circ}\text{C}$.

На многих распределительных холодильниках отвод теплоты в камерах осуществляют батареями, что сопровождается большими потерями продуктов от усушки. Для уменьшения потерь в отечественной практике широко применяют *систему батарейного охлаждения с ледяными экранами*. Экраны представляют собой теплопередающую поверхность между воздухом продуха и камерным воздухом, особенностью которой является то, что она выполнена из льда.

В зависимости от температурных условий камерный воздух от ледяных экранов может воспринимать и переносить теплоту либо влагу.

При условии равенства температур камерного воздуха и поверхности ледяных экранов камерный воздух переносит влагу от ледяных экранов в камеру.

На величину усушки при использовании ледяных экранов оказывает решающее влияние температура экранов по отношению к температуре воздуха в продухе. В зависимости от нее ледяной экран может осушать либо увлажнять воздух в камере холодильника. Относительная влажность воздуха в камере повышается за счет сублимации льда с поверхности экрана либо понижается за счет осаждения инея на его поверхности.

Необходимо, однако, отметить техническую сложность устройства ледяных экранов. Процесс намораживания льда на поверхности ткани является трудоемким. Экраны из льда очень хрупкие и при производстве грузовых операций в камере часто повреждаются.

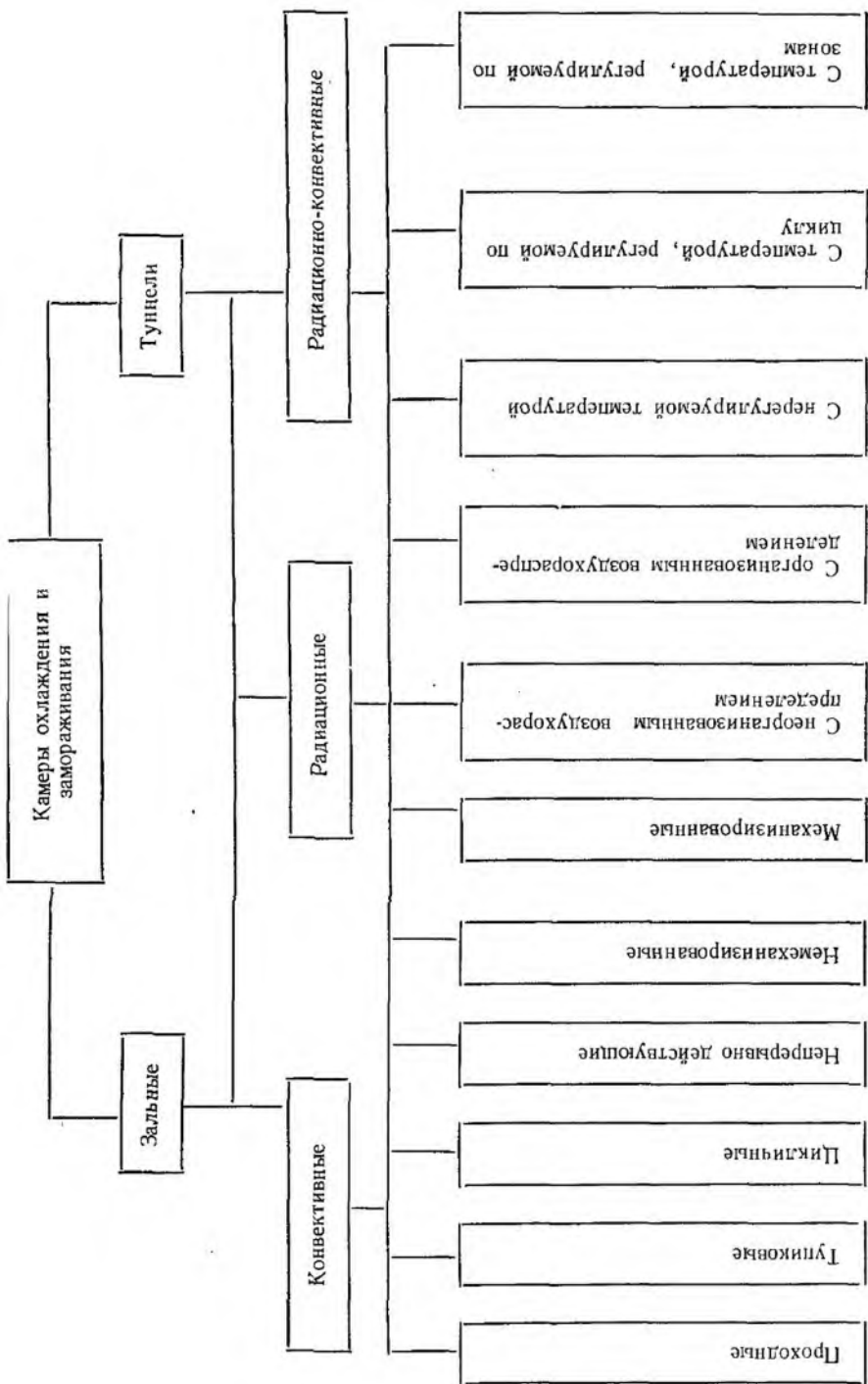
КЛАССИФИКАЦИЯ КАМЕР ХОЛОДИЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ МЯСА

Классификация камер холодильной обработки, в основу которой положено различие, связанное с видами отвода теплоты от продукта, а также со способами загрузки и механизации, показана на схеме. Чаще всего в установках для холодильной обработки сочетаются следующие виды теплообмена: конвекция, радиация, сублимация или испарение влаги с поверхности продукта и десублимация на поверхности приборов охлаждения.

Сочетание трех видов теплообмена имеет место в камерах холодильной обработки мяса и мясопродуктов в неупакованном виде.

В зависимости от конструкции различают камеры зального типа и туннели.

По способу загрузки различают циклические и непрерывно действующие. Осуществление непрерывной загрузки и последующей холодильной обработки позволяет уменьшить цикл охлаждения до 12—



14 ч, цикл замораживания — до 18—24 ч и на 30—40% уменьшить при этом усушку. По конструктивному исполнению камеры могут быть проходные и тупиковые. Предпочтение следует отдать проходным, так как устраняется встречное движение потоков груза, что упрощает эксплуатацию холодильников.

На мясокомбинатах мясные полутуши из цеха убоя скота и разделки туш направляют для охлаждения и замораживания в камеры, оборудованные подвесными путями и приборами охлаждения.

Подвесные пути представляют собой однорельсовые устройства, укрепленные от пола на высоте 3,35 м, по которым передвигаются каретки, состоящие из ролика, обоймы и крюка. К крюку подвешивают полутушу, которая в таком состоянии охлаждается и затем перемещается в камеры хранения охлажденного мяса, или в некоторых случаях в камеры замораживания.

По нормам, принятым в мясной промышленности, средняя загрузка 1 м подвесного полосового пути составляет: для говяжьего мяса в полутушах средней массой менее 60 кг — 225 кг, 60 кг и более — 280 кг; нагрузка на 1 м² площади пола принята равной 200—250 кг.

КОНСТРУКЦИИ КАМЕР ХОЛОДИЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ МЯСА

Камеры зального типа представляют собой помещения, оборудованные подвесными путями и имеющие вместимость по загрузке от 5 до 25 т. Характерным для таких камер является то, что их вместимость выбирают в зависимости от загрузки и разгрузки.

Особенно важен вопрос о выборе вместимости для камер с циклической загрузкой, так как в длительность цикла входит время транспортных операций, в течение которых холодильные системы не работают, либо работают малоэффективно, что, естественно, приводит к повышению температуры в начале холодильной обработки продуктов и вызывает удлинение времени холодильной обработки и увеличение потерь от усушки.

Время холодильной обработки в камерах такого типа даже при интенсивных способах отвода теплоты остается значительным. Цикл охлаждения осуществляется за 24 ч, цикл замораживания — за 36 ч.

Туннели представляют собой сооружения, в которых осуществляется холодильная обработка при повышенных скоростях движения воздуха. Такие скорости создаются благодаря относительно малому поперечному живому сечению камер шириною не более 3 м, а высота ограничена габаритами обрабатываемого груза. Туннели оборудуются механизмами для погрузочно-разгрузочных работ; они могут работать как циклично, так и непрерывно.

При реконструкции батарейное охлаждение часто заменяют радиационно-конвективным, устанавливая батареи между подвесными путями и воздухоохладителями.

Камеры оборудуют приборами охлаждения, которые размещают в зависимости от применяемого способа воздухораспределения. В камерах с естественной конвекцией приборы охлаждения (батареи) располагают вдоль теплых ограждений. При вынужденном движении

воздуха в камере используют воздухоохладители. По исполнению они могут быть напольного и подвешного типов. Воздухоохладители напольного типа используют при канальном воздухораспределении, а подвесные при бесканальном.

Во всех случаях охлаждающие системы выбирают, руководствуясь режимами и принятыми методами холодильной обработки мяса.

РЕЖИМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ МЯСА

Режимы охлаждения мяса приведены в табл. VII.1.

