

621.565(075)

4-88

С. Г. ЧУКЛИН
доктор технических наук профессор
В. С. МАРТЫНОВСКИЙ
доктор технических наук профессор
Л. З. МЕЛЬЦЕР
кандидат технических наук доцент

М

ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Под общей редакцией д-ра техн. наук
проф. С. Г. ЧУКЛИНА

Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования РСФСР
в качестве учебника для высших учебных заведений
по специальности "Холодильные машины и аппараты"



Вс. М. С. С. С. С.
проверено

ПЕРЕОБЛІК

20 15 р.

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ТОРГОВОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

МОСКВА 1961

621.565 (075)
У-88

В учебнике дано описание холодильных установок для заготовки, транспортирования, термической обработки и хранения скоропортящихся продуктов.

Первые главы книги посвящены рассмотрению холодильников, систем охлаждения, камер хранения и термической обработки продуктов, а также характеристике изоляционных материалов и теплоограждающих конструкций.

В последующих главах изложен материал по эксплуатации, ремонту и монтажу холодильных установок, производству и применению водного и сухого льда, использованию льдосоляного охлаждения.

Книга написана в соответствии с программой по данному курсу для холодильных факультетов вузов пищевой и холодильной промышленности.

Сергей Григорьевич Чуклин,
Владимир Сергеевич Мартыновский,
Леонид Зиновьевич Мельцер

ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Редактор Н. В. Чичков. Техн. редактор М. П. Бродский
Корректор А. Г. Кагальницкая. Переплет художника П. Г. Митюшина

Т-10755. Подписано в печать 21/IX 1961 г. Формат 60×92¹/₁₆. Печ. л. 29,50. Уч.-изд. л. 29,56.
Тираж 20 000 экз. Заказ № 117. Цена 1 р. 28 к.

Ленинградский Совет народного хозяйства. Управление полиграфической промышленности.
Типография № 1 «Печатный Двор» имени А. М. Горького. Ленинград, Гатчинская, 26.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Искусственный холод применяется в настоящее время во многих отраслях народного хозяйства: в пищевой и химической промышленности, в машиностроении, электротехнике, медицине, при строительстве подземных сооружений и др. Однако использование умеренно низких температур как средства для консервирования скоропортящихся продуктов продолжает оставаться одной из важнейших задач.

В результате выполнения семилетнего плана в СССР будет сделан решающий шаг в создании материально-технической базы коммунизма. На основе мощного подъема тяжелой промышленности и сельского хозяйства большое развитие получит пищевая промышленность. Емкость холодильников в промышленности и торговле за 1959—1965 гг. увеличится более чем в 2 раза. В соответствии с этим решение задач, поставленных перед работниками холодильной промышленности, возможно только при наличии квалифицированных кадров специалистов, овладевших теорией и практикой холодильной техники.

В настоящем учебнике рассматриваются главным образом холодильные установки холодильников — предприятий, осуществляющих охлаждение, замораживание и хранение скоропортящихся продуктов.

В связи с тем что в этой области техники используются преимущественно поршневые холодильные установки, в книге не описаны абсорбционные и эжекторные системы, так как они в достаточной степени изложены в курсах «Холодильные машины», «Глубокое охлаждение» и «Кондиционирование воздуха».

Несмотря на то, что учебными планами предусмотрен специальный курс «Автоматизация холодильных установок», в данной книге авторы старались уделить этим вопросам необходимое внимание, учитывая их важное значение.

В связи с возрастающим значением фреоновых установок для обеспечения единой холодильной цепи в книгу включена глава, отражающая их специфические особенности.

Главы II, III, IV, V, VIII, XI составлены доктором технических наук проф. С. Г. Чуклиным; главы I, VII, IX, XIV — доктором технических наук проф. В. С. Мартыновским; главы I, VI, X, XII — кандидатом технических наук доц. Л. З. Мельцером; глава XIII — кандидатом технических наук доц. В. П. Алексеевым, глава XV — доц. П. К. Филипповым.

Отзывы и замечания направлять по адресу: Москва, ул. Ракина, 26, Госторгиздат.

Глава I

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ХОЛОДИЛЬНИКАХ

ТИПЫ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Холодильником называется предприятие, предназначенное для охлаждения, замораживания и хранения скоропортящихся продуктов при заданных низких температурах. От обычного склада холодильник отличается наличием холодильной установки и теплоизоляции. Кроме охлаждаемой части (камер), холодильник имеет помещения для компрессорного цеха, трансформаторной подстанции, котельной, административно-бытовых помещений, вестибюлей, лифтов и др. Новые холодильники иногда имеют так называемую сторону расширения для строительства 2-й очереди. Типовая схема многоэтажного холодильника показана на рис. 1.

В настоящее время широко распространены производственные холодильники, являющиеся составной частью мясокомбинатов, рыбокомбинатов, маслодельных заводов, консервных заводов и других пищевых предприятий.

Для производства и хранения некоторых продуктов, например фасованных мороженных мясных и рыбных товаров, мороженных фруктов, овощей, мороженого, требуется большое количество холода и складской холодильной емкости. То же относится и к производству сухого и водного льда. Эти функции часто выполняют специальные цехи при холодильниках. Такие предприятия обычно называются хладокомбинатами. Например, московский хладокомбинат № 3 состоит из двух технологических цехов общей холодильной емкостью 12 тыс. т, фабрики мороженого производительностью около 12 т в смену, маслофасовочного цеха производительностью 20 т в смену и механических мастерских.

Холодильное хозяйство в стране строится по принципу создания так называемой непрерывной холодильной цепи, т. е. по принципу постоянного использования консерви-

рующего действия холода на пищевые продукты от начала их заготовки до потребления.

Для этого сооружаются холодильники в районах заготовки продуктов, на пищевых предприятиях, в торговых предприятиях и др. При перевозке продуктов непрерывность воздействия холода достигается применением всех видов железнодорожного, автомобильного, водного и воздушного хладотранспорта.

В зависимости от назначения холодильники подразделяются на заготовительные, производственные, транс-

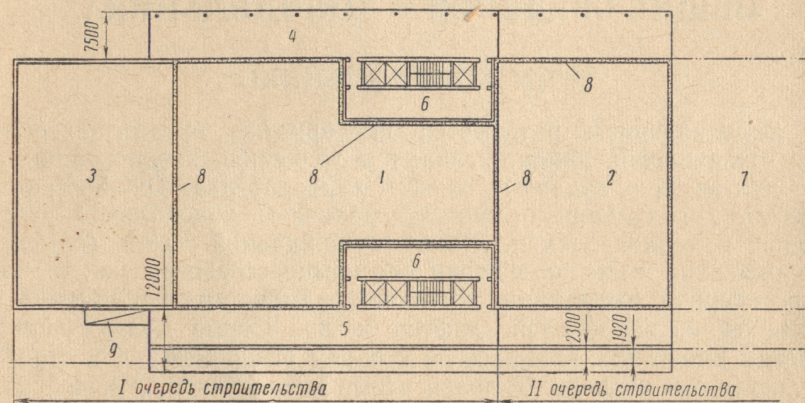


Рис. 1. Типовая схема многоэтажного холодильника:

1, 2 — охлаждаемая часть, 3 — компрессорная, трансформаторная, котельная, административно-бытовые помещения, зарядная станция для аккумуляторных тележек, 4 — автомобильная платформа, 5 — железнодорожная платформа, 6 — вестибюль и лифты, 7 — расширение, 8 — непрерывный контур изоляции, 9 — пандус

портно-экспедиционные, распределительные, холодильники продовольственных баз и торговых предприятий, транспортные холодильные установки (рефрижераторные суда, вагоны, авторефрижераторы и др.), домашние.

Транспортно-экспедиционные холодильники обслуживают перевалочные грузовые операции на железнодорожном, водном и воздушном хладотранспорте.

Большое распространение получили холодильники смешанного типа, выполняющие одновременно несколько функций. Например, портовые холодильники относятся к транспортно-экспедиционным, но они нередко выполняют функции распределительных холодильников или имеют цехи по переработке рыбы, принимаемой от промысловых судов-рефрижераторов. К ним также относятся и хладокомбинаты.

В зависимости от ассортимента хранимых грузов холодильники могут быть универсальными или специализированными.

В зависимости от емкости холодильники первых пяти групп условно делят на следующие категории:

1. Крупные — емкостью свыше 3 тыс. т (универсальные, распределительные).

2. Средние — емкостью от 1 тыс. до 3 тыс. т (универсальные или специализированные).

3. Мелкие — емкостью до 1000 т (универсальные или специализированные).

Кроме того, холодильники различаются по конструкции здания (одноэтажные и многоэтажные).

Выбор емкости холодильника определяется рядом факторов. Однако следует иметь в виду, что чем меньше холодильник, тем дороже обходится его строительство и эксплуатация. Так, например, удельная стоимость 1 тыс. т емкости холодильника на 1,5 тыс. т оказывается почти вдвое выше стоимости такой же емкости при строительстве холодильника в 10 тыс. т.

Потребная мощность холодильных компрессоров на каждую тысячу тонн емкости хранения на крупных холодильниках почти в 3 раза меньше, чем на холодильниках малой емкости. Себестоимость хранения 1 т продукта почти вдвое меньше на крупных холодильниках.

Создание разветвленной сети холодильников является важной народнохозяйственной задачей, тесно связанной с повышением материального благосостояния народа.

Общая емкость холодильников в СССР за 1959—1965 гг. увеличится более чем в 2 раза. За этот период будут построены холодильники емкостью от 100 до 20 тыс. т.

Для осуществления комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ и автоматизации холодильных установок будут использованы последние достижения науки и техники.

Кроме строительства новых холодильников, предусмотрены также реконструкция и модернизация старых.

При проектировании к холодильникам всех типов предъявляются определенные требования: в планировке холодильника должно быть предусмотрено целесообразное расположение холодильных камер и других помещений с тем, чтобы грузопотоки были короткими и приспособленными для использования современных средств механизации.

Погрузочно-разгрузочные работы не должны нарушать режим хранения продуктов.

В изолированном контуре холодильника предусматривают лишь те помещения, в которых намечено поддерживать низкую температуру.

Для экономии изоляционных материалов, расхода энергии и сокращения потерь от усушки камеры располагают таким образом относительно друг друга, чтобы внешние теплопритоки были наименьшими. Так же минимальными должны быть разности температур в смежных камерах. При планировке холодильника надо предусматривать достаточный фронт для внешних грузовых работ и возможность их механизации. Холодильная установка должна обеспечить надежное хранение и переработку продуктов при оптимальных технологических режимах.

ОСОБЕННОСТИ СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

По сравнению с другими промышленными сооружениями холодильники имеют свои строительные особенности. Современный многоэтажный холодильник представляет собой здание, состоящее из плоских междуэтажных перекрытий с внутренними колоннами.

Перекрытия не соединены с наружными стенами, чтобы не создавались «тепловые мостики» и не нарушалась непрерывность изоляции. При проектировании холодильников компоновку здания и строительные конструкции стремятся подчинить решению основной задачи — созданию правильной технологии холодильной обработки и хранения грузов. Другая важная задача при проектировании — решение вопроса о механизации трудоемких погрузочно-разгрузочных работ.

Разные типы холодильников имеют свою архитектуру. Например, портовые холодильники для приема груза с судов или для их загрузки выполняют с балконами в виде небольших площадок на каждом этаже. Балконы на консолях устраивают так, чтобы продукты можно было выгружать из любой камеры с помощью порталных кранов и при повороте стрелы опускать их в трюм судна.

Внешние теплопритоки через стены, крышу и пол холодильника в значительной мере определяют величину потребной холодопроизводительности.

На распределительных холодильниках теплопритоки составляют 40—45% от всей холодопроизводительности, на производственных холодильниках — примерно 10—15%. Для уменьшения внешних теплопритоков через изолированный контур холодного склада желательно, чтобы отношение внешней поверхности холодильника к его объему было минимальным. Такому требованию удовлетворяет форма куба. Однако это условие не является решающим, так как при разработке проекта холодиль-

ника в первую очередь учитывают технологический процесс и требования эксплуатации. Другими словами, при строительстве здания, близкого по форме к кубу, пришлось бы применить слишком большое число этажей с малой длиной грузовых платформ и недостаточной площадью первого этажа для размещения производственных помещений.

Одноэтажные и многоэтажные холодильники имеют свои преимущества и недостатки.

Одноэтажные холодильники при одной и той же толщине изоляции имеют повышенный расход холода в среднем на 30%.

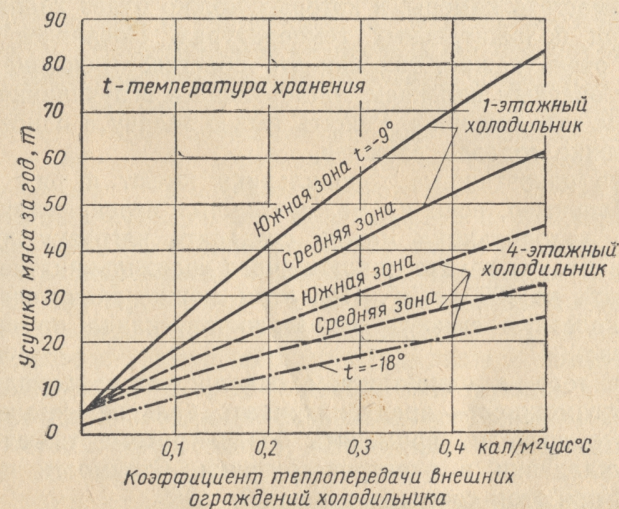


Рис. 2. Усушка мяса в зависимости от этажности (по данным Рютова)

Повышенный приток тепла в камеры холодильника приводит обычно к увеличению потерь из-за усушки.

Неблагоприятная геометрическая форма одноэтажного холодильника по сравнению с четырехэтажным той же емкости и при одинаковой толщине наружной изоляции приводит к значительному увеличению потерь продуктов (рис. 2).

Поэтому одноэтажные холодильники целесообразно строить с усиленной тепловой изоляцией и использовать в основном для пищевых продуктов, упакованных в специальную тару. Не случайно большинство действующих одноэтажных холодильников является специализированными, в которых хранят продукты в таре: масло, блочное мясо, жир, фрукты, яйца и др.

При строительстве многоэтажных холодильников обычно ограничиваются пятью или шестью этажами. Увеличивать

этажность сверх указанного количества нецелесообразно, так как давление на грунт под подошвами фундаментов будет превышать 1,5—2,0 кг/см². Это повлечет за собой устройство более сложных фундаментов или искусственных оснований и повысит стоимость строительства.

При сравнении вариантов холодильников следует учитывать также и ряд других обстоятельств. Например, при многоэтажном варианте значительно сокращается площадь застройки, что особенно бывает важно в городских условиях. При этом на первом этаже или в подвальном помещении появляется возможность разместить камеры, в которых можно будет хранить продукты при положительных температурах. Последнее обстоятельство очень важно, так как это облегчает решение задачи борьбы с опасным явлением промерзания и вспучивания грунта под полом холодильника. Решить такую задачу в одноэтажном холодильнике гораздо сложнее.

Однако одноэтажные холодильники имеют и ряд преимуществ. Например, если на междуэтажных перекрытиях многоэтажного холодильника можно создавать нагрузку лишь до 2000 кг/м², то на грунте одноэтажного холодильника ее можно увеличивать до 4000 кг/м². При этом можно значительно расширить полезную емкость одноэтажного склада по высоте в 2—2,5 раза.

Кроме того, в одноэтажном однопролетном холодильнике имеется возможность предусматривать большие пролеты (до 30 м), что позволит применять большегрузные тяжеловесные штабелеукладчики и электропогрузчики. Стоимость грузовых операций при этом сокращается на 30—40 %.

При строительстве одноэтажных холодильников можно использовать более простые и дешевые унифицированные сборные конструкции. Данные о расходе основных материалов при строительстве одноэтажных и многоэтажных холодильников приведены в табл. 1.

Таблица 1
Расход основных материалов на 1 т емкости холодильников

Материал	Холодильник		
	одноэтаж- ный без подвала	одноэтаж- ный с под- валом	пятиэтаж- ный с под- валом
Бетон и железобетон, м ³	0,4	0,582	0,587
Сталь, кг	14,25	30,7	49,6
Изоляция (приведенная к мине- ральной пробке), м ³	0,262	0,376	0,333

Долгое время одноэтажные холодильники строились малой емкости. В последние годы в СССР и за рубежом наметилась тенденция к широкому применению одноэтажных холодильников емкостью до 10 000 т и более.

Особого внимания заслуживает вопрос о целесообразности устройства подвала. Наличие подвала в холодильниках исключает промерзание грунта и повышает сопротивление естественных оснований. Целесообразно устраивать подвалы при возведении здания холодильника на пучинистом грунте, причем в них не следует располагать камеры с отрицательными температурами. Необходимо учитывать, что по условиям эксплуатации полезные нагрузки на перекрытие над подвальным помещением оказываются большими, чем на перекрытия последующих этажей. Поэтому конструкция его получается сложной и дорогой. Современные перекрытия над подвалами холодильников проектируют и строят монолитными или сборно-монолитными. Остальные перекрытия выполняют только сборными, но более легкими по весу и дешевыми в изготовлении. В одноэтажных холодильниках с подвалом вместо лифтов применяют так называемые пандусы с уклоном 3—5°, через которые осуществляют механизированный подъем и спуск грузов. В практике отечественного строительства холодильников обычно применяют подвалы только для многоэтажных зданий.

Строительные конструкции холодильников с каждым годом совершенствуются. Старые тяжелые конструкции с применением кирпичной кладки не позволяли использовать промышленные методы строительства, основанные на широком внедрении сборного железобетона.

В настоящее время стены и каркас холодильников монтируют из сборных конструкций, состоящих из железобетонных панелей с изоляцией, изготовляемых в заводских условиях или на полигонах строительных площадок. Высоту панелей делают равной высоте этажа, а ширину ограничивают только грузоподъемностью строительных кранов.

Устройство стен из сборных панелей позволило снизить стоимость 1 м² стены на 27—40 %, сократить расход цемента на их сооружение в 2 раза и во столько же раз повысить производительность труда строительных рабочих.

Каркас многоэтажного холодильника из сборных железобетонных конструкций безбалочного типа впервые в нашей стране был построен в 1957 г. В настоящее время Гипрохолодом разработаны высокоэффективные сборные конструкции для всех элементов многоэтажных и одноэтажных холодильников. Замена монолитных перекрытий сборным железобетоном снизит их стоимость почти на 30 %.

Каркасы зданий с безбалочными перекрытиями монтируют из четырех типозаэлементов: колонн, капителей, подколонных и средних плит. На рис. 3 показан общий вид сборных безбалочных перекрытий холодильника.

Особые требования к ограждающим конструкциям холодильников определяются необычными температурными и влажностными условиями эксплуатации.

В камерах холодильников поддерживаются температуры от 4 до -20° , а в морозилках — до -35° . Материалы, предназначенные для изготовления конструкций холодильников, должны быть морозостойкими, влагостойкими, непроницаемыми для грызунов и отличаться повышенной биостойкостью. Во избежание замерзания и вспучивания грунтов, служащих основаниями для фундаментов и полов, применяют специальные устройства для их обогрева.

Наружные стены, кровля и полы холодильника должны составлять непрерывный изоляционный контур, удовлетворяющий одновременно определенным требованиям (высокое сопротивление теплопередаче, паронепроницаемость, прочность и жесткость конструкции). Наибольшие трудности возникают при конструкции и выполнении стыков и соединений отдельных строительных узлов без тепловых мостиков. Аналогичные требования предъявляются и к пароизоляции, которая необходима при наличии разности парциальных давлений в наружном воздухе и камерах с пониженной температурой (пар стремится проникнуть внутрь холодильника и конденсируется в толще стен и изоляции). Без защитной пароизоляции стены быстро разрушаются, а теплоизоляция теряет свои первоначальные свойства.

В современных конструкциях стен широко применяют непрерывные экраны из паронепроницаемых материалов, располагаемые со стороны высоких температур.

Покрытия холодильников применяют бесчердачные и с чердаком. Наибольшее распространение получили экономичные бесчердачные покрытия без уклона из сборного железобетона. Монолитные покрытия выполняют с уклоном от 1/12 до 1/24.

Кровлю бесчердачных покрытий покрывают многослойным гидроизоляционным ковром из рулонных материалов, защищенных сверху от механических повреждений и влияния солнечной радиации асбоцементными плитами. Внутренние перегородки изготавливают из офактуренного пенобетона или железобетонных панелей, изолированных минеральной пробкой. Вестибюль, лифты и лестничные клетки объединяют в один конструктивный блок, расположенный внутри или вне здания. Эти помещения обычно не отапливают и не охлаждают. При внутреннем расположении лифтов стены их изолируют так, чтобы на поверхности не было выпадения конденсата.

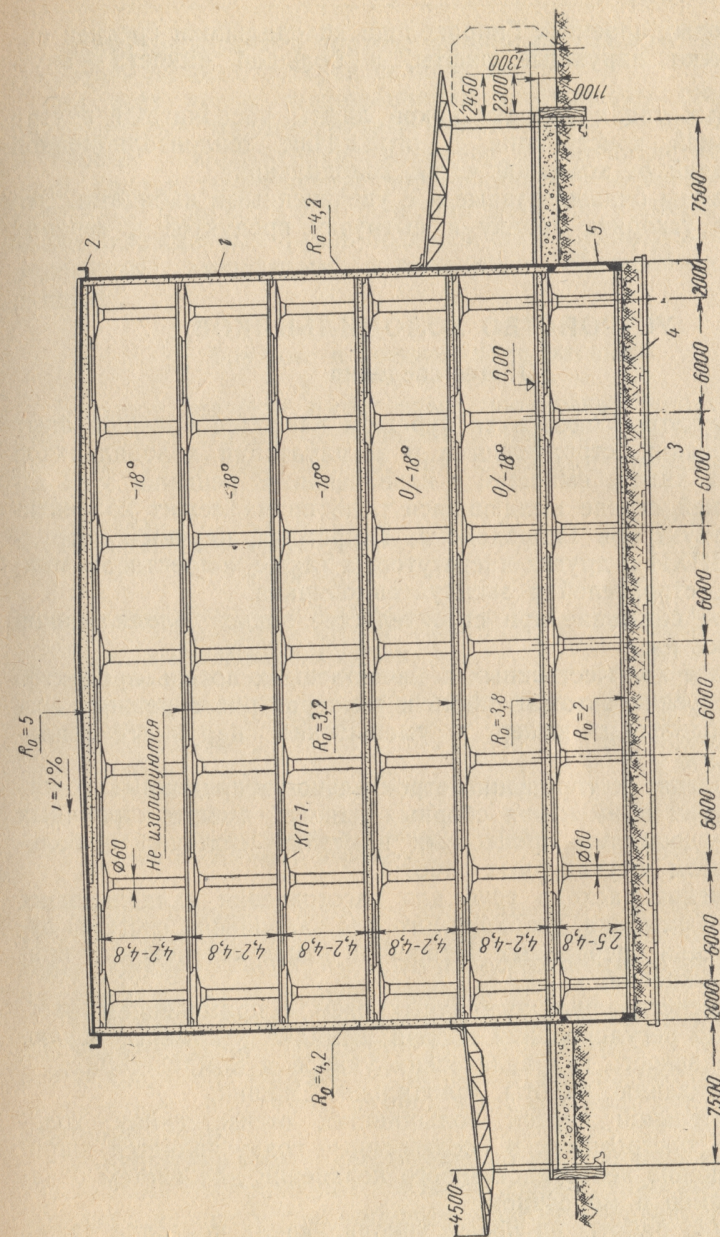


Рис. 3. Сборные перекрытия безбалочного типа холодильника:

1 — стеновые панели, 2 — сборный карниз, 3 — сплошная бетонная подготовка, 4 — сухой грунт, 5 — сборная подпорная стена

В типовых проектах Гипрохолода холодильники средней емкости имеют наружные лифты, а большой емкости — внутренние.

В новых типах холодильников лифты располагают внутри строительной конструкции и ограждают теплоизоляционной конструкцией от холодной части холодильника.

Все лифты большегрузные и с увеличенными кабинами. Это позволяет ускорять подачу и выгрузку продуктов в верхних этажах.

УСТРОЙСТВО ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Общие сведения

В Советском Союзе и за рубежом накоплен большой опыт проектирования, строительства и эксплуатации холодильников различных типов, емкостей и назначения. В решении этих задач в нашей стране выдающаяся роль принадлежит коллективам конструкторов Гипрохолода, Гипромяса, научным сотрудникам ВНИИХИ и других институтов, а также коллективам монтажников, строителей и эксплуатационников.

Главное внимание при строительстве новых холодильников обращалось на:

снижение количественных и качественных потерь продуктов путем внедрения автоматизации и температурного режима воздуха холодильных камер и уменьшения наружных теплопритоков;

удешевление и упрощение строительно-изоляционных конструкций путем применения сборных панелей вместо кирпичных стен с трудоемкими процессами наклейки изоляции и большим объемом штукатурных работ;

уменьшение расхода труб для изготовления охлаждающих приборов и аммиака, необходимого для заполнения системы путем внедрения оребренных батарей и новых интенсивных приборов охлаждения;

усовершенствование аммиачных схем с применением автоматического регулирования подачи аммиака в камеры, исключая опасность гидравлических ударов в компрессорах;

автоматизацию работы холодильных машин.

Отличительной чертой большинства отечественных холодильников, построенных в послевоенные годы, является широкое применение непосредственного испарения для систем охлаждения камер и морозилок.

