

распределении наблюдается омывающая вентиляция штабеля и перепад давлений воздуха, необходимый для его вентиляции, создается только за счет разности плотностей холодного и теплого воздуха вне и внутри штабеля $\Delta p = H_{шт} \Delta \rho$ 9,81.

В штабеле так же, как и при естественной конвекции, относительная влажность воздуха 96—98%, а перепад температур по высоте составляет 1,5—2°C.

Воздушное охлаждение создает локальные зоны отпотевания, возникающие, как правило, при верхней раздаче воздуха. В зоне встречи потоков влажность воздуха повышается вплоть до насыщения и выпадения конденсата. Системы *смешанного охлаждения* также не обеспечивают требуемых условий хранения фруктов, особенно в штабеле с грузом.

В камерах с *панельной системой охлаждения* устанавливается равномерное температурное поле воздуха с минимальными перепадами температур 0,1—0,3°C по объему камеры; температурное поле внутри штабеля остается неравномерным, как и при использовании других систем. В центре штабеля устанавливается наиболее высокая температура при относительной влажности воздуха 100%. Это объясняется наличием двух контуров циркуляции воздуха в нем. Нисходящая и восходящая циркуляция воздуха в штабеле создает ситуацию, показанную на рис. VII.14, б, в. Кроме того, в результате радиационного охлаждения температура фруктов и овощей в верхней части штабеля опускается до температуры замораживания. В случае отключения панельных батарей происходят оттаивание инея и увлажнение грузов под панелями. Поэтому такая система совершенно непригодна для фруктоовоощехранилищ.

В камерах с *воздушно-экранным охлаждением* (рис. VII.14, е) осуществляется внекамерное гашение теплопритоков, проникающих через перекрытия. Кратность циркуляции воздуха в грузовом объеме камеры изменяется в результате создания двух контуров циркуляции воздуха.

Температурный градиент по высоте камеры составляет не более 0,8°C, а в штабеле — не более 1°C. Однако такая система не обеспечивает достаточного поступления воздуха в штабель с плотной укладкой груза (например, яблоки в ящиках).

На рис. VII.14, д показано изменение температур в камере и штабеле, которое наблюдается при воздушном охлаждении с принудительной подачей воздуха в штабель для отвода тепла от дыхания — (активное вентилирование), при этом второй поток воздуха подается в промежуток между стеной и штабелем. Воздух в штабель подается периодически (1,5—2 ч в сутки), с тем чтобы температура в нем поддерживалась стабильной.

Опытная эксплуатация систем с воздушным охлаждением и разделным отводом теплоты от штабеля и наружных ограждений подтвердила высокую ее эффективность в сочетании с мероприятиями, направленными на подавление жизнедеятельности микроорганизмов. При проектировании воздухораспределения скорость движения воздуха в штабеле принимают равной 0,15—0,3 м/с. При этом

гидравлическое сопротивление штабеля невелико, так как воздух проходит в основном в промежутках между ящиками и поддонами. Количество воздуха, которое необходимо подавать в штабель, составляет 50—80 м³/(м²·ч). Данную систему предложил В. С. Мурашов.

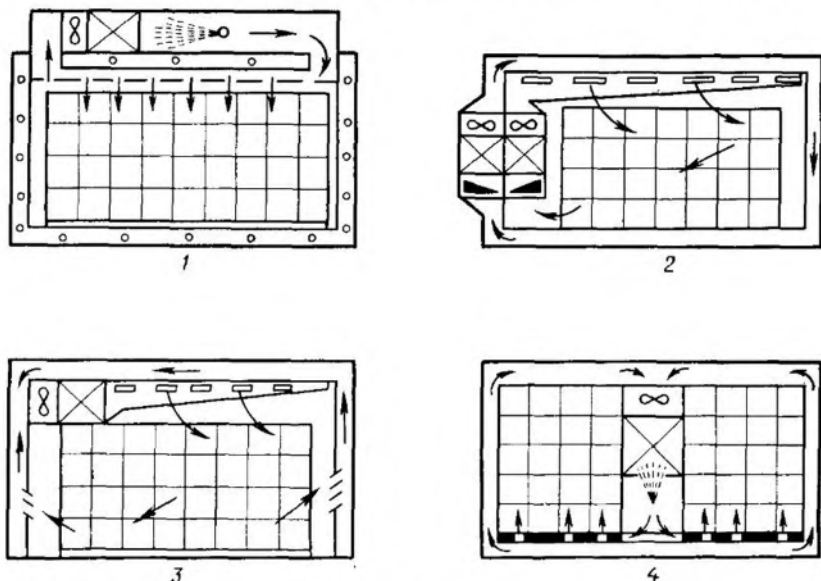


Рис. VII.15. Схемы улучшенных охлаждающих систем фруктоовощехранилищ: 1 — система охлаждения с адиабатной оболочкой и перфорированным потолком; 2 — система с одноканальной теплозащитной рубашкой; 3 — система с одноканальной подачей обработанного воздуха в зарубашечное пространство; 4 — система с активным вентилированием штабелей.

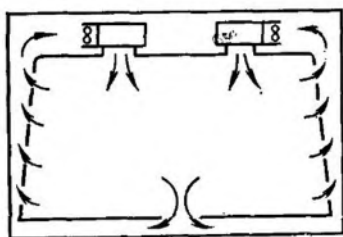


Рис. VII.16. Воздушно-экранный система охлаждения для хранения фруктов.

Использование системы активного вентилирования позволяет увеличить загрузку камер и осуществить быстрое доохлаждение грузов, насыпных или штабелированных в таре.

Недостатки охлаждающих систем, применяемых во фруктоовощехранилищах, можно частично исправить путем реконструкции. Наиболее предпочтительными можно считать системы, принципиальные схемы которых показаны на рис. VII.15 и VII.16. Для уменьшения процессов дыхания и микробиологического повреждения сырья проводят следующие мероприятия: применение бактерицидной обработки воздуха, регулирование газовой среды или осуществление хранения сырья в полимерных контейнерах со специальными полупроницаемыми селективными вставками, которые позволяют поддерживать газовый состав внутри контейнера с пониженным содержанием кислорода.

ПРОЦЕССЫ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА ПРИ ХОЛОДИЛЬНОЙ ОБРАБОТКЕ И ХРАНЕНИИ ПРОДУКТОВ

УСЛОВИЯ ХРАНЕНИЯ, ОХЛАЖДЕНИЯ И ЗАМОРАЖИВАНИЯ ПРОДУКТОВ

По назначению холодильное хранение принципиально отличается от холодильной обработки.

Цель холодильной обработки — изменение состояния продукта по температуре как главному параметру холодильной технологии. Но это главное изменение сопровождается усушкой, биохимическими и многими другими изменениями, тесно связанными с температурой. При холодильной обработке от продукта отводится теплота.

Задача холодильного хранения — замедлить изменения именно тех процессов (усушка, окисление), которые ухудшают качество продуктов, а для этого наряду с другими факторами требуется поддержание постоянной температуры продукта. Усушка пищевых продуктов сопровождается испарением воды или сублимацией льда с их поверхности и пропорциональна количеству теплоты, воспринимаемой или отдаваемой продуктом. Количество влаги, усвоенной воздухом, зависит от его температуры и относительной влажности. С понижением температуры абсолютная влажность насыщения и количество влаги, переносимой единицей массы воздуха, уменьшаются.

Если хранимый продукт не имеет внутренних источников теплоты, то при идеальной теплоизоляции его можно было бы обеспечить стабильный температурный режим. На практике абсолютной теплоизоляции продукта достичь трудно, наблюдается колебание температуры окружающей среды, продукт вступает во взаимодействие с ней, что вызывает усушку продукта, окисление, старение и др.

Поэтому в некоторых случаях при хранении ставится задача не просто торможения изменений, а направленного их регулирования, например при созревании мяса. При такой постановке задачи выбирают технологию холодильной обработки, соответствующий режим хранения или специальной обработки, наиболее благоприятный для развития нужных изменений продукта, и хранение становится в сущности производственным процессом. Любой из известных методов быстрого охлаждения или замораживания не достигает цели максимального сохранения качества, поэтому в современной технологии применяют новые процессы обработки мяса, которые позволяют осуществить процессы созревания до холодильной обработки. Когда режимы холодильной обработки не влияют на качество продукта, то температуру и скорость движения воздуха определяют исходя из того, что продолжительность обработки и усушка пищевых продуктов должны быть минимальными, а также на основании технико-экономических расчетов. Относительная влажность воздуха при выборе режимов охлаждения или замораживания не учитывается, так как мало влияет на усушку продуктов. Режимы холодильного хранения в обычных камерах хранения *охлажденных грузов* характеризуются тремя параметрами, которые должны обеспечить сохранение качест-

га продуктов. К ним относятся температура, относительная влажность и скорость движения воздуха.

Для специальных камер хранения эти характеристики дополняются параметрами, отражающими специфику обработки воздуха (например, бактерицидная обработка, регулирование состава газовой среды и др.). Температура хранения охлажденных грузов обычно составляет от $+2$ до -2°C . В процессе хранения при таких температурах продолжают развиваться микрофлора и ферментативные процессы. При этом скорость протекания последних достаточно большая, что в совокупности с развитием микрофлоры ограничивает сроки хранения. Особенно быстро развиваются микроорганизмы при условии повышенной влажности. Поэтому многие неупакованные охлажденные продукты рекомендуют хранить при условиях ненасыщенности и подвижности воздуха, так как наличие застойных зон с повышенной относительной влажностью считается недопустимым.

При хранении замороженных продуктов поддерживают значительно более низкую температуру, чем при хранении охлажденных; при этом жизнедеятельность микрофлоры практически прекращается, а ферментативные процессы в замороженном мясе сильно затормаживаются. Поэтому индивидуальные особенности замороженных продуктов проявляются слабее, чем охлажденных, а режимы их хранения более разнообразны. Для замороженных продуктов в настоящее время намечается тенденция в применении различных химических стабилизаторов, замедляющих ферментативные процессы с целью удлинения сроков хранения, или герметичных упаковок, изолирующих продукт от воздействия кислорода воздуха. Но даже и в этих условиях основным регулируемым параметром остается температура продукта.

Выбор температурного режима хранения осуществляется в зависимости от длительности сохранения продуктов. В рекомендациях Международного института холода температура -12°C названа как допустимая, а температура -19°C и ниже — как рекомендуемая. С 1945 по 1960 гг. температура хранения снизилась практически от -18 до -25°C , это объясняется тем, что при снижении температуры хранения лучше сохраняются вкусовые качества продукта. Особенно важно понижение температуры хранения для продуктов, содержащих глицериды непредельных жирных кислот, существенно подверженные окислению и гидролизу. В первую очередь это относится к жирной рыбе, которую хранят при температурах до -35°C . В камерах с воздушным охлаждением теплопритоки, проникающие через наружные ограждения, не перехватываются приборами охлаждения посредством лучистого теплообмена, что и вызывает увеличение усушки. Поэтому в таких камерах часто рекомендуют снижать температуру хранения до -30°C . В этом случае воздух в камере уменьшает перенос влаги от продукта к приборам охлаждения. При этом усушка продуктов может быть такой, как и при батарейном охлаждении, но при температуре хранения -18 ÷ -20°C затраты энергии на работу холодильной машины значительно возрастают, что не всегда приемлемо, так как при этом увеличивается энергоемкость холодильников.

Вместе с тем хранение продуктов в камерах при батарейном охлаждении с естественной конвекцией воздуха также имеет недостатки. Относительная влажность воздуха в камерах хранения мороженых продуктов, если нет специальных устройств, не регулируется искусственно, а самопроизвольно устанавливается обычно на уровне от 95 до 100% в зависимости от условий, складывающихся в камере, в результате взаимодействия процессов тепло-массообмена между продуктом и охлаждающими приборами. Для каждой системы охлаждения при полностью загруженных камерах хранения незатаренными грузами устанавливается только ей свойственная и определенная относительная влажность [12].

Общие принципы подхода к выбору режимов хранения охлажденных и замороженных продуктов, а также холодильных сооружений и их охлаждающих систем, которые обеспечивают уменьшение усушки продуктов, сформулировали Г. Б. Чижов и С. Г. Чуклин.

Первым общим принципом, одинаковым для хранения охлажденных и замороженных продуктов, следует считать устойчивое, возможно более строгое постоянство и равномерность температуры, скорости и относительной влажности воздуха. Если меняются какие-либо внешние условия, воздействующие на эти параметры в камере, то их необходимо компенсировать таким образом, чтобы режим в камере не нарушался. Так как полностью этого достигнуть не удается, то ограничиваются стремлением к минимальным отклонениям от заданного режима по объему камеры и по времени. Наиболее полно этого можно добиться при использовании теплоизоляции, достаточной по толщине, и эффективного автоматического регулирования температуры воздуха в камере.

Второй общий принцип тесно связан с первым и заключается в сокращении внешних и внутренних теплопритоков в камеры хранения. Внешний теплоприток обусловлен главным образом теплопроводностью через наружные стены, перекрытия, полы, конвекцией (около 60%) и излучением (около 40%). Величина внешних теплопритоков непостоянна во времени и непосредственно зависит от температуры окружающего воздуха. Теплопритоки могут быть сокращены при использовании надежной теплоизоляции ограждений камеры, применении специальных устройств теплоограждающей конструкции (теплозащитной рубашки, динамической изоляции) или конструкции охлаждающей системы, систем воздухораспределения, обеспечивающих перехват внешних теплопритоков движущимся воздухом (на пути от продукта к воздухоохладителю).

Внутренние теплопритоки обусловлены внесением теплого груза, открыванием дверей, работой электродвигателей, освещением и другими причинами подобного рода, и по своей величине могут быть соизмеримы с внешними. Они также вызывают усушку пищевых продуктов, так как повышают теплопритоки к грузу, приводят к изменению равновесной температуры и относительной влажности воздуха.

Для низкотемпературных камер хранения с воздушным охлаждением часто рекомендуют значительно понижать температуру воздуха,

например до -30°C , для уменьшения усушки. Однако к этим мерам необходимо прибегать в тех случаях, когда невозможно одновременно применить способы перехвата внешних теплопритоков и увлажнение воздуха в камерах. Эти способы необходимо рассматривать в комплексе и для конкретных условий работы камер. Их выбор осуществляют на основании технико-экономических расчетов с учетом усушки продуктов и расхода электроэнергии.

Перехват внешних теплопритоков воздухом на пути его движения от продукта к воздухоохладителю в сочетании с увлажнением воздуха уменьшает потенциалы переноса массы, вызываемые тепловым потоком и разностью парциальных давлений водяных паров у продукта и в воздухе. Увлажнение воздуха не приводит к значительному росту инея на охлаждаемой поверхности батарей, так как разности парциальных давлений водяных паров в воздухе камеры и у поверхности охлаждения незначительно изменяются при небольшом изменении φ_k (от 92 до 100%).

РАВНОВЕСНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА В КАМЕРАХ

Расчеты процессов тепло- и массообмена сводятся к определению равновесных значений температуры t_k и относительной влажности воздуха φ_k , а также величины потерь хранимых продуктов от усушки. Под t_k и φ_k понимают равновесное состояние этих параметров, которое устанавливается при равенстве источников и стоков теплоты и влаги в камере холодильника. Обычно их считают по балансовым уравнениям теплоты и влаги, составленным для конкретно рассматриваемых случаев. При этом оговаривают, что всякое нарушение стационарности приводит к соответствующим изменениям величин в уравнениях теплового и влажностного баланса и к последующему установлению равновесия в новых условиях. Схема теплопередачи в камере хранения показана на рис. VIII.1.

При постоянных температурах наружного воздуха и хладагента, циркулирующего в батареях, при неизменных условиях теплоотдачи со стороны воздуха и хладагента, а также при постоянных внутренних источниках теплоты в камере устанавливается постоянная «равновесная» температура. Такое тепловое равновесие между внешними теплопритоками, поступающими в камеру, и теплопритоками, воспринимаемыми батареями камеры, приводит к постоянству равновесной температуры только в том случае, если на поверхности батарей не выделяется иней. Для камер хранения с неупакованными грузами это условие обычно не соблюдается, поэтому расчет-

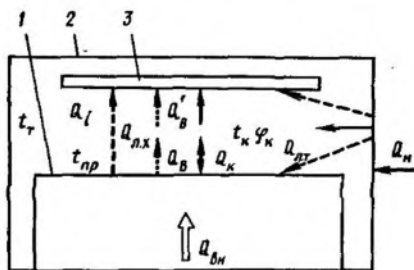


Рис. VIII.1. Принципиальная схема распределения тепловых потоков в камере хранения:

1 — продукт; 2 — внутренняя поверхность ограждений камеры; 3 — охлаждающий прибор.

ное значение t_p оказывается заниженным в сравнении с опытным значением. Воздух камеры непрерывно переносит влагу от продукта к приборам охлаждения. По мере осаждения инея условия теплообмена и влагообмена между воздухом и батареей изменяются и приводят к непрерывному изменению равновесной температуры камеры.

Внешние теплопритоки в камеру

$$Q_n = k_n F_n (t_n - t_k),$$

где k_n — коэффициент теплопередачи наружного ограждения камеры; F_n — площадь наружной поверхности камеры, m^2 ; t_n — температура наружного воздуха, $^{\circ}C$; t_k — температура воздуха камеры, $^{\circ}C$.

Общее количество теплоты, отводимой приборами охлаждения,

$$Q_0 = Q_n + \sum Q_i = k_n F_n (t_n - t_k) + \sum Q_i, \quad (VIII.1)$$

где $\sum Q_i$ — количество теплоты, выделяемой в камере внутренними источниками тепла, Вт.

С другой стороны

$$Q_0 = (t_k - \theta_i) (\alpha_0 \xi_0 + \alpha_{л.х}) F_0 = (t_k - \theta_i) \alpha_{0.пр} F_0, \quad (VIII.2)$$

где ξ_0 — коэффициент влаговыпадения.

$$\xi_0 = 1 + (d_k - d_0'') (r_0 - i_w) / (t_k - \theta_i) c_p',$$

$$\alpha_{0.пр} = \alpha_0 \xi_0 + \alpha_{л.х}$$

Здесь α_0 — конвективный коэффициент теплоотдачи от воздуха к приборам охлаждения, $Вт/(m^2 \cdot K)$; $\alpha_{л.х}$ — коэффициент теплоотдачи излучением от поверхности продукта к холодным ограждениям, $Вт/(m^2 \cdot K)$; θ_i — температура поверхности инея со стороны воздуха K ; d_k — влагосодержание воздуха камеры, $кг/кг$; d_0'' — влагосодержание насыщенного воздуха при температуре поверхности инея охлаждающих приборов, $кг/кг$; r_0 — теплота сублимации, $кДж/кг$; i_w — энтальпия льда, равная $0,5\theta_i$, $кДж/кг$; c_p' — теплоемкость влажного воздуха, камеры, $кДж/(кг \cdot K)$; F_0 — площадь поверхности приборов охлаждения, m^2 .