Мясо в парном состоянии направляют на охлаждение. Если этот процесс длится более суток, его называют медленным охлаждением, а если менее суток — быстрым. Быстро охлажденное мясо имеет по

Таблица VII.1

Способы охлаждения мяса	Параметры воздуха (средние за процесс)		Температура мяса, °С		Продолжительность охлаждения, ч
	температура °С	скорость движения, м/с	начальная	конечная	
Одностадийное охлаждение					
Медленное (все виды мяса)	2	0,1—0,2	35	4	28—36
Ускоренное (все виды мяса)	0	0,5—0,8	35	4	20—24
Быстрое					
говядина	от —3 до —5	1—2	35	4	12—16
свинина	от —3 до —5	1—2	35	4	10—13
баранина	от —3 до —5	1—2	35	4	6—7
Двухстадийное охлаждение					
Быстрое					
говядина					
охлаждение	от —4 до —5	1—2	35	10	10—12
доохлаждение	от —1 до —1,5	0,1—0,2	10	4	8—10
свинина					
охлаждение	от —5 до —7	1—2	35	10	6—8
доохлаждение	от —1 до —1,5	0,1—0,2	10	4	6—8
Сверхбыстрое					
говядина					
охлаждение	от —10 до —12	1—2	35	15—18	6—7
доохлаждение	от —1 до —1,5	0,1—0,2	15—18	4	10—12
свинина					
охлаждение	от —10 до —15	1—2	35	18—22	4—5
доохлаждение	от —1 до —1,5	0,1—0,2	18—22	4	10—15
Программное охлаждение					
говядина	—4	$\frac{4^*}{0,5}$	32—36	4	9—10

* В числителе указана скорость движения воздуха (м/с) в начале процесса, в знаменателе — в конце процесса.

всем показателям неоспоримые преимущества перед медленно охлажденным.

Различают одно-, двухстадийное и программное охлаждение мяса (рис. VII. 6).

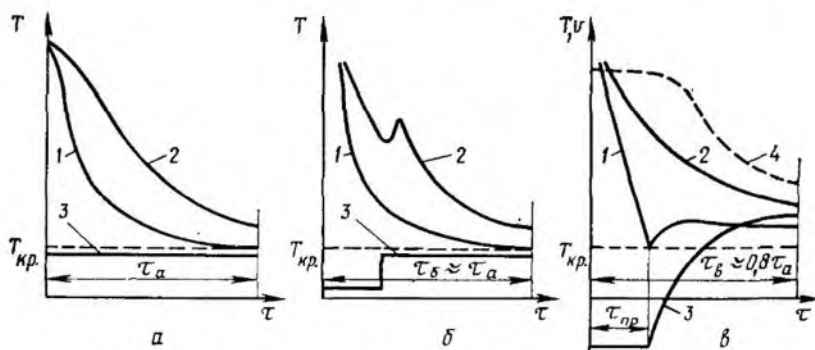


Рис. VII.6. Термограммы одностадийного интенсивного (а), двухстадийного (б) и программного (в) методов охлаждения мяса:

1 — температура поверхности полутуши; 2 — температура центра бедра полутуши; 3 — температура воздуха в камере; 4 — скорость движения воздуха.

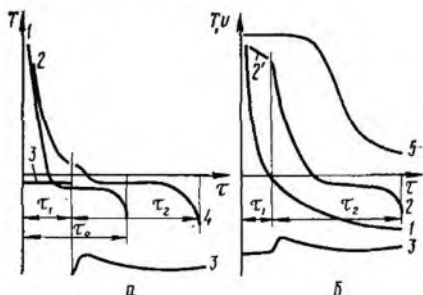


Рис. VII.7. Термограммы двухфазного (а) и однофазного (б) процессов замораживания мяса:

1 — температура поверхности полутуши; 2, 2' — температура в центре бедра; 3 — температура воздуха в камере; 5 — скорость движения воздуха в камере или туннеле.

Интенсивные одно- и двухстадийный методы охлаждения мяса осуществляют при циклической загрузке камер и применяют на действующих холодильниках или при реконструкции их блоков холодильной обработки.

В одностадийном процессе охлаждение осуществляется при постоянной температуре воздуха в камере (рис. VII. 7, а), в двухстадийном — при переменной (рис. VII. 7, б), в программном с предохлаждением — вначале при постоянной низкой температуре и большой скорости движения воздуха ($\omega = 4 \div 5$ м/с), а затем при переменной или постоянной температуре и переменной скорости движения воздуха ($\omega = 4 \div 0,5$ м/с).

Интенсивность процесса охлаждения мяса в полутушах зависит в основном от температурного напора и скорости движения воздуха у поверхности продукта. При увеличении скорости движения воздуха ω средняя скорость и суммарная величина усушки при охлаждении уменьшаются в основном за счет сокращения продолжительности процесса.

Уменьшение суммарной усушки за процесс охлаждения при постоянной температуре воздуха наблюдается при увеличении скорости

движения воздуха от 0,1 до 1,2 м/с. Так, по данным опытов, при увеличении скорости движения воздуха от 0,35 до 1,1 м/с усушка уменьшается в 3—4 раза. При скорости движения воздуха от 1,1 до 1,7 м/с скорость усушки и ее суммарная величина потерь меняются незначительно (за исключением первых часов), а при скорости 1,7 м/с мало зависят от нее и определяются разностью температур поверхности мяса и воздуха камеры, продолжительностью охлаждения.

При быстром одностадийном охлаждении мяса в зависимости от скорости движения воздуха и способа отвода теплоты температура поверхности полутуши через 5—10 ч становится на 2—4°C выше температуры воздуха в камере. Этому периоду и соответствуют наибольшие (80%) потери мяса от усушки. Поэтому для их уменьшения целесообразно интенсифицировать теплообмен путем снижения температуры и увеличения скорости движения воздуха, но только до момента времени, когда поверхность достигает температуры замерзания. При этом для предохлаждения необходимо выбирать оптимальную плотность теплового потока, так как чем интенсивнее отвод теплоты от продукта, тем меньше время стадии предохлаждения и тем более высокой останется среднеобъемная температура продукта. При последующем охлаждении необходимо будет отводить больше теплоты, что вызовет увеличение продолжительности процесса и усушки продукта.

Такой ступенчатый отвод теплоты от мяса называется стадийным охлаждением. В первой стадии охлаждения на поверхности всегда получают температуру замерзания мяса. Во второй стадии проводится охлаждение до заданной температуры, причем уже при обычных (—2÷—4°C) режимах, характерных для хранения охлажденного мяса, и умеренной циркуляции воздуха. Известны режимы двухстадийного охлаждения, когда первая стадия продолжается 4—6 ч при температуре воздуха —12÷—15°C и скорости его движения от 1 до 3 м/с, а во второй стадии происходит выравнивание температуры мяса по объему и доохлаждение в обычных камерах хранения (сверхбыстрый режим).

Использование радиационного охлаждения позволяет существенно интенсифицировать процесс холодильной обработки мяса, так как суммарная интенсивность излучения энергией поверхностью мяса значительна. Например, при средней степени черноты поверхности полутуши 0,9 и при температуре 27°C тепловой поток составляет 415 Вт/м², а при 0°C — 286 Вт/м². Перенос теплоты излучением не связан с переносом массы и, следовательно, он не влияет на величину усушки мяса. Впервые радиационное охлаждение было предложено проф. Н. А. Герасимовым для камер замораживания, а в дальнейшем широко применяется и для камер охлаждения.

Двухстадийный метод охлаждения требует двойной затраты времени и средств на перегрузку мяса из камеры в камеру, поэтому вместо стадии охлаждения целесообразно применять предварительное охлаждение в потоке при передаче мяса из цеха предварительной переработки туш на холодильник. Этот процесс предложил И. Г. Чумак (1969 г.) для всех видов холодильной обработки с целью быстрого снижения температуры поверхности полутуши до криоскопической. Для

его осуществления требуется туннель, оборудованный воздухоохладителями, где поддерживаются температура $-20 \div -25^\circ\text{C}$ и высокая скорость движения воздуха. Время предварительного охлаждения $t_{\text{пр}}$ составляет не более 0,3 ч. Исследования этого процесса, проведенные совместно с В. И. Шахневичем, показали его высокую эффективность (усушка мяса уменьшается на 20—30%).

Программный метод охлаждения, разработанный в Одесском технологическом институте холодильной промышленности, позволяет наиболее эффективно осуществить холодильную обработку мяса в потоке. Мясо в полутушах из цеха предварительной переработки проходит туннель предварительного охлаждения и направляется в камеры программного охлаждения, где охлаждается при температуре воздуха $-3 \div -4,5^\circ\text{C}$ и переменной скорости его движения.

Продвижение мяса в камере осуществляется фронтально согласно методу, разработанному Д. Н. Ильинским. Суть его заключается в специальной загрузке подвесных путей полутушами. Полутуши поочередно поступают на нитки подвесных путей, на 1-ю и n -ю, в последующем полутуша $n + 1$ поступает снова на первый путь и т. д. Каждая нитка подвесного пути обслуживается толкающим конвейером. Время продвижения мяса по одному подвесному пути равно времени холодильной обработки. Скорость движения воздуха изменяется по длине подвесного пути в заданных пределах, например для охлаждения — от 4 до 0,5 м/с. Изменение скорости движения воздуха вдоль подвесных путей осуществляется через каналы с насадками либо бесканально за счет специальной расстановки воздухоохладителей.

РЕЖИМЫ ЗАМОРАЖИВАНИЯ МЯСА

Замороженными принято считать продукты, в которых примерно 85% влаги превращено в лед. Ледообразование начинается обычно в интервале температур между 0 и -1°C и условно считается законченным, когда температура в центре продукта достигает $-4, -5^\circ\text{C}$. Это соответствует средней температуре по объему $-10 \div -15^\circ\text{C}$.

Понижение температуры продукта от 0 до -5°C и составляет процесс замораживания. Понижение температуры до 0°C принято называть охлаждением, а от -5°C и ниже — домораживанием. Максимальная обратимость процесса замораживания и, следовательно, более полное сохранение основных качеств продукта достигаются при высоких скоростях замораживания.