Практика работы на новых холодильниках показала также полную целесообразность применения оребренных труб, что позволило сократить почти в 2 раза расход металла, получить зна-

чительную экономию в расходе цельнотянутых труб и в 4 раза сократить емкость батарей по аммиаку.

На всех новых холодильниках установлены современные быстроходные малогабаритные компрессоры с вертикальным и угловым расположением цилиндров, занимающие малую площадь пола и позволяющие поддерживать в камерах температуры -18° и ниже, а в морозилках до -35° . Камеры для хранения охлажденных грузов большей частью универсальные, оборудованные смешанным охлаждением (батарейное и воздушное).

Крупные и средние холодильники

Большое значение имеет опыт, полученный при строительстве и эксплуатации крупнейшего в Европе московского холодильника № 12 (рис. 4а, 4б, 4в). Основные показатели холодильника:

Емкость	35 500 т
Хранение мороженных грузов — всего	27 240 т
в том числе:	
при температуре воздуха -18°	25 240 т
при температуре воздуха -30°	2 000 т
Хранение охлажденных грузов	8 260 т
Производительность морозилок	117 т/сутки
Производительность камер домораживания	166 т/сутки
Объем здания холодильника	262 230 м ³
Число этажей	6 и подвал
Площадь этажа	158 × 48 м
Холодопроизводительность установленных компрессоров	3 940 000 ккал/час
Поверхность оребренных приборов охлаждения в камерах и морозилках	40 600 м ²

Здание главного корпуса холодильника состоит из вертикальных отсеков, отделенных друг от друга изолированными перегородками. Междуетажные перекрытия изолированы только над подвальным и первым этажами.

В четырех отсеках холодильника предусмотрено поддержание универсального температурного режима (0° ÷ -18°), в камерах подвального этажа 0° . В первом этаже расположены морозилки туннельного типа, камеры охлажденного мяса и подсобные помещения.

Холодильник имеет компрессорный цех, оборудованный вертикальными быстроходными компрессорами, трансформаторную подстанцию, котельную, насосную станцию и артезианские скважины.

Производительность отдельных компрессоров подобрана исходя из возможности регулирования группы машин, работаю-

щих на тепловую нагрузку по отдельным температурам испарения. Для камер с температурой -30° одноступенчатые машины используют как поджимающие в схеме двухступенчатого сжатия. Наряду с крупными компрессорами для камер хранения установлены мелкие машины с автоматическим пуском и остановкой.

Над автомобильной платформой к холодильнику пристроено двухэтажное здание, в котором расположены раздевалки, сушилки для спецодежды, конторские помещения, комната отдыха и другие подсобные помещения.

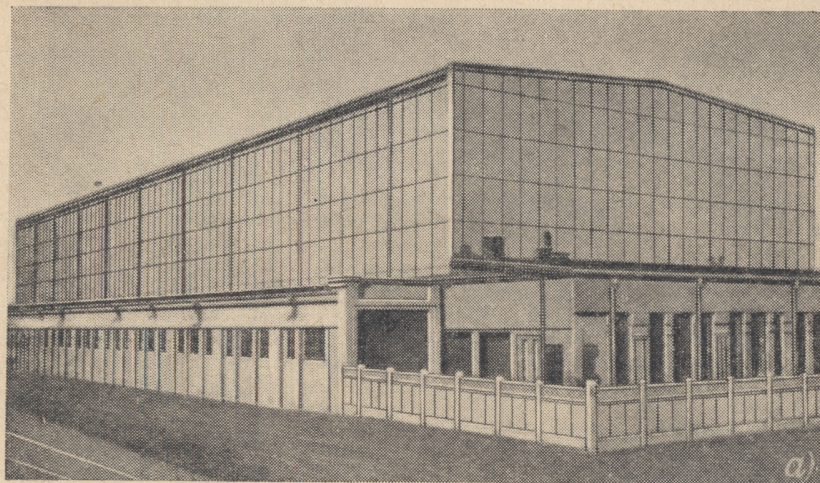


Рис. 4а. Общий вид холодильника № 12 в Москве

Холодильник имеет восемь большегрузных грузовых лифтов, расположенных в центральных вестибюлях. Грузоподъемность каждого лифта составляет 4 т. Горизонтальное перемещение грузов осуществляется с помощью электрокар. Кроме того, холодильник оснащен также и штабелеукладчиками. Конструкция холодильника в целом отвечает требованиям передовой холодильной техники.

Чтобы уменьшить потери от усушки при хранении продуктов, в холодильнике по всему наружному контуру устроена теплозащитная воздушная рубашка.

Камеры холодильника оборудованы батареями непосредственного испарения, выполненными из оребренных труб. Применена новая аммиачная схема с принудительной циркуляцией холодильного агента с помощью насосов. Универсальные ка-

меры, кроме охлаждающих батарей, оборудованы кондиционерами, используемыми при хранении грузов, требующих нулевых температур. Камеры подвального этажа имеют только воздушное охлаждение.

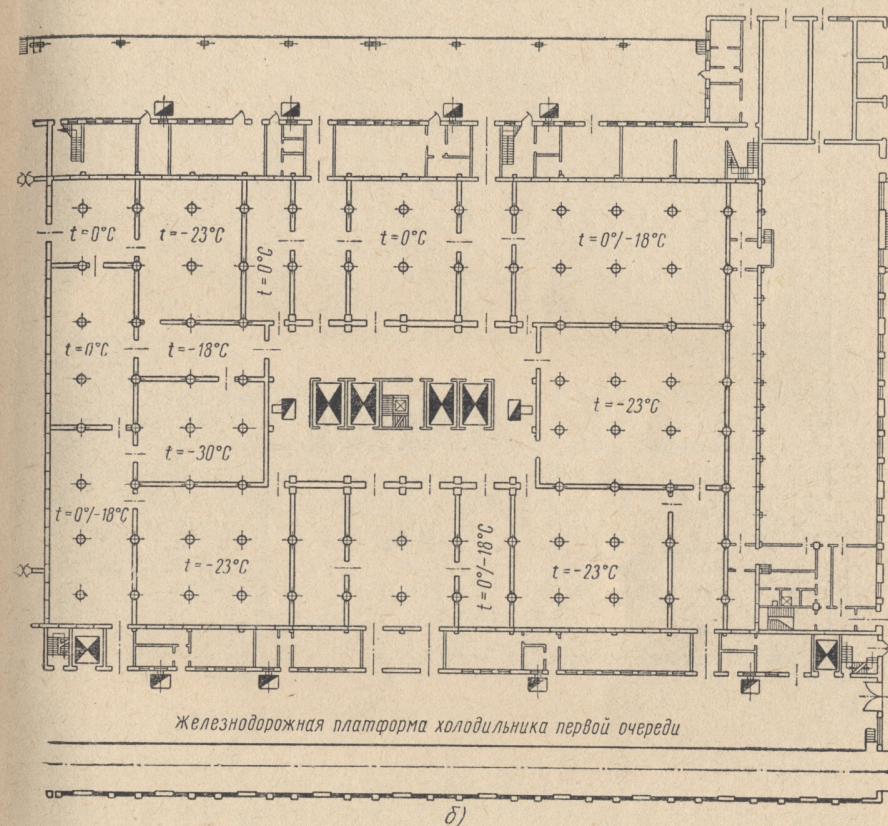


Рис. 4б. Планировка первого этажа первой очереди строительства холодильника № 12 в Москве

Последние достижения техники были учтены также и при сооружении строительных конструкций холодильника. Все они выполнены из сборных элементов. В первом этаже имеются камеры доморозки, в которых температуру продукта доводят до температуры камеры хранения. Это улучшает условия хранения продуктов. Перед морозилками сооружены специальные накопительные камеры. Для быстрой разгрузки морозилок имеются разгрузочные камеры, предохраняющие замороженное мясо

от отопления и устраняющие возможность увлажнения кольцевого вестибюля вокруг лифтов.

В первом этаже созданы необходимые условия для выполнения грузовых работ поточным методом и подачи грузов в

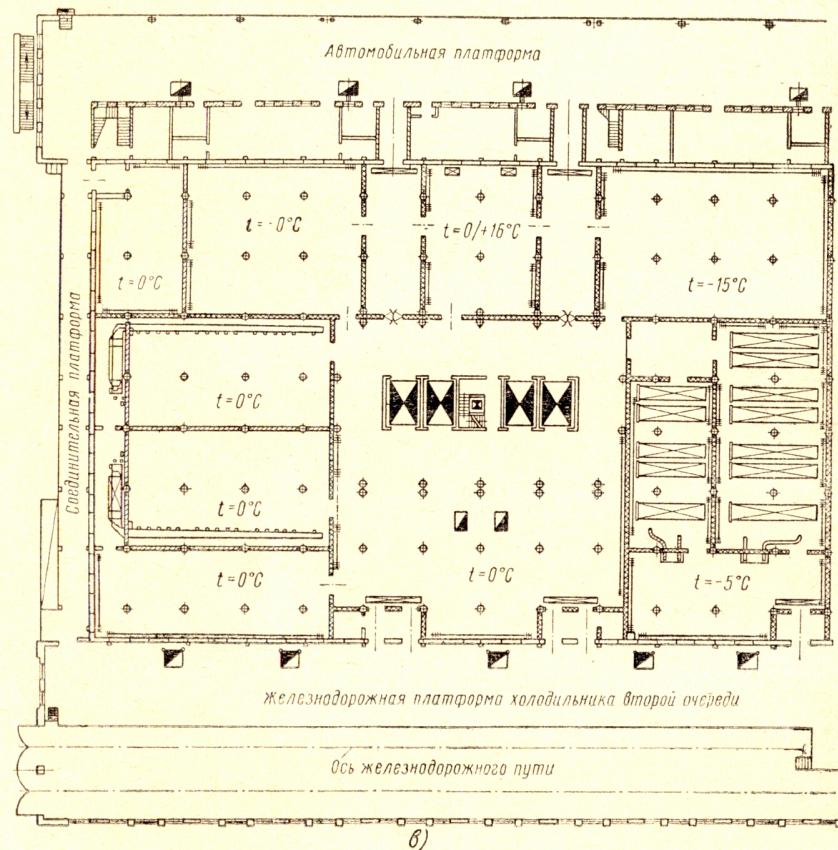


Рис. 4в. Планировка первого этажа второй очереди строительства холодильника № 12 в Москве

морозилки непосредственно с железнодорожной платформы. Благодаря этому уменьшается проникновение воздуха в вестибюль и коридоры. Подъем мяса в полутушах или четвертинах на подвесные пути осуществляется с помощью подъемно-реверсивного элеватора. Пути оснащены подвесными автоматическими монорельсовыми весами с циферблатной головкой и пе-

чатаящим механизмом. В предлифтовом помещении первого этажа (2-я очередь) производится осмотр и сортировка грузов, а также устранение дефектов тары. На стороне выдачи грузов имеются три экспедиционные камеры, одна из которых предназначена для дефростирования фруктов и яиц. Междуетажные перекрытия изолированы только над подвальным и первым этажами. Как показал опыт, это является недостатком, так как даже незначительные разности температур воздуха в холодильных камерах отрицательно влияют на условия хранения продуктов. Кроме того, наличие неизолированных перекрытий весьма осложняет проведение ремонтных работ (побелку, дезинфекцию камер и др.).

В настоящее время Гипрохолодом разработаны проекты новых многоэтажных холодильников, полностью выполненных из сборных элементов (например проект холодильника емкостью 16 тыс. т). Такие холодильники отличаются удобным расположением грузовых лифтов, вестибюлей и камер различного назначения.

Планировка хладокомбината и производственных холодильников разнообразнее и сложнее, чем планировки распределительных или базовых специализированных холодильников, так как в них дополнительно предусматривается система переходов, соединяющих холодильные помещения и устройства с производственными цехами предприятия. Большой интерес представляют также новые типовые проекты крупных одноэтажных холодильников, о преимуществах которых было подробно сказано выше.

На рис. 5 показан план и разрез одноэтажного универсального холодильника емкостью 10 тыс. т. Строительство конструкции холодильника предусматривает применение сборных многослойных железобетонных плит, сборных железобетонных балок, панелей и других железобетонных элементов. Расположение платформ морозилок, камер хранения и коридоров создает удобства для механизации внешних и внутрикамерных грузовых операций. Большой шаг сетки колонн (6×12 м) создает возможность для свободного маневрирования погрузчиков и штабелееукладчиков.

Значительные удобства применения одноэтажных холодильников для полной механизации грузовых работ стимулировало большое развитие строительства крупных и средних предприятий этого типа. Характерными направлениями в этой области являются:

1. Расширение строительства специализированных холодильников (для хранения фруктов в заготовительных районах и др.).

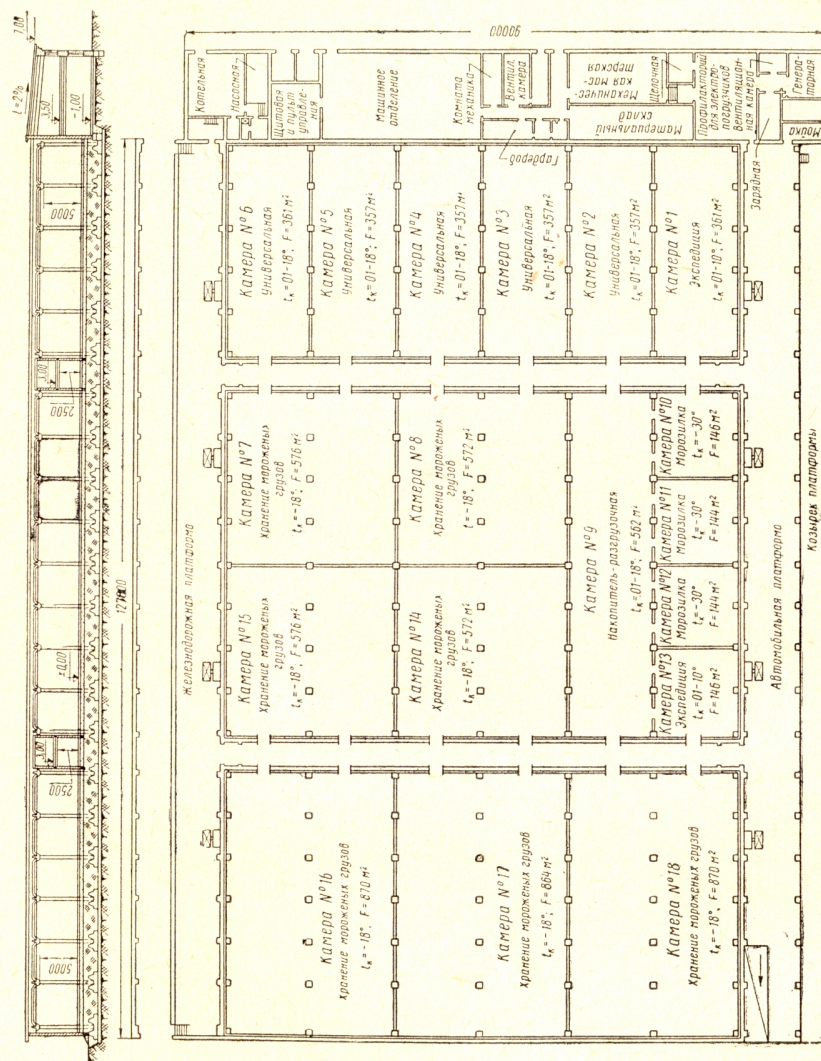


Рис. 5. Одноэтажный холодильник емкостью 10 тыс. т с шагом колонн 6×12 м (типовой проект Гипрохолода)

2. Строительство холодильников из сборных конструкций, с применением металлических колонн с большим шагом и легких перекрытий.

3. Внедрение ребристых приборов охлаждения (батарей и воздухоохладителей) для камер морозилок.

4. Широкое использование средств механизации для трудоемких грузовых работ и автоматическое поддержание температурного режима в камерах.

5. Применение низких температур: для камер хранения -23° , для морозилок -40° .

Заслуживают внимания отдельные прогрессивные решения, принятые при строительстве новых одноэтажных холодильников. К ним относятся, в первую очередь, одноэтажные бесчердачные холодильники, предназначенные только для хранения фруктов.

Так как применение электропогрузчиков для размещения фруктов и плодов в ящичной таре делает неудобным наличие колонн, камеры зачастую перекрывают фермами. Высоту камер таких холодильников принимают не менее 6 м до затяжки фермы.

В камерах предусматривают воздушное охлаждение преимущественно от ребристых воздухоохладителей с непосредственным испарением аммиака.

Чтобы реже оттаивать батареи и воздухоохладители, на холодильниках широко практикуют охлаждение коридоров с установкой в них батарей, а также тамбуров с установкой в них агрегатов-воздухоохладителей. Охлаждающие поверхности, монтируемые в коридорах и тамбурах, служат только для сбора влаги из воздуха с тем, чтобы меньше ее намерзло в виде снега на приборах охлаждения в камерах.

Для этой же цели используют на холодильниках в дополнение к изоляционным дверям-хлопушки, которые блокируют движение наружного воздуха внутрь здания.

Заслуживает внимания также опыт строительства крупных одноэтажных холодильников для хранения мороженных и охлажденных грузов. Так, например, в США построен крупный одноэтажный холодильник условной емкостью 12 тыс. т. Для укладки грузов на холодильнике используют электропогрузчики и поддоны. Длина его равна 158 м, ширина — 73 м, средняя высота камер — 5 м. Холодильник построен из железобетона и имеет параллельные грузовые платформы шириной по 6 м. Железнодорожная платформа открытая, а автомобильная — закрытая, причем в середине ее расположено закрытое помещение для грузовых прицепов.

Все камеры хранения имеют рассольную систему охлаждения, а морозилки — систему непосредственного испарения аммиака.

В камерах хранения мороженных грузов поддерживается температура -23° , в морозилках -40° .

Холодильник имеет шесть морозильных камер площадью около 55 м^2 каждая с интенсивным движением воздуха, обеспечиваемым воздухоохладителями из оребренных труб.

Четыре большие камеры хранения мороженных грузов имеют площадь по 1300 м^2 каждая. Шесть камер хранения охлажденных грузов имеют площадь по 430 м^2 каждая.

Два коридора шириной по 6 м с тамбурами на концах связывают камеры холодильника с обеими платформами. В коридорах с помощью оребренных батарей поддерживается температура 4° , что позволяет реже производить оттаивание батарей камер хранения.

Холодильник обслуживается автоматизированной двухступенчатой аммиачной холодильной установкой.

Для первой смены установлено дежурство машиниста, а остальные две смены установка работает автоматически и контролируется различными защитными приборами, приключенными к системе сигнализации. К этим приборам относятся: реле давления для аммиачной системы на стороне высокого давления, реле давления для системы смазки, указатели максимального уровня аммиака для ресиверов и испарителей, поплавковые указатели уровня рассола.

Все указанные приборы могут выключать холодильную установку частично или полностью и одновременно подать сигнал, по которому вызывается соответствующий работник для осмотра состояния оборудования.

Для предотвращения промерзания и вспучивания грунта под полом холодильника через 1,8 м между осями уложены керамиковые трубы диаметром 200 мм. По этим трубам к полу подводится воздух; летом наружный, зимой — подогретый.

Контроль за температурой грунта осуществляет несколько термодатчиков, установленных в различных точках под полом и приключенных к потенциометру, который смонтирован в машинном отделении.

В целях защиты от промерзания грунта под холодильниками, кроме указанных выше керамиковых труб, применяют подогрев грунта с помощью масла или воды, циркулирующих в трубах, которые уложены под полом.

Для подогрева грунта под камерами с температурой -23° применяют воду, циркулирующую в трубах диаметром 50 мм, которые уложены через каждые 300 мм.

Вода подается с помощью насоса испарительного конденсатора и используется затем для охлаждения конденсатора.

В строительстве холодильников в США все большее применение находят сборные конструкции для стен и перекрытий одно-

этажных холодильников. Стены выполняют из железобетонных панелей, которые изготовляют на полу холодильника и при помощи крана тут же устанавливают на место. Перекрытие делают из сборных железобетонных плит, укладываемых на сборные железобетонные балки с предварительно напряженной арматурой.

В некоторых случаях крупные одноэтажные холодильники полностью предназначаются для выполнения распределительных функций с большим объемом грузовых операций. Для удобства грузовых операций число камер в холодильниках сокращают.

Например, за рубежом был введен в эксплуатацию крупный однокамерный распределительный холодильник условной емкостью 15 тыс. т. Холодильник не имеет морозилок, так как все грузы поступают на хранение в замороженном виде.

Металлические колонны, поддерживающие легкую конструкцию перекрытия, имеют шаг $21 \times 6 \text{ м}$. Холодильник оборудован раздвижными изолированными дверями с автоматическим управлением и шлюзовыми распашными дверями.

Строительная конструкция имеет ряд особенностей: большие пролеты между колоннами, легкое перекрытие, неизолированный пол, в качестве изоляции стен применен полистирол с пароизоляционным чехлом в виде армированной бумажно-алюминиевой фольги. Обогрев грунта осуществляется теплым маслом, подогреваемым парами аммиака.

Заслуживает внимания опыт строительства подземных холодильников, особенно там, где имеются глубокие и обширные подземные помещения, образовавшиеся в результате работы каменоломен. Такой холодильник, например, построен около г. Канзас-Сити (США). Он состоит из 16 камер и используется для хранения мороженных грузов при температуре -23° . Холодильник вмещает до 200 вагонов груза и обслуживается аммиачной установкой холодопроизводительностью 1,8 млн. ккал/час при рассольной схеме охлаждения камер.

Строительство таких сооружений обходится примерно на 40% дешевле наземного холодильника.

Кроме того, считают, что он обладает настолько хорошей аккумулялирующей способностью, что после достижения проектной температуры и выключения из работы всей холодильной установки повышение температуры бывает не больше чем на $1,5^{\circ}$ за две недели.

Опыт последних лет показывает, что не только в США, но и во многих других странах, в том числе в странах народной демократии, предпочитают строить одноэтажные холодильники.

Так, например, в Чехословакии строят только одноэтажные холодильники, применяя сборные элементы в виде плит, колонн и ферм.

Холодильники малой емкости

Холодильники емкостью до 1000 т начинают широко применяться в районных центрах, рабочих поселках, крупных колхозах и совхозах, предприятиях потребительской кооперации и в других хозяйственных организациях. Их основное назначение заключается в хранении разных свежих продуктов в охлажденном и замороженном виде для обеспечения местного населения.

Основными отличительными особенностями таких холодильников являются:

универсальность, дающая возможность использовать каждую камеру для хранения охлажденных или замороженных продуктов;

простота конструктивных сооружений, позволяющая использовать при массовом строительстве дешевые местные строительные и изоляционные материалы;

применение автоматизированных компрессор-конденсаторных агрегатов и упрощенных приборов охлаждения, облегчающих монтаж и эксплуатацию холодильной установки.

Для уменьшения емкости по холодильному агенту и упрощения автоматизации работы применяют рассольное охлаждение.

Вместо аммиака все чаще начинают применять фреон-12 и фреон-22. Планировка типового холодильника емкостью 100 и 50 т, разработанного по проекту Гипрохолода, показана на рис. 6. Холодильник имеет три камеры хранения с универсальным температурным режимом и одну так называемую камеру подморозивания (табл. 2).

Таблица 2

Краткая характеристика типовых холодильников емкостью от 12 до 100 т с рассольным охлаждением

Показатели	Емкость холодильника, т			
	12	25	50	100
Общее количество камер, шт.	3	3	4	4
Площадь камеры хранения, м ²	32,4	58,2	92,2	158,65
Температура в камерах, °С	0 ÷ -12	0 ÷ -12	0 ÷ -12	0 ÷ -12
Площадь камеры хранения или подморозивания, м ²	—	—	24,5	40,8
Температура в камере, °С	—	—	-12 ÷ -15	-12 ÷ -15

Наружные и внутренние стены кирпичные. Покрытие из сборного или монолитного железобетона, без колонн и балок. Сборные элементы приняты такие же, какие часто применяют в жилищном строительстве.

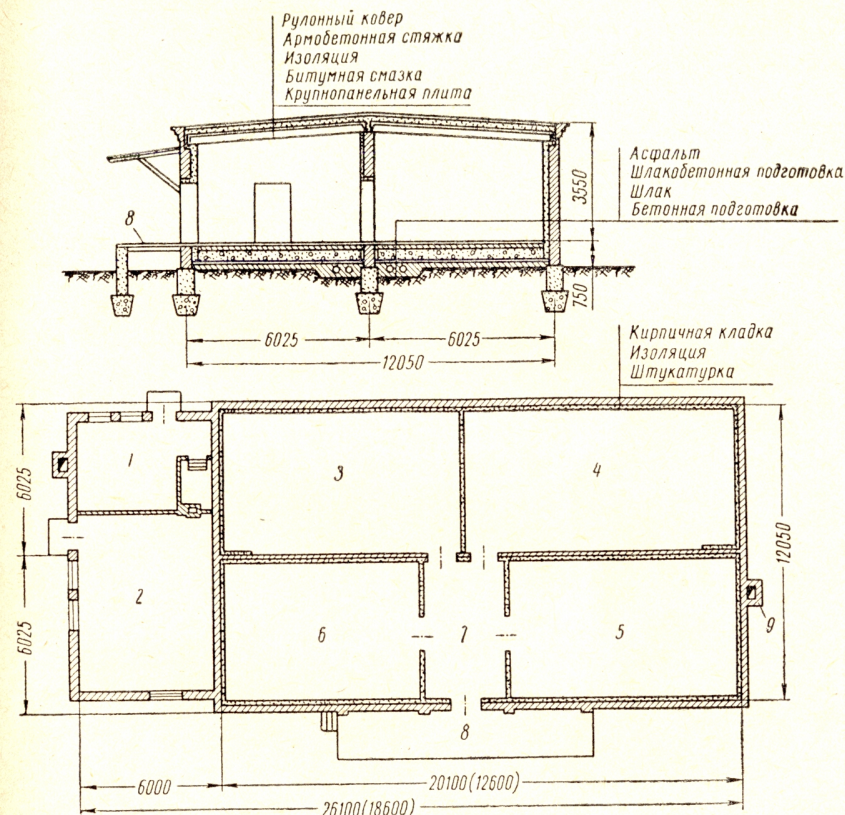


Рис. 6. Холодильник емкостью 100 т (размеры в скобках указаны для холодильника емкостью 50 т):

1 — котельная, 2 — машинное отделение, 3, 4, 5 — камеры хранения с универсальной температурой 0 ÷ -12°. 6 — камеры подморозивания или хранения (температуры -12 ÷ -15°), 7 — тамбур, 8 — платформа, 9 — вытяжная шахта шанцевого пола

Покрытие изолировано сверху и образует с изоляцией наружных стен непрерывный изоляционный контур. Предусмотрена возможность применения разнообразных, доступных для данного района изоляционных материалов. Кровля плоская, с мягким многослойным гидроизоляционным ковром. Уклон кровли 1 : 12.