Приравняв правые части выражений (VIII.1) и (VIII.2) и решая их относительно t_k , получим искомое выражение, определяющее значение равновесной температуры воздуха камеры в следующем виде

$$t_k = (k_n F_n t_n + \sum Q_i + \alpha_{0.п} \theta_i F_0) / (k_n F_n + \alpha_{0.пр} F_0). \quad (VIII.3)$$

Здесь θ_i , $\alpha_{0.пр}$, а также t_k — величины, изменяющиеся в процессе осаждения инея.

Для каждого значения толщины инея $\delta_{ин}$ на поверхности батареи можно определить соответствующие ему значения θ_i , $\alpha_{0.пр}$ и равновесной температуры камеры t_k . Если толщина слоя инея неизвестна, а задано время τ_i осаждения на трубах батареи, то предварительно толщину слоя инея находят из формулы динамики осаждения инея (см. формулу VIII.15).

Задаваясь различными значениями τ_i , получим зависимость изменения равновесной температуры от времени.

Выражение (VIII.3) является зависимостью, определяющей изменение равновесной температуры камеры от условий теплообмена с внешней средой и приборами охлаждения камеры при стационарных температурных условиях.

РАВНОВЕСНАЯ ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ВЛАЖНОСТЬ ВОЗДУХА

Ниже описан метод расчета относительной влажности воздуха в камере хранения, основанный на решении балансовых уравнений тепловых потоков, выделенных в камере хранения незатаренных грузов.

С этой целью рассматривается квазистационарный процесс теплообмена (см. рис. VIII.1), при котором в камере устанавливаются равновесная температура t_n и равновесная относительная влажность воздуха φ_n . К продукту подводится от воздуха теплота конвективным путем Q_k , а от ограждающих поверхностей площадью $F_{вн}$ с температурой t_t , превышающей температуру продукта, — лучистым путем $Q_{л.т}$. Теплота продукта отводится за счет сублимации влаги из него и излучением $Q_{л.х}$ — поверхностью приборов охлаждения площадью F_6 , температура Θ_i которых ниже температуры продукта.

Для продукта тепловой баланс описывается системой уравнений

$$\left. \begin{aligned} Q_k + Q_{вл} + Q_{л.т} + Q_{л.х} + Q_{вн} &= 0, \\ Q_k &= -\alpha_{пр} F_{пр} (t_k - t_{пр}), \\ Q_{вл} &= \alpha_{пр} F_{пр} (d_{пр}^* - \varphi d_k^*) (r_0 - i_w)_{пр} / c_{пр} b, \\ Q_{л.т} &= -\varepsilon_t \varepsilon_{пр} \psi_t c_0 (T_t^4 - T_{пр}^4) F_{пр}, \\ Q_{л.х} &= \varepsilon_{пр} \varepsilon_x \psi_x c_0 (T_{пр}^4 - T_{\Theta_i}^4) F_{пр}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.4})$$

$$Q_{вн} = -(G c_w / \tau) (t_n - t_{пр}),$$

где $\alpha_{пр}$ — конвективный коэффициент теплоотдачи от поверхности продукта $F_{пр}$, Вт/(м²·К); $F_{пр}$ — площадь поверхности продукта, участвующая в тепло- и массообмене, м²; $d_{пр}^*$, d_k^* — влагосодержание насыщенного воздуха соответственно при температуре продукта и воздуха камеры, кг/кг; $(r_0 - i_w)_{пр}$ — теплота сублимации льда при температуре продукта, кДж/кг; r_0 — теплота сублимации, кДж/кг; i_w — энтальпия льда, кДж/кг; $c_{пр}$ — удельная теплоемкость влажного воздуха при температуре продукта, кДж/(кг·К); $b = \beta_{л} / \beta_{пр}$ — безразмерный коэффициент, учитывающий неравенство коэффициентов испарения продукта $\beta_{пр}$ и льда $\beta_{л}$. Значение b для мороженого мяса можно вычислить по данным Д. Г. Рютова; $\varepsilon_{пр}$, ε_t , ε_x — степени черноты соответственно продукта, «теплых» и «холодных» поверхностей; ψ_t , ψ_x — коэффициенты облученности штабеля «теплыми» и «холодными» поверхностями, отнесенные к $F_{пр}$; $c_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) — постоянная Стефана—Больцмана; G — масса хранимого продукта, кг; c_w — удельная теплоемкость продукта при температуре t_k , кДж/(кг·К); t_n — начальная температура поверхности продукта либо его температура в предшествующем расчетном периоде хранения.

Относительную влажность воздуха можно определить, приравняв теплоту сублимации влаги, отводимую с поверхности продукта $Q_{вл}$,

с учетом посторонних влаговыделений W теплоте десублимации $Q'_{вл}$, воспринимаемой поверхностью приборов охлаждения.

$$Q_{вл} + W(r_0 - i_w)\delta = Q'_{вл}, \quad (\text{VIII.5})$$

$$Q'_{вл} = \alpha_6 F_6 (\varphi d_k^* - d_0^*) [(r_0 - i_w)\delta / c_6]. \quad (\text{VIII.6})$$

Уравнение (VIII.6) предполагает справедливость соотношения Льюиса при образовании инея на поверхности приборов охлаждения.

Решая совместно третье уравнение (VIII.4), (VIII.5), (VIII.6), получаем выражение для равновесной относительной влажности воздуха камеры

$$\varphi_k = \frac{\alpha_{пр} d_{пр}^* + \alpha_6 d_0^* f + B}{d_k^* (\alpha_{пр} + \alpha_6 f)}, \quad (\text{VIII.7})$$

где

$$f = (r_0 - i_w)\delta c_{пр} F_6 b / (r_0 - i_w)_{пр} c_6 F_{пр} \approx F_6 b / F_{пр},$$

$$B = W c_6 f / F_6.$$

Этот подход к расчету φ_k дает приближенное значение, так как ее значение является производной от усушки продукта; с этой точки зрения большему значению усушки продукта будет соответствовать большее значение относительной влажности. Более точное равновесное значение φ_k можно найти при известной величине усушки продукта.

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КАМЕР ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Тепловой баланс камеры можно записать в следующем виде (см. рис. VIII.2, а, б):

$$Q_n + Q_{вн} \pm Q_{пр} + Q_{экс} - Q_0 = 0, \quad (\text{VIII.8})$$

где Q_n — тепловой поток через наружные ограждения, Вт; $Q_{вн}$ — тепловой поток, вносимый в камеру вентилирующим воздухом, Вт; $Q_{пр}$ — тепловой поток, отводимый от продукта при его холодильной обработке, Вт; $Q_{экс}$ — тепловой поток, возникающий в результате эксплуатации камер, Вт; Q_0 — тепловой поток, воспринимаемый приборами охлаждения, Вт.

Тепловой баланс груза в камере можно записать в следующем виде:

для камер хранения

$$-Q_{л.х} + Q_k - Q_{вл} + Q_{л.т} - Q_{пр} = 0; \quad (\text{VIII.9})$$

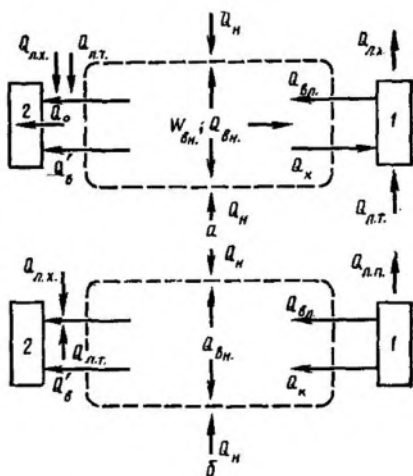


Рис. VIII.2. Схема тепловых потоков:

а — для камеры хранения; б — для камер холодильной обработки; 1 — продукт; 2 — приборы охлаждения.

для камер холодильной обработки

$$Q_{\text{пр}} - Q_{\text{к}} - Q_{\text{в}} - Q_{\text{л. х}} = 0. \quad (\text{VIII.10})$$

Составляющие теплового баланса зависят друг от друга, самостанавливаются в соответствии с условиями отвода теплоты, в зависимости от количества теплоты, проникающей в камеру и непосредственно воспринимаемой продуктом. Главная задача при составлении теплового баланса — установить взаимосвязь между составляющими теплового потока камеры и усушкой пищевых продуктов ΔG с тем, чтобы активно влиять и направленно изменять усушку для обеспечения требуемых условий холодильной технологии.

МЕТОДЫ РАСЧЕТА УСУШКИ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ В КАМЕРАХ ХРАНЕНИЯ

Расчет усушки пищевых продуктов проводят следующими методами: по массе влаги, испаряющейся или сублимирующейся с поверхности продукта в воздух; по балансу масс испаряющейся или сублимирующейся влаги с поверхности продуктов и конденсирующейся (десублимирующейся) на поверхности приборов охлаждения; по массе инея, образующегося на поверхности приборов; по тепловлажностному отношению (см. с. 162), характеризующему процессы изменения состояния воздуха в штабеле груза, камере или у поверхности приборов охлаждения.

Первые два метода расчета величины усушки, основанные на определении количества влаги, отданной продуктом, либо отданной продуктом и воспринимаемой приборами охлаждения, базируются на законе психрометрического испарения или сублимации влаги с поверхности продукта, поэтому их можно объединить. Основоположником этого метода является Д. Г. Рютов, в дальнейшем его развили и анализировали Е. С. Курылев, Г. Б. Чижов, В. А. Верещагин, Г. К. Мнацаканов и др.

Третий метод расчета, основанный на определении динамики осаждения инея у охлаждаемой поверхности, разработан С. Г. Чуклиным, дальнейшее развитие метод получил в работе А. А. Гоголина при рассмотрении характеристики осушающей способности воздухоохладителей, работающих в режиме «механического осушителя».

Четвертый метод расчета усушки продуктом основан на использовании тепловлажностного отношения $\epsilon = Q/W$, характеризующего связь между процессами переноса теплоты Q и влаги W в камерах. Он включает в себя несколько методов, в том числе метод В. З. Жадана, который постулировал закон $\varphi = \text{const}$ для состояния воздуха внутри штабеля и на этой основе предложил метод расчета усушки для процессов охлаждения, замораживания и хранения. Г. К. Мнацаканов, С. Н. Роговая, Н. И. Чумак, также использовали тепловлажностное отношение для описания процессов изменения состояния воздуха в камере, у поверхности продукта и приборов охлаждения для расчета процессов массообмена при холодильной обработке и хранении.

Наличие четырех методов расчета усушки говорит о сложности физических процессов массопереноса, возникающего в камерах холодильников между продуктом, воздухом и приборами охлаждения под воздействием теплоты, поступающей через наружные ограждения, и теплоты, выделяемой внутренними источниками. Поэтому в каждом из этих методов приняты определенные допущения, которые так или иначе искажают физическую модель массопереноса, загромождают ее. Так, в работах Д. Г. Рютова, Е. С. Курылева, Г. Б. Чинова, В. А. Верещагина принято допущение, что с поверхности продукта происходит адиабатное испарение влаги. Это сделано для того, чтобы можно было воспользоваться психрометрической теорией для определения температуры поверхности, по которой в последующем находят парциальное давление водяного пара у поверхности продукта, входящей в формулу Дальтона

$$\Delta G = \beta F_{\text{пр}} (p''_{\text{пр}} - p''_{\text{кв}}).$$

В работе Г. Н. Мнацаканова и других учтено, что в результате одновременного взаимного действия различных видов теплообмена между продуктом, воздухом и приборами охлаждения (см. систему уравнения VIII.4) температура продукта может быть больше, равна или меньше температуры мокрого термометра и ее значение может лежать на пограничной кривой насыщения $\varphi = 1$ в $d - I$ -диаграмме внутри треугольника, образованного касательными, проведенными из точки, характеризующей состояние воздуха в камере к пограничной кривой $\varphi = 1$. На основе этого ими был дан метод расчета усушки и равновесной влажности.

Метод С. Г. Чуклина также имеет целый ряд допущений, которые сводятся к усреднению величин, измененных за рассматриваемый промежуток времени: температуры поверхности инея Θ_i , его плотности $\rho_{\text{ин}}$ и коэффициента влаговыпадения ξ_i , однако это достаточно корректное допущение в физической модели процесса выпадения инея. Кроме того, в сравнении с предыдущим методом в нем не применяются трудновычисляемые значения коэффициента испарения β и площади поверхности продуктов $F_{\text{пр}}$, но в расчет входят величины, характеризующие взаимосвязь процесса тепло- и массопереноса между воздухом и приборами охлаждения, что позволяет проводить прогноз усушки продуктов для вновь проектируемых камер и определять ее величину для эксплуатируемых камер по известным характеристике охлаждающей системы и режиму эксплуатации. Причем этот метод также пригоден для расчета усушки при охлаждении и замораживании пищевых продуктов. Метод расчета усушки по тепловлажностному отношению наиболее удобен для практических расчетов, так как для расчета потерь продукта достаточно определить величину общего теплового потока и значение коэффициента, характеризующего изменение состояния воздуха в процессе тепло- и массообмена. В этом методе основными допущениями являются следующие: усушка в начале и конце процесса протекает с одинаковой скоростью и угловой коэффициент можно рассчитать заранее в зависимости от параметров процесса.

Метод В. З. Жадана относится к процессам изменения состояния воздуха в штабеле и косвенно учитывает влияние системы охлаждения на усушку продуктов при хранении, охлаждении и замораживании, но не позволяет в явном виде раскрыть взаимосвязь между усушкой и режимом работы охлаждающей системы.

Метод Н. И. Чумак, Г. К. Мнацаканова и С. Н. Роговой также имеет ряд допущений, а именно: безразмерный угловой коэффициент процесса относительно выражает характер протекания процесса; каждому виду холодильной обработки или хранения соответствует строго определенное и неизменяющееся его значение. Этот метод удобен тем, что можно вести расчет усушки, относя процессы к поверхности приборов охлаждения или к поверхности продуктов либо по изменению состояния воздуха в камере.

Перечисленные методы расчета в своем развитии дополняли друг друга, однако первые три метода позволили сформулировать современное представление о процессах переноса тепловых массовых потоков в зависимости от способов отвода теплоты охлаждающими приборами из камер холодильников и определить главные причины, вызывающие усушку. Прежде чем перейти к анализу зависимости усушки от внешних и внутренних (по отношению к камере) параметров среды, а также влияния на усушку систем охлаждения, отводящих теплоту из камеры, необходимо изложить теоретические основы этих методов. Учитывая, что метод расчета усушки, основанный на психрометрической теории, подробно изложен в специальной литературе, рассматривать его не будем.

Количество влаги ΔG , оседающей на поверхности батареи, определяет усушку продуктов

$$\Delta G = (\alpha_{\text{пр}} + \alpha_{\text{л.т}}) (t_{\text{к}} - t_{\text{пр}}) F_{\text{пр}} \frac{1}{r_0} \quad (\text{VIII.11})$$

$$\begin{aligned} \Delta G &= \frac{\alpha_0 (t_{\text{к}} - \theta_i) F_0}{r_0} \left(\frac{d_{\text{к}} - d_0^*}{t_{\text{к}} - \theta_i} \frac{r_0 - i_w}{c_p'} \right) = \\ &= \frac{F_0 \alpha_0 (r_0 - i_w) \left(d_{\text{к}}^* \frac{\varphi_{\text{к}}}{100} - d_0^* \right)}{r_0 - c_p'} \end{aligned} \quad (\text{VIII.12})$$

где $\varphi_{\text{к}}$ — равновесная относительная влажность, %.

$$\varphi_{\text{к}} = [(100 + z d_0^*) 100] / (z d_{\text{к}}^* + 100), \quad (\text{VIII.13})$$

где z — дополнительно введенный параметр.

$$z = \frac{5200 r_x L \alpha_0 (r_0 - i_w)}{(\alpha_{\text{пр}} + \alpha_{\text{л.т}}) F_{\text{пр}} c_p' (26,6 + t_{\text{к}})},$$

где r_x — наружный радиус цилиндрической поверхности иея, оседаемого на трубах батарей, соответствующий моменту времени τ_i , м; L — длина батарей, м.

Выражения (VIII.11) и (VIII.12) показывают влияние условий теплообмена в камере на усушку хранимых продуктов. Расчет усушки с помощью зависимостей (VIII.11) и (VIII.12) вызывает практические затруднения в определении d_6^* , α_6 . Чтобы получить формулу, удобную для практических расчетов, рассмотрим процесс оседания инея на трубах батарей.

Для любого момента времени τ_i и соответствующего ему значения толщины слоя инея $\delta_{ин i} = r_x - r_a$, осевшего на поверхности труб батарей, можно записать следующее дифференциальное уравнение теплопередачи батареи

$$(t_K - \theta_i) (\alpha_6 + \alpha_{л.х}) 2\pi r_x d\tau_i + \rho_{ин} 2\pi r_x dr_x = \frac{2\pi (\theta_i - t_2) d\tau_i}{\frac{1}{\lambda_{ин}} \ln \frac{r_x}{r_a} + \frac{1}{\lambda_m} \ln \frac{r_a}{r_i} + \frac{1}{\alpha_2 r_i}}, \quad (VIII.14)$$

где t_2 — температура хладагента, циркулирующего в батареях, °С; r — наружный радиус трубы батареи, м; $\lambda_{ин}$ — теплопроводность инея, Вт/(м·К); λ_m — теплопроводность металла, (Вт/(м·К)); $\rho_{ин}$ — удельная скрытая теплота образования инея, отнесенная к 1 м³ его объема; $\rho_{ин} = 2828,25$ г/ин, кДж/м³; $\gamma_{ин}$ — удельная масса инея, кг/м³.