Под скоростью замораживания понимают отношение толщины замороженного слоя (в сантиметрах) ко времени (в часах), в течение которого он образовался. Скорость замораживания (например, мяса в полутушах) в морозильных камерах при средней температуре воздуха в них $t_{\text{к}}$ около -20°C и естественной его подвижности не превышает 0,5 см/ч. В туннельных морозилках при $t_{\text{к}} = -25^\circ\text{C}$ и $\omega = 5$ м/с скорость замораживания полутуши мяса составляет 0,91 см/ч, а при $t_{\text{к}} = -35^\circ\text{C}$ и $\omega = 9$ м/с соответственно 1,3 см/ч. В скороморозильных аппаратах, где продукты замораживают в блоках при непрямом контакте

с хладоносителем, имеющим температуру -25° , -27°C , скорость замораживания составляет от 1,5 до 1,9 см/ч.

В промышленности применяют два метода замораживания мяса: после его охлаждения до среднеобъемной температуры $\bar{t}_v = +4^{\circ}\text{C}$ — двухфазный метод; однофазный¹, когда мясо в парном состоянии. При этом процесс замораживания резко интенсифицируется, что дает существенный технико-экономический эффект.

Термограммы процессов однофазного и двухфазного замораживания показаны на рис. VII.7, а и б. Из сравнения термограмм следует, что при однофазном замораживании процессы теплообмена протекают сразу при больших перепадах температур, и в результате процесс охлаждения совмещается с замораживанием и протекает с большей скоростью.

Дальнейшее совершенствование холодильной технологии однофазного замораживания мяса связано с применением предварительного охлаждения и предварительного замораживания в потоке и фронтального продвигания полутуш в камере. Это позволяет осуществлять полный цикл замораживания за 18 ч с усушкой мяса, не превышающей 1,2% за цикл. Эту технологию разработывали Одесский технологический институт холодильной промышленности, УкрГИПРОмясо и внедрили на холодильнике Тернопольского мясокомбината, что позволило в сравнении с обычной технологией, принятой в типовом проекте такой же емкости, уменьшить площадь камер заморажива-

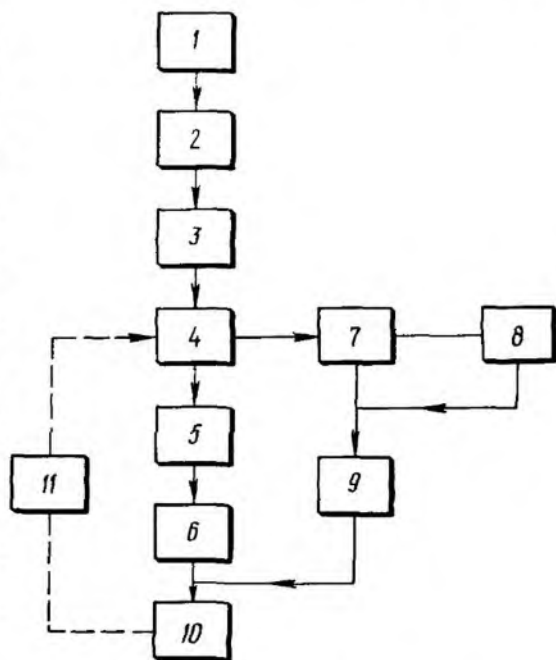


Рис. VII.8. Технологическая схема холодильной обработки мяса в контейнерах:

1 — обработка в цехе первичной переработки скота; 2 — электростимулирование — ускорение автолитических процессов (созревание); 3 — предварительное охлаждение до $12-20^{\circ}\text{C}$; 4 — разделка, упаковка, укладка в контейнеры; 5 — доохлаждение ($t=4^{\circ}\text{C}$); 6 — хранение ($t=-2^{\circ}\text{C}$); 7 — замораживание в потоке; 8 — упаковка и укладка в контейнеры после замораживания; 9 — хранение в контейнере; 10 — экспедиция — отгрузка; 11 — возврат контейнера.

¹ Разработкой и исследованием однофазного метода замораживания в СССР занимались многие ученые. Приоритет принадлежит Д. А. Христуло (1950 г.). Внедрение метода и исследование процессов тепло- и массообмена в камерах холодильников проводили коллективы Московского технологического института мясной и молочной промышленности, Всесоюзного НИИ мясной и молочной промышленности под руководством проф. А. П. Шеффера и Одесского технологического института холодильной промышленности под руководством проф. И. Г. Чумака.

ния и на освобожденной площади разместить камеру сортировки и хранения охлажденного мяса вместимостью 78 т, а также увеличить вместимость камер хранения мороженых грузов на 280 т.

Рассмотренная технология холодильной обработки мяса в полутушах при воздушном охлаждении по продолжительности охлаждения и замораживания достигла практического предела, так как дальнейшая интенсификация будет связана со значительными затратами средств. Поэтому такая технология рекомендуется к применению при реконструкции холодильников с целью интенсификации теплообмена и внедрения механизации. Это объясняется еще и тем, что технология обработки мяса в полутушах на высокобинатах малозффективна и обуславливает большую себестоимость хранения и перевозки во всех звеньях холодильной цепи производства мяса. Она затрудняет дальнейшую интенсификацию холодильной обработки мяса из-за большого внутреннего теплового сопротивления мяса в полутушах, не допускает увеличения удельной загрузки камер холодильников и рефрижераторного транспорта до 600—700 кг/м³. Хранение мяса и мясopодуктов в полутушах сопряжено с большими потерями мяса от усушки, а в связи с этим требует от проектировщиков сложных инженерных решений при создании камер хранения холодильников (теплозащитная рубашка, панельная система, динамическая изоляция, ледяные экраны и др.). Поэтому перспективным направлением в развитии холодильной цепи производства мяса является переход на технологию с расфасовкой мяса на сортовые отруба и блочное мясо.

Более совершенная технологическая схема холодильной обработки мяса (рис. VII.8) предусматривает применение методов интенсификации процессов созревания мяса, например за счет его обработки электрическим током — процесс электростимулирования. Эта технология, как и предыдущая, использует предварительное охлаждение (но с более высокой температурой воздуха) для получения среднеобъемной температуры мяса $t_v = \pm 12^\circ \text{C} \dots \pm 20^\circ \text{C}$, при которой полагается разделять полутуши на отруба и формировать блоки. Полученные блоки укладывают в контейнеры либо в картонную, металлическую, полиэтиленовую тару и перемещают в камеры или аппараты для доохлаждения и замораживания. При этом можно увеличить удельную загрузку камер или туннелей доохлаждения и замораживания в 2,5—3 раза (700—800 кг/м³). При упаковке мяса практически исключают его усушку в процессе холодильной обработки и хранения. Вместимость камер хранения охлажденного и замороженного мяса при загрузке контейнерами увеличивается почти в два раза. Режимы холодильной обработки для новой технологии остаются прежними.

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ОХЛАЖДЕНИЯ МЯСА

Продукты относятся к телам неправильной геометрической формы, но при расчете времени охлаждения их уподобляют по форме простым телам, для которых имеются решения дифференциальных уравнений теплопроводности при соответствующих начальных и граничных условиях.

Общее решение дифференциального уравнения теплопроводности при граничных условиях третьего рода для пластин дает зависимость изменения температуры тела в точке от пяти факторов

$$(t_{x,\tau} - t_c) = f \left[(t_n - t_c), R, a, \frac{\lambda}{\alpha}, x \right],$$

где $t_{x,\tau}$; t_n ; t_c — соответственно температура заданной точки в теле по истечении времени τ , начальная температура, температура среды; R — определяющий размер тела; a — коэффициент температуропроводности; λ — коэффициент теплопроводности; α — коэффициент теплоотдачи; x — текущая координата.

В практике при охлаждении продуктов наиболее часто необходимо определять температуру $t_{x,\tau}$ в точке, лежащей в геометрическом центре продукта ($x=0$). При этом частное решение дифференциального уравнения теплопроводности при граничных условиях третьего рода имеет вид

$$\theta_{x=0} = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{2 \sin \mu_i}{\mu_i + \sin \mu_i \cdot \cos \mu_i} e^{-\mu_i^2 \frac{\alpha \tau}{R^2}} \cdot \cos \left(\mu_i \frac{x}{R} \right).$$

При $x=0$ $\cos \mu_i \frac{x}{R} = 1$ и формула упрощается. Она справедлива для условий одно- и двухстороннего охлаждения пластин. При двухстороннем охлаждении подставляют определяющий размер $\delta_{\text{пл}} = 2R$, при одностороннем $\delta = R$.

Величины μ_i — корни характеристического уравнения, в общем виде зависят от величины критерия Bi и в специальной литературе табулированы.

Представленное решение можно записать в общем виде

$$\theta_{x=0} = f(\alpha \tau / R^2, \alpha R / \lambda), \text{ или } \theta_{x=0} = f(Fo, Bi), \quad (VII.1)$$

где $\theta_{x=0}$ являются безразмерными величинами температурного поля в центре фигуры $x=0$; Fo , Bi — соответственно критерии Фурье и Био. Возможно получить решение и для $\theta_{x=R}$, т. е. для поверхности

$$\theta_{x=R} = (t_{(\tau, x)} - t_c) / (t_{(0, x)} - t_c), \quad (VII.2)$$

$t_{(\tau, x)}$ — конечная температура в центре продукта ($x=0$); $t_{(0, x)}$ — начальная температура в центре продукта; t_c — температура среды.