Холодильники комплектуются компрессор-конденсаторными агрегатами, горизонтальными трубчатыми испарителями, насосами и другим оборудованием.

Рассольные батареи в камерах устанавливают из гладких труб, чтобы легче было удалять снеговую шубу.

Температура рассола, выходящего из испарителя, автоматически регулируется. Отклонение температуры от заданной вызывает включение или остановку компрессорно-конденсаторного агрегата. Последовательность включения машин и аппаратов

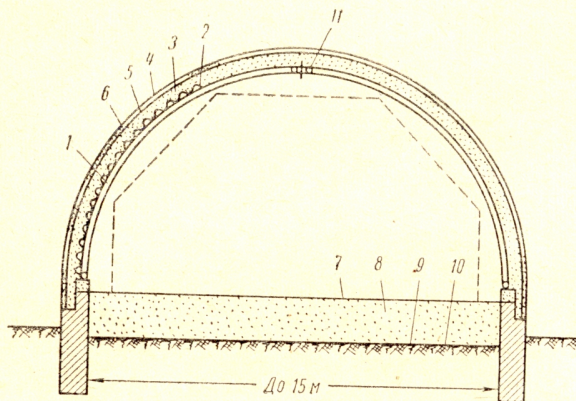


Рис. 7. Одноэтажный холодильник с несущими конструкциями из батарей:

1 — несущие арки батарей, 2 — настил (асбоцементные листы, доски), 3 — изоляция, 4 — армированная стяжка, 5 — грунтовка, 6 — рулонный ковер, 7 — асфальт, 8 — шлак, 9 — гидроизоляция, 10 — бетонная подготовка, 11 — коллектор — замок арки.

регулируется командным реле времени, правильность заполнения испарителя аммиаком — терморегулирующими вентилями. Установка имеет автоматическую защиту от чрезмерного повышения давления нагнетания, падения давления масла и др.

Температурный режим в камерах поддерживается автоматической работой электромагнитных вентилях, установленных на линии подачи рассола и управляемых биметаллическими датчиками, которые располагают внутри соответствующей камеры.

Обслуживание такой установки сводится к периодической проверке исправности действия приборов.

Более крупные холодильники имеют системы непосредственного испарения и специальные морозильные камеры.

Небольшие холодильники выполняют также в виде деревянных сборно-щитовых конструкций. Изолированные стандартные щиты изготавливают заводским способом. При этом сроки строи-

тельства значительно сокращаются, так как работы на месте практически сводятся к сборке конструкции и подготовке фундамента.

Сборные конструкции состоят из деревянных каркасных щитов, заполненных изоляционным материалом, и рамы, изготовленной из брусев. Для изоляции полов обычно применяют шлак.

Для строительства холодильников обычно требуется большое количество труб и металла для железобетонных конструкций. Иногда в качестве несущих конструкций одноэтажных холодильников с пролетом до 15 м используют батареи, которые выполняют в виде арок. Расстояние между арками определяют статическими и калорическими расчетами. Впервые такой холодильник был построен близ Москвы на Братцевской птицефабрике в 1946 г. Многолетняя его эксплуатация подтвердила целесообразность использования такой конструкции (рис. 7). Холодильники подобного типа требуют для своего строительства минимального количества стали и цемента.

ОРГАНИЗАЦИЯ ГРУЗОВЫХ РАБОТ НА ХОЛОДИЛЬНИКАХ

Объем грузовых работ на холодильниках весьма значителен. Так, например, только распределительные холодильники в Советском Союзе ежегодно принимают, выдают и перемещают несколько миллионов тонн грузов (с учетом внутрискладских операций). Для выполнения этой работы ручным методом потребовалось бы несколько десятков тысяч грузчиков. Поэтому одной из основных проблем является осуществление комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ на холодильниках.

Для проведения внешних грузовых работ, связанных с погрузкой или выгрузкой продуктов, холодильники имеют две параллельные платформы — железнодорожную и автомобильную. В некоторых холодильниках иногда используют угловое расположение платформ с целью обслуживания камер одной центральной экспедицией и одной группой лифтов. Железнодорожные платформы делают закрытого типа пролетом 12 м и полом, расположенным на уровне пола первого этажа. Высота платформы от уровня головки рельсов составляет 1,35 м. Автомобильные платформы делают чаще всего открытыми, шириной от 6 до 7,5 м. На платформы выведены подвесные пути, исходящие из морозилок, разгрузочных и остывочных камер.

Для механизации внутренних грузовых работ применяют штабелеукладчики, автопогрузчики, электротележки с подъемной платформой, роликовые дорожки и другие механизмы и устройства. Помещения для переборки и сортировки продуктов

и экспедицию располагают на первом этаже, имеющем удобные подходы к платформам.

Наиболее благоприятные условия для использования механизмов создаются в том случае, когда грузы, прибывающие на холодильник, уложены на специальные поддоны или в контейнеры, удобные для захвата подъемными механизмами. В таком виде груз транспортируют к лифтам холодильника и далее в камеры.

Наибольшая опасность разрыва «холодильной цепи» возникает при выполнении на холодильнике операций по приемке,

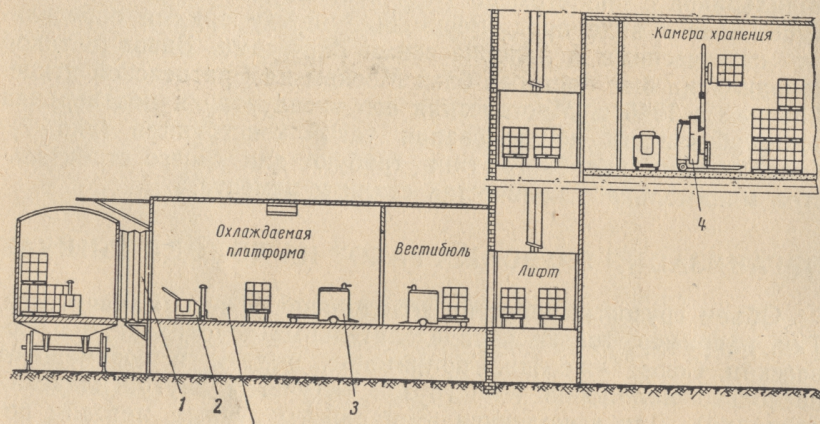


Рис. 8. Схема механизации грузовых работ:

1 — раздвижной чехол, 2 — ведомый автопогрузчик, 3 — электротележка, 4 — штабелер-укладчик

подготовке к хранению и выдаче продуктов. Это происходит потому, что в ряде ранее построенных холодильников используются недостаточные по величине и к тому же неохлаждаемые помещения экспедиций.

Существенной особенностью схем современной механизации грузовых работ на холодильниках является одновременное обеспечение непрерывного нахождения продуктов под воздействием холода и снижение потерь его в окружающую среду.

Для этой цели создаются новые конструкции и планировки, предусматривающие применение закрытых охлаждаемых железнодорожных и автомобильных платформ и специальных передвижных чехлов, с помощью которых можно создавать изолированные коридоры для «изотермического» перемещения грузов из вагонов и автомашин в холодильник.

На рис. 8 показана одна из схем приемки продуктов на холодильнике с закрытыми охлаждаемыми платформами. После

установки раздвижного чехла поднимают одну или две двери платформы, открывают дверь вагона и устанавливают трап. Продукты, уложенные на поддонах, доставляют с помощью автопогрузчиков через закрытый коридор на охлаждаемую платформу, а оттуда на электрокарах направляют через шлюзовые тамбуры, вестибюль и лифты в камеры длительного хранения. Если требуется предварительный осмотр и сортировка продуктов, то их доставляют в камеры временного хранения.

На первом этаже холодильников предусматривают охлаждаемые помещения для экспедиции, где заранее подготавли-

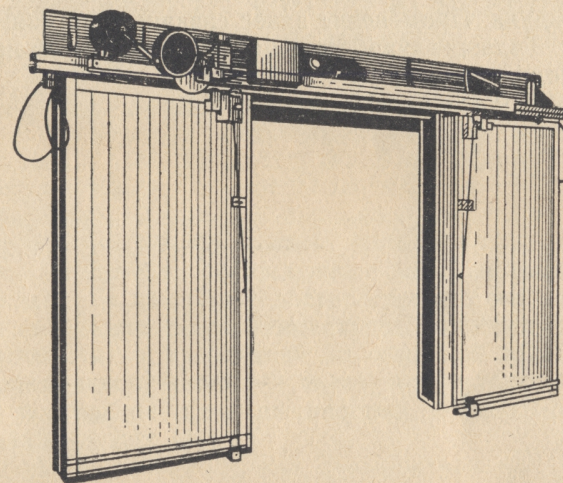


Рис. 9. Изотермические двери фирмы Кларк с электромеханическим устройством

вают продукты, подлежащие выдаче на следующий день. Общая площадь экспедиции должна быть достаточной, чтобы вместить 60—70% запаса, предназначенного к выдаче в течение одних суток.

Для бесперебойного движения автопогрузчиков и аккумуляторных тележек, транспортирующих продукты внутри здания, заслуживают внимания некоторые конструктивные решения. Например, для устранения проникновения теплого воздуха внутрь здания и облегчения труда применяют разнообразные шлюзовые тамбуры с механически работающими изотермическими дверями, на открытие и закрытие которых тратится несколько секунд без применения ручного труда.

В комплект, поставляемый специальными заводами-изготовителями, входят изолированные секции дверей, электродвигатель, механическое устройство, рама и электрообогреватель-

ный кабель, который служит для предотвращения примерзания полотна двери к раме (рис. 9).

Шлюзовые двери открываются автоматически от толчка автопогрузчика или тележки и сами закрываются за проехавшей тележкой. Механические двери камеры имеют кнопочное управление, что также облегчает труд рабочих.

В последнее время стали применять шлюзовые двери, изготовляемые из резины или прозрачной пластмассы. Дверь из прозрачной пластмассы позволяет увидеть встречную тележку и избежать столкновения. На некоторых холодильниках вместо указанных выше конструкций дверей применяют завесы из холодного воздуха. Применение завес связано с потерями холода, но создает большие удобства при транспортировании грузов внутри холодильника.

Глава II

БЕЗНАСОСНЫЕ СИСТЕМЫ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ИСПАРЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Охлаждающая система представляет собой совокупность приборов охлаждения и вспомогательных элементов, являющихся составной частью холодильной установки и обеспечивающих отвод тепла от потребителей холода.

Ее назначение — совместно с теплоограждающей конструкцией камер поддерживать заданные температурные и влажностные режимы. В камерах охлаждения и замораживания продуктов интенсивное охлаждение достигается усиленной циркуляцией воздуха и понижением температуры охлаждающей среды.

В зависимости от требований холодильной технологии, состояния холодильной техники и задач, поставленных перед холодильной и пищевой промышленностью, изменялись и конструкции охлаждающих систем.

На холодильниках получили распространение следующие основные типы охлаждающих систем:

- 1) безнасосные непосредственного испарения;
- 2) насосные непосредственного испарения;
- 3) рассольные;
- 4) воздушные;
- 5) смешанного охлаждения.

Безнасосная охлаждающая система непосредственного испарения состоит из приборов охлаждения, которые заполняются испаряющимся холодильным агентом. Она включает в себя все элементы, составляющие низкотемпературную часть холодильной установки (от регулирующего вентиля до всасывающего патрубка компрессора). В последнее время ее стали называть системой непосредственного охлаждения, считая, что тепло здесь непосредственно передается от охлаждаемой среды к холодильному агенту.

Насосная охлаждающая система имеет приборы охлаждения, в которых циркуляция жидкого холодильного агента осуществляется с помощью специального насоса.

Рассольная система отличается от остальных систем тем, что в ее приборах охлаждения циркулирует хладоноситель — рассол, охлаждаемый в испарителях холодильной установки. Охлажденный рассол из испарителя с помощью циркуляционного насоса подается в приборы охлаждения камер, где после подогрева он снова возвращается в испаритель на повторное охлаждение.

Воздушная система характеризуется тем, что вместо батарей в ней установлены воздухоохладители, в которых нагретый воздух с помощью вентиляторов подается из камеры, где охлаждается и затем по нагнетательным воздушным каналам направляется на охлаждение камер. При этом в камерах может происходить интенсивная циркуляция воздуха и даже вентиляция, т. е. подача в камеру свежего воздуха. С помощью одного воздухоохладителя и системы его всасывающих и нагнетательных каналов можно охлаждать несколько камер (централизованная воздушная система). На современных холодильниках каждая камера охлаждается одним или несколькими воздухоохладителями. При использовании второго варианта всасывающие и нагнетательные воздушные каналы могут отсутствовать.

Охлаждается воздух в воздухоохладителях кипящим хладоносителем или хладоносителем. Последний может находиться в непосредственном контакте с охлаждаемым воздухом (мокрые воздухоохладители) или циркулировать в трубах (сухие воздухоохладители).

Смешанное охлаждение — это совокупность батарейного и воздушного охлаждения, которые в зависимости от заданного режима работы камеры могут действовать одновременно либо раздельно. Например, в универсальных камерах при обычных режимах хранения мороженных продуктов действуют только батареи. При переходе на режимы охлаждения, доморазживания или низкотемпературного хранения тарных грузов в работу дополнительно включаются воздухоохладители. Камерные морозилки, оборудованные смешанной системой охлаждения, в период их использования в качестве камер хранения переводят на батарейное охлаждение. При этом режиме воздухоохладители отключаются.

Каждая из перечисленных систем охлаждения имеет свою область применения, определяемую потребными режимами эксплуатации камер.

Например, при хранении незатаренных мороженных продуктов применение воздушного охлаждения нецелесообразно, так как оно повышает циркуляцию воздуха, снижает относительную влажность и приводит к повышенной усушке продуктов. Вместе с тем, в ряде случаев строятся холодильники, в которых камеры

хранения оборудованы системой воздушного охлаждения. Объясняется это тем, что в камерах предусматривается преимущественно хранение грузов в упаковке, предохраняющей их от усушки. Это может иметь место также и при низкотемпературном хранении мороженных продуктов, когда вследствие низких парциальных давлений пара в воздухе камер перенос влаги с поверхности продуктов на приборы охлаждения незначителен.

Иногда воздушное охлаждение применяют вынужденно. Это происходит в тех случаях, когда возникают затруднения в обеспечении строительства холодильника трубами на батарейное охлаждение, потребность в которых часто исчисляется десятками километров и составляет до 80% всего металла, идущего на холодильную установку в целом. Естественно, что переход с батарейного на воздушное охлаждение значительно снижает потребность в трубах. Особенно это заметно при использовании мокрых воздухоохладителей. Однако такой переход приводит к большому росту потерь от усушки хранимых продуктов и повышенному расходу электроэнергии на работу холодильной установки. Таким образом, выбор той или иной системы охлаждения определяется на основании технико-экономического сопоставления различных систем с учетом затрат на капитало-вложения холодильника и его эксплуатационные расходы, при условии удовлетворения основных требований, предъявляемых к охлаждающим системам.

По способу питания охлаждающих приборов холодильным агентом безнасосные системы непосредственного испарения подразделяются на прямоточные и с отделителем жидкости.

Прямоточные системы предусматривают подачу холодильного агента от регулирующей станции непосредственно к батареям и отсос из них паров в компрессор. Подача жидкого аммиака в батареи здесь осуществляется вследствие разности давлений конденсации и испарения.

Системы с отделителем жидкости предусматривают подачу холодильного агента после регулирующей станции в батареи не непосредственно, а через специальный сосуд — жидкостной отделитель.

Каждая из этих систем имеет большое количество разновидностей.

ПРЯМОТОЧНАЯ СИСТЕМА НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ИСПАРЕНИЯ

Простейшая схема прямоточной системы показана на рис. 10. Регулирование режима работы установки состоит в том, что с помощью регулирующего вентиля 4 производится подача

жидкого аммиака в батарее в таком количестве, какое испаряется в каждой из них. Если жидкости подается недостаточно, то это приводит к перегреву паров на выходе из батареи. Тогда открывают регулирующий вентиль и увеличивают подачу жидкости и заполнение батарей. Наоборот, если подается излишнее количество жидкости, то это приводит к поступлению из батареи влажных паров. При этом ее паровой вентиль 6 начнет интенсивно обмерзать и покрываться инеем. Для предотвращения обмерзания вентиль 4 прикрывают.

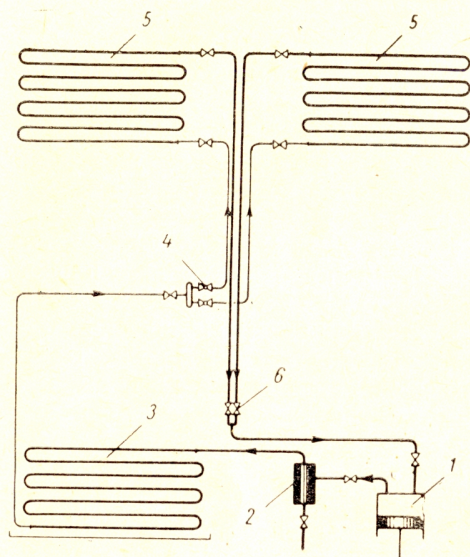


Рис. 10. Простейшая прямооточная система непосредственного испарения:

1 — компрессор, 2 — маслоотделитель, 3 — конденсатор, 4 — регулирующий вентиль, 5 — батарея, 6 — паровой вентиль

между воздухом и холодильным агентом и низкого коэффициента теплоотдачи от перегретых паров. По этой причине регулирование режима в камерах охлаждения усложняется. Чтобы обеспечить хорошее заполнение батарей жидким холодильным агентом и избежать всасывания влажных или чрезмерно перегретых паров компрессором, в этой системе применяют пароосушитель (рис. 11), из которого сепарируемая жидкость подается повторно к приборам охлаждения. Основные недостатки этой системы — большой расход труб (на соединительные трубопроводы) и арматуры, незначительная циркуляция холодильного агента в батареях, трудности регулирования работы установки, особенно в условиях нестационарного режима эксплуатации

камер. Поэтому такие системы используются лишь на небольших холодильниках и фреоновых установках. Прямоточная система имеет ряд разновидностей. Одна из них с аккумулятором показана на рис. 12. Жидкий холодильный агент, поступающий из конденсатора, перед регулирующим вентилем переохлаждается в змеевике аккумулятора за счет испарения влаги, уносимой из батарей парами холодильного агента. В результате этого температура холодильного агента перед регулирующим вентилем понижается, что уменьшает выделение паров при дросселировании. Указанные эксплуатационные особенности значительно облегчают распределение и подачу жидкого холодильного агента, особенно в развитых многоэтажных схемах установок двухступенчатого сжатия.

Объясняется это тем, что в установках двухступенчатого сжатия подача жидкого аммиака в батареи камеры осуществляется за счет перепада давлений в промсосуде и испарительной системе. При подаче жидкости в батареи верхних камер ее давление падает на величину соответствующего гидростатического столба, вызывая выделение паров. В результате паросодержание и гидравлическое сопротивление парожидкостной смеси возрастают.

Для обеспечения необходимой подачи жидкости в батареи верхних этажей жидкостные регулирующие вентили открывают в большей степени.

Это затрудняет распределение жидкости потребителям и может привести к тому, что давление в промсосуде окажется недостаточным для обеспечения подачи жидкости в камеры верхних этажей. Для предотвращения этого жидкость в аккумуляторе переохлаждают.

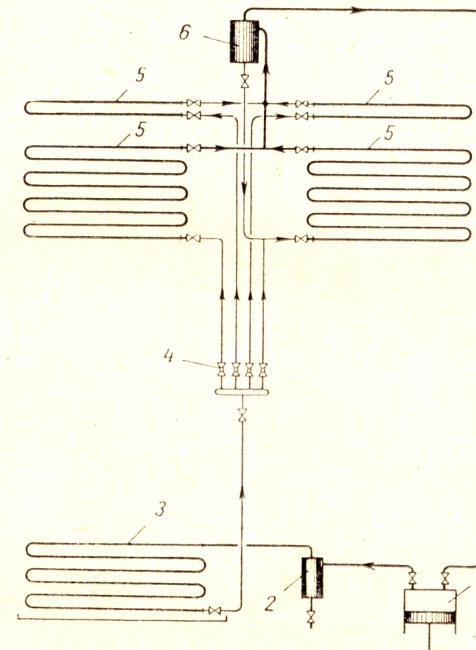


Рис. 11. Прямоточная система с пароосушителем:

1 — компрессор, 2 — маслоотделитель, 3 — конденсатор, 4 — регулирующий вентиль, 5 — батарея, 6 — пароосушитель

В энергетическом отношении система с аккумулятором никаких преимуществ не имеет, так как в ней переохлаждение жидкости, подаваемой к регулирующему вентилю, осуществляется

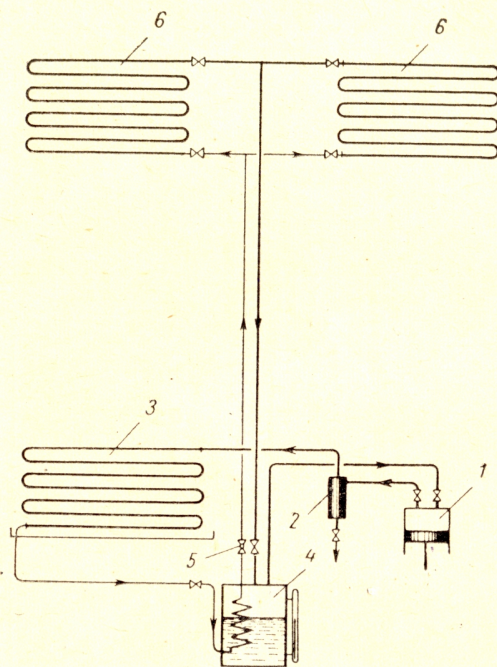


Рис. 12. Прямоточная система с аккумулятором:

1 — компрессор, 2 — маслоотделитель, 3 — конденсатор, 4 — аккумулятор, 5 — регулирующий вентиль, 6 — батарея

за счет испарения жидкости, сепарируемой из влажных паров, поступающих в аккумулятор. Последнее обстоятельство приводит к тому, что в установках с аккумулятором влажность пара, выходящего из испарителя, может изменяться лишь в узких пределах. При поступлении в аккумулятор паров большой влажности сепарируемая жидкость может переполнить его и вызвать гидравлические удары в компрессоре. Кроме того, поступление в аккумулятор паров низкого влагосодержания может привести к ухудшению условий теплопередачи в батареях из-за недостаточного их заполнения жидким аммиаком. Основным достоинством установок с аккумулятором является простота в регулировании и поддержании нормального режима работы, который настраивается по уровню жидкого холодильного агента в аккумуляторе. Однако из-за перечисленных выше недостатков такие установки широкого распространения не получили.

СИСТЕМА С ОТДЕЛИТЕЛЕМ ЖИДКОСТИ

Для лучшего заполнения батарей жидким холодильным агентом и обеспечения нормальной его циркуляции применяют систему непосредственного испарения с жидкостным отделителем, которая получила широкое распространение на отечественных холодильниках.

Принципиальная схема системы с жидкостным отделителем трехэтажного холодильника показана на рис. 13. Циркуляция холодильного агента в ней осуществляется следующим образом. От регулирующей станции парожидкостная смесь направляется в жидкостной отделитель, где происходит ее сепарирование. Отделившиеся пары отсасываются компрессором, а жидкий агент самотеком направляется в батареи камер холодильника. В батарее холодильный агент, поглощая тепло, испаряется и в виде влажных паров поступает обратно в жидкостной отделитель. Из отделителя сухие насыщенные пары отсасываются компрессором, а неиспарившаяся жидкость вторично направляется в батареи системы.

Необходимый напор $\Delta p_{\text{н}}$ для такой циркуляции холодильного агента создается разностью весов столбов жидкости в жидкостном трубопроводе и парожидкостной смеси в батарее и ее паровом трубопроводе. Таким образом,

$$\Delta p_{\text{н}} = (\gamma_1 - \gamma_2) H_1 \text{ кг/см}^2, \quad (1)$$

где H_1 — высота уровня жидкого аммиака в циркуляционном контуре батареи (рис. 14);

γ_1 — объемный вес жидкости;

γ_2 — объемный вес парожидкостной смеси в батарее и трубопроводе отсоса паров в жидкостной отделитель.