Далее определяем значение переменной температуры Θ_i наружной поверхности инея, для чего составляем дополнительное равенство

$$(t_K - \theta_i) (\alpha_6 \xi_6 + \alpha_{л.х}) 2\pi r_x = \frac{2\pi (\theta_i - t_2)}{\frac{1}{\lambda_{ин}} \ln \frac{r_x}{r_a} + \frac{1}{\lambda_m} \ln \frac{r_a}{r_i} + \frac{1}{\alpha_2 r_i}}$$

Решая уравнение относительно Θ_i и подставляя его значение в дифференциальное уравнение (VIII.14), после преобразований получим выражение, определяющее скорость оседания инея $\omega_{ин.х}$ на поверхности труб батареи для момента времени τ_i , которому соответствует толщина осевшего инея $\delta_{ин i} = r_x - r_a$,

$$\omega_{ин.х} = \frac{dr_x}{d\tau} = \frac{(t_K - t_2) (\xi_6 - 1)}{\rho_{ин} \left[\left(\xi_6 + \frac{\alpha_{л.х}}{\alpha_6} \right) r_x \left(\frac{1}{\lambda_{ин}} \ln \frac{r_x}{r_a} + \frac{1}{\lambda_m} \ln \frac{r_a}{r_i} + \frac{1}{\alpha_2 r_i} \right) + \frac{1}{\alpha_6} \right]}$$

Интенсивность оседания инея на поверхности труб батарей в момент времени τ_i находим из следующего выражения:

$$\Delta G_i = \omega_{ин.х} \gamma_{ин} F_6 = \frac{(t_K - t_2) (\xi_6 - 1) 2\pi L \rho_{ин}}{\rho_{ин} \left[\left(\xi_6 + \frac{\alpha_{л.х}}{\alpha_6} \right) \left(\frac{1}{\lambda_{ин}} \ln \frac{r_x}{r_a} + \frac{1}{\lambda_m} \ln \frac{r_a}{r_i} + \frac{1}{\alpha_2 r_i} \right) + \frac{1}{\alpha_6 r_x} \right]}. \quad (VIII.15)$$

Здесь и выше предполагается, что толщина слоя инея, осевшего на трубах батареи $\delta_{ин i}$, задана. В более общем случае, когда ее зна-

чение неизвестно, необходимо определить все величины, изменяющиеся со временем в процессе осаждения инея, а именно: температуру t_k и относительную влажность воздуха камеры φ_k , усушку продуктов ΔG , толщину инея, осевшего на трубах $\delta_{ин i}$, температуру наружной поверхности инея Θ_i и коэффициент влаговыпадения ξ_6 .

Метод расчета искомых величин сводится к следующему.

Сначала задаемся значениями толщины инея $\delta_{ин i}$. Из выражения (VIII.3) находим t_k , из выражения (VIII.7) определяем φ_k , а из выражения (VIII.15) ΔG . При этом для каждого из выбранных значений $\delta_{ин i}$ предварительно задаемся значениями Θ_i и ξ_6 , а затем проверяем их значения при вычисленных t_k и φ_k . Если расхождения между предварительно принятыми и вычисленными значениями Θ_i и ξ_6 окажутся незначительными, то расчеты t_k и φ_k проведены верно. Если расхождения значительны, расчеты следует повторить, принимая вычисленные значения Θ_i и ξ_6 . При этом можно принять $\xi_6 = \xi_{ср}$. Эти величины приближенно определяют для одного из выбранных выше значений $\delta_{ин i}$, так как значение коэффициента влаговыпадения в условиях эксплуатации камеры со временем изменяется сравнительно мало.

Полученная усушка относится ко всему хранимому грузу

$$g = \Delta G \cdot 24\tau / E_2 \cdot 100 = g_n E_1 / E_2. \quad (\text{VIII.16})$$

Удельная усушка (в %), отнесенная к 1 т мяса, будет зависеть от загрузки E_2 .

Паспортная вместимость камеры

$$g_n = [\Delta G \cdot 24\tau / (E_1 \cdot 1000)] \cdot 100,$$

где E_1 — количество мяса, хранимого в камере, т.

Предлагаемая методика может быть использована для двух случаев: при проектировании холодильников, когда необходимо определить эксплуатационные характеристики камеры и потери продукта от усушки, и в процессе эксплуатации. В первом случае значения температуры воздуха в камере (либо температуры хладагента), его относительной влажности неизвестны и подлежат предварительному расчету, а во втором известны температура воздуха камеры, его относительная влажность, температура хладагента, толщина слоя и температура инея, количество и температура продуктов, поступающих на хранение, продолжительность и характер грузовых операций.

МЕТОДЫ РАСЧЕТА УСУШКИ ПРОДУКТОВ; ОСНОВАННЫЕ НА ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОГО ОТНОШЕНИЯ

Тепловлажностное отношение $\epsilon = Q/W$ является обобщенной характеристикой процессов, протекающих в камере, по которой можно определить усушку пищевых продуктов. Его можно записать для изменения состояния воздуха в воздухоохладителе, у батареи, у поверхности продукта в камере или внутри штабеля.

Изменение состояния воздуха в диаграмме $d-I$ для случая $t_{пр} > t_k$ иллюстрируется рис. VIII.3.

Для каждого из указанных процессов изменения состояния воздуха необходимо определить луч процесса в $d-I$ -диаграмме с помощью тепловлажностного отношения ϵ или коэффициента влаговыпадения ξ .

Взаимосвязь между ϵ и ξ записывается в следующем виде $\epsilon \approx 600\xi/(\xi - 1)$ и $\xi \approx \epsilon/(\epsilon - 600)$.

Используя тепловлажностную характеристику процессов, можно установить взаимосвязь между методами расчетов, предложенных В. З. Жаданом, Г. И. Мнацакановым, Н. И. Чумак, С. Н. Роговой, А. А. Гоголиным.

Запишем выражение для определения усушки пищевых продуктов, выразив ΔG через количество инея, осевшего на приборах охлаждения. Если принять, что все влаговыделения поступают от неупакованного продукта, то

$$\Delta G = Q_0/\epsilon_{1,2}. \quad (\text{VIII.17})$$

Если в уравнении (VIII.17) $\epsilon_{1,2}$ выразить через ξ , то по известному уравнению А. А. Гоголина

$$\Delta G = \frac{Q_0}{[\xi_{1,2}(r - i_{w_0})/(\xi_{1,2} - 1)]} = \left[Q_0 \left(1 - \frac{1}{\xi_{1,2}} \right) \right] / (r - i_w).$$

Согласно данным В. З. Жадана, при постоянной температуре воздуха в камере тепловлажностное отношение для внутриштабельного вентилирующего воздуха будет почти постоянной величиной

$$Q/W_1 = \epsilon_t = \text{const},$$

где Q — теплопритоки к вентилируемому воздуху на пути от охлаждающих приборов до выхода из штабеля; W_1 — влаговыделения в вентилирующий воздух на том же участке и за тот же период времени.

Связь между ξ и ϵ_t находим из выражения

$$\xi = Q/(Q - Wr) = 1/(1 - r/\epsilon_t).$$

Для температур t_k от 0 до $+15^\circ\text{C}$

$$\epsilon_t = (1525 - 35t_k) 4,19 \cdot 10^3,$$

а для температур от 0 до -25°C

$$\epsilon_t = (1525 - 0,29t_k^3 - 80t) 4,19 \cdot 10^3.$$

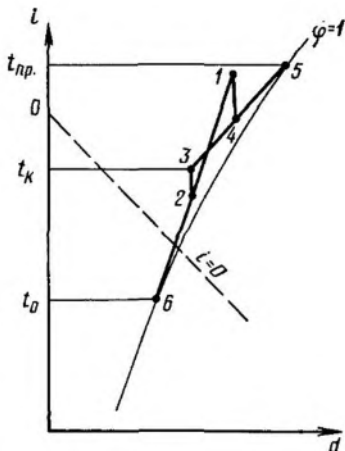


Рис. VIII. 3. Процессы тепло- и массообмена в камере хранения охлажденных грузов в $d-I$ -диаграмме при условии $t_{пр} > t_k$:

1-2 — процесс изменения состояния воздуха в воздухоохладителе; 2-3 — подогрев воздуха от электродвигателя; 3-5 — процесс изменения состояния вентилируемого воздуха; 4-1 — изменение состояния воздуха при его подогреве теплопритоками от оградений и эксплуатации камеры; 1-6 — охлаждение воздуха.

При анализе экспериментальных данных по динамике тепло- и массообмена в процессе холодильной обработки и хранения мяса, проведенном Н. И. Чумак, было замечено, что отношение тепло-влажностных характеристик в начальный момент и усредненных за процесс — величина постоянная соответственно для определенного вида холодильной обработки и хранения. Это отношение назвали усредненной характеристикой процесса ϵ_6 :

$$\epsilon_6 = \frac{Q_{\max}/\Delta G_{\max}}{Q_{\text{ср}}/\Delta G_{\text{ср}}} = \frac{\left(\frac{\alpha_k + \alpha_w}{\alpha_k}\right)_{\max} \cdot \frac{r\mu_{\text{нач}}}{(\xi_{\max} - 1)}}{\left(\frac{\alpha_k + \alpha_w}{\alpha_k}\right)_{\text{ср}} \cdot \frac{r\mu_{\text{ср}}}{(\xi_{\text{ср}} - 1)}}, \quad (\text{VIII.18})$$

где Q_{\max} , $Q_{\text{ср}}$, ΔG_{\max} , $\Delta G_{\text{ср}}$ — соответственно общий тепловой поток и величина усушки в начальный период и усредненные за процесс; α_k — коэффициент теплоотдачи; α_w — условный коэффициент теплоотдачи, равный $q'r/\Delta t$; q' — удельный массовый поток; ξ — коэффициент влаговыпадения $\xi = 1 + \frac{q'r}{\alpha_k \Delta t}$;

μ — коэффициент сопротивления испарению, $\mu = \frac{\beta_w}{\beta_{\text{пр}}}$, определяемый соотношением коэффициентов испарения влаги с поверхности воды и с незащищенной поверхности мяса.

В процессе холодильной обработки мяса μ изменяется в достаточно широком диапазоне, причем в начальный период времени $\mu_{\text{нач}} = 1$, так как в этот момент условия испарения влаги с незащищенной поверхности мяса аналогичны условиям испарения с поверхности воды.

После преобразования выражения (VIII.18) ϵ_6 можно представить для процессов холодильной обработки следующим образом:

$$\epsilon_6 = \epsilon_{\text{нач}}\mu_{\text{нач}}/\epsilon_{\text{ср}}\mu_{\text{ср}}.$$

Принимая, что процесс хранения может рассматриваться как квазистационарный, а $\epsilon_{\text{нач}} \cong \epsilon_{\text{ср}}$, запишем для камер хранения

$$\epsilon_6 = 1/\mu_{\text{ср}} = \beta_{\text{пр}}/\beta_w.$$

На основании экспериментальных исследований были получены значения ϵ_6 : для процессов охлаждения 0,9—1,0, замораживания 0,43—0,45, хранения мороженого мяса 0,8. Большие числовые значения относятся к мясу нежирных сортов и молодняка, меньшие — к мясу жирных сортов.

Усушка продукта в процессах холодильной обработки и хранения может быть записана в следующем виде:

$$\Delta G = AQ\epsilon_6/\xi_{\text{ср}}(r - t_w), \quad (\text{VIII.19})$$

где Q — общий тепловой поток; A — коэффициент, определяемый для процесса замораживания и последующего хранения выражением $\xi - 1$, для процесса охлаждения — соотношением $Q_{\text{вл}}/Q_k = 0,8$ [12].

Для холодильной обработки продуктов уравнение (VIII.19) можно записать в виде

$$\Delta G = Q \left(1 - \frac{1}{\xi_{\max}} \right) \Delta t_{\text{ср}} \epsilon_{\text{ср}} / (r - i_{\text{в}}) \Delta t_{\max}, \quad (\text{VIII.20})$$

где Δt_{\max} и $\Delta t_{\text{ср}}$ — температурные напоры, соответственно $\Delta t_{\max} = t_{\text{пов}}^{\text{н}} - t_{\text{к}}$; $\Delta t_{\text{ср}} = (t_{\text{пов}}^{\text{н}} + t_{\text{пов}}^{\text{к}}) / 2 - t_{\text{к}}$; $t_{\text{пов}}^{\text{н}}$ и $t_{\text{пов}}^{\text{к}}$ — начальная и конечная температура поверхности продукта, °C.

Последнее уравнение позволяет проанализировать влияние отдельных параметров (в частности, температуры воздуха в камере) на усушку, а также рассчитать усушку по термограммам процесса, полученным из условий эксперимента.

По зависимости (VIII.20) можно рассчитать усушку на основании данных, отнесенных как к поверхности приборов охлаждения, так и к массе продукта. В последнем случае Q будет выражать ту теплоту, которая отводится от продукта в процессе охлаждения или замораживания.

Для расчета усушки по зависимости (VIII.19) необходимо определять $\epsilon_{\text{ср}}$ и $\mu_{\text{ср}}$. Значение $\mu_{\text{нач}}$ принимают равным 1. Значение $\mu_{\text{ср}}$ определено экспериментально [14]: для случая охлаждения при скорости движения воздуха v до 2 м/с $\mu_{\text{ср}} = 1,67$; при $v = 1,2$ м/с $\mu_{\text{ср}} = 2,04$.

Для однофазного замораживания $\mu_{\text{ср}} = 1/\beta_{\text{пр}} = 1,67$; для двухфазного замораживания $\mu_{\text{ср}} = 3,7$; для замораживания после предварительного замораживания $\mu_{\text{ср}} = 5$; для процесса предварительного замораживания при $v = 3,5$ м/с $\mu_{\text{ср}} = 1,6$.

ЗАВИСИМОСТЬ УСУШКИ ПРОДУКТОВ ОТ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССОБМЕНА В КАМЕРАХ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Усушка хранимых продуктов находится в прямой зависимости от величины теплопритоков в камеры, но влияние их тем меньше, чем ниже температура хранения. Так, в камерах, охлаждаемых батареями, при $t_{\text{к}} = -10^{\circ}\text{C}$ каждый ватт теплоты, проникающей в камеру, испаряет 0,3 г влаги, а при $t_{\text{к}} = -18^{\circ}\text{C}$ — 0,17 г.

В четырехэтажном холодильнике вместимостью 1 тыс. т, расположенном в средней зоне, при обычном коэффициенте теплопередачи $K_{\text{отр}} = 0,4$ Вт/(м²·К) и $t_{\text{к}} = -9^{\circ}\text{C}$ усушка за год составляет 25 т или 2,5% [12]. При тех же условиях в южной зоне ΔG составляет 35 т (3,5%). В одноэтажном холодильнике такой же вместимости усушка за год будет соответственно 4,5% в средней и 6,5% — в южной зоне.

При понижении температуры воздуха камеры на каждые 10 градусов усушка замороженных продуктов сокращается приблизительно в 2,5 раза. Эта закономерность соблюдается вплоть до $t_{\text{к}} = -30^{\circ}\text{C}$.

Следует учесть, что усушку вызывают любые теплопритоки, поступающие к воздуху на пути к грузу, поэтому необходимо создавать такие условия эксплуатации, которые сводили бы к минимуму внутренние теплопритоки камер. Практика эксплуатации многих холо-

дильников показывает, что все внутренние теплопритоки нередко оказываются большими, чем теплопритоки через ограждения, и тогда никакая совершенная теплоизоляция наружных ограждений камер не обезопасит хранимые продукты от значительной усушки.

Оптимальная толщина изоляции с учетом эксплуатационных потерь от усушки продуктов при обычном батарейном охлаждении камер оказывается настолько большой, что ее выполнение практически не представляется возможным. В связи с этим Д. Г. Рютов, Ш. Н. Кабулашвили, И. С. Бадилькес пришли к выводу, что в южных районах СССР нецелесообразно добиваться «гашения» внешних теплопритоков за счет увеличения толщины изоляции. Они выдвинули идею внекамерного гашения внешних теплопритоков с помощью устройства так называемой теплозащитной воздушной рубашки. Для этой же цели С. Г. Чуклин предложил применять панельную систему, В. И. Огурцов — использовать ледяные экраны, устанавливаемые на пути теплопритоков в грузовой объем. Основное назначение последних не «гашение» внешних теплопритоков, а использование их для превращения конвективного и лучистого теплопритоков во влажный тепловой поток, который сопровождается сублимацией льда с поверхности экранов и увлажнением камерного воздуха.

Абсолютная усушка мало зависит от количества продукта в камере. Относительная же усушка продукта резко возрастает, когда количество его в камере уменьшается вследствие роста удельной плотности теплового потока на тонну хранимого груза.

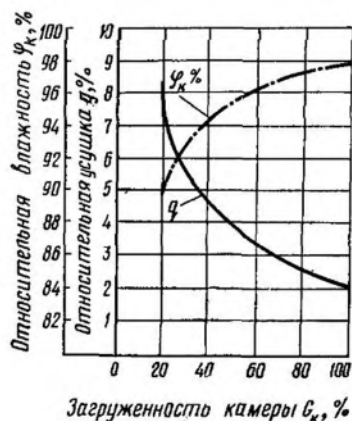


Рис. VIII. 4. Относительная усушка и относительная влажность воздуха при хранении мороженого мяса в зависимости от загрузки камеры.

зависит от относительной влажности воздуха. Коэффициент влаговываждения незначительно зависит от относительной влажности воздуха при ее изменении от 0,9 до 1. По мере осадения инея на трубах охлаждающих батарей (до сравнительно больших толщин $\delta_{ин} = 20-30$ мм) температура инея и равновесная температура камеры повышаются, но величина ξ изменяется незначительно.

С увеличением $\delta_{ин}$ при постоянной температуре кипения t_0 , а также при постоянных t_k и φ_k темп роста инея не замедляется — толщина инея беспредельно растет почти по линейной зависимости, а это озна-

Взаимосвязь между загруженностью камеры G_k , абсолютной и относительной усушкой, а также влияние G_k на φ_k (рис. VIII.4) можно проиллюстрировать для камеры вместимостью 260 т при $t_R = -10^\circ \text{C}$; при полной загрузке камеры относительная усушка q_1 за год составит около 2%, при загрузке на $0,6 G_k$ усушка будет около 3,2%, при $0,4 G_k$ $q_1 = 4,8\%$, хотя во всех трех сравниваемых вариантах загруженности камеры абсолютная усушка $G_{п}$ приблизительно равна 5 т в год.