Эта зависимость удобна для практических расчетов нестационарных процессов охлаждения. Функциональная связь между температурой среды и тела и теплофизическими свойствами его представлена в специальной литературе в виде номограмм. Используя номограммы, построенные по зависимости VII. 1 для различных скоростей движения воздуха и его температуры, определяют длительность охлаждения тел. Условия, описываемые зависимостью (VII.2), справедливы только для одномерной задачи.

Расчеты температурных распределений для неправильной формы тела производят с помощью коэффициентов формы.

А. Г. Фикин получил функциональную зависимость продолжительности процесса (в ч) от параметров среды для тел различной геометрической формы

$$\tau = A \frac{R^2}{a} \left[\left(\frac{2,3}{Bi} + 0,8 \right) \lg \frac{t_{(\tau, x)} - t_c}{t_{(0, x)} - t_c} - 0,12 \right],$$

где $A = -1$ для пластины; $A = -1/2$ для цилиндра и $A = -1/3$ для сферы.

Полученная зависимость достаточно точная, особенно в рамках температурных режимов, характерных для холодильных технологических процессов и теплофизических коэффициентов, специфичных для пищевых продуктов.

В тех случаях, когда продукты по форме значительно отличаются от правильных, для каждого вида продукта вводят коррекционные коэффициенты. Коррекционный коэффициент k представляет собой отношение времени, необходимого для охлаждения продукта простой геометрической формы ($\tau_{\text{п}}$ — для пластины, $\tau_{\text{ц}}$ — для цилиндра и $\tau_{\text{с}}$ — для сферы), к времени, необходимому для охлаждения продукта заданной формы ($\tau_{\text{м}}$ — для мяса, $\tau_{\text{я}}$ — для яблока, $\tau_{\text{г}}$ — для груши).

$$k = \sqrt{\tau_{\text{п}}/\tau_{\text{м}}} = 1,34, \quad \tau_{\text{м}} = 0,56\tau_{\text{п}}.$$

$$k = \sqrt{\tau_{\text{п}}/\tau_{\text{я}}} = 1,22 \pm 0,04, \quad \tau_{\text{я}} = 0,67\tau_{\text{п}}.$$

$$k = \sqrt{\tau_{\text{п}}/\tau_{\text{г}}} = 1,18 \pm 0,05, \quad \tau_{\text{г}} = 0,72\tau_{\text{п}}.$$

На основании зависимости можно определить оптимальные сочетания скорости движения воздуха и его температуры, при которых время охлаждения будет минимальным.

Выбор скорости движения воздуха должен производиться по скорости охлаждения мяса и на основании технико-экономических расчетов.

При расчетах процессов охлаждения мяса за характерный размер полутуши принимают толщину бедра $\delta = R$; полутуша моделируется как бесконечная пластина конечной толщины.

Значение коэффициента теплоотдачи от поверхности мяса полутуши к воздуху определяется из критериальной зависимости $Nu_{\alpha} = 0,17Re^{0,7}$.

Приведенный коэффициент теплоотдачи, учитывающий дополнительно массоперенос, рассчитывается по зависимости $\alpha_{\text{пр}} = \alpha + \alpha_{\text{и}}$, где $\alpha_{\text{и}}$ — условный коэффициент теплоотдачи, учитывающий перенос тепла за счет испарения. На практике возникают трудности в определении $\alpha_{\text{и}}$, поэтому для расчетов можно рекомендовать экспериментальное соотношение между $Q_{\text{с}}/Q_{\text{и}} = \alpha/\alpha_{\text{и}} = 1,24$. В этом случае приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{пр}} = 1,8\alpha$. Расчет величины усушки мяса в процессе охлаждения ведется по формулам, приведенным в главе VIII, количество теплоты, отводимой от продукта, определяют по разности энтальпий до и после его охлаждения. Точность расчетов определяется достоверностью вычисленного значения среднеобъемной температуры продукта в конце холодильной обработки. Последняя находится по формулам, полученным при решении уравнений теплопроводности.

Зависимость А. Г. Фикийна с учетом коэффициента формы можно использовать для расчета процесса охлаждения мяса в полутушах при одностадийных и интенсивных методах при условии, что температура их поверхности не снижается ниже криоскопической — $t(x, \tau) \geq t_{\text{кр}}$.

Температурное распределение в теле во второй стадии охлаждения, когда в камерах температура воздуха $t_{\text{с}}$ и коэффициент теплоотдачи

α_2 остаются неизменными, определяется, как для пластины, по уравнению

$$t(x, \tau) = t_{c_2} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos\left(\mu_n \frac{x}{R}\right) \exp(-\mu_n^2 Fo) x \left\{ (t_{c_1} - t_0) - \frac{(t_{c_1} - t_0)(Bi_1 - Bi_2)}{Bi_2} \sum_{m=1}^{\infty} A_m \frac{\cos \mu_m}{\mu_m^2 - \mu_n^2} \exp(-\mu_m^2 Fo_1) \right\}.$$

В этом уравнении подстрочные индексы: 1 и 2, m и n соответственно относятся к первой и второй стадиям процесса охлаждения; A_n , A_m — являются функцией только критерия Bi ; μ_n — корни характеристического уравнения, заранее рассчитаны и табулированы.

Для программного охлаждения основным вопросом, требующим решения, является определение зависимости изменения скорости движения воздуха во времени, при котором достигается заданная среднеобъемная температура продукта, а температура поверхности не опускается ниже $-1,5^\circ\text{C}$, при этом значения времени охлаждения и естественной убыли мяса становятся минимальными.

К сожалению, такая задача решается численным методом. Расчеты показывают, что в первой половине времени процесса охлаждения должна поддерживаться скорость движения воздуха $3,5-4,0$ м/с при температуре $(-15 \div -20)^\circ\text{C}$, а во второй она снижается до $0,5$ м/с при температуре воздуха $-2 \div -3^\circ\text{C}$.

РАСЧЕТ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ ЗАМОРАЖИВАНИЯ МЯСА

Расчет продолжительности замораживания базируется на технологической схеме и режимах холодильной технологии. На основании этого расчета в дальнейшем определяют тепловую нагрузку на приборы охлаждения и компрессоры, а также площадь камер или производительность скороморозильных аппаратов. Рассмотрим расчет продолжительности замораживания мяса поточным методом. Поточное замораживание парного мяса является наиболее перспективным, так как в этом случае интенсифицируется процесс холодильной обработки и устраняются непроизводительные затраты времени на загрузку и выгрузку камер.

Технологическая схема холодильной обработки мяса в потоке показана на рис. VII.9. Мясо с конвейера цеха убоя скота и разделки туш поступает в туннель предварительного охлаждения, после чего его сортируют по категориям для соответствующих целей.

Предназначенное для замораживания мясо в момент A (см. рис. VII.9) по конвейеру поступает в камеру (туннель) предварительного замораживания, в которой поддерживается температура воздуха -30°C при скорости его движения $4-5$ м/с. Туннель работает со сдвигом по времени Δ_1 после начала работы цеха первичной переработки туш. После предварительного замораживания, продолжительности которого составляет $\tau_{\text{с}_1}$, партия i мяса в момент B направляется в камеру замораживания. В это время выгружаются поступившие в преды-

дущие туши, обозначенные индексом $i - 1$. В момент B процесс выгрузки мяса прекращается, а процесс загрузки продолжается. В течение времени $BB(\Delta_{\min})$ загруженность камеры минимальная G_{\min} при условии равенства количества загружаемого и выгружаемого мяса. В момент Γ , соответствующий концу рабочего дня второй смены, по-

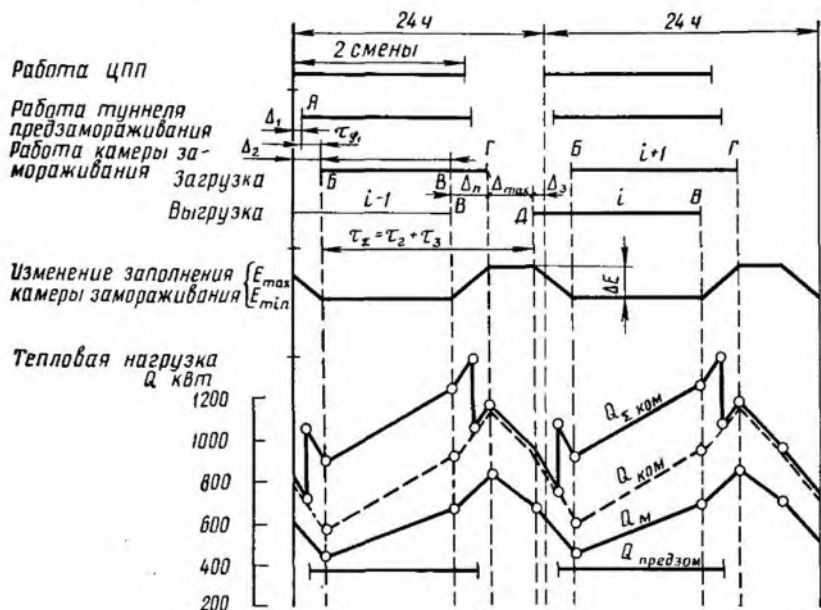


Рис. VII.9. Циклограмма работы блока замораживания мяса.