При параллельно включенных батареях циркуляционный контур распадается на ряд параллельных, соответствующих ему контуров, в которых циркулирует парожидкостная смесь.

Таким образом, регулирование подачи жидкости осуществляется с помощью вентилей, устанавливаемых до и после каждой батареи, либо с помощью группы параллельно

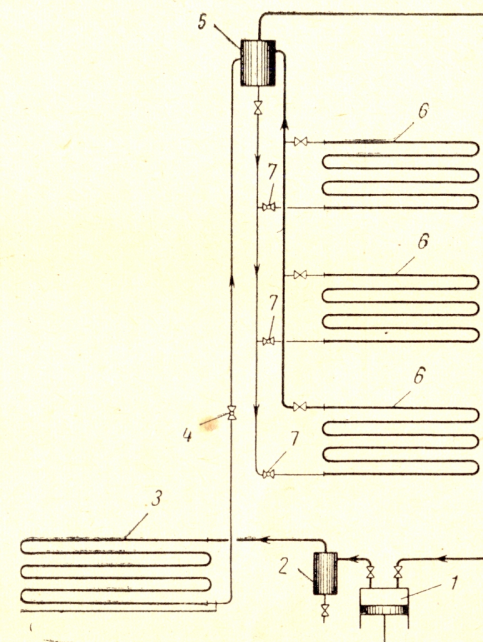


Рис. 13. Самоточная система непосредственного испарения с отделителем жидкости:

1 — компрессор, 2 — маслоотделитель, 3 — конденсатор, 4 — регулирующий вентиль, 5 — отделитель жидкости, 6 — батарея, 7 — жидкостной вентиль

включенных батарей каждой из камер холодильника. Поэтому жидкостные вентили батарей обычно являются регулирующими, что облегчает правильное распределение холодильного агента.

На многих многоэтажных холодильниках жидкий аммиак подавался в батареи камер всех этажей из одного жидкостного отделителя (см. рис. 13).

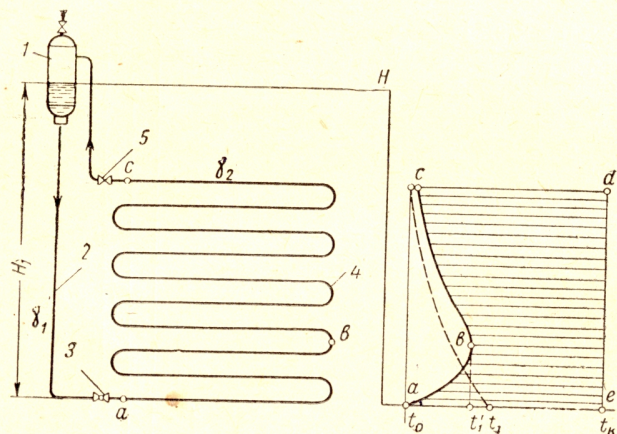


Рис. 14. Влияние гидростатического столба жидкости на теплопередачу батарей:

1 — отделитель жидкости, 2 — жидкостной трубопровод, 3 — жидкостной вентиль, 4 — батарея, 5 — паровой вентиль

Это вызывало энергетические потери, снижало холодопроизводительность установки и затрудняло регулирование подачи жидкого аммиака в батареи.

Основные особенности тепловых и гидравлических процессов, происходящих в этих системах, приводятся ниже.

Циркуляция аммиака в системах с отделителем жидкости

Предположим, что в схеме, показанной на рис. 13, к отделителю жидкости подключена только одна батарея верхнего этажа. Ее циркуляционный контур, изображенный на рис. 14, будет подчиняться следующим закономерностям. Циркуляционный напор $\Delta p_{\text{ц}}$, вызывающий движение аммиака в данном контуре, расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений в батарее $\Delta p_{\text{б}}$ и внешних по отношению к ней сопротивлений жидкостного и парового трубопроводов и их местных сопро-

тивлений $\Delta p_{\text{вн}}$, а также на ускорение движения частиц жидкости в циркуляционном контуре $\Delta p_{\text{уск}}$, т. е.

$$\Delta p_{\text{б}} = \Sigma (\Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{уск}})_{\text{б}}, \quad (2)$$

$$\Delta p_{\text{ц}} = \Delta p_{\text{б}} + \Delta p_{\text{вн}}. \quad (3)$$

Очевидно, чем меньше внешние по отношению к батарее сопротивления циркуляционного контура $\Delta p_{\text{вн}}$, тем может быть большей расходная скорость движения парожидкостной смеси в самой батарее. Эта скорость связана с потерей напора в батарее соотношением

$$(\Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{уск}})_{\text{б}} = \xi \frac{\omega_0^2 \gamma L_{\text{б}}}{2gD}, \quad (4)$$

где $L_{\text{б}}$ — длина труб батарей;

D — диаметр труб батарей;

ξ — коэффициент сопротивления, отнесенный к расходной скорости ω_0 парожидкостной смеси. Последнюю определяют по формуле

$$\omega_0 = \frac{G + G''}{F_c \gamma}, \quad (5)$$

где G — расход жидкости и G'' — пара, γ — объемный вес жидкости в рассматриваемом сечении трубы площадью F_c . Пренебрегая потерей напора на ускорение частиц жидкости, можно записать

$$\Delta p_{\text{ц}} = (\gamma_1 - \gamma_2) H_1 = \Delta p_{\text{вн}} + \xi \frac{\omega_0^2 \gamma L_{\text{б}}}{2gD}. \quad (6)$$

Взаимосвязь между паросодержанием на выходе из батареи $X_{\text{б}}$, подачей жидкости G на батарею и ее тепловой нагрузкой $Q_{\text{б}}$ выразится соотношением:

$$Q_{\text{б}} = G(t_{0,\text{б}} - t_0)c_{\text{ж}} + GrX_{\text{б}} \text{ ккал/час},$$

откуда

$$X_{\text{б}} = \frac{Q_{\text{б}}}{Gr} - \frac{(t_{0,\text{б}} - t_0)c_{\text{ж}}}{r}, \quad (7)$$

где r — скрытая теплота парообразования, ккал/кг;

$c_{\text{ж}}$ — теплоемкость жидкого аммиака, ккал/кг°C;

$t_{0,\text{б}}$ — температура испарения аммиака, соответствующая давлению в батарее;

t_0 — температура испарения в жидкостном отделителе.

При этом предполагается, что трубопровод опускной ветви изолирован и в нем отсутствует теплообмен.

Из выражения (7) следует, что с увеличением тепловой нагрузки и уменьшением подачи жидкости паросодержание аммиака на выходе из батареи увеличивается.

С другой стороны, увеличение паросодержания аммиака в батарее уменьшает объемный вес γ_2 парожидкостной смеси в подъемной ветви циркуляционного контура и этим увеличивает циркуляционный напор $\Delta p_{\text{ц}}$. С ростом этого напора значение располагаемого напора, расходуемого на преодоление внешних по отношению к батарее гидравлических сопротивлений $\Delta p_{\text{вн}}$ циркуляционного контура, будет возрастать. Это приведет к увеличению подачи жидкости в батарею.

С увеличением подачи жидкости и расхода пара согласно формуле (5) возрастет также расходная скорость парожидкостной смеси ω_0 , а вместе с ней и гидравлические сопротивления батареи. Причем, с увеличением тепловой нагрузки и соответственным увеличением паросодержания аммиака в батарее подостижении некоторого ее значения Q'_6 гидравлические сопротивления батареи $\Delta p_{\text{тр.б}}$ будут возрастать интенсивней приращения циркуляционного напора $\Delta p_{\text{вн}}$. Это может привести к таким условиям циркуляции жидкости в рассматриваемом контуре, при которых располагаемый напор $\Delta p_{\text{вн}}$ с дальнейшим увеличением тепловой нагрузки батарей будет падать. Этому «критическому значению тепловой нагрузки» $Q_{6,\text{кр}}$ батарей соответствует «критическая расходная скорость» $\omega_{0,\text{кр}}$, которая определяет критические гидравлические сопротивления батарей

$$(\Delta p_{\text{тр.б}})_{\text{кр}} = \xi \frac{\omega_{0,\text{кр}}^2 L_6}{2gD}.$$

С увеличением тепловой нагрузки циркуляционный напор вследствие уменьшения γ растет, но разность $\Delta p_{\text{вн}} = \Delta p_{\text{ц}} - \Delta p_{\text{тр.б}}$, определяющая внешние гидравлические сопротивления и подачу жидкости на батарею, уменьшается. Это приведет к таким условиям теплопередачи в батарее, при которых отсос паров из батареи превысит подачу жидкости, вследствие чего заполнение батареи жидким аммиаком будет уменьшаться. Часть теплопередающей поверхности будет омываться перегретым паром, и теплопередача батарей будет падать до тех пор, пока не наступит новое динамическое равновесие, при котором расход пара и подача жидкости в батарее уравняются.

Таким образом, каждому значению тепловой нагрузки батареи Q_6 соответствует определенное динамическое равновесие, определяющее соответствующие равновесные значения расхода подаваемой жидкости G_i и паросодержания аммиака на выходе из батареи $(X_6)_i$. Эти значения могут быть определены с помощью выражений (5), (6), (7).

Таким образом, осуществляется как бы саморегулировка процессов, протекающих в батарее.

Рассмотренные зависимости (5), (6) и (7) приводят к выводу, что каждому значению высоты H_1 уровня жидкого аммиака в данном циркуляционном контуре должны отвечать свои критические значения тепловой нагрузки батареи $(Q_6)_{\text{к}}$ и паросодержания $X_{6,\text{к}}$ на выходе из нее. Им соответствует максимальная циркуляция жидкости в рассматриваемом контуре, т. е. максимальная подача жидкого аммиака в батарею.

На описанных физических явлениях основывается возможность регулирования подачи агента к батареям. Так, уменьшив гидравлические сопротивления циркуляционного контура путем открытия вентиля, можно увеличить подачу жидкого агента.

При проектировании описываемых систем охлаждения следует уменьшать местные сопротивления трубопроводов, подбирать необходимые сечения жидкостного и парового трубопроводов, а также сокращать длину шлангов батарей. Несоблюдение этих условий может привести к тому, что значение ожидаемой тепловой нагрузки батареи окажется выше критической.

Влияние столба жидкости на теплопередачу батареи и режим работы установки

Чтобы обеспечить в полной мере батареи жидким аммиаком и его циркуляцию, следует увеличивать высоту H_1 уровня жидкости в циркуляционном контуре. При прочих равных условиях для обеспечения питания жидким холодильным агентом батареи воздухоохладителя высота H_1 должна быть больше, чем для такой же батареи, находящейся в условиях естественной циркуляции воздуха.

Однако увеличение этой высоты ухудшает теплопередачу батареи.

Если предположить (см. рис. 14), что опускающаяся ветвь циркуляционного контура изолирована, то жидкий аммиак, поступающий в батарею, в начальном ее сечении a будет иметь температуру t_0 , соответствующую давлению испарения p_0 аммиака в жидкостном отделителе. Так как в сечении a давление $p_1 = p_0 + \gamma_1 H_1$ и ему соответствует температура испарения $t_1 > t_0$, то в этом месте батареи жидкий аммиак окажется в переохлажденном состоянии. Поэтому при дальнейшем перемещении аммиака в батарее он не будет кипеть, а только подогреваться до тех пор, пока в сечении b температура его не достигнет температуры кипения t'_1 , отвечающей давлению в этом месте.

Дальнейшее движение аммиака будет сопровождаться его кипением при постепенно падающей температуре, соответствующей уменьшению величины статического столба.

Изменение температуры аммиака при его движении по шлангу пристенной батареи показано на рис. 14. На этом же рисунке нанесена температура камеры t_k . Площадь $a, в, с, d, e$ после деления ее на высоту d, e определяет среднюю действительную температурную разность между температурой камеры и действительной температурой холодильного агента в батарее

$$(t_k - t'_0)_{\text{ср.}}$$

Коэффициент

$$\xi = \frac{(t_k - t'_0)_{\text{ср.}}}{t_k - t_0}$$

позволяет определить действительную разность температур, под влиянием которой происходит теплообмен. Он может быть назван температурным коэффициентом батареи. Чтобы перейти от расчетной тепловой нагрузки батареи, равной

$$Q_1 = k(t_k - t_0)F_k,$$

к действительной, достаточно полученное значение Q_1 умножить на температурный коэффициент батареи, т. е.

$$Q_{1, \text{д}} = \xi Q_1.$$

Так как разность температур $t_k - t_0$ обычно невелика, описываемое явление существенным образом может ухудшить теплопередачу от воздуха к батарее. Температурный коэффициент в некоторых случаях имеет значение всего лишь 0,3—0,4. При проектировании охлаждающей системы надо стремиться к тому, чтобы он приближался к 1. Это может быть достигнуто сокращением высоты столба жидкости в батарее. Следует иметь в виду, что вредное влияние гидростатического столба жидкости в батарее на ее теплопередачу будет тем значительней, чем ниже температура испарения.

Для устранения вредного влияния гидростатического столба жидкости на теплопередачу батареи систем непосредственного испарения, проводят следующие мероприятия:

- а) переходят на поэтажное размещение жидкостных отделителей;
- б) внедряют коллекторные батареи с самоциркуляцией жидкого аммиака;
- в) применяют батареи типа каскад;
- г) используют насосные системы с верхней подачей жидкого аммиака в батареи.

На холодильниках применяют системы, в которых подача жидкого аммиака в затопленные батареи, расположенные на нескольких этажах, осуществляется через один жидкостной отделитель (см. рис. 13). Здесь для равномерной подачи жидкости

к батареям камер всех этажей и для снижения вредного влияния гидростатического столба жидкости устанавливают регулирующие вентили на линии подачи жидкости к каждой из камер или группу батарей с одинаковыми гидравлическими характеристиками. При этом, чем ниже расположены батареи, тем больше должно быть дросселирование регулируемыми вентилями. Для верхнего этажа вентили подачи жидкости к батареям целесообразно открывать полностью.

Дросселирование облегчает распределение жидкости по батареям и значительно снижает вредное влияние гидростатического столба жидкости. Однако оно вызывает дроссельные потери.

Многоиспарительные системы

Рассмотрим условия подачи жидкого аммиака и отсоса паров из батарей различных камер одного этажа, подключенных к общему отделителю жидкости. Предположим, что в каждой камере условия теплопередачи в батареях одинаковы и все вентили подачи жидкости открыты полностью. При стационарном режиме подача жидкого аммиака, заполнение батарей и отсос из них паров будет для всех батарей равномерным. Допустим также, что в одной из камер, например в камере № 3, теплоприток от воздуха к батарее резко повысился. Тогда количество паров, образующееся в этой батарее, и давление возрастут, объемный вес парожидкостной смеси уменьшится. Вместе с тем уменьшится и ее заполнение жидким аммиаком. Вследствие этого излишек жидкого аммиака начнет поступать в отделитель жидкости и в батареи остальных камер. Если их объем для приема избыточного количества жидкого аммиака окажется недостаточным, то, переполнив отделитель жидкости и батареи остальных камер, парожидкостная смесь устремится во всасывающий трубопровод компрессора и может вызвать гидравлические удары. Вскоре ввиду повышенного теплопритока в батарее будет наблюдаться недостаток жидкого аммиака. Для увеличения питания батарей необходимо увеличить подачу аммиака из регулирующей станции к отделителю жидкости. Таким образом, повышенный теплоприток в одной из камер вызывает необходимость в регулировании открытия общего регулирующего вентиля. Поэтому батареи камер с резко меняющейся тепловой нагрузкой (камеры охлаждения, замораживания) независимо от их температуры желательно питать от самостоятельных отделителей жидкости.

Стремление облегчить регулирование и поддержание рационального режима эксплуатации многобатарейной системы и повысить безопасность работы компрессоров выдвинуло задачу

автоматизации и дальнейшего ее совершенствования. Для этого к отделителям жидкости подключают указатели уровня жидкого аммиака, поплавковые регулирующие клапаны, трубопровод перелива жидкого аммиака из жидкостного отделителя в специальный ресивер. В некоторых случаях применяют соленоидные клапаны, управляемые термостатами. Их устанавливают в камерах и настраивают на заданные температуры. Для периодического удаления инея, оседающего на батареях, в системах непосредственного испарения используют так называемые схемы оттаивания.

Схемы оттаивания снеговой шубы

Когда температура поверхностей батарей или воздухоохладителей, омываемых воздухом, ниже точки росы и 0° , на них появляется влага в виде инея, называемого снеговой шубой. Образование инея на охлаждающих поверхностях камер холодильников довольно значительно. Оно особенно интенсивно происходит в остывочных камерах и морозилках, в которых имеет место повышенное выделение влаги из продуктов.

Оседающая на трубах иней ухудшает теплопередачу и циркуляцию воздуха. Особенно это заметно при использовании двухрядных, пучковых и ребристых батарей. На холодильниках снеговую шубу с батарей периодически удаляют механическим способом или методом оттайки ее горячими парами аммиака. Последний способ получил наибольшее распространение.

Механический способ является более трудоемким и особенно затруднен, когда иней уплотняется. Это имеет место в тех случаях, когда тепловая нагрузка в камерах меняется при температурах, близких к 0° .

Метод оттайки заключается в следующем. Жидкий аммиак предварительно удаляют из оттаиваемой батареи. Горячие аммиачные пары после маслоотделителя по специальному трубопроводу направляют в батарею. Соприкасаясь с холодной стенкой батареи, горячие пары нагревают ее и конденсируются. Постепенно внутри батареи накапливается конденсат, а на наружной поверхности ее начинает плавиться слой инея, который затем легко удаляется.

Существует несколько способов предварительного удаления жидкого аммиака из оттаиваемых батарей и подачи в них горячих паров. На некоторых холодильниках до начала оттайки подачу аммиака в оттаиваемые батареи прекращают за 7—8 час. Подачу жидкости в батареи, принимающие аммиак, прекращают за 3—4 часа. При этом отсос паров из всех батарей продолжается. К началу оттаивания в батареях клапан отсоса паров перекрывают и подают в эти батареи горячие пары. Под

давлением горячих паров жидкий аммиак перепускается через дренажную линию в батареи, подготовленные для его приема. Как только аммиак будет полностью удален из оттаиваемой батареи, жидкостный клапан оттаиваемой батареи перекрывают. После поступления горячих паров внешняя поверхность батарей освобождается от инея через 15—20 мин.

Следует отметить, что емкость оттаиваемых батарей и батарей, служащих «ресивером» жидкого аммиака, так же как и время прекращения подачи жидкого аммиака в батареи пе-

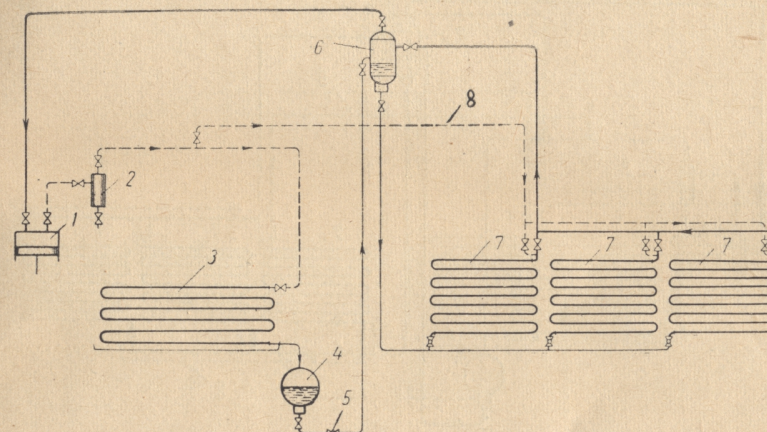


Рис. 15. Простейшая схема оттаивания батарей:

1 — компрессор, 2 — маслоотделитель, 3 — конденсатор, 4 — линейный ресивер, 5 — регулирующий клапан, 6 — отделитель жидкости, 7 — батарея, 8 — линия горячих паров

ред их оттаиванием, должны быть правильно выбраны. При несоблюдении этого условия система может переполниться жидким аммиаком и вызвать гидравлический удар компрессора.

Принципиальная схема холодильной установки, в которой оттаивание снеговой шубы осуществляется по указанному выше способу, представлена на рис. 15. Существенным недостатком этой схемы является то, что при оттайке батарей одной камеры нарушается работа в течение длительного времени и в соседних камерах. Кроме того, затруднено перекачивание жидкого аммиака из батарей данной камеры в батареи любой из камер данного этажа.

Этот недостаток можно устранить, если к батареям всех камер данного этажа подключить дренажный трубопровод, как это показано на рис. 16. Однако и эта схема на современных холодильниках применяется редко, так как в ней не устранен первый из отмеченных недостатков. Кроме того, в условиях

эксплуатации трудно определить объем неиспарившейся жидкости, перепускаемой из оттаиваемых батарей, и емкость для приема этой жидкости. Это делается приближенно и поэтому сопряжено с излишним временем отсоса аммиака из оттаиваемых батарей и подготовляемых к приему из них неиспарившегося остатка, или с переполнением батарей, служащих ресивером.

Для устранения отмеченных недостатков разработана новая схема оттаивания — система оттаивания с дренажным ресивером.

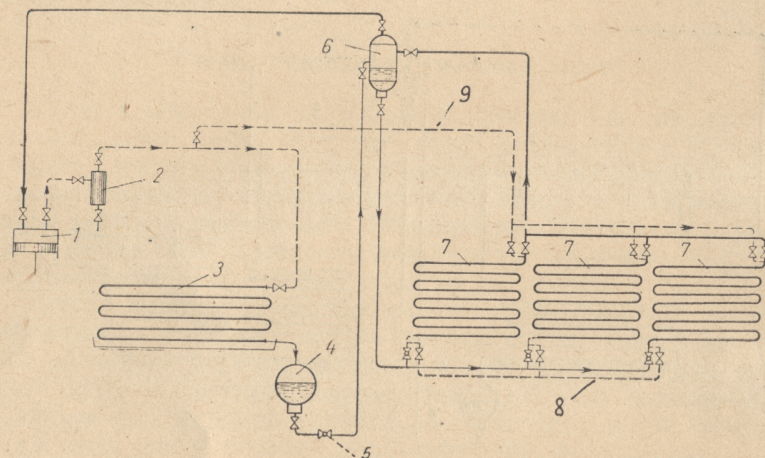


Рис. 16. Схема оттаивания с дренажной линией:

1 — компрессор, 2 — маслоотделитель, 3 — конденсатор, 4 — линейный ресивер, 5 — регулирующий вентиль, 6 — отделитель жидкости, 7 — батарея, 8 — дренажная линия, 9 — трубопровод горячих паров

ром, получившая широкое распространение при строительстве новых холодильников и модернизации старых.

Принципиальная схема удаления снеговой шубы с ресивером показана на рис. 17. Ресивер располагают в нижней части системы. Емкость его должна быть достаточной для приема всего жидкого аммиака, сливаемого из пристенных и потолочных батарей камеры, одновременно включаемых для оттаивания. Исходя из условий техники безопасности, емкость ресивера обычно увеличивают на 15—20%.

Удаление снеговой шубы с помощью ресивера производят следующим образом. Перекрывают вентили питания батарей жидким аммиаком. Убедившись по мерному стеклу, что в ресивере нет жидкого аммиака, понижают в нем давление до давления всасывания. Для этого ресивер присоединяют к линии отсоса паров из батарей к жидкостному отделителю. Далее

закрывают вентиль отсоса паров аммиака из оттаиваемых батарей и открывают вентиль на сливной линии. После этого жидкий аммиак самотеком поступает в ресивер. В целях безопасности ресивер заполняют жидким аммиаком не более 80% емкости. При необходимости ресивер можно отключать от батарей и дополнительно удалять из него жидкий аммиак.

После выпуска из батарей всей жидкости вентиль на сливной линии перекрывают и затем открывают вентиль на трубо-

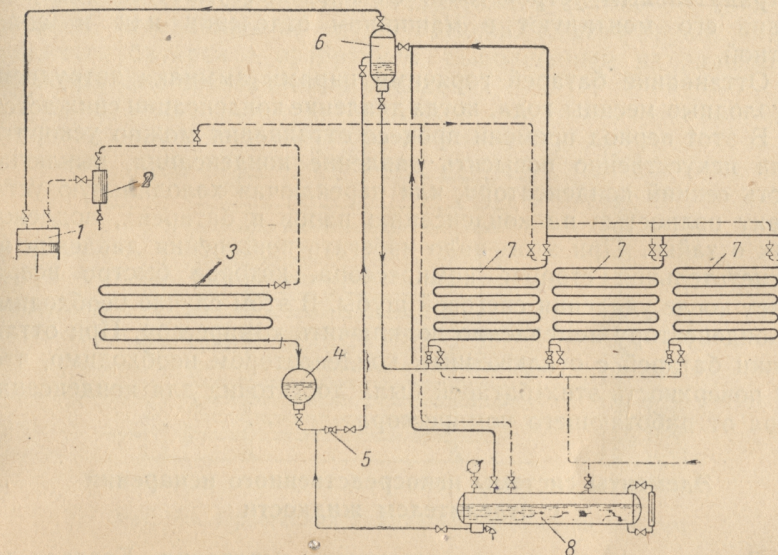


Рис. 17. Схема оттаивания с ресивером:

1 — компрессор, 2 — маслоотделитель, 3 — конденсатор, 4 — линейный ресивер, 5 — регулирующий вентиль, 6 — отделитель жидкости, 7 — батарея, 8 — ресивер оттайки

проводе подачи горячих паров аммиака в батареи. Вентиль на трубопроводе не закрывают до тех пор, пока не закончится оттаивание батарей. После этого линию горячих паров отключают от батарей и нагнетательного трубопровода. Затем открывают вентиль отсоса паров из батарей.