На основании анализа условий тепло- и массообмена в камере по методу С. Г. Чуклина установлено, что конденсация влаги на поверхности охлаждающих приборов сравнительно мало

чает, что для реальных условий эксплуатации величина $\delta_{\text{ин макс}}$ отсутствует.

Усушка хранимого продукта не зависит однозначно от влажности воздуха в камере; при одной и той же относительной влажности воздуха усушка может возрастать или убывать главным образом за счет изменения разности температур между воздухом камеры и поверхностью инея ($t_k - \Theta_i$) и в меньшей степени зависит от изменения скорости движения воздуха.

Относительная влажность воздуха не может рассматриваться как параметр, определяющий усушку, а является производной величиной и устанавливается в зависимости от величины усушки.

Потенциал массопереноса в камере определяется разностью плотностей водяного пара в слое пограничного воздуха у поверхности продукта и батарей ($\rho_{\text{пр}}^* - \rho_6^*$). В зависимости от соотношения потенциалов массопереноса, устанавливаемых между охлаждающей средой и массообменивающимися поверхностями, при одинаковом количестве масс воздуха и заданной температуре в камере устанавливается относительная влажность воздуха φ_k .

Парциальное давление водяного пара в воздухе камеры $p_k = \rho_k^* \varphi_k$ зависит от многих факторов: от соотношения площадей поверхности испарения и конденсации $F_{\text{пр}}/F_0$, от количества теплоты, которое подводится к продукту $Q_k + Q_{\text{л.т}} - Q_{\text{л.х}}$, и количества теплоты, затрачиваемой на фазовые переходы воды или льда; от количества теплоты, проникающей в камеру через наружные ограждения; от количества влаги, вносимой в камеру извне; температуры камеры хранения и т. д.

При возникновении лучистого потока от теплых ограждений к продукту температура его в зависимости от плотности теплового потока может стремиться к t_k , а в некоторых случаях превышать ее, что увеличивает движущую силу массопереноса.

Наличие лучистого теплообмена между поверхностью продукта и холодной поверхностью батарей уменьшает усушку. Направление процессов тепло- и массообмена в камере хранения мороженных грузов показано на рис. VIII.2, а.

С ростом разности температур между воздухом камеры и поверхностью приборов охлаждения Δt увеличивается интенсивность конденсации влаги из воздуха на поверхности приборов охлаждения, а следовательно, и усушка продукта. Зависимость ΔG от Δt нелинейна, усушка увеличивается с возрастанием Δt между воздухом камеры и поверхностью приборов до $4-5^\circ\text{C}$, а дальнейшее возрастание Δt до 15°C практически не влияет на величину усушки. При Δt больше 15°C ΔG вновь увеличивается.

Повышенная усушка продуктов в камерах хранения с воздушным охлаждением в сравнении с батарейным вызывается не столько подвижностью воздуха, сколько передачей большего количества наружной теплоты от стен камеры к продукту лучистым и конвективным теплообменом и отсутствием составляющей лучистого теплообмена между продуктом и ограждающей конструкцией камеры.

Энергия движения воздуха в камере превращается в теплоту и создает дополнительный теплоприток, способствующий усушке. Поэтому применение воздушного охлаждения в камерах хранения мороженных неупакованных грузов должно внедряться совместно с мероприятиями, направленными на сокращение усушки хранимых мороженных продуктов. Это достигается путем понижения температуры в камерах до -30°C ; применения эффективного воздухораспределения, позволяющего воспринимать внешние теплопритоки от ограждений, перекрытий и пола с помощью воздуха, возвращающегося к воздухоохладителю, введения дополнительной влаги в воздух при подаче его в грузовой объем камеры. В последнем случае температуру воздуха в камере можно поддерживать равной -20 — -22°C . Анализ условий тепло- и массообмена между воздухом камеры и приборами охлаждения через разделяющую перегородку в виде ледяного экрана показал, что установка ледяных экранов в камерах с батарейной системой охлаждения эффективна только тогда, когда в продукте поддерживается температура на 1 — $1,5^{\circ}\text{C}$ выше, чем в грузовом объеме.

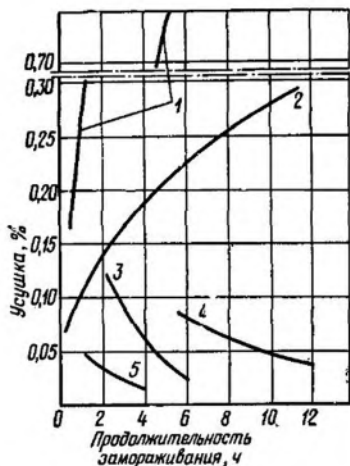


Рис. VIII.5. График зависимости величины усушки от продолжительности различных периодов замораживания говяжьих полутош:

1 — первый период — до достижения температуры на поверхности бедра, равной криоскопической; 2 — второй период — от криоскопической температуры на поверхности бедра до -6°C ; 3 — третий период — от температуры на поверхности бедра -6°C до криоскопической в центре бедра; 4 — четвертый период — от криоскопической температуры до температуры -2 — $-2,5^{\circ}\text{C}$ в центре бедра; 5 — пятый период — от температуры в центре бедра -2 — $-2,5$ до -8°C .

Установка экранов в грузовом объеме возле батареи заметно не уменьшает усушку. Если в продукте размещают батареи большей площади поверхности, то температура воздуха в продукте устанавливается ниже температуры воздуха в камере и экран в этом случае служит поверхностью, охлаждающей воздух камеры и увлажняющей воздух в продукте.

Усушка продукта при его охлаждении и замораживании почти не зависит от величины внешних теплопритоков и определяется количеством теплоты, отводимой от продукта, и скоростью процесса охлаждения или замораживания. Минимальной продолжительности холодильной обработки соответствуют минимальные потери от усушки [16]. Для уменьшения усушки пищевых продуктов важно создавать такие режимы, которые обеспечивали бы максимальную интенсивность теплообмена в начальный период холодильной обработки. В последующие периоды холодильной обработки следует создавать условия, при которых процесс отвода теплоты осуществляется по программе при изменении температуры, скорости движения воздуха.

Процессу массопереноса при охлаждении и замораживании не-

упакованных продуктов свойственны некоторые специфические особенности, связанные с теплофизическими свойствами и структурой продукта. Так, для мяса скорость испарения и количество испарившейся влаги в разные периоды процесса охлаждения изменяются в больших пределах. При холодильной обработке мясо теряет от 1,0 до 2,0% влаги, его поверхностный слой несколько обезвоживается и подсыхает, это вызывает миграцию влаги в мясе из прилегающих слоев к поверхности, а образовавшийся подсушенный слой, или пленка, называемая в практике «корочкой подсыхания», создает дополнительное сопротивление массообмену между мясом и воздухом камеры. По этим причинам скорость усушки мяса неодинакова в процессе холодильной обработки (рис. VIII.5).

Такая картина характерна для холодильных камер, в которых в конце цикла замораживания поддерживается большая скорость движения воздуха. В этом случае $t_{\text{пр}} = f(R, \tau) \rightarrow t_{\text{к}}$, а значение $Q_{\text{к}}$ уменьшается, тогда как значение $Q_{\text{в.д}}$ остается постоянным. Для снижения усушки необходимо в начальный период интенсифицировать процесс охлаждения и замораживания, а в последующий период постепенно уменьшать скорость движения воздуха вплоть до наступления естественной конвекции. Это позволит провести охлаждение продукта при минимальной усушке.

ВЛИЯНИЕ УПАКОВКИ ПРОДУКТА НА УСУШКУ

На усушку пищевых продуктов решающее влияние оказывает упаковка. В зависимости от количества материала и способа упаковки различают внутреннюю и внешнюю усушку продукта. Когда применяют паронепроницаемые упаковочные материалы и создают условия для плотного прилегания ее к поверхности продукта, тогда полностью исключается усушка продуктов. В случае применения материалов с высокой паропроницаемостью наблюдается внешняя усушка, так как происходит проникновение водяных паров в окружающую среду. Если применяется паронепроницаемый упаковочный материал, но он не плотно прилегает к продукту, наблюдается внутренняя усушка в результате конденсации паров влаги на внутренней поверхности упаковочного материала. В зависимости от температуры хранения конденсат выпадает в виде капельной влаги или инея. Такая усушка характеризуется тем, что масса (брутто) упакованного продукта не изменяется.

При снижении температуры окружающей среды температура внутренней поверхности упаковочного материала на короткое время становится ниже температуры воздуха, заключенного в упаковке, поэтому при $\varphi = 100\%$ происходит выпадение влаги на упаковке. Если температура окружающей среды повышается, то процесс внутри упаковки протекает в обратном направлении.

При колебаниях температуры размеры кристаллов льда на поверхности продукта увеличиваются, их температура становится ниже температуры основной массы продукта и приближается к температуре

упаковки, что в свою очередь увеличивает сублимацию льда из продукта.

Интенсивность и направление массообмена внутри упаковок определяются условиями хранения. Абсолютные потери массы продукта в зависимости от продолжительности хранения определяются уровнем и стабильностью температуры в камерах хранения. Чем ниже и стабильней температура хранения, тем меньше потери массы замороженных продуктов, обусловленные внутренней усушкой.

Глава IX

СИСТЕМЫ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛИРОВАНИЯ И ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Для осуществления заданной холодильной технологии обработки пищевых продуктов животного и растительного происхождения очень важно поддерживать постоянными не только температуру и относительную влажность, но и газовый состав охлаждающей среды (воздуха) и ее скорость. Для этой цели применяют вентилярование помещений или устройств, где продукты хранятся или подвергаются холодильной обработке. Схема организации воздухораспределения в холодильной камере показана на рис. IX.1.

Системы вентиляции различают по условиям создания движения воздуха, они делятся на три группы: естественного вентиляции; механического общеобменного вентиляции; механического активного вентиляции.

Естественное вентилярование применяют для мелких фрукто-овощехранилищ, так как в случае использования этой системы при вентиляровании помещений создается естественный и небольшой напор $\Delta p = 9,81 H(\rho_1 - \rho_2)$, не превышающий по значению 2—3 мм водяного столба, из-за чего в грузовом объеме камер холодильников, и особенно в штабеле, наблюдается неравномерное температурное поле. В камерах средних и крупных холодильников часто применяют систему *механического общеобменного вентиляции*. Для больших холодильников фрукто- и овощехранилищ, где формируются значительные по размерам штабеля, применяют *механическое активное вентилярование*, которое обеспечивает подачу воздуха непосредственно в штабель с грузами в количествах, необходимых для отвода заданного количества теплоты, выделяемой в процессе дыхания растительного сырья.

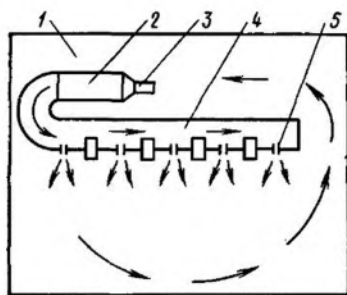


Рис. IX. 1. Схема организации воздухораспределения в холодильной камере:

1 — камера; 2 — воздухоохладитель; 3 — всасывающий патрубок; 4 — воздуховод; 5 — сопло.

Механическое общеобменное вентилирование в зависимости от устройств для распределения воздуха имеет следующие разновидности: бесканальное, одноканальное, двухканальное, эжектирующее. Под бесканальной системой понимают неорганизованное воздухораспределение, которое создается в помещении только за счет работы вентиляторов; в ней воздушный поток, выходя из вентилятора, быстро затормаживается, в связи с чем в помещениях и камерах наблюдается неравномерное поле скоростей по ее объему.

Одноканальная система создает условия направленного распределения нагнетаемого и охлажденного либо свежего воздуха в камерах или аппаратах. С ее помощью можно создать требуемую скорость потока воздуха, необходимую для осуществления технологии обработки пищевых продуктов. Такая система представляет собой воздуховод, в котором для отбора воздуха по его длине устанавливают различные насадки (рис. IX.2). Такие системы в камерах холодильников имеют два контура циркуляции: в первом циркулирует основной поток воздуха, который поступает после воздухоохладителя в свободное пространство камеры с температурой, более низкой, чем температура воздуха в загруженном объеме, второй контур циркуляции формируется за счет разности плотностей воздуха возле и внутри штабеля, количество воздуха, циркулирующее во втором контуре, зависит от плотности укладки продуктов в штабеле, количества теплоты, выделяемой в нем, и высоты штабеля. Наличие двух контуров циркуляции характерно для всех систем механического общеобменного вентилирования.

Двухканальная система в отличие от одноканальной создает условия для направленного и равномерного забора отработавшего воздуха, чем создается более равномерная скорость потока воздуха. Двухканальная система по конструкции такая же, как и одноканальная, но состоит из двух воздуховодов: нагнетательного — раздаточного и всасывающего — отбирающего из камеры отепленный воздух.

В тех случаях, когда требуется интенсивное смешение воздушных потоков и создание значительных скоростей на достаточном удалении от нагнетателя (вентилятора), применяют эжектор, который монтируется на выходном патрубке нагнетательного воздуховода воздухо-

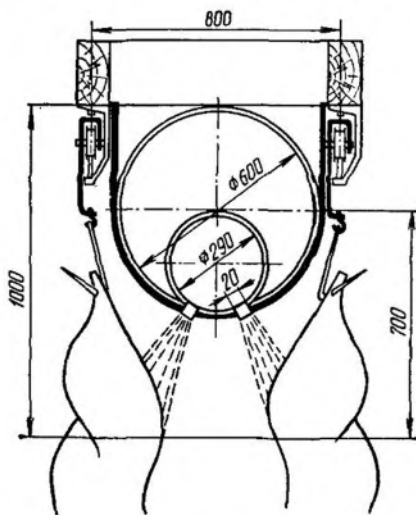


Рис. IX.2. Воздуховод постоянного статического давления с плоскими соплами в виде щели, расположенной между подвесными путями.

охладителя. Такая система называется э ж е к т и р у ю щ е й и представляет собой сужающееся сопло. На выходе из сопла скорость движения воздуха составляет 20÷25 м/с. В результате образуется затопленная струя, которая благодаря эжектирующей способности потока все время расширяется за счет подсосываемого воздуха и создает повышенную скорость движения воздуха. Чаще всего такую систему применяют для интенсификации процессов теплообмена при холодильной обработке пищевых продуктов.

Требования, предъявляемые к системам воздухораспределения, вытекают из технологического назначения камер холодильников и процессов холодильной технологии, осуществляемых в них.

Для камер холодильной обработки общим требованием к системам воздухораспределения является обеспечение необходимой интенсивности теплообмена при оптимальном расходе электроэнергии, затрачиваемой на циркуляцию воздуха. Для камер хранения эти требования сводятся к обеспечению минимальных потерь продукта, приходящихся на единицу холода, компенсирующего внешние теплопритоки.

Воздухораспределители в зависимости от конструкции воздуховода делают в двух исполнениях: переменного и равного статического давления. Воздухораспределители с воздуховодами переменного статического давления имеют постоянную площадь сечения по длине, но для равномерной раздачи воздуха требуют переменной и увеличивающейся площади сечения распределительных насадок по длине воздуховода.

Воздухораспределители с воздуховодами равного статического давления выполняют с переменной по длине площадью сечения и постоянной площадью насадок по длине воздуховода.

Под насадкой понимают направляющий элемент, который крепится на выходном отверстии воздуховода, для создания нужного направления и скорости движения воздуха, а также для уменьшения сопротивления истечению воздуха из отверстия. Насадки бывают различной формы: круглые — в виде сопел, щелевые — плоские, щелевые радиальные.

Для камер хранения система механического общеобменного вентилирования осуществляется с помощью ложных потолков или с перфорацией насадками, которые являются своего рода каналами, но большего сечения. В качестве перфорации служат отверстия небольшого диаметра или щели, общая площадь сечения которых не менее $\frac{1}{3}$ площади сечения канала, по которому течет воздух. Следует иметь в виду, что устройство ложных потолков целесообразно только в тех случаях, когда охлажденный воздух, протекая в них, не соприкасается с теплыми наружными перекрытиями, т. е. не подогревается.

В системах механического активного вентилирования воздухо-распределение осуществляется с помощью каналов, выполненных в полу или напольных (разборных) воздуховодов. Обычно эту систему применяют в камерах хранения растительного сырья и фруктов. Воздух нагнетается в камеру в незагруженный объем и в штабель и отсасывается через перфорированный ложный потолок.

РАСЧЕТ СИСТЕМ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Для расчета систем воздухораспределения должны быть заданы массы воздуха, необходимого для технологического процесса, длина воздуховода и условия раздачи воздуха. Так, для камер замораживания или скороморозильных аппаратов задают количество воздуха в расчете на одну тонну продукта, указывают скорость движения его у полутуш или у продукта, производительность, вместимость или загрузку камеры или аппарата.

Расчет сводится к определению площадей сечений воздухопроводов и насадок, обеспечивающих заданные скорости движения воздуха, необходимые для осуществления технологических процессов, а также к расчету сопротивлений движению воздуха в воздушном кольце системы. Равномерность воздухораспределения зависит от конструкции воздухопроводов и площади сечения насадок и от величины статического давления перед ними. Более равномерное движение воздуха обеспечивается воздухораспределителями с воздуховодами равного статического давления.

Между статическим и динамическим давлением существует зависимость, определяемая уравнением Бернулли как частным выражением закона сохранения энергии

$$p_1 + \omega_1^2 \rho / 2 = p_x + (\omega_x^2 \rho / 2) + \Delta p,$$

где p_1 — статическое давление в начальном сечении, Па; $\omega_1^2 \rho / 2$ — динамическое давление в том же сечении, Па; ω_1 — скорость воздуха, м/с; ρ — плотность воздуха, кг/м³; p_x — статическое давление в рассматриваемом сечении, Па; $\omega_x^2 \rho / 2$ — динамический напор в рассматриваемом сечении; ω_x — скорость воздуха в том же сечении, м/с; Δp — потеря давления при движении воздуха от начального до конечного сечений, Па.

Из анализа уравнения Бернулли следует, что скорость движения воздуха в воздуховодах не должна быть большой, так как в этом случае статическое давление будет недостаточным. Однако малые скорости воздуха в воздуховодах не всегда приемлемы из-за их больших поперечных сечений, которые не вписываются в отведенные габариты аппаратов и камер. Выход из положения находят в том, что создают воздуховоды постоянного статического давления по всей их длине. Последнее обеспечивает приблизительно постоянную скорость движения воздуха по длине воздуховода при непрерывном его расходе через насадки.