следняя туша поступает в камеру замораживания. В течение времени $B\Gamma(\Delta_n)$ загруженность камеры повышается из-за продолжения загрузки. В интервале времени $\Gamma Д$ ($\Delta_{\max} = \tau_{\Sigma} - 16$) загруженность камеры постоянно находится на уровне максимальной G_{\max} , так как нет процессов загрузки и выгрузки. Спустя интервал времени $\tau_{\Sigma} = \tau_2 + \tau_3$ с момента B , когда партия мяса поступила в камеру замораживания, в момент D начинается процесс выгрузки i -й партии мяса. Это происходит, когда до конца суток осталось Δ_3 ч. Суточное колебание количества мяса ΔG_1 зависит от производительности камеры G_n и времени $\Delta_n = \Delta_2 + \Delta_3$.

Для сглаживания тепловой нагрузки на холодильные машины можно искусственно рассредоточить тепловую нагрузку за счет временного хранения части мяса G_n'' после предварительного замораживания в специальных камерах, что уменьшает загруженность камеры замораживания до G_n' и сокращает потребность в холоде. После окончания второй смены (момент Γ) мясо из камеры временного хранения перемещается в камеру замораживания, за счет чего удлиняется время загрузки и выгрузки.

Коэффициент сглаживания неравномерности поступления мяса η выражают в долях единицы — в виде отношения производительностей камеры временного хранения и конвейера камеры замораживания

$$\eta = G_r^* / G_n = (G_r - G_r') / G_r = 1 - [\Delta_n / (2\Delta_n + \Delta_{\max})].$$

Такая организация работы цеха убой скота и разделки туш и блока холодильной обработки не противоречит требованиям однофазного замораживания и позволяет дополнительно интенсифицировать теплообмен в процессе предварительного охлаждения и замораживания в результате создания высоких скоростей движения воздуха, поддержания максимальной разности температур и уменьшения влияния инея на теплопередачу воздухоохладителей. Осаждение влаги на поверхности воздухоохладителей в первые часы работы уменьшает коэффициент теплопередачи на 40—50% [$k = 7 \div 9,3$ Вт/(м² · К)]. Если в этот момент не будет проведено оттаивания инея, то продолжительность цикла холодильной обработки может увеличиться почти вдвое. Воздухоохладители туннеля предварительного охлаждения можно оттаивать от инея в период остановки цеха первичной переработки — между сменами и в перерывы на обед, т. е. практически через каждые 4 ч.

В туннеле предварительного замораживания мясо замораживается на глубину 30—40 мм за 2—4 ч. Эта стадия замораживания введена для интенсификации теплообмена, так как указанная толщина продукта оказывает небольшое тепловое сопротивление, которое соизмеримо с сопротивлением теплообмену со стороны воздуха. Поэтому экономически выгодно увеличивать скорость движения воздуха именно в туннеле предварительного замораживания. Введение этой стадии также улучшает работу воздухоохладителей камер или туннелей замораживания из-за того, что на воздухоохладителях туннелей предварительного замораживания осаждается до 30—40% массы инея. Если учесть, что цикл работы этих туннелей завершается за 4 ч, то и здесь, в промежутках между сменами, появляется возможность проводить автоматизированное оттаивание поверхностей от инея. Все это позволяет рационально сочетать тепловые и технологические методы интенсификации однофазного замораживания парного мяса и снизить усушку мяса.

Расчет продолжительности холодильной обработки мяса в потоке по описанной технологии заключается в определении продолжительности каждой из стадий процесса. Холодильную обработку в этом случае условно разделяют на три стадии: предварительное охлаждение и предварительное замораживание; замораживание, в конце которого в центре мяса устанавливается $t_{ц} = t_{кр}$; завершение замораживания, в конце которого в центре мяса устанавливается $t_{ц,к} = -8 \div -10^\circ\text{C}$.

При расчетах в процесс предварительного замораживания включают предварительное охлаждение и часть процесса замораживания. В конце предварительного замораживания толщина замороженного слоя мяса на поверхности небольшая, а среднеобъемная температура может быть выше криоскопической.

Основной процесс предварительного замораживания описывается задачей Стефана, т. е. сводится к условию теплопроводности при фазовом превращении с начальной постоянной температурой мяса $t_{0.н} = \text{const}$ и условию теплообмена между поверхностью продукта и воздухом при граничных условиях третьего рода.

Задача предварительного замораживания может быть описана системой уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial T_1(x, \tau)}{\partial \tau} &= a_1 \frac{\partial^2 T_1(x, \tau)}{\partial x^2} \quad \tau > 0; \quad 0 \leq x \leq \xi \\ \frac{\partial T_2(x, \tau)}{\partial \tau} &= a_2 \frac{\partial^2 T_2(x, \tau)}{\partial x^2} \quad \tau > 0, \quad \xi \leq x \leq R, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.3})$$

где ξ — толщина замороженного слоя, отсчитываемая с поверхности пластины. Начальное условие $T(x, 0) = T_{0.н} = \text{const}$

$$\left. \begin{aligned} \text{Условие симметрии} \quad \frac{\partial T_2(R, \tau)}{\partial x} &= 0 \\ \text{Граничное условие третьего рода} \quad T_1(\xi, \tau) &= T_2(\xi, \tau) = T_{кр} \\ \frac{\partial T_1(0, \tau)}{\partial x} &= \frac{\alpha}{\lambda_1} [T_1(0, \tau) - T_c]. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.4})$$

Для повышения точности расчета вместо условия теплового баланса на границе фаз, записанного в дифференциальной форме, используется условие теплообмена на поверхности — интегральное преобразование типа Лейбензона

$$-\lambda_1 \frac{\partial T_1(0, \tau)}{\partial x} = rW\omega_1\rho_1 \frac{d\xi}{d\tau} + c_1\rho_1 \int_0^\xi \frac{\partial T_1(x, \tau)}{\partial \tau} dx + c_2\rho_2 \int_\xi^R \frac{\partial T_2(x, \tau)}{\partial \tau} dx. \quad (\text{VII.5})$$

В уравнениях (VII.3) и (VII.4) и краевых условиях (VII.5) приняты следующие обозначения: T_1 и T_2 — соответственно температуры отвердевшего и неотвердевшего слоев; T_c — температура среды; $T_{кр}$ — криоскопическая температура; a_1 и a_2 — соответственно теплопроводности этих слоев ($a = \lambda_i/c_i\rho_i$), м²/с; λ_1 — коэффициент теплопроводности для замороженного мяса, Вт/(м·К); λ_2 — то же для охлажденного мяса, Вт/(м·К); c_1 и c_2 — удельные теплоемкости замороженного и охлажденного мяса, Дж/(кг·К); ρ_1 и ρ_2 — плотность замороженного и охлажденного мяса; $\rho_1 = \rho_2 = 1020$ кг/м³; ξ — толщина замороженного слоя, отсчитываемая от поверхности пластины, м; r — скрытая теплота фазового перехода воды в лед, кДж/кг; W — количество воды в мясе (в долях единицы); ω — количество вымороженной воды (в долях единицы); R — полутолщина пластины $\delta_n = 2R$, м; α — коэффициент теплоотдачи от пластины к воздуху, Вт/(м²·К), $rW\omega\rho$ — тепловой поток, отводимый от 1 м³ мяса при замораживании; $rW\omega\rho = 1885 \cdot 10^5$ кДж/м³.

Теплофизические коэффициенты $a_i\lambda_i\rho_i$ принимают как средние значения, постоянные для данной зоны.

Решение этой задачи сопряжено с большими трудностями в случае нахождения T_1 и T_2 в виде аналитических функций. Наиболее простой путь ее решения получают, если подбирают подходящие функции для $T_1(x, \tau)$ и $T_2(x, \tau)$ с последующим определением коэффициентов в их выражениях как постоянных из начальных и граничных условий.

Распределение температуры в замороженном слое мяса не линейное, как это полагают Н. А. Головкин и П. П. Юшков, а криволинейное. Для удобства решения можно принять параболическую функцию $T_1(x, \tau)$ с показателем степени $n_1 = 1 \div 2$. Значение n_1 зависит от температуры среды t_c и коэффициента теплоотдачи. С их ростом изотермы в теле идут более круто, показатель степени n_1 для них будет больше.

При расчетах камер интенсивного замораживания показатель степени $n_1 = 1,35 \div 1,5$, тогда

$$T_1(x, \tau) = T_{кр} + [T_1(0, \tau) - T_{кр}] [1 - (x/\xi)]^{n_1}.$$

Функция T_2 также может быть принята параболической с показателем степени n_2 ($n_2 \geq 2$, принимается $n_2 = 2$), тогда при $\xi \leq x \leq R$

$$T_2(x, \tau) = T_{о.н} + \frac{T_{кр} - T_{о.н}}{R} [\xi + (R - x)^{n_2} / (R - \xi)^{n_2 - 1}],$$

где $T_{кр}$ — температура начала замерзания мясного сока (криоскопическая температура); $t_{кр} = -1,2^\circ \text{C}$; $T_{о.н}$ — начальная температура продукта.

Исходя из граничных условий теплообмена третьего рода, можно записать

при $0 \leq x \leq \xi$

$$T_1(x, \tau) = T_{кр} + \frac{T_c - T_{кр}}{1 + \frac{n_1 \lambda_1}{\alpha \xi}} \left(1 - \frac{x}{\xi}\right)^{n_1}.$$

Представляя функции $T_1(x, \tau)$ и $T_2(x, \tau)$ в частных производных и подставляя в условие (VII.5) Лейбенсона, получаем обыкновенное дифференциальное уравнение. Интегрируя обе части в пределах соответственно от ξ_1 до ξ и от τ_1 до τ_2 , можно получить решение в развернутом виде, при $\tau = 0$, $\xi = 0$ получаем полином третьего порядка по отношению ξ (при $n_2 = 2$).