Для подачи жидкого аммиака из ресивера в систему его соединяют с линией подачи жидкости из конденсатора на регулируемую станцию, последнюю предварительно отключают от конденсатора. Через регулируемую станцию жидкий аммиак выдают в батареи парами высокого давления. После выпуска аммиака ресивер отключают от регулирующей станции и присоединяют ко всасывающей линии. После этого восстанавливают нормальную подачу жидкости из конденсатора в систему. Батареи подключают к линии питания жидким

аммиаком из отделителя жидкости, а регулируемую станцию — к ресиверу конденсатора.

Положительным в схеме является также и то, что в процессе оттаивания горячими парами с поверхности батарей удаляется масло, которое вместе с жидким аммиаком сливается в ресивер, где оно отстает и направляется в маслоотборник. Ресивер должен иметь предохранительный клапан, линию аварийного выпуска аммиака, манометр и мерное стекло с предохранительным устройством. Обычно для удобства обслуживания его монтируют в машинном отделении или в аппаратной.

Оттаивание батарей горячими парами аммиака затруднено в холодные месяцы года, когда давление конденсации снижается.

В этот период времени процесс оттаивания можно ускорить, если искусственно повысить давление конденсации, выключая часть секций конденсатора, или переключая холодильную установку полностью на конденсацию паров в батареях, подлежащих оттайке. При этом надо избегать повышения давления на нагнетательной стороне компрессора, которое быстро возрастает после удаления снеговой шубы. В этом случае необходимо к конденсатору немедленно подключить компрессор. При оттаивании батарей с отключенным конденсатором необходимо, чтобы поверхность этих батарей была достаточна для конденсации пара от работающего компрессора.

Элементы системы непосредственного испарения с отделителем жидкости

Батареи систем непосредственного испарения. Батареи непосредственного испарения на холодильниках долгое время использовались преимущественно в камерах замораживания. В связи с переходом на хранение в условиях пониженных температур воздуха они получили широкое распространение на холодильниках.

Изготавливают батареи обычно на месте строительства холодильников, вследствие чего конструкции батарей и аммиачные схемы отличаются большим разнообразием.

По способу размещения в камерах батареи подразделяются на пристенные, потолочные и стеллажные.

По конструкции они классифицируются на змеевиковые и коллекторные. Змеевиковые батареи бывают одношланговыми, двухшланговыми, витыми и пучковыми многорядными (потолочные).

Коллекторные батареи, в свою очередь, бывают с вертикальными, наклонными и горизонтальными трубами, заключенными

между двумя коллекторами, располагаемыми горизонтально или вертикально.

Теплопередающую поверхность батареи делают гладкотрубной или оребренной. Ребра батарей бывают постоянными или разъемными. Постоянные ребра могут быть в виде навитой вокруг трубы стальной полосы (сплошной или с поперечными надрезами), в виде цилиндрических или квадратных пластин, насаженных на одну или пучок труб.

Разъемные ребра обычно квадратные и состоят из двух половинок, надеваемых на трубы батареи. К этой группе также относятся батареи с оребрением, выполненным из разъемных чугунных или алюминиевых насадок.

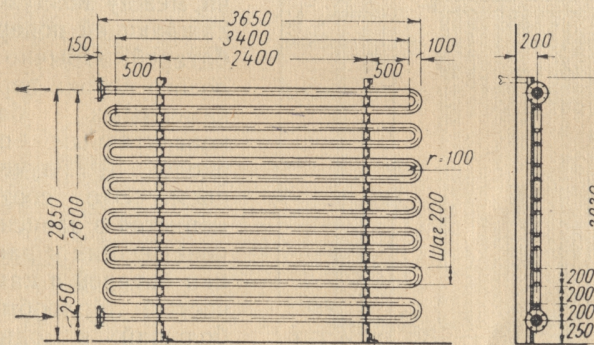


Рис. 18. Пристенная аммиачная однорядная батарея

Ребра могут быть также выполнены и в виде игольчатой поверхности.

Батареи непосредственного испарения изготавливают из стальных цельнотянутых труб $\varnothing 57 \times 3,5$ мм. Длина шлангов батарей на старых холодильниках достигала 200 м, а иногда и 400 м. Позже длина их не допускалась свыше 120 м, а затем была сокращена до 50 м и меньше. В коллекторных батареях длину труб ограничивают длиной или высотой самих батарей. Батареи делают различной длины, исходя из размера камер. Для установки пристенных батарей учитывают также расстояния между колоннами. В системах с отделителем жидкий аммиак подается в нижние трубы батарей, а отсос паров осуществляется из верхних. Число труб батарей четное. Это позволяет подачу и отсос паров делать односторонними.

На рис. 18 показана однорядная шланговая пристенная аммиачная батарея, получившая большое распространение на холодильниках.

Широко применяется также вертикальнотрубная коллекторная пристенная батарея (рис. 19).

На рис. 20 показана однорядная горизонтальнотрубная с витыми ребрами коллекторная пристенная батарея ВНИХИ.

Потолочные батареи выполняют коллекторными одно-, двух- и четырехрядными. Четырехрядная батарея такого типа показана на рис. 21.

Раньше применяли пятирядные по высоте и шестирядные по ширине пучковые потолочные батареи. Теплопередача в них

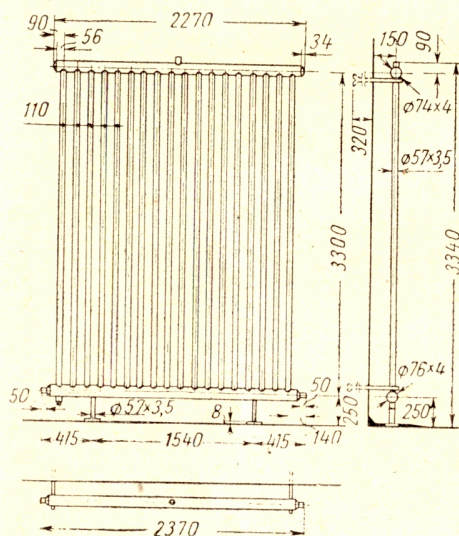


Рис. 19. Аммиачная пристенная однорядная вертикальнотрубная батарея

батарей обычно составляет $8-10^\circ$, а относительная влажность воздуха камеры — $85-95\%$. Поэтому температура охлаждаемой поверхности обычно бывает ниже точки росы, что приводит к влажному теплообмену. Этот теплообмен тем интенсивней, чем выше температура и относительная влажность воздуха камеры. Для камер с температурой воздуха 0° отношение общего — влажного и конвективного теплообмена к конвективному, т. е. так называемый коэффициент влаговыделения $\xi = 1,3$; указанный коэффициент при понижении температуры в камере до -18° уменьшается до 1,1. С дальнейшим понижением температуры в камере коэффициент влаговыделения стремится к 1.

малоинтенсивна и определяется главным образом условиями теплоотдачи между воздухом и охлаждающей поверхностью батарей. Обычно $\frac{2}{3}$ теплового потока передаются камерными батареями конвективным путем и около $\frac{1}{3}$ лучеиспусканием. Это соотношение меняется в зависимости от конструкции и расположения батарей в камере. Лучистый теплообмен наибольший в однорядных батареях и наименьший в многорядных, пучковых и ребристых батареях, для которых теплоотдача излучением примерно в 2,5 раза меньше, чем для однорядных. Разность температур между воздухом и холодильным агентом

Коэффициент теплопередачи аммиачных батарей меняется в зависимости от их конструкции, температуры и относительной влажности воздуха в камере, а также температурной разности между воздухом и холодильным агентом. Его значение может быть рассчитано по формулам и методике, приведенным в последующих главах. Для ориентировочных расчетов значение коэффициента теплопередачи может быть принято из табл. 3, составленной по данным ВНИХИ.

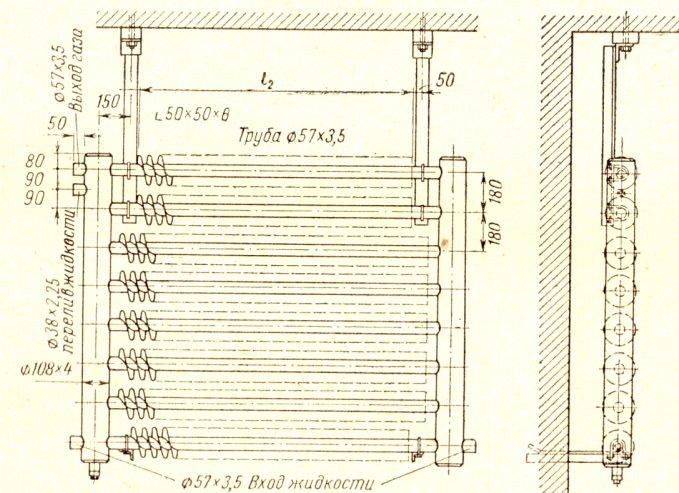


Рис. 20. Однорядная ребристая горизонтальнотрубная пристенная батарея

В условиях эксплуатации значение коэффициента теплопередачи может меняться в зависимости от слоя, осевшего на поверхности батарей иная и степени заполнения их жидким аммиаком.

Отделители жидкости. Наличие отделителя жидкости облегчает заполнение и циркуляцию парожидкостной смеси в системе. При этом создаются условия для работы компрессора «сухим ходом». Сепарация пара и жидкости в отделителе происходит в результате резкого падения скорости в нем и изменения направления движения парожидкостной смеси.

Так как допустимая скорость пара во всасывающем трубопроводе обычно равна $15-20$ м/сек, а в отделителе жидкости скорость пара должна снижаться до $0,7-0,8$ м/сек, то отношение диаметров отделителя жидкости к диаметру всасывающего трубопровода должно быть равным 5:1.

Таблица 3

Значения коэффициентов теплопередачи гладкотрубных батарей диаметром $57 \times 3,5$ мм для камер холодильников, $\text{ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$

Температура воздуха в камере, $^\circ\text{C}$	Относительная влажность воздуха в камере, %	Число труб по высоте батарей, шт.	Разность температур, $^\circ\text{C}$		
			6	10	14

I. Настенные батареи

а) однорядные

— 18	95	6	5,7	6,0	6,2
		10	6,2	6,5	6,8
		14	7,8	7,4	7,6
— 10	90	18	8,2	8,5	8,7
		6	6,6	7,0	7,2
		10	7,3	7,6	7,9
0	85	14	8,3	8,6	8,8
		18	9,7	9,9	10,1
		6	7,8	8,4	8,8
		10	8,6	9,2	9,5
		14	9,8	10,3	10,6
		18	11,4	12,0	12,2

б) двухрядные

— 18	95	6	5,2	5,4	5,7
		10	5,7	6,0	6,2
		14	6,6	6,8	7,1
— 10	90	18	7,8	8,0	8,2
		6	5,2	5,4	5,7
		10	6,0	6,4	6,7
0	85	14	6,7	7,0	7,3
		18	7,7	8,0	8,3
		6	9,1	9,4	9,6
		10	7,2	7,8	8,1
		14	7,9	8,5	8,9
		18	9,2	9,8	10,0
		18	10,8	11,4	11,6

II. Потолочные батареи

а) однорядные

— 18	95		5,7	6,0	6,2
— 10	90		6,7	7,0	7,3
0	85		7,9	8,4	8,7

б) двухрядные

— 18	95		5,2	5,5	5,7
— 10	90		7,1	6,4	6,7
0	85		7,2	7,8	8,1

в) пучковые

(5 труб по высоте и 6 по ширине)

— 18	95		4,4	4,7	5,0
— 10	90		5,1	5,5	5,8
0	85		6,1	6,8	7,1

Ввиду того что подача жидкого аммиака из отделителя в систему производится самотеком, скорость жидкости в отводящем ее трубопроводе должна быть принята возможно меньшей (не более $0,25 \text{ м/сек}$), чтобы не вызвать излишних гидравлических сопротивлений. Так как в питающем трубопроводе отделителя жидкости подача аммиака происходит вследствие наличия высокой разности давлений конденсации и испарения, то допустимая скорость аммиака в нем может быть значительно большей и приниматься равной 1 м/сек . Значительно меньше должна быть скорость аммиака при питании отделителя жидкости от промежуточных сосудов установок двухступенчатого сжатия.

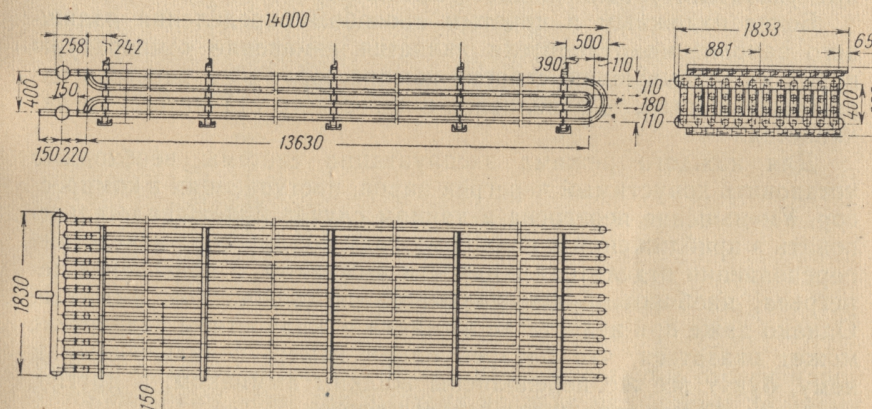


Рис. 21. Четырехрядная потолочная батарея

Причем она должна быть принята тем меньше, чем выше расположен отделитель жидкости. Поэтому отношение диаметров отводящего и подводящего жидкость трубопроводов отделителя жидкости принимается равной 2.

Отделитель жидкости одновременно может являться также отстойником масла, поступающего в него вместе с аммиаком. Для этого необходимо жидкостную отводящую трубу ввести в отделитель жидкости выше нижнего доннышка. Тогда в нижней части отделителя будет отстаиваться масло, которое периодически отводится по специальному трубопроводу в маслосборник.

Для замера уровня жидкости в отделителе имеется указатель уровня. В старых системах в качестве указателя использовали вертикальную стальную трубку, сообщающуюся с отделителем жидкости при помощи двух патрубков. Сечение верхнего патрубка составляло 3—4 мм. Температура наружной поверхности указателя, где он заполнен жидкостью, будет значительно ниже, чем в верхней части, омываемой парами. Поэтому на

наружной поверхности нижней части трубы до уровня жидкости образуется иней, по которому и судят о заполнении отделителя жидким аммиаком. Такой указатель уровня в эксплуатации довольно прост, но хорошо работает только при положительных температурах наружного воздуха. Подобные указатели целесообразно устанавливать у промежуточных сосудов.

Однако для жидкостных отделителей они не вполне пригодны, так как покрываются толстым слоем инея, не позволяющим обнаружить изменения уровня при его заполнении жидким аммиаком.

На холодильниках часто применяют магнитные дистанционные указатели уровня жидкого аммиака.

Более надежным и простым способом определения излишнего заполнения отделителя является измерение температуры паров на всасывающей стороне компрессора: если перегрев паров уменьшается, то заполнение жидкостного отделителя увеличивается.

Для каждого режима эксплуатации системы необходимо установить допустимый перегрев паров, поступающих в компрессор. Уменьшение перегрева в данном случае будет свидетельствовать о приближении к влажному ходу компрессора вследствие переполнения отделителя жидкости аммиаком, а повышение перегрева, наоборот, будет указывать на недостаток аммиака. Однако даже при недостатке аммиака в жидкостном отделителе может оказаться, что батареи одних камер, подключенных к нему, будут все же переполнены жидким аммиаком, а другие, наоборот, будут заполнены недостаточно.

Таким образом, показания только одного термометра на всасывающей стороне компрессора являются недостаточными для определения степени заполнения жидким аммиаком отдельных батарей. Поэтому следует устанавливать термометры на выходе паров из каждой батареи или на коллекторе объединенных батарей. Практически этот метод сводится к наблюдению за состоянием инея на трубах отсоса паров. Целесообразно применение термометрической станции с установкой дифференциальных термометров на входе и выходе батарей отдельных камер.

Отделители жидкости современных установок имеют трубу перелива, которая присоединяется к специальному ресиверу — сборнику жидкого аммиака. Ресивер должен иметь достаточную емкость, а также сигнальное устройство, предупреждающее технического персонала о его переполнении.

В настоящее время отделители жидкости конструктивно усовершенствованы и выпускаются заводами холодильного оборудования.

На рис. 22 показан отделитель жидкости аммиака. В ряде случаев трубу отсоса паров подключают к отделителю жидкости

сбоку. Однако предпочтительнее использовать верхний отвод паров, так как в этом случае отделитель жидкости приобретает

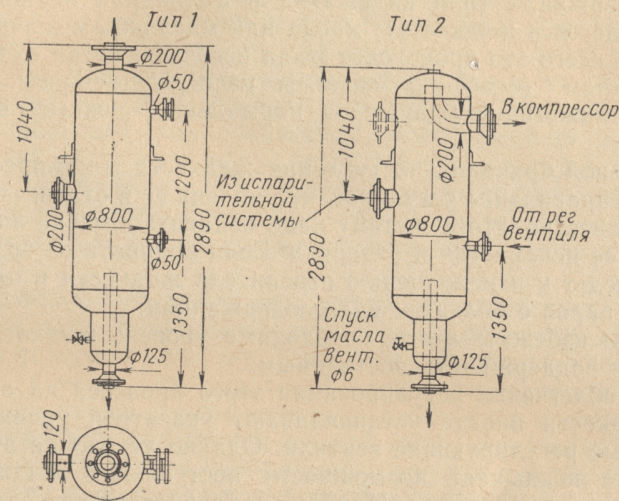


Рис. 22. Отделитель жидкости аммиака

большую рабочую высоту. В верхней точке трубы отсоса паров устанавливают кран для выпуска воздуха из системы во время заполнения ее жидким аммиаком.

Гидравлические удары и меры их предотвращения

При эксплуатации холодильных установок (особенно работающих по схеме непосредственного испарения) в компрессор иногда попадает жидкий агент, который вызывает гидравлические удары и приводит даже к аварии.

Появлению жидкости в компрессоре в большинстве случаев предшествует влажный ход, т. е. засасывание в него влажных паров. Для предотвращения поступления влажных паров в компрессор перекрывают его всасывающий вентиль. Затем всасывающий вентиль постепенно открывают и некоторое время система работает с дросселированием паров. Это приводит к снижению холодопроизводительности установки, перерасходу электроэнергии и способствует попаданию воздуха в систему при падении давления в картере ниже 1 атм.

Иногда гидравлические удары в компрессорах возникают внезапно, т. е. без предварительного засасывания влажных паров, вызывая тяжелые последствия.

Гидравлические удары могут быть вызваны поступлением в цилиндр компрессора: жидкого аммиака; паров повышенного влагосодержания (при их сжатии в цилиндрах влажный пар превращается в жидкость); масла или масляно-аммиачной смеси. Чаще всего это происходит из-за несовершенства охлаждающих систем (особенно системы непосредственного испарения), а также из-за нарушения нормальных режимов эксплуатации.

Основной причиной поступления жидкости в компрессор является неправильное регулирование подачи ее в отделитель жидкости. Известно, что в системе надо подавать столько жидкости, сколько ее испаряется в батареях. Если подавать ее больше, то это приведет к переполнению отделителя жидкости и отводу из батарей паров с большим влагосодержанием.

Чтобы избежать этого, необходимо уровень жидкости в отделителе поддерживать постоянным.

Для облегчения регулирования этого процесса на отделителях жидкости иногда устанавливают указатели уровня и поплавковые регулирующие вентили. Однако установка этих приборов не исключает возможности поступления жидкости из отделителя в компрессор. Наличие поплавкового регулирующего вентиля на отделителе может обеспечить постоянство уровня жидкости в нем только при стационарном температурном режиме в камерах. При переменной тепловой нагрузке (остывочные и морозильные камеры) установка поплавкового вентиля не дает нужного эффекта, а в ряде случаев даже дезориентирует технический персонал. С повышением тепловой нагрузки в камерах происходит выброс части жидкости из батарей в отделитель жидкости. Уровень ее в отделителе повышается, поплавок вентиль прекращает подачу жидкости из конденсатора. Тем не менее переполнение жидкостного отделителя может продолжаться и приведет к поступлению жидкости в компрессор.

Чтобы избежать переполнения на отделителях жидкости, устанавливают трубы перелива из отделителя в ресивер. Диаметр трубопровода для средних установок составляет примерно 76 мм. Имеющийся на трубопроводе запорный вентиль пломбируют в открытом состоянии.

Однако это устройство приводит к необходимости установки ресиверов повышенной емкости.

Следующей причиной возможного поступления жидкости в компрессор является уменьшение объемного веса парожидкостной смеси в батареях при повышении тепловой нагрузки в камерах.

Опыты и наблюдения показали, что паросодержание в парожидкостной смеси, заполняющей батареи, тем выше, чем больше удельная их тепловая нагрузка.

В камерах с нестационарным тепловым режимом изменение заполнения батарей жидким аммиаком происходит непрерывно. Колебания в заполнении батарей в зависимости от их тепловой нагрузки могут изменяться более чем в 2 раза. Для предотвращения этого явления обычно за несколько часов до загрузки теплых продуктов в морозилки подачу жидкости в батареи прикрывают, в результате чего к концу процесса замораживания значительная часть емкости батарей будет не заполнена жидкостью. Подобная регулировка обычно приводит к значительному ухудшению работы морозилок, вследствие ухудшения теплопередачи батарей (при их недостаточном заполнении жидким аммиаком) или вызывает переполнение системы жидкостью.

Уменьшение объемного веса парожидкостной смеси в батареях вызывается интенсивным парообразованием вследствие повышения тепловой нагрузки. Причиной повышения парообразования и уменьшения удельного веса парожидкостной смеси может быть также резкое снижение давления в системе.

При этом пар выделяется во всей толще жидкости, вызывая ее взбучание, переполнение батарей и других сосудов охлаждающей системы, и приводит к поступлению жидкости в компрессор.

Падение давления, вызывающее в системе гидравлические удары из-за бурного образования пара в толще охлаждающей жидкости, наблюдается при включении в систему дополнительных компрессоров, при выключении части потребителей холода или при прекращении подачи жидкости через регулирующий вентиль.

Чтобы исключить подобные явления, необходимо осуществлять плавный переход от одного давления к другому. Это достигается работой компрессоров в период их пуска с перекрытыми всасывающими вентилями и постепенным их открыванием. Включение потребителей холода необходимо делать постепенно.

Для того чтобы избежать попадания жидкости в компрессоры, следует при включении или выключении потребителей холода останавливать компрессоры.

Гидравлические удары вызываются также поступлением в компрессор жидкости, которая может накопиться во всасывающем его трубопроводе (если в нем имеются участки, способствующие сепарации жидкости из пара).

Таковыми участками могут быть коллекторы, устанавливаемые на всасывающем трубопроводе в машинных залах при нижней разводке трубопроводов. Сечение коллекторов бывает обычно больше, чем сечение основного трубопровода. Поэтому в них постепенно собирается сепарируемая жидкость, которая с течением времени уменьшает сечение прохода пара. При этом

увеличивается гидравлическое сопротивление всасывающего трубопровода и повышается скорость пара, что может привести к уносу жидкости в компрессор. Накапливание жидкости в коллекторах происходит незаметно для обслуживающего персонала, так как засасываемые из него пары при поступлении в компрессор могут иметь некоторый перегрев.

Повышение уровня жидкости в коллекторах выше предельного, при котором значительная скорость пара приводит к уносу жидкого аммиака, вызывает гидравлические удары. Поэтому необходимо следить за состоянием коллекторов и своевременно удалять из них жидкий аммиак и масло. Последнее обычно сепарируется вместе с аммиаком.

Удалять жидкость из коллекторов трудно, так как они изолированы и испарение жидкости происходит медленно.

Для предотвращения накапливания жидкости во всасывающем трубопроводе (при нижней разводке) устанавливают ресиверы жидкого аммиака. Применение указанных ресиверов облегчает эксплуатацию установки. Удаление жидкого аммиака из ресивера-сборника производится с помощью горячих паров на регулируемую станцию. Это делается так же, как и при оттайке батарей с дренажным ресивером.

Иногда в ресивере накапливается большое количество жидкости, вследствие чего при резком падении давления в системе может произойти выброс этой жидкости в компрессор. Поэтому жидкость необходимо систематически удалять из ресивера, а также не допускать быстрого падения давления в системе.

Во всасывающем трубопроводе могут образоваться жидкостные «мешки» из-за неправильной разводки всасывающей магистрали. В этом случае при повышении уровня в жидкостном отделителе в «мешках» может произойти выпадение жидкого аммиака, вызывающего увеличение гидравлических сопротивлений в них и выброс жидкости в компрессор.

Жидкостные «мешки» могут образовываться также из-за конструктивных недостатков всасывающего канала компрессора. При работе компрессора влажным ходом машинист для предотвращения гидравлического удара перекрывает всасывающий вентиль и этим резко снижает давление во всасывающей полости. Такое резкое снижение давления может вызвать взбучание аммиачно-масляной смеси и ее выброс в компрессор.

Конструктивный недостаток всасывающего канала легко устранить. Для этого необходимо исключить мешки в грязевике и довести нижнюю кромку всасывающего канала компрессора до нижней кромки всасывающих окон.

Накапливание жидкости во всасывающем трубопроводе может происходить в результате конденсации паров при длительной остановке компрессора и понижении температуры окружа-

щего воздуха. Если всасывающий трубопровод имеет уклон в сторону компрессора, то конденсат накапливается у всасывающего вентиля. При пуске компрессора, когда открывается всасывающий вентиль, может произойти гидравлический удар. Поэтому всасывающий трубопровод должен иметь уклон от компрессора.