При постоянной площади поперечного сечения воздуховода, в начальном его сечении, при больших скоростях движения воздуха наблюдается подсос воздуха из камеры. В таких воздуховодах в начальном сечении динамический напор максимальный, в конечном сечении скорость движения малая, а статический напор максимальный и через крайние отверстия насадок истекает значительно большая масса воздуха, чем через первые, поэтому выбор площади поперечного сечения насадок необходимо осуществлять на основании соответствующих расчетов.

РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ С ПЕРЕМЕННОЙ СКОРОСТЬЮ ИСТЕЧЕНИЯ ВОЗДУХА

Некоторые технологические процессы требуют специального воздухораспределения. Так, в случае программного охлаждения и замораживания мяса на конвейерах туннелей или в скороморозильных аппаратах необходимо, чтобы скорость движения воздуха у бедренной части полутуш постоянно убывала вдоль подвешного пути по заданному закону, соответствующему интенсивности отвода теплоты. Рассмотрим методику расчета таких воздухопроводов. Пусть скорость движения воздуха вдоль подвешного пути изменяется по закону

$$w(\tau) = w_n \exp(-M_w \tau),$$

где w_n — начальная скорость движения воздуха у поверхности продукта в камерах охлаждения и замораживания, м/с; M_w — коэффициент, характеризующий степень изменения скорости воздуха, 1/ч.

В камере охлаждения $M_w = 0,1 - 0,4$, а общее время холодильной обработки мяса (время процесса) $\tau_{\Sigma} = 10 - 15$ ч. Для камер замораживания $M_w = 0,05 - 0,10$ и $\tau_{\Sigma} = 18 - 24$ ч. Для камер замораживания значение M_w мало, поэтому можно аппроксимировать экспоненциальный закон линейным

$$w(\tau) - w_k = \left(1 - \frac{\tau}{\tau_{\Sigma}}\right)(w_n - w_k),$$

где w_k — конечная скорость движения воздуха у поверхности продукта в камерах охлаждения и замораживания, м/с.

При такой замене средняя скорость движения воздуха за процесс получается завышенной (4—6 м/с). Рассмотрим методику расчета двух систем воздухораспределения: воздухопровод постоянного статического давления с переменным сечением по его длине для камер замораживания и воздухопровод с постоянным сечением и переменным шагом насадок одинакового размера для камер охлаждения. Для камер замораживания применяют воздухопроводы большой длины, так как для интенсификации теплообмена необходимы более высокие скорости движения воздуха у полутуш, поэтому для них выбирают воздухопроводы постоянного статического давления, имеющие меньшие гидравлические сопротивления и позволяющие использовать осевые вентиляторы для создания циркуляции воздуха по контуру.

Формулы для расчета основных величин, определяющих конструктивные и рабочие характеристики воздухопроводов, приведены в табл. IX.1.

В приведенных формулах в табл. IX.1: w_{0i} , $w_{0н}$, $w_{0к}$ — соответственно скорость движения воздуха при выходе из щели i -й и из щелей, находящихся в начале и в конце подвешного пути по направлению продвижения мяса (мясо продвигается навстречу движению воздуха в канале); τ_i — время, требуемое для продвижения полутуши с момента ее поступления в камеру до места под i -й щелью, ч; ΔV_i — расход воздуха через i -ю элементарную щель; K — коэффициент запаса, учитывающий тепловую нагрузку от внешних теплопритоков; $K = 1,3$; Q_i — тепловой поток от полутуш, находящихся на i -м метре подвеш-

Таблица IX.1

Расчетная величина	Формулы для определения параметров	
	камеры охлаждения	камеры замораживания
Скорость движения воздуха у выхода из щелей ω_{0i} , м/с	$\omega_{0i} = \omega_{0H} \exp(-M_w \tau_i)$	$\omega_{0i} = \omega_{0K} + (\omega_{0H} - \omega_{0K}) \times \left(1 - \frac{\tau_i}{\tau_{\Sigma}}\right)$
Расход воздуха через i -ю щель ΔV_i , м ³ /с	$\Delta V_i = K Q_i / (\rho \Delta i_B)$	$\Delta V_i = f_{\Sigma} \omega_{0i}$
Площадь щелей f_i , м ² /м	$Q_i = F_M q_{02} \exp(-M_a \tau_i) (1/\rho \Delta i_B)$ $f_i = \Delta V_i / \omega_{0i}$	$f_{\Sigma} = \text{const}$
Расстояние между щелями l , м	$l = 1/n_i = f_3/f_i$	$l = \text{const}$
Суммарный расход воздуха V_{Σ} , м ³ /ч	$V_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta V_i$	$V_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta V_i$
Потеря статического давления на трение Δp_T , Па	$\Delta p_T = (\bar{\lambda} \rho / 2 F_3^2) \sum_{i=1}^n (V_{i+1})^2$ $V_i = V_{\Sigma} - \sum_{j=1}^{i-1} \Delta V_j$	$\Delta p_T = (\bar{\lambda} \rho / 2 F_3^2) \sum (V_{n+1})^2$
Потеря давления «на проход» Δp_{np} , Па	$\Delta p_{np} = (0,35 \rho / 2 F^2) \sum_{i=1}^n (\Delta V_i)^2$	$\Delta p_{np} = (0,35 \rho f^2 / 2) \times \sum_{i=1}^n (\omega_{0i} / F_i)^2$

ного пути по ходу их продвижения, Вт; ρ — плотность воздуха, кг/м³; Δi_B — изменения энтальпии воздуха при омывании полутуш, кДж/кг; F_M — площадь поверхности мясных полутуш, загруженных на 1 м пути, м²/м; q_{02} — удельный тепловой поток от мяса к воздуху в начальный момент поступления его в камеру программного охлаждения, Вт/м²; M_a — коэффициент, характеризующий степень изменения коэффициента теплоотдачи, 1/ч; f_i — удельная площадь всех щелей (сопел) на 1 м канала, м²; l — расстояние между элементарными щелями по длине воздуховода, м; f_3 — площадь одной элементарной щели, м²; h — количество элементарных щелей на 1 м воздуховода.

При проектировании воздухопроводов не следует допускать, чтобы скорость движения воздуха в начале канала ω_H достигала так называемой критической скорости $\omega_{H,кр}$, так как в этом случае воздух не будет вытекать из первых щелей канала. При $\omega_H > \omega_{H,кр}$ наблюдается подсос воздуха из камеры в канал через первые щели или сопла. В установках кондиционирования воздуха и устройствах для холодильной обработки мяса подсоса воздуха не должно быть, что соответствует условию $\omega_H < \omega_{H,кр}$. При этом нужно стремиться, чтобы величина ω_H была наимного меньше, чем предельные значения $\omega_{H,кр}$. Критическая скорость $\omega_{H,кр}$ зависит от конструкции канала, которая характеризуется главным образом относительной длиной

воздуховода $\bar{L} = L/d_n$ и степенью сужения F . Значение критической скорости зависит от многих факторов, которые трудно учесть в расчете. На практике можно пользоваться зависимостью $\omega_{н.кр} = N/\bar{L}(1 + \bar{F})$, где N — эмпирическая постоянная, равная 1200.

Относительная конечная скорость выпускаемого воздуха

$$\xi_V = \omega_{0н}/\omega_{0н}$$

$$\xi_V = 16,10 \left[\frac{1}{\frac{1200}{\bar{L}(1 + \bar{F})} - \omega_{0н}} - \frac{\bar{L}(1 + \bar{F})}{1200} \right].$$

По этой формуле для проектируемого воздуховода можно выбрать конструктивные характеристики величин \bar{F} и \bar{L} , а также определить начальную скорость воздуха $\omega_{0н}$ на выходе из насадки при заданном отношении ξ_V . При таких условиях воздуховод будет работать без подсоса воздуха из камеры.

РАСЧЕТ НАСАДОК

Расчет насадки заключается в выборе ее размеров, которые обеспечивали бы достаточную среднюю скорость потока на заданном расстоянии от выходного отверстия при заданном угле раскрытия струи.

Насадки рассчитывают на основании теории свободной затопленной изотермической струи, изучению которой посвящены работы Г. Н. Абрамовича.

Все виды насадок рассчитывают одинаково, так как они создают подобные профили свободной затопленной изотермической струи. Скорость (в м/с) воздуха на расстоянии L от выходного отверстия насадки рассчитывают по формуле

$$\omega_L = \omega_0 \frac{0,848}{\sqrt{(aL/b) + 0,205}},$$

где ω_L — скорость воздуха в струе на расстоянии L от выходного отверстия насадки, м/с; ω_0 — скорость воздуха в насадке, м/с; a — коэффициент турбулентности; b — ширина насадки, м; L — расстояние от насадки до места измерения скорости воздуха, м.

Вычисленная скорость ω_L потока является осевой скоростью, т. е. скоростью внутреннего ядра струи.

В загруженной камере она снижается за счет смешения основного и отраженного потоков от продукта. Поэтому для определения осевой скорости у поверхности полутуши в загруженной камере в расчетную формулу для свободной струи вводят поправочный коэффициент 0,45 при начальной скорости более 7 м/с и 0,7 — при скорости менее 7 м/с.

Количество насадок выбирают исходя из потребной массы воздуха для обработки 1 т груза, а также исходя из возможности создания

равномерного поля скоростей для движения воздуха у продукта. Наиболее эффективный теплообмен достигается при установке насадок в виде сопел (6 шт. на 1 м для охлаждения и 9 шт. на 1 м для замораживания) или радиальных щелей на круглых воздуховодах, или поперечных щелей (по отношению к подвесным путям) для ложных потолков.

Для камер холодильной обработки теплота, отводимая воздухом от продукта, составляет 80—90% от общей тепловой нагрузки. При равномерном распределении воздуха температура воздуха в поперечном сечении камеры должна изменяться одинаково. Это достигается только при большой кратности циркуляции воздуха, равной 100—120 объемам воздуха камеры за час для камер охлаждения и 150—160 — для камер замораживания. В пересчете количества воздуха, приходящегося на 1 т продукта, это приблизительно соответствует 2700 кг/ч для камер охлаждения и 4000—4500 кг/ч — для камер замораживания. Если камеры предназначены для термической обработки мяса в полутушах, то количество движущегося воздуха на уровне бедер полутуш определяют по зависимости

$$G_L = G_0 \cdot 2,18 [(aL/b) + 0,29],$$

где G_0 — общее количество воздуха, выходящего из насадок.

Эффективность воздухораспределения с помощью насадок определяют по формуле

$$\epsilon = (i_2 - i_1)/(i_3 - i_1) \approx (t_2 - t_1)/(t_3 - t_1),$$

где i_1, i_2, i_3 — энтальпии воздуха, соответственно поступающего в камеру; после смешения основного потока с частью воздуха и участвовавшего в теплообмене с продуктом; между продуктом в свободном пространстве, кДж/кг; t_1, t_2, t_3 — температуры воздуха для тех же условий.

Для бесканального воздухораспределения $\epsilon \approx 0,5$, для одноканального воздухораспределения с насадками в виде сопел или радиальных щелей $\epsilon \approx 0,8 - 0,85$.

Если задаться подогревом воздуха, прошедшего у продукта, то общее количество воздуха, циркулирующего в камере, определяют из выражения

$$G_k = Q_0 / (c_p' \Delta t),$$

где Q_0 — тепловая нагрузка камеры, Вт; c_p' — теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К); Δt — подогрев воздуха вблизи продукта, принимаемый не более 1°С.

Поскольку часть воздуха не вступает в теплообмен с продуктом (байпасируется), через насадки нужно выпускать большее его количество $G'_0 = G_0/\epsilon$, где G_0 — количество воздуха, вытекаемого из насадок.

При этом конструкцию воздухораспределителя и размеры сопел не изменяют, просто в этом случае возрастают значения скорости ω_0 и ω_L .

СПОСОБЫ УВЛАЖНЕНИЯ ВОЗДУХА

Увлажнение воздуха направлено на увеличение его относительной влажности и достигается искусственным добавлением водяных паров в воздушную среду, чаще всего в поток воздуха после воздухоохладителя.

Для увлажнения воздуха применяются следующие способы: подача в камеру тонкораспыленной воды; подача в камеру перегретого водяного пара; сублимация инея с поверхности приборов во время их отключения от системы охлаждения; использование влаги, испаряющейся из водных растворов солей либо гидрофильных жидкостей в процессе восстановления их концентрации с целью дальнейшего использования для орошения поверхностей воздухоохладителей и для предотвращения инееобразования; испарение влаги с поверхности насадок, орошаемых водными растворами солей либо гидрофильных жидкостей; сублимация льда с поверхности ледяных экранов; использование влаги наружного воздуха; термодинамический подвод влаги наружного воздуха путем сжатия и расширения смеси камерного и наружного воздуха.

Подача в камеру распыленной воды специальными форсунками позволяет увлажнять воздух, поскольку часть воды испаряется благодаря разности парциальных давлений пара на поверхности мелкодисперсных капель воды и водяного пара в увлажняемом воздухе.

В процессе увлажнения воздуха тонкораспыленной водой ее (рис. IX.3, а) температура может быть:

а) выше температуры воздуха по сухому термометру t_k ; тогда температура и энтальпия воздуха будут возрастать (процесс 1—6);

б) выше температуры воздуха по мокрому термометру t_m , но ниже температуры воздуха t_k ; в этом случае температура воздуха понижается, а его энтальпия повышается (процесс 1—5);

в) равна пределу охлаждения воздуха t_m — температура воздуха при практически неизменной энтальпии понижается (процесс 1—4);

г) выше точки росы t_p , но ниже предела охлаждения воздуха t_m — температура и энтальпия воздуха понижаются (процесс 1—3).

Этот способ используют в установках кондиционирования воздуха, а также на фруктоовощехранилищах. В низкотемпературных камерах распыление капельной влаги не применяют из-за опасности замерзания воды в подводящих трубопроводах и распылителях.

Увлажнение воздуха перегретым водяным паром связано с его транспортировкой в камеру по трубопроводу, где неизбежны частичная конденсация пара и выброс воды в зоне увлажнения воздуха. Увлажнение воздуха в камере с помощью водяного пара применяют при хранении яиц.

Процесс смешения водяного пара с воздухом изображен на рис. IX.3, б в диаграмме $d—I$ отрезком 1—2 (процесс протекает практически по изотерме).

К недостаткам увлажнения воздуха водяным паром относятся: большие потери чистого водяного пара при его транспортировке; сложность конструктивного исполнения системы увлажнения; зна-

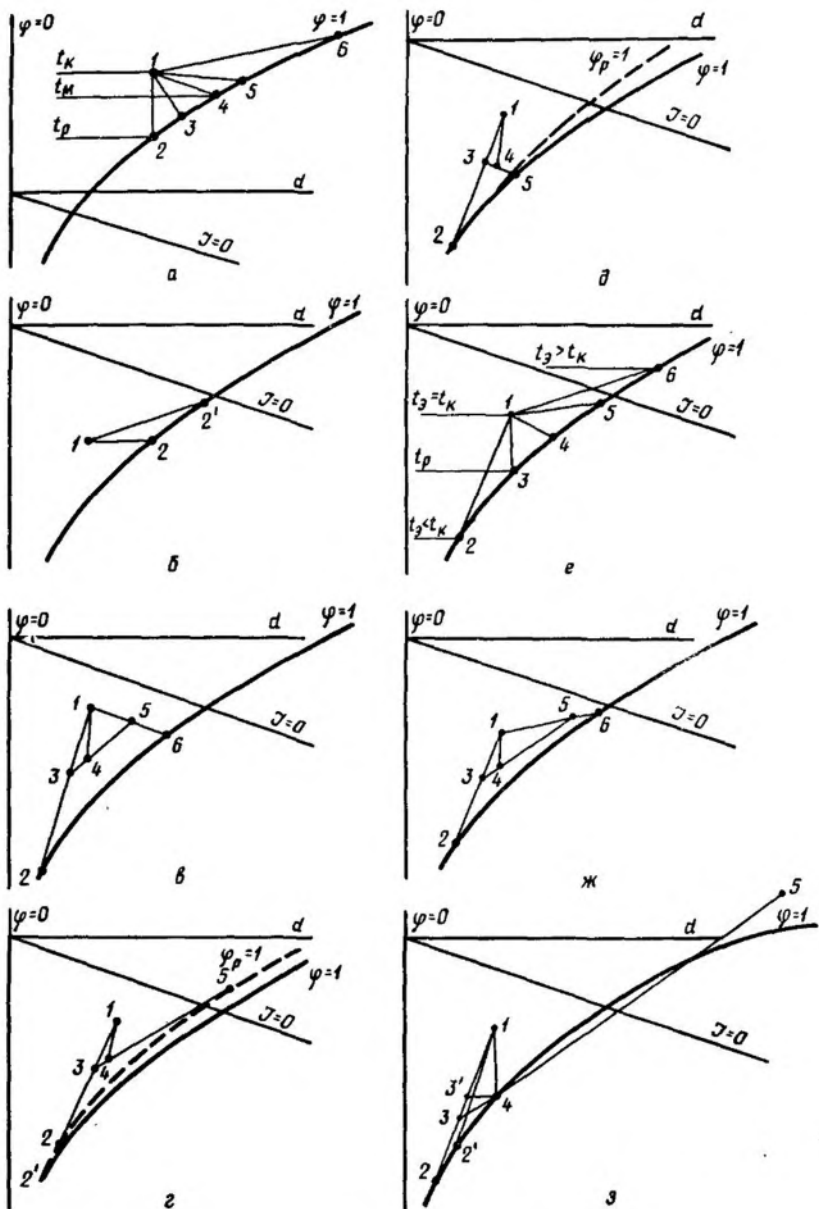


Рис. 1X.3. Процессы изменения состояния воздуха в $d-l$ -диаграмме при увлажнении:

а — при подаче в камеру тонкораспыленной воды; б — при подаче в камеру перегретого пара; в — при сублимации льда с поверхности охлаждающих приборов, отключенных по хладагенту; г — при использовании влаги регенерации водных растворов солей либо гидрофильных жидкостей, орошающих воздухоохладители; д — при испарении влаги с поверхности насадок, орошаемых водными растворами солей либо гидрофильных жидкостей; е — при сублимации льда с поверхности ледяных экранов; ж — при использовании влаги наружного воздуха; з — при термодинамическом подводе влаги наружного воздуха путем сжатия и расширения смеси камерного и наружного воздуха.