Продолжительность предварительного замораживания определяется по формуле

$$\begin{aligned} \tau_{\xi_1} = & \frac{\xi_1}{\alpha (T_{кр} - T_c)} \left[rW\omega_1\rho_1 + \frac{2n_2 c_2 \rho_2 (T_{о.н} - T_{кр})}{n_2 + 1} + \frac{c_1 \rho_1}{n_1 + 1} (T_{кр} - T_c) \right] + \\ & + \frac{\xi_2}{2n_1 \lambda_1 (T_{кр} - T_c)} \left[rW\omega_1\rho_1 + \frac{2n_2 c_2 \rho_2 (T_{о.н} - T_{кр})}{n_2 + 1} \left(1 - \frac{n_1 \lambda_1}{\alpha R}\right) + \right. \\ & \left. + \frac{c_1 \rho_1}{n_1 + 1} (T_{кр} - T_c) - \frac{2n_2 c_2 \rho_2 (T_{о.н} - T_{кр})}{3n_1 \lambda_1 R (T_{кр} - T_c)} \xi_1^3 - \frac{n_1 \lambda_1 c_1 \rho_1}{\alpha^2 (n_1 + 1)} \ln \left(1 + \frac{\alpha \xi_1}{n_1 \lambda_1}\right) \right]. \end{aligned} \quad (\text{VII.6})$$

Продолжительность замораживания определяется при $\xi = R$ и $T_{ц.к} = T_{кр}$ (рис. VII.10). Этой точке соответствует продолжительность замораживания $\tau_2 + \tau_{пр}$. Для упрощения уравнения (VII.6) слагаемым содержащим ξ_1^3 из-за малости величины можно пренебречь.

Плотность теплового потока в процессе предварительного охлаждения $q_{\text{пр. охл.}} = c[\bar{t}_n - \bar{t}_v(\tau)]$.

После подстановки значения $\bar{t}_v(\tau)$ получим

$$q_{\text{пр. охл.}} = c(t_n - t_c) \left[1 - \sum_{n=1}^{\infty} B_n \exp(-\mu_n^2 Fo) \right],$$

где B_n — комплекс, зависящий от A_n и μ_n ; $B_n = A_n \sin \mu_n / \mu_n$. A_n и μ_n — корни характеристического уравнения; табулированы в зависимости от критерия Bi .

Среднеинтегральная плотность теплового потока за время предварительного замораживания.

$$q_1 = \frac{1}{\xi} \int_0^{\xi} q_{\text{II}}(\tau) dx,$$

где $q_{\text{II}}(\tau)$ — плотность теплового потока в любой момент времени на поверхности мяса во время замораживания, Вт/м².

$$q_{\text{II}}(\tau) = -\lambda_1 \frac{\partial T_1(0, \tau)}{\partial x} = \lambda_1 \frac{n_1}{\xi} \frac{T_{\text{кр}} - T_c}{1 + \frac{n_1 \lambda_1}{\alpha_1^2}}.$$

Поэтому средняя плотность теплового потока во время предварительного замораживания, отнесенная к 1 кг,

$$\bar{q}_1 = \frac{n_1 \lambda_1 f}{\xi_1} (T_{\text{кр}} - T_c) \ln \left(1 + \frac{\alpha_1^2 \xi_1}{n_1 \lambda_1} \right),$$

где f — удельная площадь поверхности продукта, м²/кг.

Так же определяется относительная разность температур на поверхности мяса в это время

$$\theta_{n_1} = (T_n - T_{\text{кр}}) / (T_c - T_{\text{кр}}) = \alpha_1^2 / (\alpha_1^2 + n_1 \lambda_1).$$

Среднюю плотность теплового потока стадии последующего замораживания, отнесенную к 1 кг, можно определить таким образом

$$\bar{q}_2 = \frac{f}{R - \xi_1} \int_{\xi_1}^R q_{\text{II}}(\tau) dx = \frac{n_1 \lambda_1 f (T_{\text{кр}} - T_c)}{R - \xi_1} \ln \cdot \frac{\alpha R + n_1 \lambda_1}{\alpha \xi_1 + n_1 \lambda_1}.$$

Для упрощения расчета стадии завершения замораживания последняя уподобляется простому охлаждению без фазового превращения. Решение можно получить классически методом Фурье при начальном распределении температуры, аналогичном распределению t в конце второй стадии замораживания, т. е.

$$\left. \begin{aligned} T_3(x, 0) &= T_{\text{кр}} + \frac{T_{\text{кр}} - T_c}{1 + n_1 / Bi_1} \left(\frac{x}{R} \right)^{n_1}, & -R \leq x \leq 0 \\ T_3(x, 0) &= T_{\text{кр}} + \frac{T_c - T_{\text{кр}}}{1 + n_1 / Bi_1} \left(\frac{x}{R} \right)^{n_1}, & R \geq x \geq 0. \end{aligned} \right\}$$

Окончательно температура в мясе во время завершения замораживания

$$T_3(x, \tau) = T_c + (T_{кр} - T_c) \sum_{m=1}^{\infty} K_m(Bi) \cos \mu_m \frac{x}{R} \exp(-\mu_m^2 Fo_3),$$

где
$$K_m(Bi) = \frac{2\mu_m}{\mu_m + \cos \mu_m \sin \mu_m} \left\{ \frac{\sin \mu_m}{\mu_m} + \frac{Bi_1}{Bi_1 + n_1} \left[\frac{1}{n_1 + 1} - \frac{\mu_m^2}{2(n_1 + 3)} \right] \right\}.$$

Для ограничения быстро сходящегося ряда одним его первым членом нужно, чтобы выполнялось условие $Fo_3 = \frac{a_3 \tau_3}{R^2} \geq 0,25$ или условие $a_3 = 0,653 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $R = 0,1 \text{ м}$ — $\tau_3 \geq 3600 \text{ с}$.

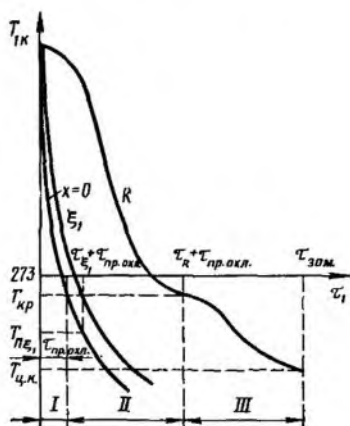


Рис. VII.10. Термограмма процесса замораживания.

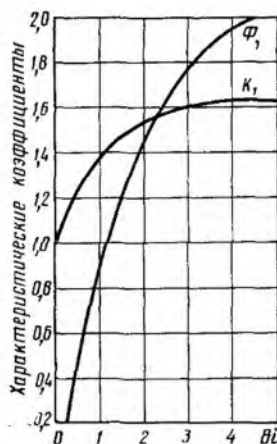


Рис. VII.11. Номограммы для определения характеристических коэффициентов.

На практике это условие всегда удовлетворяется. Отсюда продолжительность завершения замораживания

$$\tau_3 = [R^2/a_3 \mu_1^2] \ln [K_1(Bi)/\theta_{ц.к.}],$$

где

$$\theta_{ц.к.} = (T_{ц.к.} - T_c)/(T_{кр} - T_c).$$

$T_{ц.к.}$ — конечная температура в центре мяса, по нормам

$$T_{ц.к.} = (-6 \div -10 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

Суммарная плотность теплового потока за время домораживания

$$q_{3з}(Fo_3) = [\lambda_1 f (T_{кр} - T_c)/R] [\Phi_1(Bi)/\mu_1^2] [1 - \exp(-\mu_1^2 Fo_3)],$$

или

$$q_2(Fo_3) = [\lambda_1 / (T_{гр} - T_c) / R] [\Phi_1(Bi) / \mu_1^2] [1 - (\theta_{ц.к} / K_1(Bi))],$$

где $\Phi_1(Bi) = \mu_1 \sin \mu_1 K_1(Bi)$.

Значения характеристических коэффициентов $K_1(Bi)$ и $\Phi_1(Bi)$ определяют по графикам, изображенным на рис. VII.11.

РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ КАМЕР ПОТОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ И ЗАМОРАЖИВАНИЯ

Тепловая нагрузка на приборы охлаждения камер охлаждения и замораживания зависит от схемы технологической обработки, способ загрузки камер, температуры и скорости движения воздуха, т. е. от интенсивности теплообмена и продолжительности холодильной обработки. Рассмотрим расчет тепловой нагрузки камер охлаждения и замораживания мяса. Поступление мяса в камеры может быть циклическое (периодическое) или поточное (непрерывное). Способ организации подачи мяса в камеры холодильной обработки выбирают так, чтобы обеспечить (совместно с режимами холодильной обработки) уменьшение вместимости камеры (или производительности цеха первичной переработки туш) до минимальной, а также несовпадение пиковых тепловых нагрузок на холодильные машины.

Возможны три варианта организации подачи мяса из цеха первичной переработки туш в камеры охлаждения и замораживания:

I вариант — при постоянной производительности цеха первичной переработки туш и камер холодильной обработки. Главный поток мяса из цеха первичной переработки туш поступает в камеры предварительного замораживания и замораживания только после того, как будут заполнены мясом камеры охлаждения. Когда начинается выгрузка охлажденного мяса, парное мясо опять загружается в камеры охлаждения так, чтобы они оставались полными до конца рабочего дня. Тогда объем камеры охлаждения обновляется n раз, причем значение n зависит от цикла охлаждения. Пиковые тепловые нагрузки частично складываются. Загруженность камер периодически изменяется.