Гидравлические удары могут возникать в компрессоре при поступлении в него жидкости через нагнетательный трубопровод. Это может произойти при конденсации пара в нагнетательном трубопроводе во время стоянки компрессора — при охлаждении его наружным воздухом, температура которого ниже температуры конденсации (если нагнетательный трубопровод имеет уклон в сторону компрессора).

Чтобы предотвратить эти явления, необходимо нагнетательный трубопровод устанавливать с наклоном в сторону от компрессора к конденсатору. Если конденсатор расположен выше компрессора, то надо устанавливать дополнительный сборник жидкого аммиака, в сторону которого должен быть уклон нагнетательного трубопровода от компрессора. Из этого сборника жидкий аммиак должен своевременно удаляться.

Гидравлические удары могут быть вызваны также неправильным впрыском аммиака для снятия перегрева во всасывающем трубопроводе. Чтобы избежать этого, линия впрыска должна иметь ограничительную шайбу подачи жидкости диаметром не более 3—4 мм, или должен быть установлен угловой вентиль небольшого диаметра. Расстояние ввода жидкости для впрыска до всасывающего вентиля должно быть не менее 5 мм.

Недостатки систем с отделителем жидкости

Системы непосредственного испарения с отделителем жидкости, несмотря на широкое распространение на холодильниках, имеют существенные недостатки. Главные из них следующие:

✓а) трудность регулирования равномерной подачи жидкого аммиака к потребителям холода и в отсосе паров, особенно в многокамерных системах холодильников. Это приводит к недостаточно эффективному использованию теплопередающей аппаратуры, нарушению температурного режима камер, а также влияет на работу компрессоров;

✓б) возможность возникновения гидравлических ударов в компрессорах. Применяемые способы предупреждения гидравлических ударов ухудшают теплопередачу приборов охлаждения камер вследствие недостаточного заполнения их жидким аммиаком. Переполнение системы или отдельных батарей приводит к снижению холодопроизводительности компрессоров и перерасходу электроэнергии, который вызывается необходимостью

дросселирования влажных паров при прикрытии всасывающего вентиля компрессора;

✓ в) большой расход холодильного агента на заполнение системы;

✓ г) затруднения в автоматизации режимов работы отдельных приборов охлаждения и системы в целом;

д) повышенный расход цельнотянутых труб на приборы охлаждения, особенно при отсутствии ребер на трубах;

✓ е) ухудшение работы приборов охлаждения вследствие влияния гидравлического столба на их теплопередачу;

ж) значительное загрязнение системы маслом, ухудшающее теплопередачу батарей.

В связи с этим за последние годы для средних и крупных холодильников стали применять насосные системы непосредственного испарения.

Глава III

НАСОСНЫЕ СИСТЕМЫ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ИСПАРЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

НАСОСНЫЕ АММИАЧНЫЕ СИСТЕМЫ

На рис. 23 показана принципиальная аммиачная схема установки с нижним расположением отделителя жидкости и подключенным к нему аммиачным насосом. Аммиачный насос отличается от обычного центробежного конструкцией сальника, ко-

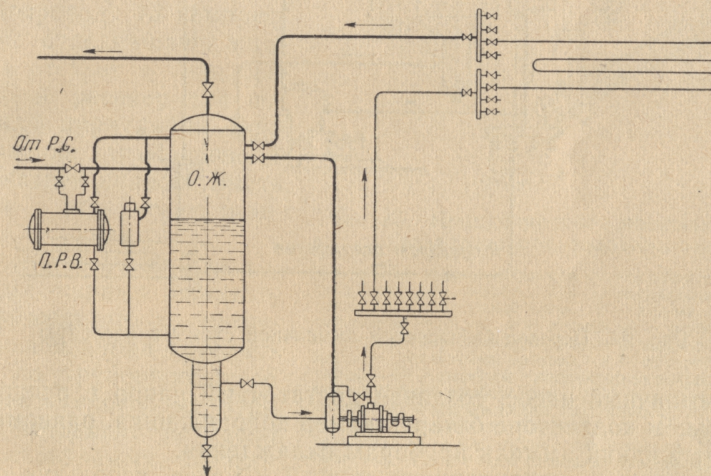


Рис. 23. Принципиальная насосная схема с нижним расположением отделителя жидкости

торый состоит из баббитовых колец, фонаря для смазки и мягкой хлопчатобумажной набивки. По сравнению с безнасосными аммиачными схемами охлаждения аммиачные насосные системы с нижним расположением отделителя жидкости имеют следующие преимущества: более простое распределение жидкого аммиака по батареям камер; бесперебойная подача жидкого

аммиака потребителям холода; незначительная загрязненность маслом приборов охлаждения; улучшенная теплопередача.

Безнасосные аммиачные схемы с верхним расположением отделителя жидкости можно переоборудовать в насосные. Для этого к отделителю необходимо подключить дополнительный сосуд с аммиачным центробежным насосом (рис. 24). Сосуд предназначен для обеспечения бесперебойной работы насоса, а также сбора жидкого аммиака, выделяемого из насыщенных паров, которые поступают в него из испарительной системы.

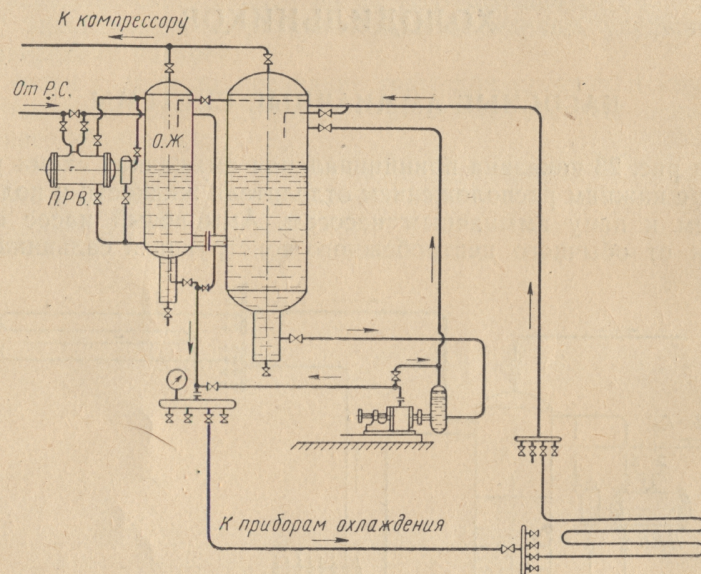


Рис. 24. Перевод безнасосной аммиачной схемы в насосную

Аммиачный насос, создавая достаточный напор в распределительном коллекторе батарей камер холодильника, равномерно подает жидкий аммиак приборам охлаждения.

Для новых холодильников инж. Л. Сысоев, используя опыт многолетней эксплуатации насосных систем ленинградских холодильников, рекомендует внедрять насосную схему непосредственного испарения (рис. 25).

Жидкий аммиак поступает через поплавковый регулирующий вентиль 2 в циркуляционный ресивер 3 емкостью 0,5 м³, откуда аммиачным насосом 4 подается в общий распределительный коллектор 5, расположенный в машинном зале. Из распределительного коллектора жидкий аммиак проходит по трубопроводу 6 и через соленоидный вентиль 15 под напором, создаваемым насосом, в общий распределительный коллектор 7, откуда по трубопроводу 16 аммиак поступает в батареи 8 и 9 камер. Все жидкостные трубопроводы от насоса до батарей камер при подъеме не должны иметь «мешков».

Пары аммиака с неиспарившейся жидкостью поступают по трубопроводам 17 в сборные камерные коллекторы 10, откуда проходят по общему всасывающему трубопроводу 11, объединяющему все камеры с одинаковой температурой испарения, в отделитель жидкости 12. Из отделителя жидкости пары отсасываются по трубопроводу 13 компрессором; отделившаяся жидкость стекает в циркуляционный ресивер для повторной циркуляции. Всасывающие трубопроводы от батарей должны иметь уклон к отделителю жидкости без «мешков».

Батареи оттаивают горячими парами аммиака, поступающими из нагнетательной линии компрессора по трубопроводу 18 обычным способом. При этом конденсат и масло из оттаиваемых батарей выжимаются горячими парами в жидкостной камерный коллектор и из него по специальному перепускному трубопроводу 14 в общий всасывающий трубопровод. Л. Сысоев рекомендует применять батареи потолочные короткошланговые, четырехрядные по высоте, разделенные коллекторами на две секции по вертикали, а также пристенные прямооточные батареи змеевикового типа с верхней подачей жидкости и нижним отсосом паров.

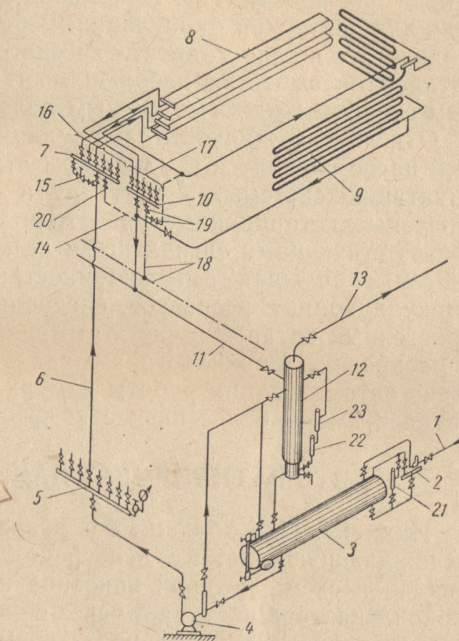


Рис. 25. Принципиальная насосная схема Ленинградского холодильника:

1 — линия подачи жидкости из конденсатора, 2 — регулирующий вентиль, 3 — циркуляционный ресивер, 4 — аммиачный насос, 5 — коллектор регулирующей станции, 6 — жидкостной трубопровод, 7 — распределительный коллектор жидкого аммиака, 8 — потолочная батарея, 9 — пристенная батарея, 10 — паровой коллектор камеры, 11 — всасывающий трубопровод, 12 — отделитель жидкости, 13 — всасывающий трубопровод, 14 — перепускной паровой трубопровод, 15 — соленоидный вентиль, 16 — жидкостной трубопровод, 17 — трубопровод для отвода аммиака из батарей, 18 — трубопровод горячих паров, 19 — вентиль оттайки, 20 — вентиль перепуска аммиака из батарей, 21, 22 и 23 — дистанционный указатель уровня

В потолочные (пучковые) батареи жидкий аммиак подается в нижний ряд труб, из которых парожидкостная смесь поступает в верхние трубы и из них в паровой камерный коллектор, откуда она проходит по всасывающему трубопроводу в отделитель для повторной циркуляции. В результате такой циркуляции жидкости влияние гидростатического столба на теплопередачу батарей оказывается небольшим и определяется дополнительным столбом жидкости, равным половине высоты батарей.

Отделитель жидкости, циркуляционный ресивер и аммиачный насос находятся в машинном отделении, что облегчает эксплуатацию системы. К ресиверу и отделителю жидкости подключены дистанционные указатели уровня жидкого аммиака с соответствующими сигнальными лампами. Основные недостатки системы: большая аммиакоемкость; необходимость установки циркуляционных ресиверов, способных принять весь аммиак из пристенных батарей и часть аммиака из потолочных; трудность в распределении жидкого аммиака по батареям камер; отсутствие автоматизации работы камер. Четырехрядные потолочные батареи имеют более низкие коэффициенты теплопередачи.

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА ВНИХИ

Инж. Ш. Н. Кобулашвили разработал автоматизированную охлаждающую систему непосредственного испарения, принципиальная схема которой показана на рис. 26. Жидкий аммиак из конденсатора поступает через соленоидный вентиль 12, управляемый дистанционным указателем уровня 11, в отделитель жидкости 10, из которого сливается в циркуляционный ресивер 1. Из ресивера жидкий аммиак подается циркуляционным насосом 2 в уловнедержатель 3, установленный в верхнем этаже холодильника. Из уловнедержателя жидкий аммиак поступает через соленоидный вентиль 4 в батареи 5 камер данного этажа.

Избыточное количество жидкого аммиака из уловнедержателя 3 переливается по трубопроводу 13 в уловнедержатель 9 для питания батарей камер нижнего этажа.

Избыточное количество жидкого аммиака из уловнедержателя 9 по трубопроводу 14 возвращается в ресивер 1 для последующей циркуляции. Переливные трубы уловнедержателей монтируют на уровне нижней образующей верхних коллекторов батарей 5. Из батарей аммиачные пары поступают в паровые коллекторы 6 и из них в магистральные трубопроводы 15. При попадании жидкости в коллекторы 6 она удаляется самотеком через жидкостной трубопровод 13 и 14. Коллекторы 7 с вентилями предназначены для удаления жидкости из батарей 5 при их оттайке. Коллекторы 8 с вентилями обеспечивают подачу в батареи горячих паров аммиака при их оттайке.

Аммиачные пары из магистрального трубопровода 15 поступают в отделитель жидкости 10, из которого по трубопроводу 16 отсасываются компрессором.

Из отделителя 10 жидкость самотеком переливается в ресивер. К отделителю жидкости 10 подключен дистанционный указатель уровня 11 жидкого аммиака.

Батареи 5 для данной системы применяются двух типов: пристенные (трехтрубные, оребренные с внутренней самоциркуляцией жидкого аммиака) и потолочные, располагаемые над грузовым проходом камер и представляющие группу таких же батарей, как и пристенные, но только объединенные между собой общими коллекторами.

Пристенная батарея (рис. 27) состоит из двух верхних труб и одной нижней трубы $\varnothing 57 \times 3,5$ мм, оребренных с шагом 35,8 мм стальной лентой толщиной 1 мм и шириной 46 мм.

Верхние трубы вварены в горизонтальный паровой коллектор $\varnothing 108 \times 4$ мм и соединены между собой калачом. Один конец нижней трубы присоединяется к паровому коллектору с помощью штуцера $\varnothing 38 \times 2,25$ мм, другим — к калачу верхних труб с помощью полукалача $\varnothing 32 \times 2,2$ мм, выступающего концом на 20 мм. Расстояние между центрами парового коллектора и нижней трубы составляет 250 мм, а между центрами калача и полукалача — 175 мм, т. е. нижняя труба имеет подъем в сторону полукалача, что облегчает удаление из нее паров в верхние трубы. Верхние трубы имеют некоторый уклон в сторону парового коллектора, что достигается креплением батареи на подвесках таким образом, чтобы расстояние от потолка до центра калача составляло 400 мм, а расстояние от потолка до центра парового коллектора было рав-

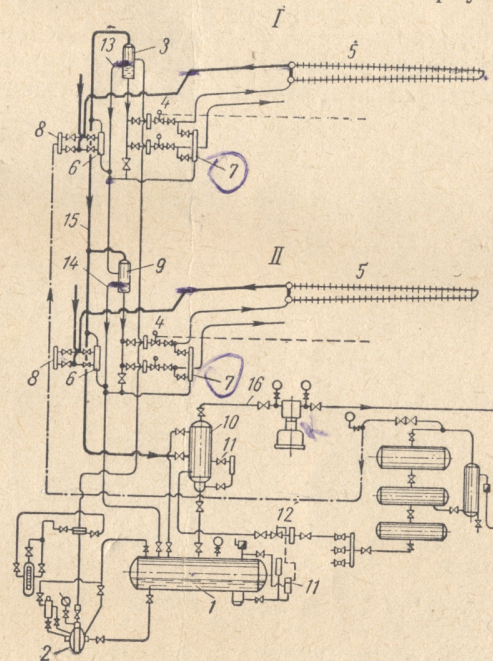


Рис. 26. Циркуляционная автоматизированная система охлаждения ВНИХИ

точке системы. Регулирование подачи жидкости осуществляется с помощью вентиля 7 байпаса насоса, возвращающего излишек жидкости в ресивер. Контроль за расходом жидкости, подаваемой на распределительный сосуд, производится с помощью дифманометра, подключаемого к соплу 8.

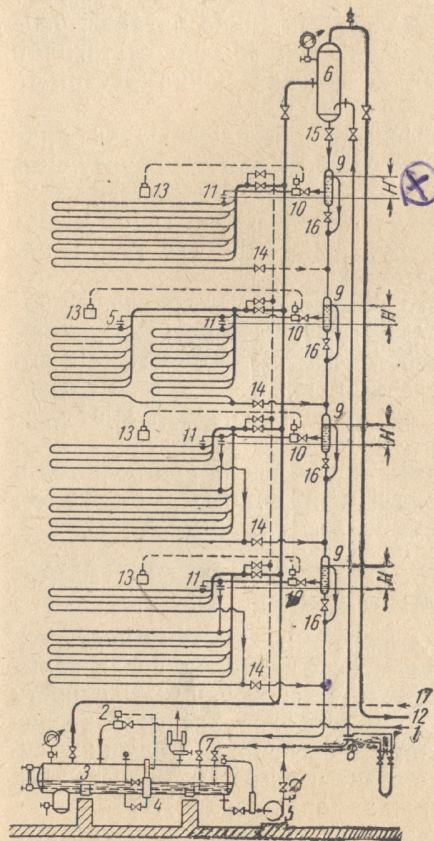


Рис. 28. Принципиальная схема малоемкой системы охлаждения с батареями каскад

Из распределительного сосуда жидкий аммиак поступает по сливному трубопроводу 15 в напородержатель 9 верхнего этажа, а оттуда при закрытом вентиле 16 через соленоидный вентиль 10 и диафрагмы 11, расположенные на одинаковой высоте, в батареи камеры. Жидкий аммиак стекает по шлангам батареи неполным сечением. Пары в шлангах отделяются от жидкости через пароотводчики, соединяющие шланги батареи с ее паровым коллектором, направляются через паровую магистраль в распределительный сосуд, откуда проходят по всасывающему трубопроводу 12 в компрессор. К паровой магистрали подключена уравнительная линия от циркуляционного ресивера. Она служит для удаления из него паров дросселирования, а также паров, образующихся в результате теплообмена с внешней средой. Неиспарившаяся жидкость из батарей стекает в сливной трубопровод 14, а оттуда — в напородержатель, находящийся в нижнем этаже. Таким же образом происходит движение жидкости и отсос паров в батареях камер нижних этажей. Из батарей первого этажа жидкий аммиак по сливному трубопроводу возвращается в циркуляционный ресивер. Питание потолочных и пристенных батарей жидким аммиаком может быть как параллельным, так и последовательным.

Соленоидные вентили, питающие батареи каждой из камер, приводятся в действие от установленных в них термостатов 13: при достижении в камере заданной температуры вентиль закрывается, прекращая подачу жидкости в батареи; при повышении температуры вентиль открывается и питание батарей жидким аммиаком возобновляется.

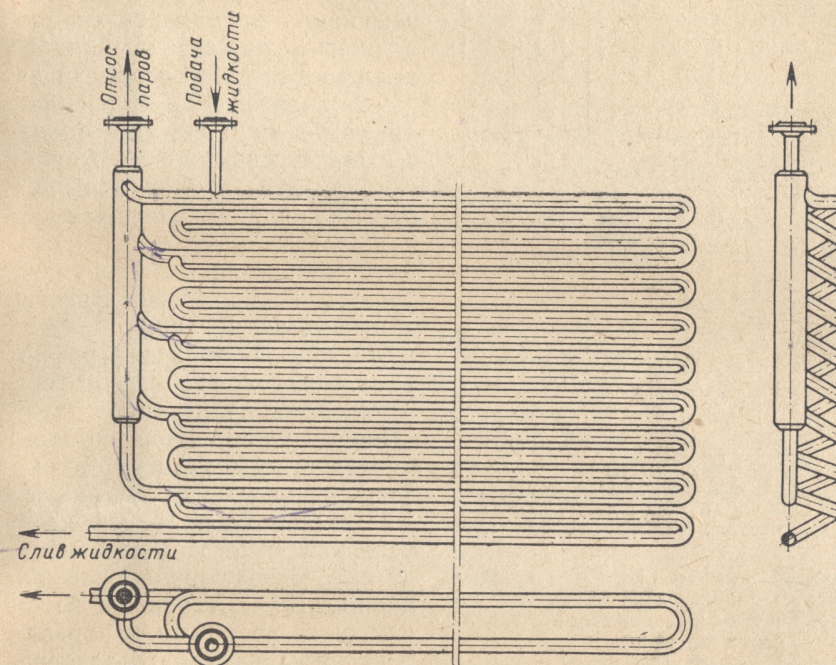


Рис. 29. Пристенная батарея каскад

Удаление снеговой шубы с батареями производится горячими парами аммиака, поступающими по магистрали 17, после предварительного прекращения подачи в них жидкости и отключения от системы батарей данной камеры.

Подача жидкого аммиака на каждую батарею определяется сечением диафрагмы 11 и высотой гидравлического напора жидкости над ней, создаваемого напородержателем 9. Для обеспечения надежной работы диаметр сечения диафрагмы должен быть не менее 6 мм. Предусмотрен также уклон жидкостного трубопровода в сторону диафрагм, чтобы избежать «мешков» и добиваться минимального теплообмена с окружающей средой. Заменять диафрагмы регулирующими вентилями не рекомен-

дуются, так как при чрезмерном открытии одного из них может быть нарушено питание жидким аммиаком остальных батарей.

Установлено и минимально допустимое заполнение батарей жидким аммиаком. При снижении этого уровня теплопередача батарей падает.

Для гладкотрубных батарей камер холодильников заполнение жидким аммиаком должно соответствовать уровню в шлангах 10—15 мм при диаметре труб 50 мм. Более высокий уровень не требуется, так как это вызовет большой расход жидкости, подаваемой в батареи. Для оребренных батарей каскад необходимый уровень жидкости в батареях должен быть большим.

На рис. 30 приведен график изменения коэффициента теплопередачи оребренных потолочной и пристенной батарей каскад в зависимости от их заполнения жидким аммиаком.

Батареи были испытаны в условиях сухого теплообмена при температурном напоре, равном 10—13°. Эти же батареи были испытаны и при затопленном режиме. Для пристенной двухрядной батареи коэффициент теплопередачи при каскадном и затопленном режимах (при заполнении батарей соответственно на 22 и 76%) имел одинаковое значение и был равен 3,4 ккал/м² час °С. В потолочной батарее равенство коэффициентов теплопередачи для сравниваемых

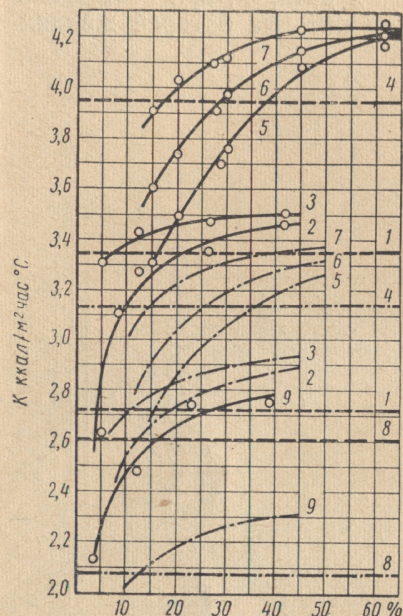


Рис. 30. График изменения коэффициента теплопередачи ребристых батарей каскад в зависимости от заполнения жидким аммиаком

(Сплошные кривые относятся к условиям проведенных испытаний, осевые — для температур воздуха в камере —18°, при температурном перепаде 10°):
пристенной двухрядной батареи: 1 — затопленный, 2 — верхней подачи, 3 — верхней подачи с затоплением нижних труб батарей на 0,46 м высоты;
пристенной однорядной батареи: 4 — затопленный, 5 — верхней подачи, 6 — верхней подачи с затоплением нижних труб батарей на 0,37 м высоты, 7 — верхней подачи с затоплением нижних труб батарей на 0,63 м высоты;
потолочной трехрядной батареи: 8 — затопленный, 9 — верхней подачи

режимов наступало в том случае, если ее заполняли при каскадном режиме на 15%.

Менее интенсивная теплопередача испытанных батарей при затопленном режиме объясняется отрицательным влиянием на них столба жидкости, который для опытной пристенной батареи

составлял 3,2 м, а для потолочной — 1,65 м. При увеличении столба, что часто имеет место на холодильниках, теплопередача затопленных батарей будет ухудшаться еще в большей степени. Менее интенсивная теплопередача в каскадных батареях с уменьшением их заполнения объясняется тем, что в верхней омываемой паром части поверхности труб теплообмен между стенкой и аммиаком ухудшается. Это приводит к повышению температуры стенки трубы и соответственному снижению температурного перепада между воздухом и внешней теплопередающей поверхностью батарей.

Из рассмотренного примера видно, что ребристые батареи при каскадном режиме следует заполнять жидким аммиаком на 20—25%. Заполнение батареи здесь зависит от подачи и скорости течения жидкости в шлангах. Следовательно, необходимо создавать такие конструкции батарей каскад, при которых достигается более равномерное и медленное течение жидкости по шлангам.

Чем ниже уровень жидкости в батарее, меньше ее удельная тепловая нагрузка и короче шланг между двумя смежными пароттоводчиками, тем суше пар и хуже теплообмен в этой части трубы. Поэтому не следует применять короткие шланги. Трубы необходимо располагать горизонтально и не допускать снижения уровня в них ниже установленного минимума.

Для уменьшения общего расхода подаваемой жидкости к батареям малоемкой каскадной системы надо сокращать число вводов подачи жидкости. Это достигается путем сокращения числа батарей в камере, использованием последовательной каскадной подачи жидкости из потолочных батарей в пристенные, а также в батареи, находящиеся в нижних этажах холодильника.