чительный расход энергии на приготовление чистого водяного пара и особенно на компенсацию его потерь в холодном контуре; плохая усвояемость водяного пара, что затрудняет его дозирование, а также приводит к осаждению мелких ледяных кристаллов на продукте; специфический резкий запах пара, производимого в промышленных котлах; сложность эксплуатации установки, вызванная тем, что вода, используемая для питания парогенератора, содержит соли.

Отличительной особенностью *увлажнения воздуха посредством сублимации инея* является разделение охлаждающей поверхности воздухоохладителя (прибора охлаждения) на активную и пассивную зоны¹. Под активной зоной охлаждающей поверхности понимают нормально работающий воздухоохладитель или батарею, под пассивной — охлаждающую поверхность, отключенную от подачи жидкого и отсоса парообразного хладагента. Это необходимо для интенсификации процессов сублимации инея. После очистки поверхности охлаждения от инея поверхности переключают для работы, тогда как другие отключают для сублимационного оттаивания и увлажнения воздуха. Смешивая воздух, обработанный в активной зоне, с воздухом пассивной зоны, получают смесь с более высоким влагосодержанием.

К недостаткам данного способа относится малая эффективность сублимации инея. Осаждение инея в активной зоне происходит быстрее, чем его сублимация с пассивной зоны. Процессы изменения состояния воздуха в активной и пассивной зонах изображены на рис. IX.3, в.

Температура воздуха в активной зоне понижается (точка 3) в результате тепло- и влагообмена с теплопередающей поверхностью (точка 2). Состояние воздуха в пассивной зоне характеризуется точкой 5. Температура поверхности пассивной зоны аппарата обозначена точкой 6.

На рис. IX.3, ж изображены процессы изменения состояния в активной и пассивной зонах для случая, когда к пассивной зоне подводится внешнее тепло с целью интенсификации сублимации инея.

Применяют также способ обработки воздуха, при котором наряду с охлаждением его в воздухоохладителе происходит увлажнение в специальной насадке в результате контакта воздуха с орошаемой жидкостью на поверхности насадок. Если орошаемая жидкость имеет концентрацию, соответствующую температуре замерзания, близкой к температуре воздуха, возможно увлажнение, так как парциальное давление водяного пара в воздухе меньше давления насыщения при температуре пленки, и вода из раствора будет испаряться. Состояние воздуха, поступающего в аппарат, характеризуется точкой 1 на рис. IX.3, г. Направление линии процесса охлаждения и осушения воздуха 1—2 в орошаемом воздухоохладителе зависит от температуры и концентрации орошающей жидкости. Точка 3 характеризует состояние воздуха на выходе из воздухоохладителя. Увлажнение и частичный подогрев воздуха осуществляются орошаемой жидкостью

¹ Способ предложен датским ученым Кройером.

в насадке, расположенной над воздухоохладителем. Этот процесс протекает по линии 3—5 до состояния воздуха на выходе из такого аппарата, характеризуемого точкой 4. Отрезок 4—1 изображает процесс изменения состояния воздуха в охлаждаемом помещении. В зависимости от требуемого температурно-влажностного режима в охлаждаемом помещении температура в точке 4 может быть смещена вправо либо влево, а также вверх либо вниз путем изменения рабочей температуры, концентрации и расхода орошающей жидкости в воздухоохладителе и насадках.

Способ *увлажнения воздуха в камере влагой, испаряющейся из водных растворов солей*, можно осуществлять при условии, когда концентрация рассола будет соответствовать температуре замерзания, близкой либо равной температуре воздуха в камере. Постоянное значение концентрации обеспечивается непрерывным добавлением в систему дробленого водного льда, инея либо воды. В противном случае при контакте воздуха с концентрированным раствором он будет осушаться.

Процессы изменения состояния воздуха для этого случая изображены на рис. IX.3, д.

Состояние воздуха, поступающего из камеры в охлаждающее пространство, характеризуется точкой 1. Точка 2 характеризует состояние воздуха у поверхности воздухоохладителя, точка 3 — на выходе из него и на входе в увлажнитель, представляющий собой пакет насадок, орошаемый рассолом. Точка 5 характеризует состояние воздуха у поверхности насадки, в которой он увлажняется и незначительно охлаждается (линия 3—5). Точка 4 характеризует состояние воздуха на входе в камеру. Изменение состояния воздуха в камере происходит по линии 4—1.

*Сублимация льда из поверхности ледяных экранов*¹ широко применяется в камерах хранения неупакованных мороженных продуктов для увлажнения воздуха. Этот способ можно назвать пассивным в отличие от способа увлажнения воздуха паром или водой, так как интенсивность увлажнения зависит от количества теплоты, поступающей в камеру через наружные ограждения и затраченной на сублимацию льда. Сущность способа заключается в том, что в камере вдоль внутренней поверхности теплых стен на расстоянии 100—200 мм от них устраивают каркас, на который натягивают материал, а затем намораживают водный лед толщиной 30—40 мм. Таким образом, между стенкой и ледяным экраном образуется пространство, которое называют продухом. Иногда в продухе располагают охлаждающие приборы. На рис. IX.3, е изображены процессы изменения состояния воздуха в камере в зависимости от температуры поверхности ледяных экранов t_3 (точки 2, 3, 4, 5, 6). Если температура поверхности экранов ($t_3 > t_k$) больше температуры воздуха в камере (t_k), то происходит увлажнение камерного воздуха путем сублимации льда.

¹ Теоретические основы тепло- и массообмена для условий сублимации льда разработал В. Ф. Коляка.

При $t_3 \leq t_p$ на ледяном экране осаждается иней, а камерный воздух осушается, что сопровождается усушкой продукта в камере хранения.

Точка 1 характеризует состояние камерного воздуха до контакта его с поверхностью ледяных экранов.

Способ увлажнения камерного воздуха с использованием влаги наружного воздуха (предложен Т. Ф. Черновым, Г. К. Мнацакановым и В. Ф. Коляка). Для этого небольшое количество воздуха с более высоким влагосодержанием (наружный воздух либо воздух, специально приготовленный в установке) добавляют в воздушный поток на выходе или входе в воздухоохладитель. В результате смешения потоков относительная влажность воздуха, поступающего в камеру, повышается до 100%. Воздух может быть даже перенасыщен влагой, если подается много наружного воздуха для смешения после воздухоохладителя.

Процессы изменения состояния воздуха в холодильной камере для случая, когда наружный воздух подается после воздухоохладителя, показаны на рис. IX.3, ж. Процесс охлаждения и осушения воздуха в воздухоохладителе идет по линии 1—2 до точки 3. Состояние наружного воздуха характеризуется точкой 5. Этот воздух подмешивают к основному воздушному потоку, выходящему из воздухоохладителя. Параметры воздушной смеси, поступающей в камеру, определяются точкой 4, находящейся на пересечении прямой 3—5 с линией $\phi = 1$ в случае увлажнения воздуха. Точка 3 характеризует состояние воздуха, выходящего из воздухоохладителя, в случае отсутствия увлажнения; точка 2 соответствует температуре теплопередающей поверхности воздухоохладителя.

Термодинамический подвод влаги наружного воздуха заключается в следующем. Наружный воздух через патрубок вместе с воздухом из камеры засасывается компрессором, а затем вновь нагнетается в камеру по трубопроводу, проложенному внутри воздуховода, по которому протекает воздух после воздухоохладителя. В результате теплообмена происходит предварительное охлаждение сжатого воздуха.

На выходе из трубы сжатый воздух подвергается адиабатному расширению, и в результате образуется насыщенный или перенасыщенный влагой воздух.

Сложность процесса увлажнения (большие количества наружного и камерного воздуха необходимо сжимать компрессором, а затем расширять специальным устройством), а также внесение теплоты наружного воздуха и теплоты, эквивалентной работе компрессора, в камеру несколько ограничивают применение данного способа для низкотемпературных камер холодильников.

Описанные способы увлажнения воздуха в камерах холодильников не в одинаковой мере эффективны. Их выбор должен проводиться с учетом технико-экономических расчетов и возможности технической реализации. В любом случае при использовании их для камер хранения неупакованных грузов усушку можно уменьшить на 20—30 %, что дает большой экономический эффект.

СИСТЕМЫ ОТВОДА ТЕПЛОТЫ КОНДЕНСАЦИИ В ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

ВИДЫ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ КОНДЕНСАТОРОВ И ВОДООХЛАДИТЕЛЕЙ

Применяют следующие системы охлаждения: водяную, воздушную и испарительную.

При *водяной системе охлаждения* вода служит промежуточным теплоносителем, с помощью которого теплота, выделяемая при конденсации хладагента, отводится в воздух.

При *воздушной системе охлаждения* теплота, выделяемая в конденсаторе холодильной установки, отводится непосредственно в воздух.

Испарительная система охлаждения конденсаторов является комбинацией водяной и воздушной систем охлаждения и представляет собой аппарат, в котором совмещены процессы охлаждения элементов конденсаторов водой и охлаждения этой воды воздухом.

До настоящего времени наиболее широко применяют водяную систему охлаждения конденсаторов, обеспечивающую высокую интенсивность теплообмена при контакте воды с поверхностью и позволяющую использовать компактную теплообменную аппаратуру. Однако такая система охлаждения предусматривает применение водоохладителей для передачи теплоты от воды к воздуху.

Система испарительного охлаждения конденсаторов менее эффективна, чем водяного из-за более низких значений коэффициентов теплоотдачи (от пленки воды к воздуху). Вместе с тем такая система охлаждения позволяет совместить собственно конденсатор и устройство для охлаждения воды в одном аппарате и сократить расходы потребляемой воды.

Для воздушного охлаждения характерна пониженная по сравнению с рассмотренными конденсаторами интенсивность теплообмена между их поверхностью и воздухом. Однако простота системы воздушного охлаждения, а также острая необходимость экономии пресной воды заставляют переходить к воздушному охлаждению конденсаторов.

В системах обратного охлаждения воды передача теплоты от воды к воздуху происходит одновременно посредством конвективного лучистого и испарительного охлаждения. Лучистой составляющей теплового потока для вентиляторных градирен, как правило, пренебрегают. Ее учитывают только в охладителях, когда открытая поверхность воды подвергается воздействию солнечной радиации, но последние почти не применяют в холодильной технике. Летом на испарение затрачивается до 90% теплоты, отдаваемой водой, зимой, когда доля конвективного теплообмена повышается, — до 30—50%.

Поверхностное испарение жидкости при температуре ее ниже температуры кипения возможно, когда парциальное давление водяного пара p''_n в слое его, образующемся у поверхности жидкости,

больше парциального давления водяного пара p_n в основной массе влажного воздуха.

Разность парциальных давлений $\Delta p = p_n^* - p_n$ является «движущей силой», благодаря которой пар, образующийся при испарении воды, переносится в основную массу воздуха. Таким образом, интенсивность работы водоохладителей в большей степени зависит от следующих факторов: скорость движения воздуха в аппарате; площадь поверхности контакта между водой и воздухом; разность парциальных давлений водяного пара у поверхности воды и воздуха; скорость ветра, от которой зависит коэффициент массоотдачи в охладителях с естественной конвекцией.

В холодильной технике для охлаждения конденсаторов применяют следующие виды водоохладителей: брызгальные бассейны, открытые градирни (брызгальные, капельные и пленочные), вентиляторные градирни (форсуночные, капельные и пленочные).

ВОДООХЛАДИТЕЛИ

Расчет водоохладителей

Порядок расчета зависит от условий тепло- и массообмена, протекающего в водоохладителе (характера контакта воды с воздухом). По этому признаку их можно разделить на две группы: устройства, в которых можно определить площадь поверхности контакта воды и воздуха (охлаждаемые пруды, пленочные градирни, градирни с плоскими насадками); устройства, где вода находится в виде капель, а площадь поверхности соприкосновения воды с воздухом определить невозможно (форсуночные вентиляторные градирни, брызгальные бассейны).

Расчет пленочной градирни. При расчете задают тепловой поток конденсатора Q_K (в кВт). Необходимо определить количество циркулирующей воды, площадь поверхности водоохладителя и температуру воды, выходящей из охладителя.

Расчет сводится к следующему: составляют тепловой баланс градирни, без учета теплоты, уносимой из градирни с испарившейся водой;

$$Q_K = V_{вд} (t_{вд 2} - t_{вд 1}) c_{вд} \rho_{вд} = L_{град} \rho_{в} (i_{в2} - i_{в1}), \quad (X.1)$$

где Q_K — теплота конденсации, кВт; $V_{вд}$ — количество циркулирующей воды, м³/с; $t_{вд 2}$ и $t_{вд 1}$ — температура воды на входе и выходе из градирни, °С; $c_{вд}$ — теплоемкость воды, кДж/(кг·К); $L_{град}$ — производительность вентилятора градирни, м³/с; $\rho_{вд}$ и $\rho_{в}$ — плотность воды и плотность воздуха, кг/м³; $i_{в1}$ и $i_{в2}$ — удельная энтальпия воздуха на входе и выходе из градирни, кДж/кг.

Предварительно определяют $V_{вд}$ и $L_{град}$ и параметры воздуха и воды на выходе из градирни $t_{вд 1}$; $t_{вд 2}$.

Они зависят прежде всего от совершенства конструкции градирни как теплообменного аппарата. Самая низкая температура воды, которую можно получить в градирне с бесконечно большой поверхностью теплообмена, равна температуре воздуха по мокрому термо-

метру t_m . В реальных условиях $F_{\text{град}} \neq \infty$, поэтому вода в градирне охладится до температуры, немного более высокой (на 3—4° С) чем температура t_m .

Отношение действительного охлаждения воды к теоретически возможному называют коэффициентом эффективности градирни

$$\eta = (t_{\text{вд2}} - t_{\text{вд1}}) / (t_{\text{вд2}} - t_m).$$

Ориентировочное значение этого коэффициента для охладителей различного типа приведено в табл. X.1.

Таблица X.1

Охладитель	Удельная тепловая нагрузка q_F , кВт/м ²	Удельная гидравлическая нагрузка, 10 ³ нм ³ / (м ² ·с)	Коэффициент эффективности η
Брызгальный бассейн	2,5—6,5	0,2—0,3	0,35—0,4
Градирня			
открытая брызгальная	8,0—20	0,7—1,0	0,45—0,55
открытая капельная	10—30	0,8—1,4	0,60—0,75
вентиляторная	40—50	1,5—2,5	0,75—0,85

Задаваясь величиной охлаждения воды в градирне и ее эффективностью, можно вычислить температуру воды на выходе из градирни и на входе в нее

$$t_{\text{вд2}} = t_m + \Delta t_{\text{вд}} / \eta; \quad (\text{X.2})$$

$$t_{\text{вд1}} = t_{\text{вд2}} - \Delta t_{\text{вд}}. \quad (\text{X.3})$$

Выбор градирни обычно производится по требуемой площади поперечного сечения $F_{\text{п. сеч}}$ (в м²), которую определяют по формуле

$$F_{\text{п. сеч}} = Q_k / q_F, \quad (\text{X.4})$$

где q_F — удельная тепловая нагрузка (см. табл. X.1).

Более сложный случай, когда нет значений η для рассматриваемой градирни (пленочная с регулярной насадкой из плоскопараллельных пластин).

В этом случае расчет ведут по уравнению Меркеля, который получил его, решая дифференциальное уравнение тепло- и массообмена для элемента поверхности воды, омываемой воздухом. В окончательном виде уравнение имеет вид

$$dQ = \sigma (i_v'' - i) dF, \quad (\text{X.5})$$

здесь σ — коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности влагосодержаний, кг/(м²·с); i_v'' — энтальпия насыщенного воздуха при температуре воды, кДж/кг; i — энтальпия воздуха, кДж/кг.

Использовать уравнение (X.5) трудно из-за необходимости применения аналитической зависимости изменения энтальпий i_v'' и i .

Для упрощения этого уравнения в качестве движущей силы процесса переноса теплоты и влаги принимают среднюю разность энтальпий $\Delta i_{ср}$ (кДж/кг), вычисляемую так же, как и среднюю разность температур для различных схем движения сред (противоток, прямоток). Тогда

$$Q = G \Delta i_{ср} F_{град},$$

где $F_{град}$ — площадь поверхности контакта между водой и воздухом, м².

По этому уравнению рассчитывают $F_{град}$, предварительно вычислив $\Delta i_{ср}$ для определенной схемы потока сред. В величину $\Delta i_{ср}$ входит величина $i_{в,ср}^*$, по которой и определяют среднюю температуру воды в градирне, а расчет параметров воды на входе и выходе из градирни рассчитывают по формулам (X.2), (X.3).

При расчете открытых водоохлаждающих устройств, для которых трудно определить параметры выходящего из аппарата воздуха, применяют коэффициент охлаждения

$$U = c_{вд} \Delta t_{вд} / (i_{в,ср}^* - i_1),$$

здесь $c_{вд}$ — удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К); $\Delta t_{вд}$ — подохлаждение воды, °С; $\Delta t_{вд} = t_{вд2} - t_{вд1}$; $i_{в,ср}^*$ — энтальпия насыщенного воздуха при средней температуре воды, кДж/кг; i_1 — энтальпия воздуха на входе в водоохладитель, кДж/кг.

Взаимосвязь между коэффициентом охлаждения U и коэффициентом массоотдачи σ можно представить в виде

$$U = \sigma' F / G_{вд},$$

где σ' — коэффициент массоотдачи, кг/(м²·с), отнесенный к разности энтальпий, $i_{в,ср}^* - i_1$; $G_{вд}$ — массовый расход воды в водоохладителе, кг/с.

Исходя из приведенных зависимостей уравнение для потока теплоты в водоохладителе можно записать в другом виде

$$Q = G_{вд} c_{вд} \Delta t_{вд} = G_{вд} u (i_{в,ср}^* - i_1).$$

Если известно значение u (из эксперимента или таблиц), то можно рассчитать среднюю энтальпию насыщенного воздуха, а по ней определить среднюю температуру воды в градирне.