II вариант — при изменении производительности цеха первичной переработки и относительном количестве мяса, поступающего на охлаждение и замораживание, $P_i = 0 \div 1$. В начале рабочего i -го дня мясо в количестве $2P_i G_i(m)$ поступит только в камеры охлаждения, а в остальное рабочее время суток $[\tau_{загр. i}^{зам} = (16 - \Delta_1) - \tau_{загр. i}^{охл}]$ — в камеры предварительного замораживания, а затем в камеры замораживания в количестве $2(1 - P_i)G_i(m)$. Изменение загруженности камер холодильной обработки в различные дни качественно подобно ходу, но количественно не повторяется, т. е. загруженность камеры изменяется аperiодически и зависит от цикла и режима, которые были приняты в предыдущий день. Для камер замораживания при соблюдении условия $\tau_{3i} < 24 + (P_{i+1} - P_i)(16 - \Delta_1) + \tau_{\varepsilon_i, i+1} - \tau_{\varepsilon_i, i}$; потребная вместимость камер не будет превышать $\max[2(1 - P_i)G_i]$ и пиковые значения загруженности камер не совпадут. Если указанное усло-

вие не соблюдается, вместимость камер замораживания принимаются исходя из условия $\max[4(1-P_i)G_i]$. При этом тепловая нагрузка камер охлаждения и камер замораживания изменяется почти синхронно.

III вариант — при продолжительности цикла замораживания более суток, например до 40 ч. Мясо в камеры подают со сдвигом во времени на 24 ч: поочередно все мясо в одни сутки поступает в камеры охлаждения, а в следующие сутки идет только на замораживание.

В каждый момент времени в процессе замораживания интенсивность теплового потока от полутуш к воздуху различная и зависит от продолжительности нахождения последних в камере. Точно рассчитать динамику изменения суммарного теплового потока от всех полутуш, находящихся в камере в данный момент времени, очень трудно. Можно пользоваться методикой приближенного расчета теплового потока в характерные моменты времени, когда резко изменяется загруженность камеры (см. рис. VII.10), точки *Б, В, Г, Д*. Тепловые потоки (в кВт) от мяса к воздуху в узловые моменты времени следующие

$$Q_{\text{м}}^{\text{Б}} = \frac{12,5E_{\text{max}}(T_{\text{кр}} - T_{\text{с}})}{\tau_{\Sigma}} \left\{ \frac{R\Phi_1}{a_1\mu_1^2} [1 - \exp(-R\tau)] + \frac{\Delta_{\text{min}} - \tau_3}{R - \xi_5} \ln \left(1 + \frac{R\xi_5}{\xi_5 + \frac{\lambda_1}{\alpha}} \right) \right\};$$

$$Q_{\text{м}}^{\text{В}} = \frac{12,5E_{\text{max}}\Delta_{\text{min}}(T_{\text{кр}} - T_{\text{с}})}{\tau_{\Sigma}(\xi_2 - \xi_1)} \ln \left(1 + \frac{\xi_2 - \xi_1}{\xi_1 + \frac{\lambda_1}{\alpha}} \right);$$

$$Q_{\text{м}}^{\text{Г}} = \frac{12,5E_{\text{max}}(\Delta_{\text{п}} + \Delta_{\text{min}})(T_{\text{кр}} - T_{\text{с}})}{\tau_{\Sigma}(\xi_2 - \xi_1)} \ln \left(1 + \frac{\xi_2 - \xi_1}{\xi_1 + \frac{\lambda_1}{\alpha}} \right);$$

$$Q_{\text{м}}^{\text{Д}} = \frac{12,5E_{\text{max}}(T_{\text{кр}} - T_{\text{с}})}{\tau_{\Sigma}} \left\{ \frac{R\Phi_1}{a_1\mu_1^2} [1 - \exp(-R\tau)] + \frac{\Delta_{\text{min}} + \Delta_{\text{п}} - \tau_3}{R - \xi_4} \ln \left(1 + \frac{R - \xi_4}{\xi_4 + \frac{\lambda_1}{\alpha}} \right) \right\};$$

где E_{max} — вместимость камеры, т; $R_{\tau} = \mu_1^2 F_{03}$;

$\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4, \xi_5$ — толщина замороженного слоя мяса, образованного соответственно за время предварительного замораживания и за интервалы времени, равные $\Delta_{\text{min}}, \Delta_{\text{п}} + \Delta_{\text{п}}, \Delta_{\text{max}}, \Delta_{\text{max}} + \Delta_{\text{п}}$.

Расчет тепловых потоков, поступающих от мяса, позволяет вычислить тепловую нагрузку на компрессоры (табл. VII.2).

Максимальная суммарная тепловая нагрузка на компрессоры (в кВт) $Q_{\text{КОМ}\Sigma}^{\text{max}} = 1330P$. Минимальная суммарная тепловая нагрузка на компрессоры $Q_{\text{КОМ}\Sigma}^{\text{min}} = 700P$. Неравномерность тепловых нагрузок на компрессоры $Q_{\text{КОМ}\Sigma}^{\text{max}}/Q_{\text{КОМ}\Sigma}^{\text{min}} = 1,90$.

Узловые точки	Плотность теплового потока от мяса при замораживании, $Q_{\text{нетто}}$, кВт	Тепловая нагрузка компрессоров с учетом коэффициента запаса $1,3Q_{\text{комп}}$, кВт	Суммарная тепловая нагрузка на компрессоры камер замораживания и предварительного замораживания $Q_{\text{комп}}$ Σ , кВт
<i>B</i>	660 <i>P</i>	920 <i>P</i>	1266 <i>P</i>
<i>Г</i>	770 <i>P</i>	1060 <i>P</i>	1060 <i>P</i>
<i>Д</i>	592 <i>P</i>	823 <i>P</i>	823 <i>P</i>
<i>Б</i>	413 <i>P</i>	574 <i>P</i>	934 <i>P</i>
Предварительное замораживание	259 <i>P</i>	360 <i>P</i>	

Здесь P — относительное количество мяса, поступающего на замораживание, соответственно $(1-P)$ — на охлаждение

Для процесса предварительного замораживания рекомендуются следующие значения режимных параметров: $t_c = -35^\circ\text{C}$, $w = 5-6$ м/с, для замораживания $t_c = -35^\circ\text{C}$ и $w = 4,0-0,5$ м/с (скорость переменная).

РЕЖИМЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ И ХРАНЕНИЯ ПЛОДОВ И ОВОЩЕЙ

Основной задачей успешного хранения плодов и овощей является создание благоприятных условий, сохраняющих их стойкость к физиологическим заболеваниям и препятствующих воздействию на них микроорганизмов. Сохраняемость плодов и овощей связана с замедлением процессов жизнедеятельности в период хранения, причем их температура должна быть выше либо равна криоскопической; в большей степени сохраняемость плодов и овощей зависит от качественных характеристик сырья. К качественным характеристикам сырья относятся способность помологического сорта к длительному хранению, условия выращивания, климатические условия района, степень зрелости, способы уборки продукции, ее обработки, сроки и скорость охлаждения и закладки на хранение.

Основным процессом жизнедеятельности растительного сырья является процесс дыхания, который сводится к добыванию живой клеткой необходимой энергии, получаемой при распаде — окислении сложных органических веществ. С дыханием связаны все процессы, протекающие в растительном сырье; превращение и расход углеводов, потери воды, инфекционные и физиологические заболевания, удушье. Чем интенсивней дышат фрукты, тем быстрее протекает все эти процессы и тем больше потери сухих веществ и влаги.

Во время хранения в плодах происходят одновременно аэробный (с потреблением кислорода) и анаэробный (без потребления кислорода извне) процессы дыхания. Анаэробный процесс в нормальных условиях при свободном доступе воздуха по сравнению с аэробным очень незначителен.

Процесс аэробного дыхания может быть описан следующим схематическим балансовым уравнением (молекулярные массы выражены в граммах) $C_6H_{12}O_6 + 6O_2 = 6CO_2 + 6H_2O + 2880 \text{ кДж}$.

При анаэробном дыхании выделяется в 27 раз меньшее количество теплоты.

Интенсивность дыхания плодов и овощей изменяется в зависимости от температуры по экспоненциальному закону. Температура в штабеле всегда выше температуры окружающего воздуха, поэтому контроль температуры и ее поддержание необходимо осуществлять, ориентируясь на температуру воздуха внутри штабеля. Для снижения интенсивности дыхания плодов в промышленности проводят комплексные мероприятия [14].

1. Быстрое охлаждение и хранение фруктов и овощей при температурах в камерах $t_k \geq t_{кр}$.

2. Использование химических и физических факторов в качестве средств, замедляющих процессы дыхания.

3. Борьба с микробальной порчей плодов и овощей при хранении за счет использования химических веществ в жидком, порошкообразном и газообразном состояниях, ультрафиолетового облучения, гамма-лучей и т. д.

Как правило, поддержание стабильных и достаточно низких температур хранения при любой системе охлаждения не решает всех вопросов сохранности сырья, так как микроорганизмы и плесени при этих температурах свободно развиваются в холодильных камерах. Поэтому сочетание необходимых температурных режимов и методов, направленных на подавление развития микроорганизмов, способно создать требуемые условия сохранности растительного сырья. Каждый вид сырья требует индивидуального выбора химических средств защиты, их концентрации в воздухе и времени воздействия, что предусматривается соответствующими технологическими инструкциями, но при этом холодильное хранение должно создать условия, при которых потери сырья от усушки и гнили будут минимальными.