Для предотвращения гидравлических ударов в компрессоре при выборе сечения переливной трубы или трубы слива жидкости из распределительного сосуда расчет следует вести на их пропускную способность, превышающую максимальную подачу жидкости циркуляционным насосом. Другими словами, переливная труба должна обеспечить полный возврат подаваемой насосом жидкости из распределительного сосуда в ресивер при отключении от него батарей всех камер. При несоблюдении этого условия жидкий аммиак переполнит распределительный сосуд и поступит в компрессор. Для нормальной работы системы необходимо обеспечить полное открытие вентилей 14 слива жидкости из батарей и вентилей 15 распределительного сосуда (см. рис. 28), а также закрытие вентилей 16 поэтажных напородержателей.

Испытания и промышленная эксплуатация показали, что малоемкие системы батарей каскад очень чувствительны к пере-

боям в подаче жидкого аммиака. Они малоинерционны — быстро входят в нормальный режим при первоначальном пуске установки. Однако при прекращении или перебоях в подаче жидкого аммиака их теплопередача значительно ухудшается. Поэтому для нормальной работы малоемкой системы необходимо обеспечить бесперебойную и достаточную подачу жидкости из ресивера к распределительному сосуду, т. е. обеспечить безотказную работу циркуляционного аммиачного насоса. Для этого необходимо, чтобы циркуляционный ресивер всегда был заполнен не менее чем на 20% емкости. Гидравлический напор на всасывающей стороне насоса должен быть не менее 1000 мм; насос и его всасывающий трубопровод необходимо тщательно изолировать; к всасывающему трубопроводу следует подключать пароотводчик для отвода пара в ресивер.

При остановке насоса весь жидкий аммиак свободно сливается в ресивер. По условиям техники безопасности заполнение его не должно превышать 80% объема. В то же время для нормальной работы насоса минимальное заполнение ресивера жидкостью составляет 20%. Поэтому требуемый объем циркуляционного ресивера в системе каскад должен быть на 40% больше объема заполнения системы жидким аммиаком. Исходя из этого, для средних и крупных холодильников, оборудованных системой каскад, потребная емкость циркуляционных ресиверов должна быть значительной. Чтобы уменьшить емкость ресиверов, необходимо некоторую часть жидкого аммиака (около 30—50%), заполняющего батареи, «запирать» в нижних трубах, сохраняя в верхних каскадный режим движения.

Такую модернизацию малоемкой системы легко осуществить. Для этого к паровому коллектору батареи подключают переливную трубу, через которую жидкий аммиак сливается по каскадной схеме. В этом случае создаются необходимые условия для затопления нижних труб батареи. При резко переменных тепловых нагрузках излишек жидкости, выброшенный из нижних труб в верхние трубы каскадной части батарей, сливается по переливной трубе батареи, предупреждая поступление жидкости из затопленной ее части в распределительный сосуд, а из него в компрессор (рис. 31).

Испытания гладкотрубных и оребренных батарей, проведенные при каскадном и частично затопленном режимах, показали отсутствие влажного хода компрессора не только для стационарного, но даже и для резко переменного теплового режима. Значения коэффициента теплопередачи батарей при частично затопленных режимах оказались выше, чем при каскадных (см. рис. 30). Полученные результаты дают основание рекомендовать для применения на холодильниках каскадную частично затопленную систему.

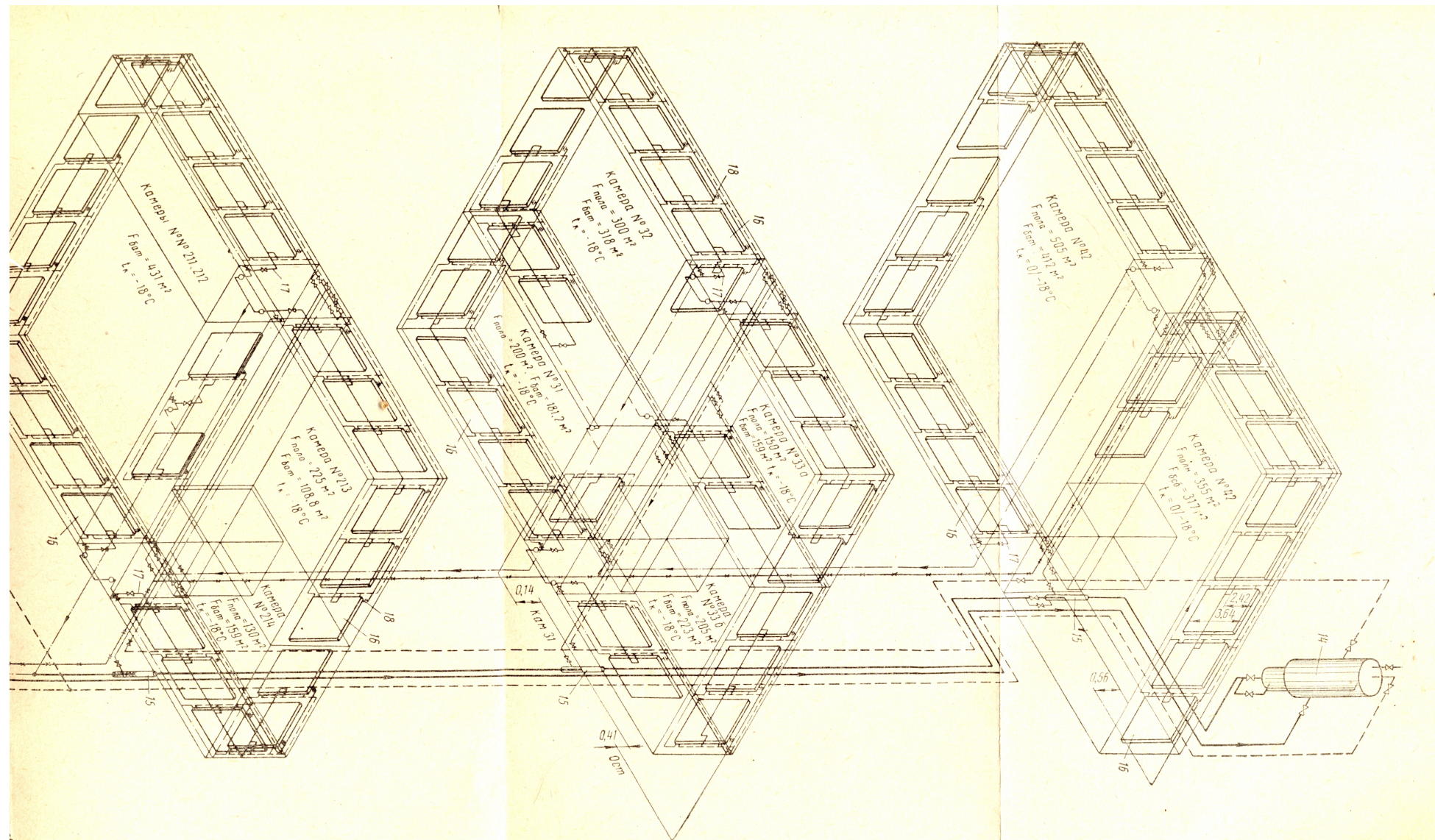


Рис. 32. Каскадная частично затопленная схема охлаждения холодильника Одесского мяскокомбината:

1 — указатель уровня, 4 — циркуляционный аммиачный насос, 5, 6 — маслоотделители, 7 — диафрагма мерная, 8 — дифманометр, 9 — предохранительный клапан, 10 — манометр, 11 — мерное стекло, 12 — регулирующий клапан, 14 — распределительный сосуд, 15 — уровеньдержатель, 16 — пристенная батарея, 17 — линия перелива из батарей, 18 — диафрагма подачи жидкости

На рис. 32 приведена охлаждающая система с батареями каскад холодильника Одесского мясокомбината. В ней осуществлен принцип частичного заполнения батарей жидкостью.

Как показал опыт работы холодильника, данная система безопасна в эксплуатации и имеет устойчивый режим, обеспечивающий интенсивное охлаждение камер.

На рис. 33 показана холодильная установка с охлаждающей системой Е. Щербакова, работающая по схеме с двумя ресиве-

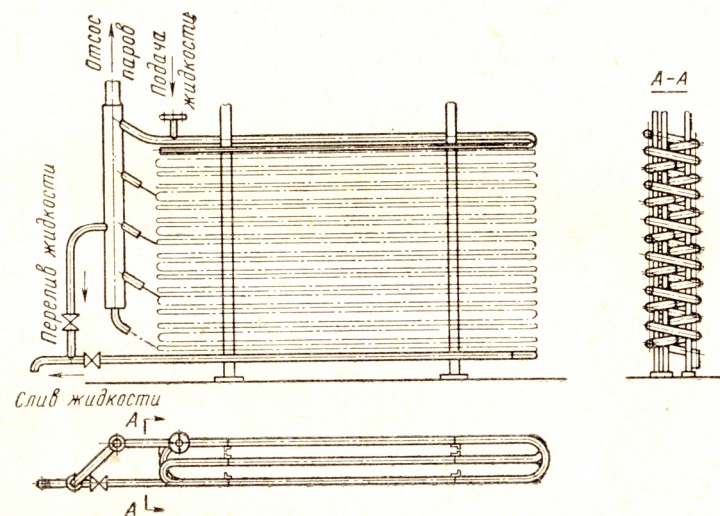


Рис. 31. Пристенная трехрядная частично затопленная батарея каскад

рами. В первые годы эксплуатации указанные ресиверы заменяли циркуляционный насос, работая поочередно с циклом от 2 до 8 час. Когда один ресивер принимает жидкий аммиак, стекающий из батарей каскад, из второго с помощью горячих паров выдавливается жидкость через распределитель в приборы охлаждения. После заполнения первого ресивера жидким аммиаком на 80% слив жидкости прекращался. В дальнейшем работа первого ресивера заключалась в подаче жидкости к батареям, а второго — в приеме жидкости из батарей. Остальные узлы системы соответствуют принципиальной схеме, показанной на рис. 28. Поэтому, чтобы перевести установку на каскадный режим, достаточно подключить к схеме (см. рис. 33) два аммиачных насоса (один резервный) и отключить один из ресиверов.

Сравнительные испытания установки при работе с двумя ресиверами и насосом показали эксплуатационные преимущества последнего варианта.

Установка надежна в эксплуатации и не вызывает гидравлических ударов в компрессоре.

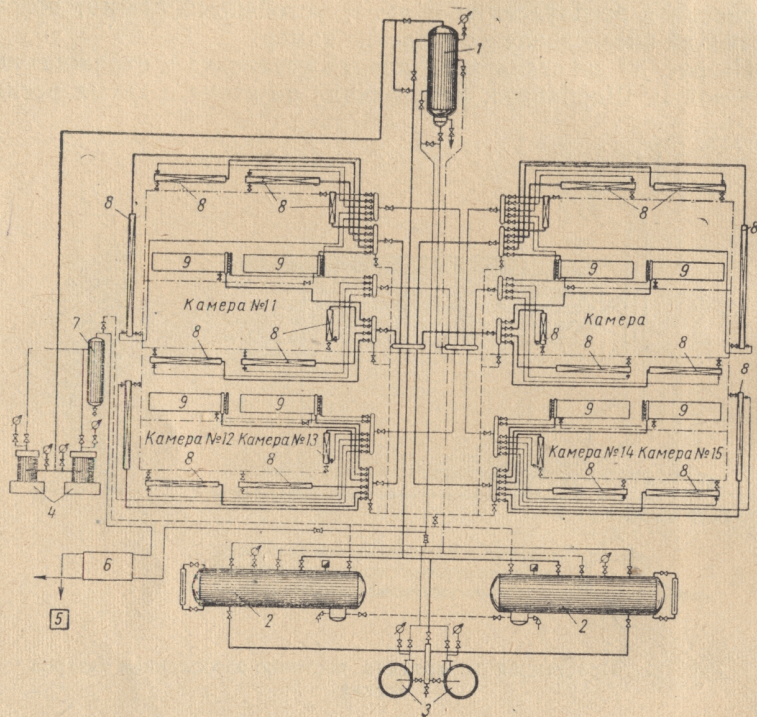


Рис. 33. Принципиальная схема холодильной установки с охлаждающей маломемкой системой каскад холодильника емкостью 2000 т (г. Улан-Уде):

1 — распределительный сосуд, 2 — циркуляционный ресивер, 3 — аммиачный насос, 4 — компрессор, 5 — мерный бак, 6 — конденсатор, 7 — маслоотделитель, 8 — пристенная батарея, 9 — потолочная батарея

Побатарейное распределение жидкого аммиака в этой установке осуществляется с помощью регулирующих вентилей.

При заполнении батареи каскад из гладких труб жидким аммиаком на 9—10% при температуре камеры -12° и испарения -22° среднее опытное значение коэффициента теплопередачи пристенных батарей составляло $10 \text{ ккал/м}^2\text{час}^{\circ}\text{C}$, а потолочных — $6 \text{ ккал/м}^2\text{час}^{\circ}\text{C}$.

На Одесском мясокомбинате по такой схеме была смонтирована маломемкая система каскад для охлаждения четырех ка-

мерных морозилок общей производительностью 30 т мяса в сутки (рис. 34). Система имеет высокие эксплуатационные показатели и ликвидирует опасность возникновения гидравлических

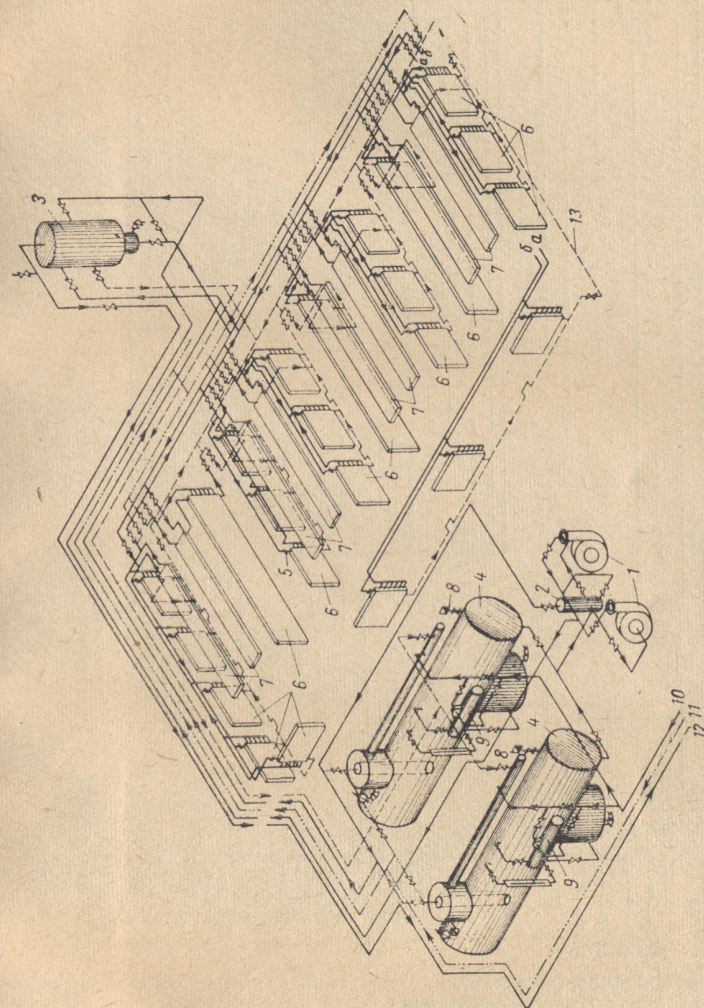


Рис. 34. Маломемкая система каскад морозилок третьего этажа Одесского мясокомбината производительностью 30 т/сутки:

1 — аммиачный насос, 2 — паротопливник, 3 — распределительный сосуд, 4 — циркуляционный ресивер, 5 — диафрагма подачи жидкости, 6 — пристенная батарея, 7 — регулирующий вентиль, 8 — предохранительный клапан, 9 — поплавковый регулирующий вентиль, 10 — подача жидкости, 11 — линия горючих паров аммиака, 12 — линия отсоса паров, 13 — линия слива жидкости

ударов в компрессорах, даже при резко переменной тепловой нагрузке морозилок.

В настоящее время маломемкая система внедряется при строительстве холодильников мясной промышленности. Принципиальная схема системы каскад для низкотемпературных морозилок Московского мясоперерабатывающего завода приведена на

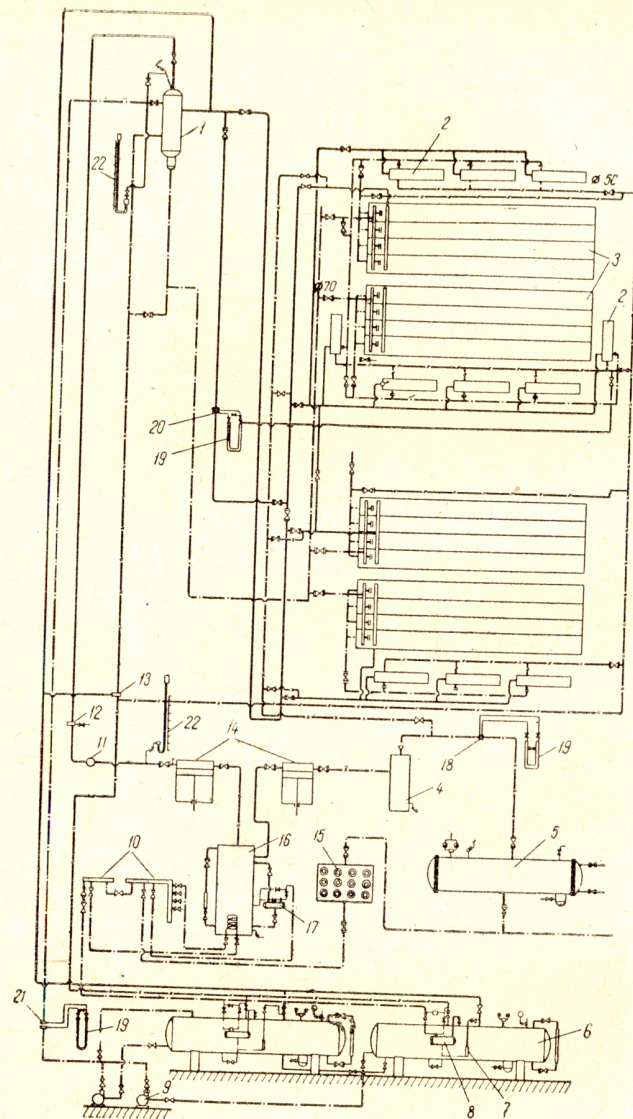


Рис. 35. Схема холодильной установки низкотемпературных камер Московского мясоперерабатывающего завода:

1 — распределитель жидкого аммиака, 2 — аммиачная пристенная витая батарея, 3 — аммиачная потолочная четырехрядная батарея, 4 — маслоотделитель, 5 — кожухотрубный конденсатор, 6 — ресивер емкостью 3,5 м³, 7 — дистанционный магнитный указатель уровня, 8 — ПРВО-20 с аммиачным фильтром, 9 — аммиачные насосы производительностью 30 м³/час, 10 — регулирующая станция, 11 — аммиачные насосы производительностью 30 м³/час, 12 — улавливатель жидкого аммиака, 13 — паровосборник, 14 — аммиачный горизонтальный компрессор двухступенчатого сжатия АК-56, 15 — водяной переохладитель, 16 — промежуточный сосуд, 17 — ПРВ-50, 18 — дроссельная шайба, 19 — ртутный дифференциальный манометр, 20 — дроссельная шайба, 21 — нормальное сопло, 22 — ртутный мановакуумметр

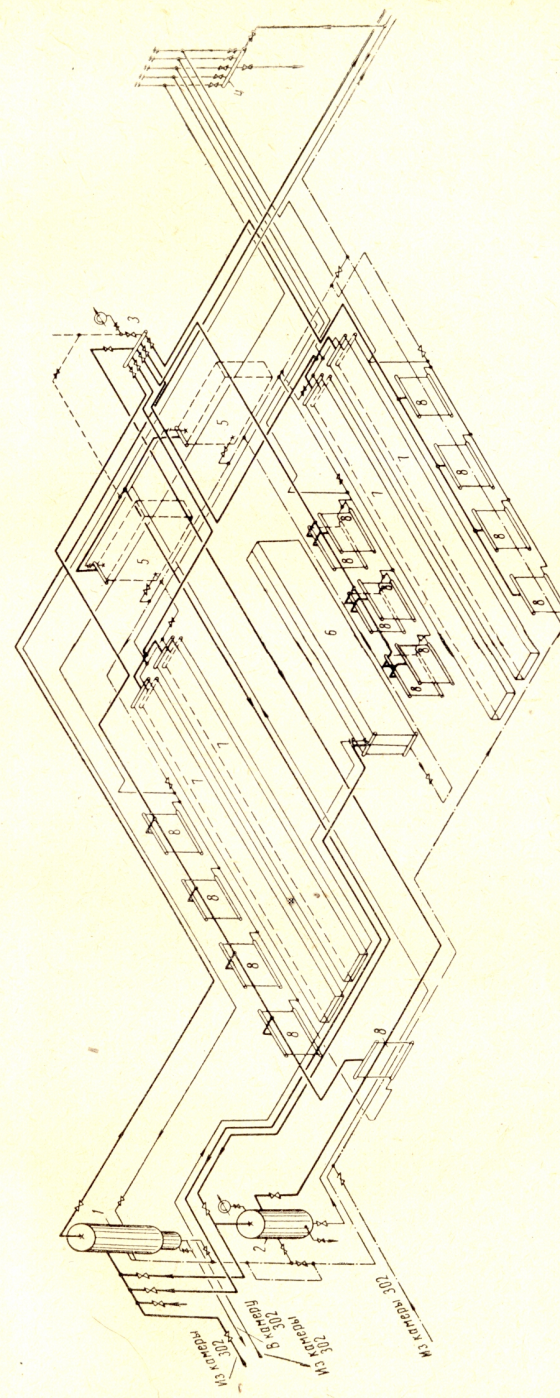


Рис. 36. Каскадная частично затопленная схема охлаждения камер замораживания пельменей Московского мясоперерабатывающего завода:

1 — распределительный сосуд камерных замораживаний пельменей, 2 — паровой коллектор, 3 — паровой коллектор, 4 — жидкостный коллектор, 5 — воздушный охладитель, 6 — воздушный охладитель, 7 — воздушный охладитель, 8 — вертикальная батарея, 9 — вертикальная батарея

рис. 35. На некоторых холодильниках проводится реконструкция установок, оборудованных старыми затопленными системами непосредственного испарения, путем переоборудования затопленных батарей на каскадные или частично затопленные с соответствующей модернизацией аммиачной схемы.

В тех случаях, когда конструкция существующих затопленных батарей затрудняет перевод на работу по каскадной схеме, например при наличии вертикальных батарей, необходимо пристенную батарею включить на затопленный режим работы, а потолочную — на каскадный. При этом патрубок перелива жидкости должен быть подключен к паровому коллектору пристенной батареи.

Если конструкция пристенной и потолочной батарей не дает возможности перевода их на каскадный режим, питание их жидким аммиаком целесообразно осуществить по насосной циркуляционной схеме с переливом неиспарившейся жидкости из отделителя в каскадные батареи этой или другой камеры. Подобная система охлаждения была осуществлена при замораживаниипельменей в камерах Московского мясоперерабатывающего завода (рис. 36). Она имеет значительные эксплуатационные преимущества по сравнению с затопленной системой.

КАМЕРНЫЕ БАТАРЕИ

Конструкции батарей, размещение их в камерах и режим эксплуатации влияют на коэффициент теплопередачи батарей, металлоемкость и аммиакоемкость системы, безопасность, автоматизацию и энергетические характеристики работы установки, коэффициент полезного использования емкости камер, циркуляцию и распределение температур воздуха в камере, усушку продуктов.

Проведенные исследования и опыт эксплуатации камерных батарей непосредственного испарения позволяют определять их тепловые и гидравлические характеристики и устанавливать основные особенности протекающих в них термогидравлических процессов.

Процессы кипения в камерных батареях. Наблюдения за состоянием парожидкостной смеси аммиака в отдельных трубах и батареях показывают, что кипение его значительно изменяется в зависимости от расположения труб, их размеров, способа подачи жидкости, условий отвода паров и удельной тепловой нагрузки.

Рассмотрим процесс кипения аммиака и изменение его состояния для основных типов батарей: вертикальных, шланговых (при нижней подаче жидкости), шланговых (при верхней подаче жидкости).

При вертикальном расположении трубы, заполненной жидким аммиаком в условиях естественной циркуляции воздуха, образующиеся у стенки паров пузырьки постепенно пронизывают толщу жидкости. В дальнейшем они образуют пористую массу, которая с увеличением тепловой нагрузки постепенно переходит в состояние эмульсии, имеющей при температуре испарения — 33° и температуре наружного воздуха 30° вид, изображенный на рис. 37, а. С увеличением скорости движения наружного воздуха масса парожидкостной смеси еще больше взбухает и переходит в состояние пены, имеющей при скорости воздуха $4,5\text{--}5\text{ м/сек}$ вид, изображенный на рис. 37, б. При этом

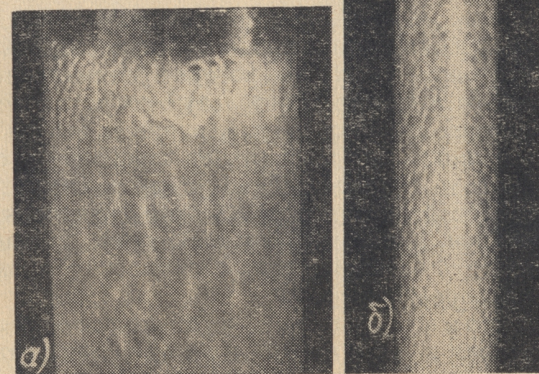


Рис. 37. Состояние кипящего аммиака в вертикальной трубе:

а — при естественной циркуляции воздуха, б — при принудительной

ее объемный вес по сравнению с первоначальным состоянием уменьшается в $2\text{--}2,5$ раза.