Расчет брызгального бассейна. При определении размеров брызгального бассейна исходят также из заданного значения общего теплового потока Q_R , количества циркулирующей воды $G_{вд}$, плотности теплового потока $q_F = Q/F_0$ и плотности орошения $q_{вд} = G_{вд}/F_0$, где F_0 — горизонтальное сечение устройства. Величины q_F и $q_{вд}$ оценивают интенсивность работы охладителя. Так как трудно определить площадь контактов воды и воздуха, то общие потоки теплоты и воды относят к площади горизонтального сечения устройства F_0 , т. е. к «зеркалу воды».

В открытых брызгальных бассейнах необходимо учитывать плотность теплового потока от солнечной радиации q_s (кВт/м²). Для расчета необходимо также знать температуру воздуха по влажному

термометру t_m , скорость ветра w , а также давление перед форсунками p . Для оценки гидравлической характеристики водоохлаждающих устройств используют также величину $H_{вд} = V_{вд}/F_0$.

Плотность теплового потока q_F и плотность орошения $q_{вд}$ водоохлаждающего устройства связаны между собой уравнением теплового баланса $q_F = c_{вд} q_{вд} \Delta t_{вд}$.

Достижимый эффект в водоохлаждающих устройствах оценивают также величинами коэффициента охлаждения или коэффициента эффективности η .

Количество форсунок можно определить по формуле $n = V_{вд}/q_{ф}$, где $q_{ф}$ — производительность одной форсунки; ориентировочно $q_{ф} = (1,4 \div 3,5) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Температуру воды, уходящей из бассейна, вычисляют по формуле X.3 по известному значению η из табл. X.1.

Конструкции водоохладителей

Брызгальные бассейны являются искусственными водоемами, охлаждение воды в которых осуществляется путем разбрызгивания ее с помощью форсунок. Бассейны выполняют в виде прямоугольника, ориентированного большей стороной перпендикулярно к господствующему направлению ветра. Ширина бассейна не должна превышать 40 м. Бассейны располагают на земле (рис. X.1) или на крыше здания. В последнем случае обычно применяют специальные жалюзи высотой 3,0 и 3,5 м для уменьшения уноса воды. Вода разбрызгивается форсунками, которые устанавливают на высоте 0,8 — 1,5 м над уровнем воды в бассейне. Взаимное расположение форсунок определяется плотностью орошения и производительностью одной форсунки. При наличии жалюзийного ограждения расстояние от форсунок до края бассейна должно быть не менее 4 м, а без жалюзи — не менее 7 м. В брызгальных бассейнах применяют центробежные тангенциальные или винтовые форсунки с выходными отверстиями диаметром 20—32 мм. При напоре перед ними 50—70 кПа производительность их изменяется в пределах 1,3—3,5 кг/с.

Плотность теплового потока брызгальных бассейнов составляет 1—4 кВт/м² при плотности орошения от 0,10 до 0,25 кг/(м²·с). Потери от испарения и уноса капель достигают 3—5% от количества воды, циркулирующей в системе. Производительность бассейнов, применяемых для холодильных установок, составляет 30—300 кг/с.

Открытые градирни представляют собой устройства, в которых водоохлаждающий эффект достигается либо при разбрызгивании воды с помощью форсунок (брызгальные градирни), либо при орошении ею специальной поверхности (капельные градирни). В открытых градирнях циркуляция воздуха осуществляется в основном за счет силы ветра.

Брызгальная градирня (рис. X.2) является сборником воды, окруженным жалюзийным ограждением. Форсунки устанавливают на высоте 2—4 м над уровнем воды в поддоне. Увеличение этой высоты,

но лишь до определенного значения, интенсифицирует теплообмен и увеличивает охлаждение воды. Охлаждение воды после выхода из форсунки происходит наиболее интенсивно на начальном участке ее движения, чему способствуют высокая разность температур между водой и воздухом, а также начальная скорость капель. При достижении каплями воды установившейся скорости движения интенсивность теплообмена снижается. В связи с этим увеличивать высоту установки сопел более 4 м нецелесообразно.

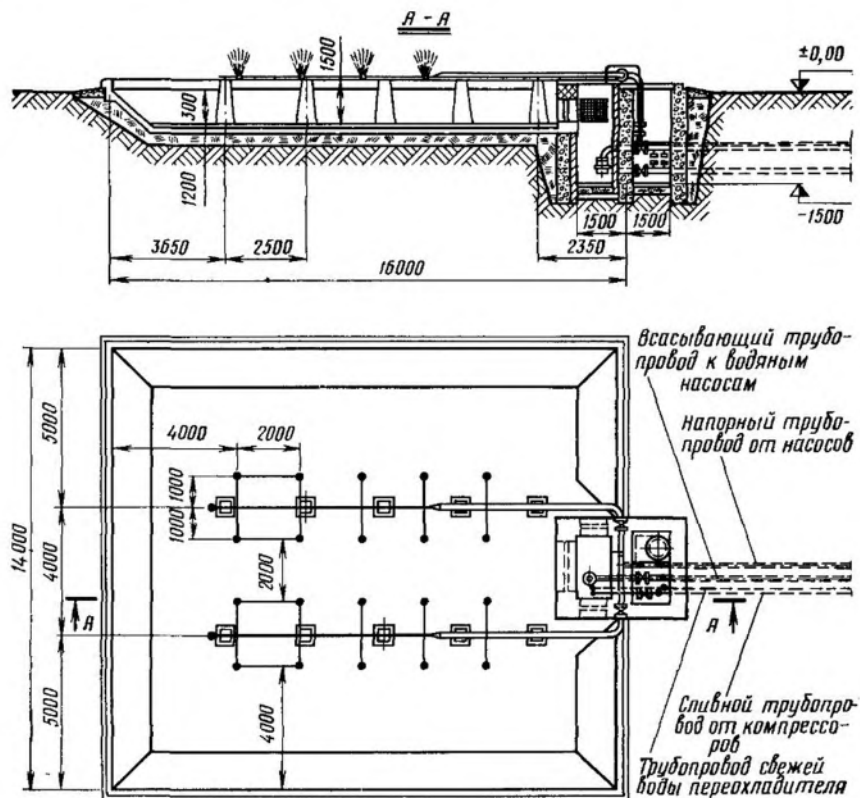


Рис. X.1. Наземный брызгальный бассейн.

Малые градирни (площадью до 6 м^2) имеют в плане форму квадрата. Более крупные — форму прямоугольника, меньшая сторона которого не превышает 5 м. Длинная сторона прямоугольной градирни располагается нормально к господствующему направлению ветра. Плотность теплового потока градирен составляет $5\text{--}20 \text{ кВт/м}^2$ при плотности орошения $0,5\text{--}2 \text{ кг/м}^2\text{с}$. Подохлаждение воды достигает $2\text{--}4^\circ \text{С}$. Коэффициент охлаждения μ брызгальных градирен определяется высотой установки сопел форсунок и составляет $0,5\text{--}0,6$ для высоты 2 м и $0,8\text{--}0,9$ — для высоты 4 м.

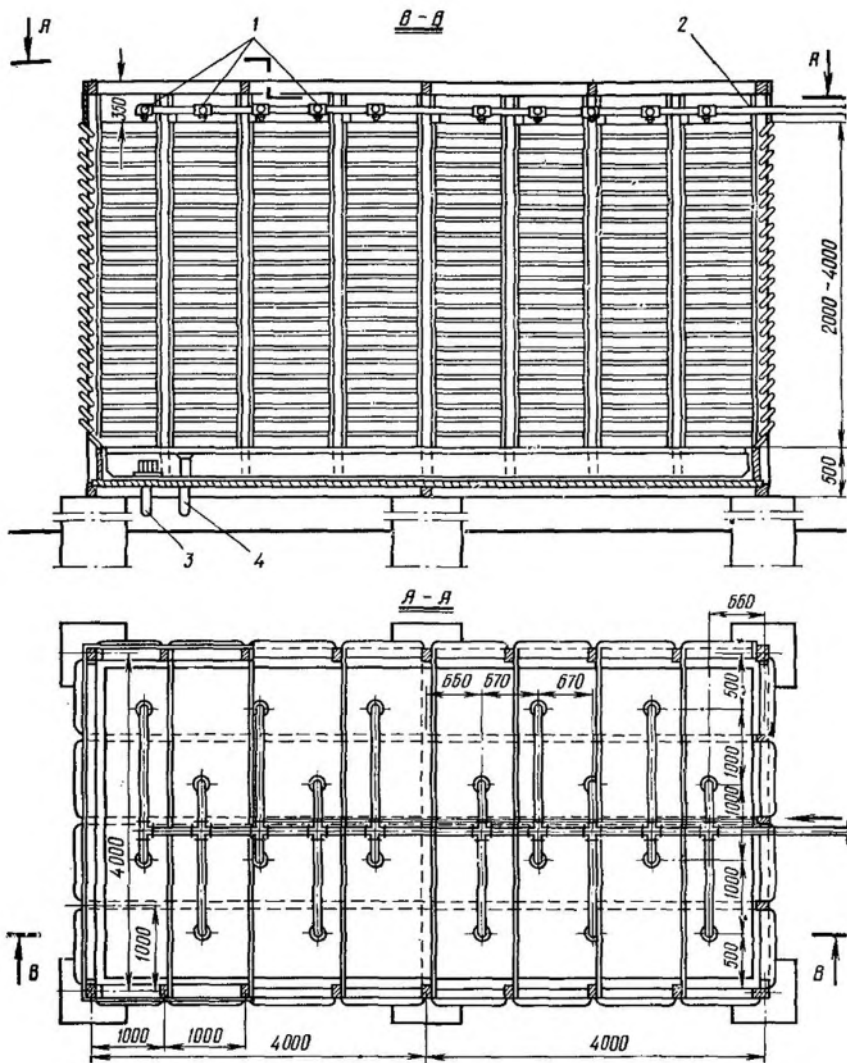


Рис. X.2. Брызгальная градирня:

1 — форсунки; 2 — труба для подвода теплой воды; 3 — труба для отвода охлажденной воды; 4 — переливной трубопровод.

Капельные градирни (рис. X.3) состоят из оросительного устройства, водораспределителя, жалюзийного ограждения и водосборного резервуара. Оросительное устройство (решетник) выполняют из деревянных брусков треугольного или прямоугольного сечения, укладываемых в 8—12 ярусов по высоте градирни на расстоянии 0,5 — 1,0 м друг от друга. Для того чтобы вся поверхность оросителя равномерно смачивалась, направление брусков в каждом ярусе

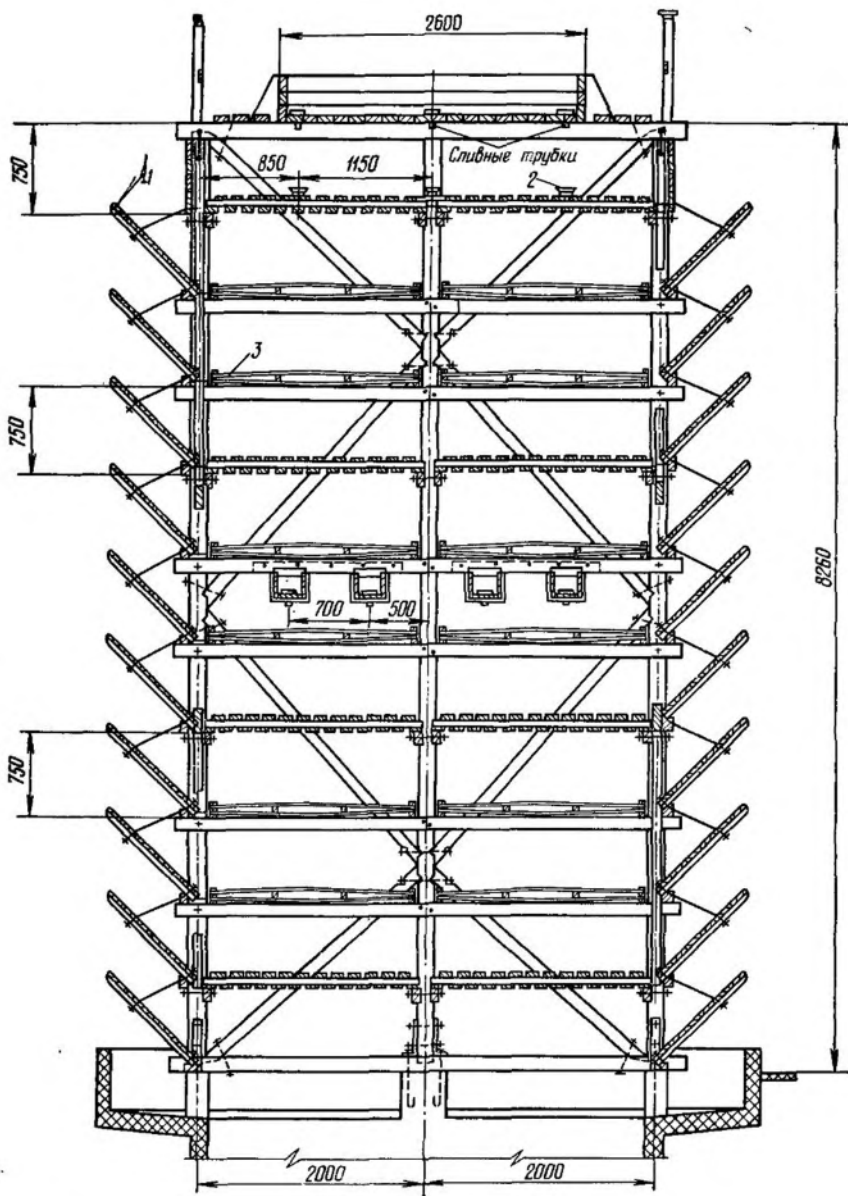


Рис. X.3. Капельная градирия:

1 — жалюзи; 2 — розетки; 3 — шит решетки.

изменяется на 90° по сравнению с соседними ярусами. Летом воду подают в верхнее оросительное устройство, зимой во избежание замораживания ее — в нижнее, расположенное в нижней части гра-

дирни. При подохлаждении воды до 5°C и изменении плотности орошения в пределах $0,7 - 1,6 \text{ кг/м}^2\text{с}$ плотность теплового потока достигает 25 кВт/м^2 .

Вентиляторные градирни представляют собой водоохлаждающие устройства, в которых вода вступает в контакт с воздухом, подаваемым вентилятором.

Вентиляторные градирни включают в себя корпус, орошаемую насадку, водораспределительное устройство, каплеотделитель и вентилятор. По типу орошаемой насадки градирни бывают форсуночные, с кольцами Рашига, пленочные. В крупных пленочных градирнях в качестве оро-

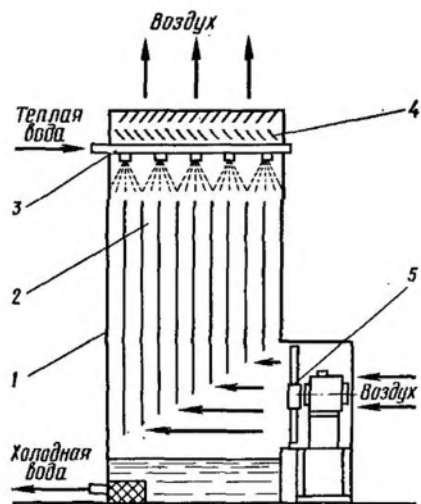


Рис. X.4. Вентиляторная градирня с нижним расположением вентилятора:

1 — кожух; 2 — орошаемая насадка; 3 — оросительное устройство; 4 — каплеотделитель; 5 — вентилятор.

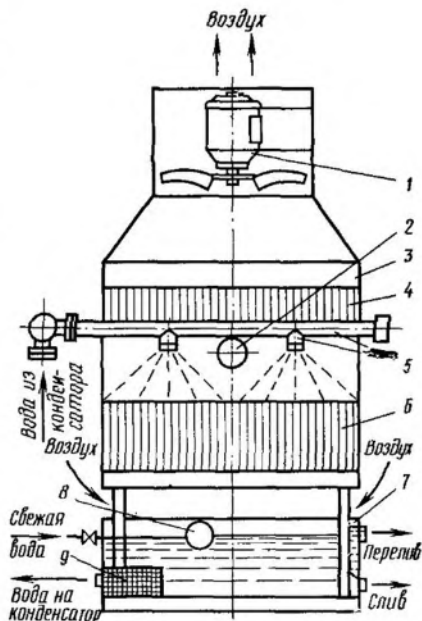


Рис. X.5. Вентиляторная градирня с верхним расположением вентилятора:

1 — вентилятор; 2 — смотровой люк; 3 — корпус; 4 — каплеотделитель; 5 — водораспределитель; 6 — насадка; 7 — резервуар охлажденной воды; 8 — поплавковое устройство; 9 — фильтр.

шаемой насадки используют деревянные или асбоцементные щиты, располагаемые на расстоянии $20-50 \text{ мм}$ друг от друга. Насадку из деревянных брусков и колец Рашига из-за ее повышенного аэродинамического сопротивления используют реже.

В настоящее время наибольшее распространение получили пленочные градирни, насадки которых имеют регулярную структуру в виде коротких вертикальных каналов с эквивалентным диаметром $1,5-5 \text{ мм}$. В качестве материала для изготовления поверхности используют бумагу, пропитанную эпоксидной смолой, алюминиевую фольгу или пористую пластмассу. Такая конструкция насадки поз-

воляет в сравнительно малом объеме градирни разместить большую (до 1500—2000 м²/м³) равномерно орошаемую водой поверхность тепло- и массообмена.

Высокая интенсивность тепло- и массообмена в насадках с регулярной капиллярной структурой объясняется непосредственным воздействием потока воздуха на пограничный слой, сформировавшийся у поверхности канала.

Вентиляторные градирни выполняют с нижним (рис. X.4) и верхним (рис. X.5) расположением вентилятора.

Верхнее расположение вентиляторов более предпочтительно, так как при этом распределение воздуха по сечению градирни равномерное и уменьшает возможность его рециркуляции, которая приводит к повышению температуры и относительной влажности основного потока.

Для уменьшения уноса воды из градирни применяют, как правило, механические каплеуловители, представляющие собой сухие насадки, изготовленные из деревянных, пластмассовых либо металлических элементов. Принцип работы каплеуловителей основан на изменении направления потока воздуха, что несколько повышает аэродинамическое сопротивление, но обеспечивает снижение уноса влаги до 0,1% расхода охлаждаемой воды. Благодаря пленочному режиму течения воды и предотвращению ее уноса из аппарата, плотность орошения в таких градирнях может достигать 4—5 кг/(м²·с), что позволяет повысить плотность теплового потока до 60—80 кВт/м².