Причины, вызывающие усушку растительного продукта при его хранении в холодильных камерах, такие же, как и для недышащих грузов (см. главу VI). Усушка при хранении растительного сырья, вызванная испарением влаги, пропорциональна количеству теплоты, подводимой к штабелю.

При испарении влаги происходит не только усушка, но и снижение качества растительных продуктов. Уменьшение массы хранимого сырья на 5% считается недопустимым, так как при этом растительные продукты теряют иммунитет к различным заболеваниям. Поэтому охлаждающие системы холодильников-фруктоовощехранилищ должны обеспечивать максимальное гашение внешних теплопритоков и стабильность поддержания температурного режима в объеме камеры и штабеля в течение всего периода хранения. Выполнение второго условия является очень важным, так как изменение температурного режима кроме увеличения усушки может вызывать конденсацию влаги на периферийной поверхности и в объеме штабеля с грузом.

При относительной влажности воздуха в камере и штабеле, равной 95—99%, резкое повышение температуры воздуха в камере даже на 0,3—0,5°C приводит к выпадению капель конденсата на поверхности груза.

Внутри штабеля также происходит отпотевание сырья, вызываемое колебаниями температуры при встрече теплого и холодного потоков воздуха в нем. Капельная конденсация на поверхности плодов стимулирует микробиологические процессы.

Тепловые режимы для камер хранения плодов и овощей выбирают в соответствии с требованиями технологии. К ним относятся температура воздуха, относительная влажность и скорость его движения.

Для большинства видов растительного сырья рекомендуемая температура воздуха изменяется в небольших пределах (от +4 до -2°C). Относительная влажность самопроизвольно устанавливается для каждого вида сырья в зависимости от условий отвода теплоты и удерживается в пределах от 85 до 96%. Исключение составляет лук, который хранится при относительной влажности не более 75%.

Охлаждение фруктов и овощей осуществляется чаще всего воздухом при температуре -2÷-3°C и скорости его движения 1÷2 м/с, допускается и пульсирующий режим охлаждения, когда холодный воздух подается к продукту (штабелю) периодически через определенные интервалы времени. Этот режим позволяет использовать естественный холод (наружный воздух с температурой до -10°C).

ВЛИЯНИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ НА РЕЖИМ ХОЛОДИЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ ПЛОДОВ И ОВОЩЕЙ

На холодильниках применяют различные системы охлаждения. Их выбор необходимо проводить с учетом особенностей хранения растительного сырья. На первых фруктоовощехранилищах применяли такие же системы охлаждения, как и на распределительных холодильниках, пригодные для создания условий хранения недышащих грузов (в таких системах теплота от воздуха отводится на пути его движения к штабелю) и совсем не приспособленные для отвода теплоты дыхания, выделяемой фруктами в объеме штабеля. Поэтому в процессе хранения фруктов в штабеле создавались различные температурно-влажностные ситуации, которые в большей степени оказывали влияние на качественные показатели сырья и сроки хранения (см. рис. VII.12).

1. Зона отпотевания — в верхней части штабеля. Главная причина отпотевания — радиационное охлаждение груза со стороны покрытия или охлаждающих приборов.

2. Отпотевание, вызываемое перерывами в работе вентиляторов при обдуве штабеля воздухом сверху вниз, — одна из распространенных причин порчи сырья в холодильных камерах с общеобменной системой вентиляции.

3. Отпотевание, вызываемое реверсивной работой вентиляторов (разновидность ситуации 2).

4. Отпотевание сырья в верхней части штабеля, связанное с образованием очагов микробиологического поражения его в нижней зоне. Такая ситуация типична для хранения сырья в кагатах при низкой отрицательной температуре воздуха и применении активного вентилирования.

5. Явление «опрокинутой» циркуляции. Оно возникает, когда наружный теплый воздух проникает в хранилище либо при догрузке хранилища теплым сырьем. При этом из ниспадающих токов воздуха в штабеле выпадает роса. Особенно часто отпотевание возникает при хранении сырья с большой испарительной способностью (морковь, капуста), когда равновесная влажность воздуха внутри штабеля близка к 100%.

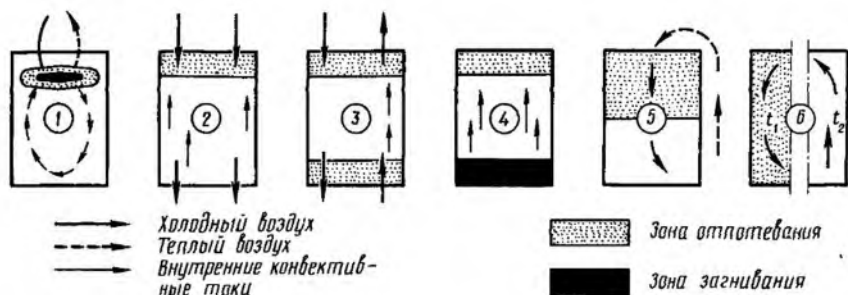


Рис. VII.12. Ситуации, вызывающие конденсацию водяного пара и образование водяной пленки на поверхности фруктов и овощей.

Влияние охлаждающих систем на температурно-влажностные режимы в камере и штабеле подробно описано И. Г. Чумаком [14], причины, вызывающие конденсацию водяного пара и образование водяной пленки на поверхности плодов и овощей, классифицировал В. З. Жадан [4].

Схемы распространенных, но недостаточно эффективных систем охлаждения фруктоовощехранилищ показаны на рис. VII.13. При использовании таких систем охлаждения создаются характерные ситуации в штабеле с растительным сырьем, когда возникают условия для пленочной конденсации влаги на боковых поверхностях и в объеме штабеля.

Сравнительный анализ систем охлаждения проводится на основании характеристик режимов хранения фруктов в камерах, температурно-влажностного режима в штабеле с учетом эксплуатационных характеристик систем. Данные о температурных режимах в камере и штабеле представлены на рис. VII.14.

При батарейном охлаждении (рис. VII.14, а), когда батареи расположены у стен (в этом случае теплопритоки наибольшие) или равномерно распределены по периметру камеры, в штабеле устанавливается равновесная относительная влажность воздуха $97 \div 98\%$, а в камере — 93% . Разность температур между воздухом камеры и грузом в штабеле по высоте в летнее время составляет $8-10^\circ\text{C}$; в

осенний и зимний сезон воздух у пола и груз со стороны батарей имеют отрицательную температуру ($-3 \div -4^{\circ}\text{C}$), а в верхней части штабеля — положительную. Это вызывает отпотевание грузов, сопровождающееся микробиологическим поражением сырья. Кроме того,

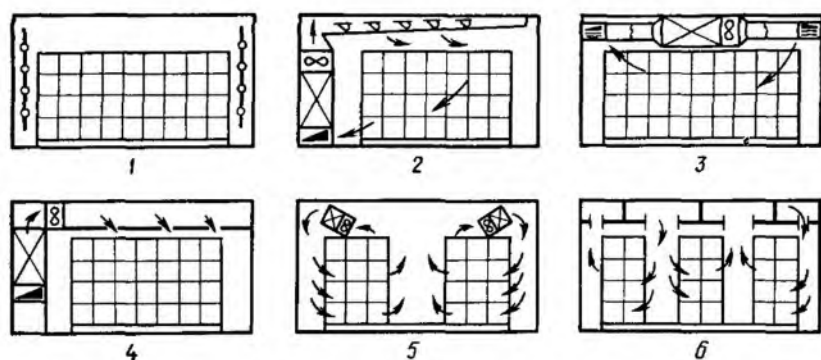


Рис. VII.13. Охлаждающие системы фруктовоовощехранилищ:

1 — батарейная; 2 — одноканальная с эжектирующим воздухораспределением; 3 — двухканальная; 4 — с верхним канално-щелевым воздухораспределением; 5 — с подвесными воздухоохладителями; 6 — многоканальная с потолочными нагнетательно-всасывающими каналами.

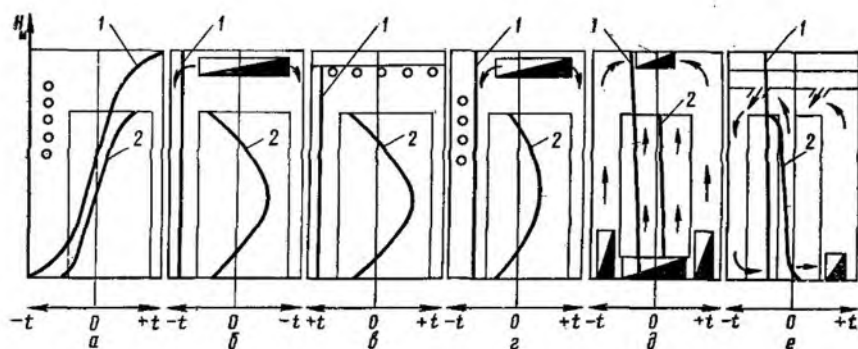


Рис. VII.14. Графики изменения температуры по высоте штабеля и камер с батарейной (а), воздушной (б), смешанной (в), панельной (г), воздушной с активным вентилированием (д), воздушно-экранной (е) системами охлаждения: 1 — температура воздуха в камере; 2 — температура в штабеле.

в таких системах создается большой радиационный теплообмен между поверхностью батарей, перекрытием и грузом, что приводит к подмораживанию продуктов и при последующей их дефростации — к загниванию либо поражению болезнями.

Принудительная циркуляция воздуха в камере при каналном воздухораспределении создает равномерную температуру воздуха в загруженной камере и почти не увеличивает проникновения воздуха внутрь штабеля. Это объясняется тем, что при таком воздухо-