Водораспределение в градирнях реализуют с помощью форсунок либо устройств, работающих по принципу сегнерова колеса.

Для расчета вентиляторной градирни задают тепловой поток Q (в кВт), расход охлаждаемой воды G_B (в кг/с) и параметры воздуха на входе в аппарат в самое жаркое время года.

В качестве нагнетателей используют низконапорные (150—200 кПа) вентиляторы осевого типа с относительно высоким (60% и более) коэффициентом полезного действия, которые подбирают по результатам полного аэродинамического расчета градирни.

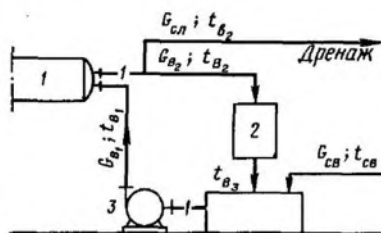


Рис. X.6. Принципиальная схема комбинированного охлаждения конденсатора с помощью градирни и свежей воды:

1 — конденсатор; 2 — градирня; 3 — насос.

Совместная работа водоохлаждателей с конденсаторами

При совместной эксплуатации водоохлаждателя и конденсатора холодильной установки возможно комбинированное охлаждение последнего. Так, при наличии запасов воды (артезианской) часть теплового потока, отводимого в конденсаторе, отдается воздуху в водоохлаждающем устройстве, а часть — воде, сбрасываемой в дренаж после выхода из конденсатора (рис. X.6).

Обычно вода насосом подается в конденсатор, а из него поступает в водоохлаждающее устройство. При этом в бак перед насосом или в поддон водоохлаждающего устройства добавляется небольшое количество воды для компенсации потерь от испарения, уноса и др.

При расчете комплекса, включающего конденсатор, водоохлаждающее устройство, а также источник свежей воды, возможны три случая: определяют расход свежей воды $G_{св}$ (в кг/с) с температурой $t_{св}$ (в °С), которую необходимо добавлять для достижения заданной температуры конденсации t_k (в °С); находят температуру конденсации, которая установится при заданном расходе свежей воды; подбирают водоохлаждающее устройство, обеспечивающее необходимую температуру конденсации при заданных параметрах воздуха и конструкции конденсатора.

Во всех случаях расчета задают тепловой поток конденсатора Q (в кВт), расход воды, проходящей через конденсатор G_v (в кг/с), температуру воздуха по влажному термометру t_m (°С), температуру свежей добавляемой воды $t_{св}$ (в °С), площадь теплопередающей поверхности конденсатора F (в м²), коэффициент теплопередачи конденсатора k (в кВт/м²·К).

КОНДЕНСАТОРЫ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Конструкции конденсаторов

Конденсатор испарительного охлаждения (рис. X.7) представляет собой расположенный в кожухе пучок гладких или оребренных труб, орошаемый рециркулирующей водой и продуваемый воздухом. В целях экономии цельнотянутых труб поверхность конденсатора может быть составлена из листоканальных элементов.

Хорошо обтекаемый профиль панелей позволяет осуществлять тонкопленочное орошение. Малая толщина пленки обеспечивает ее высокую температуру и интенсивную тепло- и массоотдачу с поверхности панелей в воздух. Относительно низкие гидравлические сопротивления панельных поверхностей, как показали исследования С. Ю. Ларьяновского, позволяют увеличить скорость движения воздуха до 5 м/с, в результате чего увеличивается компактность аппарата и снижается его металлоемкость.

В гладкотрубных испарительных конденсаторах используют тру-

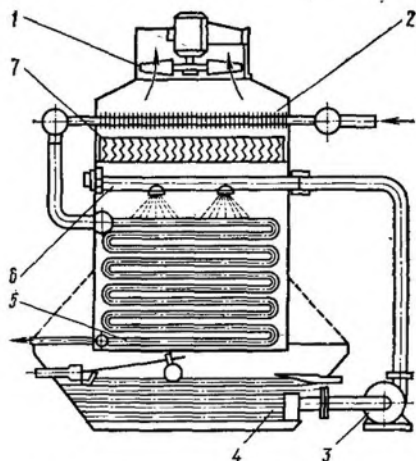


Рис. X.7. Конденсатор испарительного охлаждения:

1 — вентилятор; 2 — форконденсатор; 3 — насос; 4 — резервуар для воды; 5 — теплообменная поверхность; 6 — оросительное устройство; 7 — каплеотделитель.

бы малого диаметра, скомпонованные в виде тесных пучков, что позволяет увеличить их компактность. Так, компактность современного испарительного конденсатора ИК-125, выполненного из пучка труб диаметром $22 \times 1,6$ мм, втрое больше, а масса его вдвое меньше, чем у конденсаторов с трубами диаметром 38×3 мм.

Иногда для интенсификации теплообмена скорость воздуха в узком сечении повышают до 10 м/с. Это требует высокой степени отделения капель воды, чтобы не допускать выноса их за пределы аппарата.

Применение испарительных конденсаторов, выполненных из ребристых труб, требует обязательного смягчения и фильтрации воды, так как удаление «водяного камня» с таких поверхностей затруднено.

Свежая вода, восполняющая убыль циркулирующей воды от испарения и уноса воздухом, добавляется в поддон аппарата. На каждые 1000 кДж отводимой теплоты расход циркулирующей воды составляет 0,005—0,0075 кг/с, расход воздуха — 0,005 — 0,01 м³/с, расход свежей воды — 0,0001 — 0,0003 кг/с, а суммарный расход энергии на вентиляторы и насос 0,005 — 0,0075 кВт·ч.

Процесс теплопередачи, реализуемой в испарительном конденсаторе, включает в себя конденсацию паров хладагента; теплопроводность через стенку трубы и ребра; теплопроводность и конвекцию от поверхности труб и ребер к наружной поверхности пленки воды, покрывающей трубы и ребра; тепло- и массообмен между смоченной поверхностью и потоком воздуха. Наибольшее частное термическое сопротивление создается в зоне контакта воды и воздуха, поэтому температура воды во время работы конденсатора достаточно высока и приближается к температуре конденсации. Уменьшить это термическое сопротивление можно, увеличив скорость движения воздуха (обычно до 3—5 м/с), а также поверхность соприкосновения воды и воздуха (это достигается путем применения оребренных труб).

Расчет конденсаторов

При расчете испарительных конденсаторов обычно пользуются уравнением

$$(1/k') = (1/\alpha_a) + \sum (\delta_i/\lambda_i) + (1/\alpha_{пл}),$$

где k' — коэффициент теплопередачи между конденсирующимся хладагентом и пленкой, Вт/(м²·К); α_a — коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося хладагента к стенке трубы, Вт/(м²·К); $\alpha_{пл}$ — коэффициент теплоотдачи от трубы к пленке воды, Вт/(м²·К); $\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ — суммарные термические сопротивления стенки трубы и загрязнений, м²·К/кВт.

Поскольку коэффициент теплопередачи k' не учитывает основное сопротивление теплопередаче на границе пленка воды — воздух, то площадь поверхности конденсатора F находят с помощью двух уравнений, определяющих тепловой поток от хладагента к воде

$$Q = k' F (t_{\text{х}} - t_{\text{пл}}) \cdot 10^{-3} \quad (\text{X.3})$$

и от пленки к воздуху

$$Q = \sigma F \Delta t_{\text{ср}} \quad (\text{X.4})$$

Здесь t_k — температура конденсации, °C; $t_{пл}''$ — средняя температура пленки воды, °C; σ — коэффициент испарения, кг/(м²·с); $\Delta i_{ср} = \frac{i_2 - i_1}{\ln[(i''_{пл} - i_1)/(i''_{пл} - i_2)]}$ — среднелогарифмическая разность энтальпий, кДж/кг.

Энтальпию воздуха на выходе из аппарата можно определить по зависимости

$$i_2 = i_1 + Q/G,$$

где Q — тепловой поток конденсатора, кВт; G — расход воздуха в аппарате, кг/с.

Энтальпию насыщенного воздуха $i''_{пл}$ можно найти по средней температуре пленки воды $t''_{пл}$. В свою очередь температуру $t''_{пл}$ находят методом подбора или графическим методом (рис. X.8), решая систему уравнений (X.3) и (X.4).

Особенности процесса испарения воды с поверхности пленки затрудняют установление общего коэффициента теплопередачи аппарата и усложняют расчет. Если принять в качестве движущей силы тепло- и массообмена разность средних температур пленки воды и воздуха по влажному термометру, сопротивление «сухому» и «влажному» теплообмену можно выразить одной величиной $1/\alpha_{пр}$ и упростить расчет.

В частности, в расчете испарительного конденсатора из оребренных труб предложено С. Г. Чуклиным применять для характеристики наружного тепло- и массообмена приведенный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{пр} = (\alpha_k / c'_p) [(i''_{пл} - i') / (t''_{пл} - t')],$$

здесь α_k — коэффициент теплоотдачи конвекцией, кВт/(м²·К); c'_p — удельная теплоемкость влажного воздуха, кДж/(кг·К); i' — средняя энтальпия воздуха в аппарате, кДж/кг.

Коэффициент теплопередачи аппарата в этом случае рассчитывается на основании приведенного коэффициента теплоотдачи и коэффициента теплоотдачи со стороны конденсирующегося хладагента

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{пр}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_a}}.$$

Площадь поверхности теплообмена F (в м²) определяют по уравнению $F = Q/k\theta$, где

$$\theta = \frac{t'_2 - t'_1}{\ln \frac{t_k - t'_1}{t_k - t'_2}},$$

здесь t'_1 и t'_2 — соответственно температура воздуха по мокрому термометру на входе в аппарат и на выходе из него.

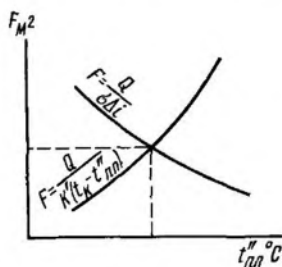


Рис. X.8. К расчету испарительного конденсатора.

Переход к воздушному охлаждению конденсаторов является важнейшей задачей современной холодильной техники, так как в настоящее время для промышленного производства в СССР используется $\frac{1}{3}$ всех водных ресурсов. Применение воздуха в качестве теплоотводящей среды конденсаторов позволяет резко сократить расходы воды и улучшить экологический баланс естественных водоемов. Широкому распространению воздушного охлаждения способствуют значительное сокращение стоимости изготовления и увеличение срока службы воздушных конденсаторов, удорожание стоимости охлаждающей воды, уменьшение степени загрязнения теплообменной поверхности.

Конденсаторы воздушного охлаждения в настоящее время применяют в нефтеперерабатывающей промышленности для конденсации технологических продуктов, в химической — для конденсации продукционного аммиака, в холодильных установках — для конденсации хладагента (или смесей хладагентов).

Конденсаторами воздушного охлаждения могут быть укомплектованы компрессионные холодильные машины, использующие поршневые, ротационные, винтовые компрессоры и турбокомпрессоры, а также абсорбционные и резорбционные холодильные машины.

В зависимости от хладагента конденсаторы подразделяются на аммиачные, пропановые и хладоновые.

По величине теплового потока, отводимого в процессе конденсации, аппараты воздушного охлаждения можно разделить на мелкие (до 60 кВт), средние (до 1 МВт) и крупные (3 МВт и более). Крупные конденсаторы могут состоять из двух секций: секции снятия перегрева и секции конденсации.

По принципу работы аппаратов воздушного охлаждения в период «пиковых» нагрузок (при высоких температурах наружного воздуха) конденсаторы можно разделить на две группы: с обработкой воздуха перед входом в трубный пучок путем увлажнения с целью адиабатного охлаждения и без обработки воздуха. Кроме того, возможна параллельная работа аппаратов воздушного и водяного охлаждения.

Воздушный конденсатор представляет собой пучок оребренных труб, омываемых воздухом при естественной или вынужденной циркуляции его; воздух отводит тепло конденсации хладагента в окружающую среду.

Конструкции конденсаторов

Компоновка теплообменных секций трубного пучка (батареи) может быть горизонтальной и вертикальной. Трубы желательно располагать горизонтально с небольшим уклоном в сторону движения сконденсированного агента. Теплообменные элементы (трубы) собирают в секции при помощи трубных досок, коллекторов и змеевиков. Расположение нагнетателей воздуха (вентиляторов) по отношению к теплообменной поверхности можно предусматривать нижнее, верхнее и боковое.

Учитывая высокую интенсивность теплообмена со стороны конденсирующегося хладагента, наружную поверхность стараются максимально развить, доводя коэффициент оребрения до $20 \div 40$.

В настоящее время в промышленности для крупных холодильных установок освоен выпуск конденсаторов с следующим типом оребрения: накатными ребрами, литыми ребрами, пластинчатыми ребрами. Форму ребра выбирают исходя из необходимой тепловой эффективности аппарата и технологичности производства.

Во ВНИИнефтемаше создан ряд конденсаторов площадью поверхности от 100 до 20 000 м², в которых используют биметаллические трубы, состоящие из стальной трубы диаметром 25×2 мм и насаженной на нее алюминиевой трубы с толщиной стенки 8 мм. В результате накатки из алюминиевой трубы образуют оребренную поверхность с коэффициентом оребрения 9 и 14,6.

Поверхности из литых ребер, предложенные В. П. Чепурненко, представляют собой биметаллические элементы. Основой для их изготовления служит стальная трубка, на внешней стороне которой способом литья под давлением создают оребренную поверхность с заданными геометрическими характеристиками, из которых в последующем набираются поверхности воздушных конденсаторов (табл. X.2). Конденсатор для аммиака (образец № 5, табл. X.2) показан на рис. X.9.

Для создания циркуляции воздуха через пучок используют низконапорные вентиляторы с диаметром рабочих колес от 1 до 20 м, а производительность крупных образцов достигает 800—1000 кг/с при напоре 10—150 Па.

Компоновка теплообменной поверхности и вентилятора может быть выбрана в зависимости от площади поверхности. Для больших

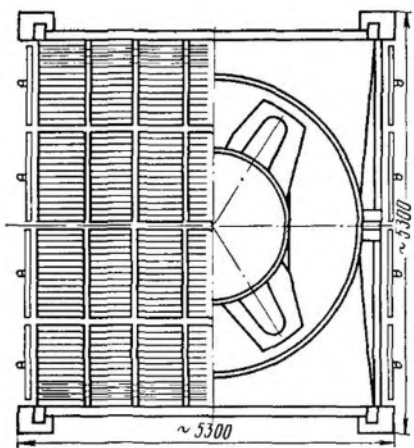
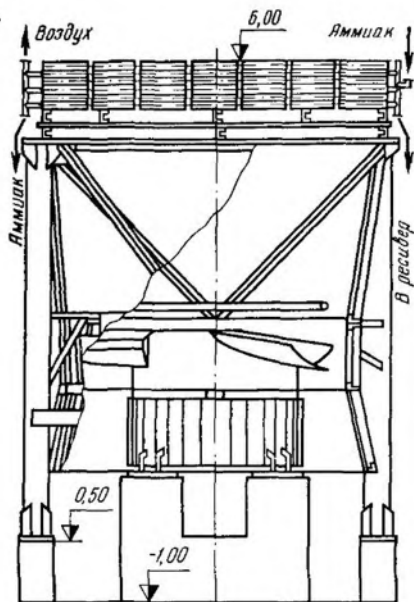


Рис. X.9. Конденсатор с воздушным охлаждением.

Таблица X.2

Номер образца	Тепловая нагрузка, кВт	Площадь поверхности теплообмена, м ²	Компоновка пучка				Масса аппарата, г
			шаг, м		число труб		
			поперечный	продольный	по высоте	по ширине	
1	600	2580	0,114	0,114	5	42	16,0
2	75	300	0,110	0,095	6	8	0,4
3	780	3680	0,085	0,075	5	60	17,7
4	3000	15600	0,084	0,072	6	186	36,6
5	570	2100	0,114	0,114	4	42	15,0
6	765	3000	0,114	0,114	5	44	20,0
7	735	3760	0,088	0,075	7	45	20,0
8	360	1410	0,085	0,082	5	36	8,5

и средних аппаратов целесообразно воздух просасывать через теплообменную поверхность, т. е. вентилятор устанавливать после пучка труб конденсатора. Для малых аппаратов расположение вентилятора по отношению к поверхности принципиально не играет роли с точки зрения теплообмена, поэтому способ расположения вентилятора следует выбирать в зависимости от гидравлической характеристики вентилятора и удобства эксплуатации.

Скорость воздуха в пучках оребренных труб составляет 5—10 м/с. В зависимости от температурных условий расход воздуха регулируют путем изменения частоты вращения либо угла наклона лопастей рабочего колеса вентилятора.

При повышении температуры воздуха свыше расчетной и в период пиковых тепловых нагрузок осуществляют дополнительно подохладжение воздуха перед теплообменной поверхностью путем введения в поток воды. Для этой цели применяют форсунки либо другие разбрызгивающие устройства, например дисковые диспергаторы воды. Последний представляет собой горизонтальную вращающуюся ($n = 60 \text{ с}^{-1}$) пластину диаметром 0,4—0,6 м, в центральную часть которой подается вода. При работе такого устройства получают капли воды практически любых размеров, при этом достигается полное усвоение влаги воздухом и предотвращается попадание ее на поверхность теплообмена.

Подобные устройства устанавливают перед теплообменной поверхностью конденсатора на расстоянии 1,0—1,5 м от пучка труб.

Эффективность процесса тепло- и массообмена при обработке воздуха в таком устройстве оценивают с помощью коэффициента

$$\epsilon = (t_1 - t_2) / (t_1 - t_2'),$$

где t_1 — начальная температура воздуха по сухому термометру, °С; t_2 и t_2' — конечные температуры обрабатываемого воздуха по сухому и мокрому термометрам, °С.

Зависимость коэффициента ϵ от степени орошения B выражается формулой

$$\epsilon = 3,1 B^{0,36}.$$

Расчет конденсаторов

Расчетную температуру наружного воздуха следует выбирать в соответствии с климатическими зонами. Расчетные температуры наружного воздуха вычисляют по формуле

$$t_1 = t_{\text{ср}} + 0,125 t_{\text{max}},$$