Таким образом, в вертикальных батареях повышение тепловой нагрузки приводит к резкому снижению их заполнения и выбросу излишков жидкости. При снижении тепловой нагрузки объемный вес парожидкостной смеси падает, что приводит к осушению верхней части труб и ухудшению их теплопередачи.

При горизонтальном расположении труб шланговой батареи и нижней подаче жидкости в условиях естественной циркуляции наружного воздуха устанавливается следующий режим кипения аммиака. Образующиеся пары накапливаются в верхней части трубы, вытесняя жидкость, и образуют паровую подушку, которая перемещается по трубе и увлекает за собой жидкость, создавая в ней волновое движение, направленное в сторону выхода паров. С увеличением тепловой нагрузки объем паров возрастает, а на отдельных участках они целиком заполняют трубу, образуя паровые «поршни», которые при своем движении вверх под действием подъемной силы интенсивней выталкивают жидкость из нижних труб батареи в верхние, а из последних (при достаточном заполнении батарей) — в отделитель жидкости.

В шланговых батареях каскадного типа жидкость из шлангов выталкивается парами через пароотводчики в коллектор. Заполняя коллектор и сепарируясь в нем, жидкость возвращается обратно через пароотводчики в нижние трубы батарей.

С повышением тепловой нагрузки скорость пара в коллекторе и его заполнение жидкостью возрастают. Здесь жидкость переходит в состояние эмульсии, которая затем перегоняется в отделитель жидкости (распределительный сосуд). В то же время заполнение батарей жидкостью уменьшается, отчего в системе образуется ее излишек, который может переполнить отделитель жидкости и вызвать гидравлические удары в компрессоре.

Падение тепловой нагрузки при нижней подаче жидкости в шланговые батареи, в том числе и каскадные, приводит к осуждению верхних труб батарей и соответствующему резкому ухудшению их теплопередачи.

При горизонтальном расположении труб шланговой батареи и верхней подаче жидкости процесс кипения аммиака и изменения состояния парожидкостной смеси протекает следующим образом.

Жидкий аммиак поступает в верхнюю трубу шланга, течет по ней неполным сечением, затем стекает по калачу в трубу, расположенную ниже, и таким образом перемещается по всем трубам батареи. При этом имеется четко выраженная граница раздела жидкости от пара, которая сохраняется даже при значительных тепловых нагрузках. При небольших тепловых нагрузках, соответствующих условиям естественной циркуляции воздуха в камерах, в отдельных местах внутренней смоченной поверхности труб образуются пузырьки, которые с увеличением их объема отрываются от стенок, проходят через слой жидкости и попадают в верхнюю омываемую паром часть трубы, откуда они выходят через пароотводчики (в каскадных батареях) или

нижние трубы батареи. При этом внутренняя поверхность труб, омываемая паром, остается сухой.

При резком увеличении тепловой нагрузки, т. е. при увеличении скорости наружного воздуха до 4—5 м/сек и температурного напора до 50°, характер течения жидкости и состояния парожидкостной смеси в трубах остается неизменным; здесь также имеет место устойчивая граница между жидкостью и паром (зеркало жидкости). Вместе с тем зеркало жидкости становится неровным, наблюдается волновое течение жидкости, приводящее к смачиванию верхней (паровой) части трубы. Кроме того, при интенсивной теплопередаче с поверхности зеркала жидкости начинают выбрасываться капельки, которые уносятся образующимися пузырьками пара. Капельки частично увлажняют пары, а частично оседают на внутренней поверхности паровой части труб. По этой причине улучшаются условия теплоотдачи между трубой и аммиаком и теплопередача батареи в целом. Главной особенностью процесса кипения аммиака в шланговых батареях при верхней подаче в них жидкости состоит в том, что даже при резкопеременных тепловых нагрузках заполнение батарей жидким аммиаком и характер течения жидкости не изменяется и не сопровождается выбросом жидкости из батарей. Последнее обстоятельство предотвращает возможность возникновения гидравлических ударов в компрессоре.

Насосные системы с верхней подачей жидкого холодильного агента, оборудованные оребренными горизонтальнотрубными шланговыми батареями, являются наиболее эффективными в работе, так как они могут обеспечить безопасную и автоматизированную работу холодильной установки при минимальной металло- и аммиакоемкости системы.

Влияние подачи жидкости на степень заполнения батарей и режим работы установки. При верхней подаче в шланговые горизонтальнотрубные батареи жидкость течет по трубам неполным сечением. С увеличением расхода подаваемой жидкости заполнение труб увеличивается. Зависимость между расходом подаваемой жидкости и соответствующим заполнением для однорядной пристенной батареи, имеющей 8 труб по высоте, шаг 185 мм и длину 7 м, приведена на рис. 38 в виде кривой 3, построенной на основании опытных данных. Аналогичные зависимости были получены и для других конструкций батарей: кривая 1 — для витой пристенной, кривая 4 — для потолочной батарей. Как видно из рисунка, заполнение шлангов батарей определяется расходом подаваемой жидкости и почти не зависит от их длины.

Из графика также видно, что зависимость заполнения батарей от расхода подаваемой жидкости для различных типов батарей неодинакова. Причем, при одном и том же расходе заполнение потолочной батареи будет максимальным, а однорядной

пристенной — минимальным. Исходя из условий достижения минимального расхода подаваемой жидкости при заданном заполнении батареи, необходимо стремиться к созданию таких конструкций батарей, при которых скорость течения жидкости была бы минимальной. Однако это условие не всегда можно выполнить, если учитывать другие требования, предъявляемые к камерным батареям. Например, исходя из условий достижения ми-

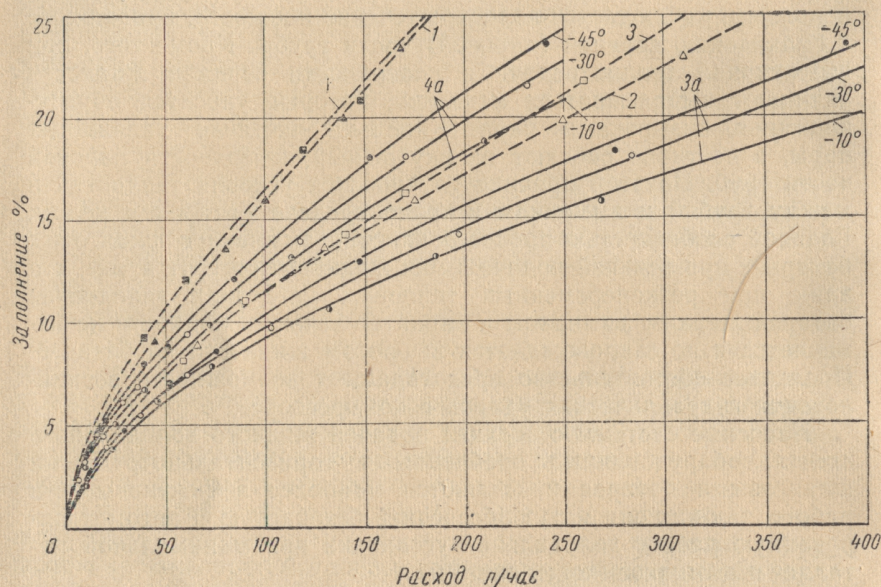


Рис. 38. Зависимость заполнения батарей от расхода подаваемой жидкости:

для воды: 1 — пристенная двухрядная витая батарея длиной 2,6 м, 2 — пристенная однорядная батарея длиной 2,6 м, 3 — пристенная однорядная батарея длиной 7 м, 4 — потолочная батарея длиной 7 м; для аммиака: 3a — пристенная однорядная батарея длиной 7 м, 4a — потолочная батарея длиной 7 м

нимальных потерь от усушки продуктов при их хранении в камерах, необходимо создавать такие конструкции батарей, которые обеспечивали бы максимальное гашение внешних теплопритоков. Такими батареями являются однорядные пристенные, для которых рассмотренные выше гидравлические характеристики являются менее благоприятными. Очевидно, что для батарей с верхней подачей необходимо определить то минимальное допустимое заполнение и соответствующую подачу жидкости, при которой их теплопередача будет достаточно интенсивной. Для этого должна быть установлена зависимость теплопередачи батарей от их заполнения жидкостью.

Зависимость теплопередачи батарей от их заполнения. Рассмотрим теплопередачу в одном из шлангов гладкотрубной батареи с верхней подачей жидкости.

Распределение температур, тепловых потоков и условий теплоотдачи для одного из вертикальных сечений трубы может быть представлено схемой, показанной на рис. 39. Здесь t_0 — температура испарения, α_0 — коэффициент теплоотдачи кипящего аммиака, t_1 и α_1 — соответственно температура и коэффициент теплоотдачи аммиачных паров, t_2 и α_2 — температура и коэффициент теплоотдачи наружного воздуха. Уровень жидкого аммиака в трубе определяется длиной дуги $ab = l$ верхней, омываемой паром части трубы, где a — радиальное сечение уровня жидкости в трубе, b — верхнее сечение симметрии трубы. Причем

$$t_0 < t_1 < t_2.$$

В этих условиях температура стенки трубы изменяется по ее периметру, возрастая вверх от сечения уровня жидкости $\theta_x > \theta_0$ и снижаясь в нижней части. В результате тепловой поток Q_2 , поступающий из внешней среды на наружную поверхность омываемой паром части трубы, частично передается пару Q_1 , а частично распространяется по стенке трубы, как по тепловому мостику Q_x . В сечении a уровня жидкости в трубе значение теплового потока достигает своего максимума и становится равным

$$Q_n = \lambda_{tp} F \left(\theta_0 - \frac{b}{a} \right) \sqrt{a} th \sqrt{a} l \text{ ккал/час}, \quad (1)$$

где $a = \frac{\alpha_1 k_1 + \alpha_2 k_2}{\delta_{tp} \lambda_{tp}}$; здесь $k_1 = \frac{d_{вн}}{d_{ср}}$, $k_2 = \frac{d_{н}}{d_{ср}}$;

$$b = \frac{\alpha_1 k_1 t_1 + \alpha_2 k_2 t_2}{\delta_{tp} \lambda_{tp}}.$$

Значение температуры θ_0 находим из выражения

$$\theta_0 = \frac{\frac{b}{a} \sqrt{a} th (\sqrt{a} l) + \frac{b_1}{a_1} \sqrt{a} th \sqrt{a_1} h}{\sqrt{a} th \sqrt{a} l + \sqrt{a_1} th \sqrt{a_1} h}, \quad (2)$$

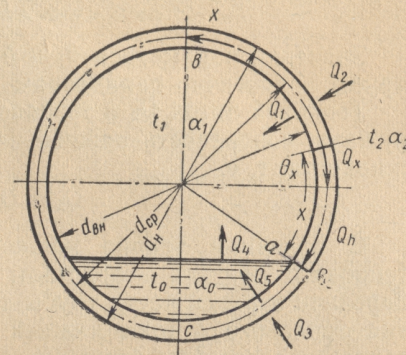


Рис. 39. Распределение тепловых потоков в трубе при верхней подаче жидкости

где h — длина периметра смоченной части трубы, равной

$$\frac{\pi d}{2} - l.$$

Значения параметров a_1 и b_1 определяют для нижней части трубы аналогично параметрам a и b .

Тепловой поток Q_h и тепловой поток Q_3 , поступающий на наружную поверхность нижней части трубы, передается кипящей жидкости, т. е.

$$Q_h + Q_3 = Q_5.$$

С падением уровня жидкости в трубе тепловой поток Q_h теплового мостика возрастает, компенсируя ухудшение теплопередачи верхней части трубы за счет дополнительного восприятия теплового потока нижней смоченной частью трубы. Чем выше значение коэффициента теплоотдачи со стороны кипящей жидкости α_0 и хуже теплоотдача от стенки к пару, тем значительней будет «компенсация» в теплообмене частично затопленных труб. До определенного падения уровня жидкости общая теплопередача трубы практически может оказаться неизменной. При дальнейшем падении уровня жидкости в трубе смоченной поверхности в ней будет недостаточно для полной передачи тепла Q_5 . Температура стенки повысится, соответственно возрастет величина Θ_0 , а вместе с нею снизится значение теплового потока Q_h , что приведет к общему ухудшению теплопередачи трубы.

Изменение общей тепловой нагрузки $Q_{ч.з}$ трубы в зависимости от изменения ее заполнения и условий теплообмена теплопередающих сред (воздух, пар, жидкость) может быть определено с помощью расчетной зависимости.

$$Q_{ч.з} = k'_п f_п (t_2 - t_1) + k'_ж f_ж (t_2 - t_0) + 2Q_h \zeta \text{ ккал/час}, \quad (3)$$

где $k'_п$ и $k'_ж$ — коэффициенты теплопередачи трубы при ее полном заполнении паром или жидкостью;

$f_п$ и $f_ж$ — площади паровой и смоченной части трубы;

ζ — безразмерный коэффициент, равный

$$\zeta = \frac{1}{k_2 + k_1 \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} - \frac{1}{k_2 + k_1 \frac{\alpha_0}{\alpha_2}}. \quad (3)$$

Таким образом, из выражения (3) получаем, что полная теплопередача трубы при частичном заполнении ее жидкостью $Q_{ч.з}$ может быть определена как сумма: 1) тепловых потоков паровой $Q_{п.ч}$ и жидкостной $Q_{ж.ч}$ частей, рассчитанных без учета влияния теплового мостика, каковым является стенка трубы, и

Таблица 4

Коэффициенты теплопередачи для батарей каскад из труб
57 × 3,5 мм, оребренных стальной лентой 46 × 1 мм
с шагом 35,6 мм ккал/м²·час·°С

Температура воздуха в камере, °С	Относительная влажность воздуха в камере, %	Заполнение каскадной части батарей, %	Разность температур, °С		
			5	10	15

1. Пристенные двухрядные витые

а) каскадный режим

— 23	95	12	2,25/2,64	2,52/3,10	2,68/3,52
		26	2,40/2,80	2,68/3,29	2,86/3,74
		42	2,50/2,86	2,80/3,36	2,96/3,82
— 18	95	12	2,41/2,68	2,59/3,20	2,78/3,62
		26	2,55/2,85	2,78/3,40	2,98/3,84
		42	2,64/2,91	2,88/3,47	3,11/3,92
0	95	12	2,78/3,60	3,17/4,37	3,36/4,80
		26	2,98/3,82	3,38/4,65	3,60/5,10
		42	3,09/3,90	3,56/4,74	3,78/5,20

б) каскадный частично затопленный режим

(затопление 46%)

— 23	95	12	2,41/2,82	2,69/3,32	2,86/3,78
		26	2,47/2,87	2,76/3,39	2,94/3,83
		42	2,53/2,90	2,83/3,41	3,00/3,87
— 18	95	12	2,56/2,87	2,77/3,43	2,98/3,87
		26	2,62/2,91	2,85/3,49	3,06/3,94
		42	2,67/2,95	2,92/3,52	3,15/3,97
0	95	12	2,98/3,85	3,39/4,69	3,59/5,13
		26	3,06/3,90	3,47/4,77	3,70/5,20
		42	3,13/3,96	3,60/4,81	3,82/5,26

2. Пристенные однорядные

а) каскадный режим

— 23	95	15	2,32/2,72	2,57/3,20	2,73/3,64
		26	2,58/3,00	2,84/3,52	3,02/4,00
		40	2,80/3,26	3,10/3,83	3,29/4,34
— 18	95	15	2,51/2,77	2,66/3,30	2,81/3,74
		26	2,78/3,06	2,94/3,64	3,10/4,11
		40	3,03/3,32	3,20/3,96	3,38/4,46
0	95	15	2,83/3,72	3,22/4,52	3,44/4,96
		26	3,13/4,09	3,55/4,98	3,80/5,46
		40	3,41/4,42	3,88/5,41	4,14/5,92

Продолжение

Температура воздуха в ка- мере, °C	Относительная влажность воздуха в ка- мере, %	Заполнение каскадной части батарей, %	Разность температур, °C		
			5	10	15
б) каскадный частично затопленный режим (затопление 37%)					
— 23	95	15	2,54/2,97	2,80/3,48	2,98/3,96
		26	2,75/3,22	3,04/3,78	3,22/4,29
		40	2,89/3,36	3,19/3,95	3,39/4,48
— 18	95	15	2,74/3,02	2,90/3,60	3,06/4,07
		26	2,97/3,27	3,14/3,90	3,32/4,41
		40	3,12/3,42	3,29/4,08	3,48/4,60
0	95	15	3,09/4,05	3,51/4,92	3,75/5,40
		26	3,34/4,38	3,80/5,34	4,06/5,85
		40	3,51/4,57	3,99/5,60	4,26/6,11

в) каскадный затопленный режим (затопление 63%)

-23	95	15	2,76/3,21	3,05/3,77	3,24/4,28
		26	2,88/3,37	3,18/3,96	3,38/4,50
		40	2,95/3,46	3,26/4,07	3,46/4,61
-18	95	15	2,98/3,26	3,15/3,89	3,33/4,40
		26	3,11/3,43	3,28/4,09	3,47/4,62
		40	3,18/3,52	3,36/4,20	3,56/4,73
0	95	15	3,36/4,37	3,82/5,32	4,08/5,83
		26	3,50/4,60	3,98/5,60	4,25/6,13
		40	3,58/4,70	4,08/5,75	4,35/6,27

3. Потолочные трехрядные

Каскадный режим

-23	95	13	1,80/2,10	2,02/2,47	2,14/2,80
		25	1,93/2,24	2,16/2,64	2,30/3,00
		40	2,00/2,28	2,23/2,68	2,36/3,04
-18	95	13	1,98/2,13	2,08/2,55	2,23/2,87
		25	2,04/2,28	2,22/2,73	2,39/3,08
		40	2,11/2,32	2,30/2,77	2,48/3,12
0	95	13	2,23/2,85	2,54/3,48	2,68/3,81
		25	2,39/3,05	2,71/3,73	2,89/4,08
		40	2,47/3,10	2,84/3,79	3,02/4,14

Примечания. 1) Приведенные значения коэффициентов теплопередачи отнесены к наружной ребристой поверхности батарей с учетом толщины $\delta_{\text{ин}} = 6 \text{ мм}$, $\lambda_{\text{ин}} = 0,1 \text{ ккал/м}^2\text{ч}^\circ\text{C}$.

2) В знаменателе приведены значения K чистой поверхности.

2) дополнительного потока Q_h — теплового мостика, проходящего через сечение трубы на уровне жидкости, умноженного на безразмерный коэффициент ζ , определяемый соотношением коэффициентов теплоотдачи теплопередающих сред (α_0 ; α_1 ; α_2).

Аналогичные результаты были получены и для частично затопленных оребренных труб, что значительно облегчает их тепловой расчет.

В табл. 4 приведены значения коэффициента теплопередачи оребренных батарей с верхней подачей жидкости для условий эксплуатации камер холодильника, полученные В. П. Чепуренко на основании опытных данных ОТИПиХП.

Глава IV

РАССОЛЬНЫЕ И ВОЗДУШНЫЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

РАССОЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

При рассольной системе охлаждения камер в батареях циркулирует промежуточный жидкий теплоноситель — рассол, представляющий собой водный раствор различных солей: хлористого натрия (NaCl), хлористого кальция (CaCl_2), хлористого магния (MgCl_2) и др. Отопленный рассол из камер поступает к циркуляционному насосу и с помощью последнего подается в испаритель холодильной установки, где охлаждается и возвращается в камеры.

В отличие от систем непосредственного испарения в рассольных системах батареи камер можно заменять «контактными» приборами охлаждения, в которых циркулирующий рассол непосредственно соприкасается с воздухом камеры, охлаждая и осушая его. Однако преимущественное распространение получили рассольные потолочные и пристенные батареи.

Рассольные батареи изготовляют из отбортованных труб $\varnothing 57 \times 3$ мм, которые набирают с помощью «калачей» в шланги длиной до 200 м.

Пристенные батареи бывают одно- и двухшланговые (одно- и двухрядные) по высоте от 12 до 16 труб.

Собирают их на стойках из углового железа, после чего крепят к стене (рис. 40).

Потолочные батареи подразделяются на одно- и двухрядные а также пучковые, состоящие из пяти и более рядов по высоте. Собирают их на полках из углового железа. Для подвешивания к потолку на батареях крепят подвески из полосового или углового железа (рис. 41).

Рассольные трубопроводы выполняют из сварных труб. Скорость рассола в батареях принимают равной 0,4—0,5 м/сек, а в магистралях — 1—1,5 м/сек, но не более 2 м/сек.

Наличие воздуха в рассольной системе отрицательно сказывается на работе холодильной установки. При этом резко увели-

чиваются коррозия металла и расход электроэнергии на циркуляцию рассола, затрудняется регулировка и ухудшается теплопередача испарителя и батарей. Чтобы избежать наличия воздуха в системе, в верхних точках батарей и рассольных магистралей ставят краники для его выпуска. Для лучшего удаления воздуха движение рассола в системе (испарителе, батареях, магистральных трубопроводах) осуществляется снизу вверх. «Мешки», вызывающие воздушные пробки, не допускаются. Трубопроводы при монтаже располагают с соответствующим укло-

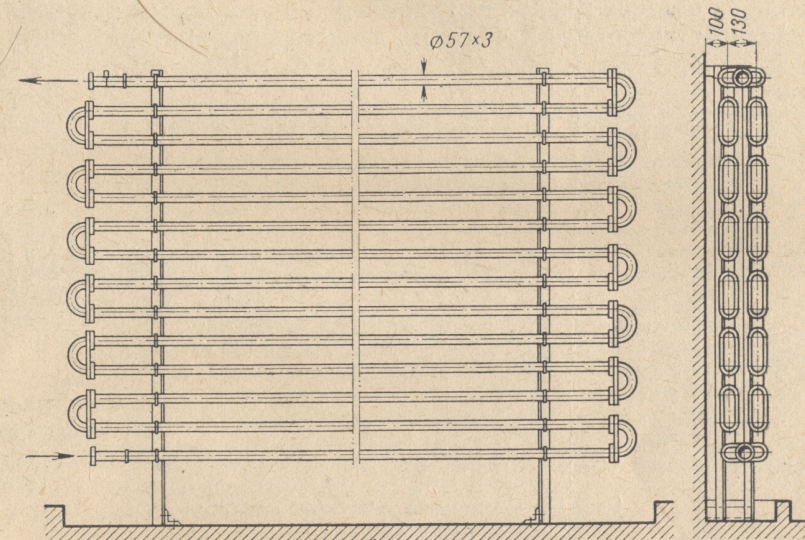


Рис. 40. Рассольная пристенная батарея

ном. В рассольной схеме с кожухотрубными испарителями и батареями в камерах для систематического удаления воздуха из рассола в ее верхней точке устанавливается открытый расширительный бачок. В расширительный бачок наливают небольшой слой масла для предотвращения обратного поступления воздуха через зеркало рассола.

В рассольной системе при наличии кожухотрубных испарителей и батарей уравнильный бачок позволяет полностью удалять воздух. Рассольный насос здесь работает только на преодоление гидравлических сопротивлений.

Для сокращения гидравлических сопротивлений и увеличения температурной разности между воздухом камеры и циркулирующим рассолом батареи часто подключают параллельно. Однако в целях сокращения потребной арматуры, а также при

наличии камер с различными температурами батареи подключают последовательно. При этом на выходе из батарей должна обеспечиваться разность температур между воздухом камеры и рассолом порядка $9-10^{\circ}$. Если такая разность температур не получается, то часть батарей включают параллельно. Общий подогрев рассола на $2,0-2,5^{\circ}$ считается нормальным.

Различают рассольные системы: закрытые и открытые. В закрытых системах — все приборы охлаждения камер, а также испарители закрытого типа. Закрытая система охлаждения является более надежной и экономичной в работе, чем открытая. Основным недостатком системы является возможность замер-

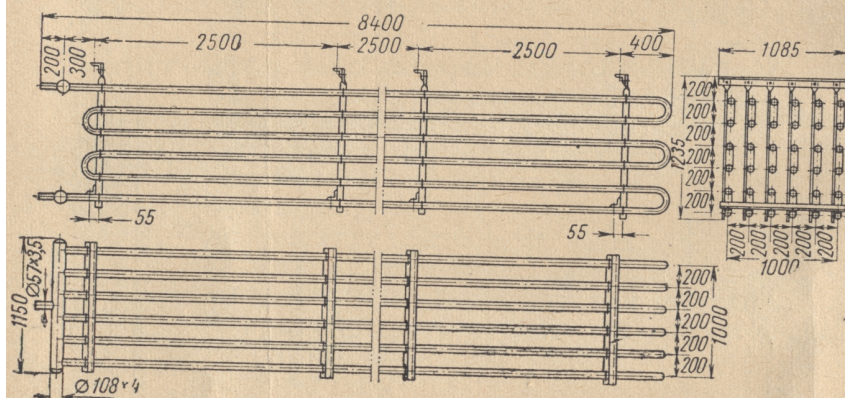


Рис. 41. Рассольная потолочная батарея

зания рассола в трубах испарителя, когда прекращается его циркуляция или чрезмерно понижается температура испарения.

Для предотвращения промерзания трубок испарителя применяют автоматические предохранительные устройства, выключающие отсос паров из испарителя, или автоматический клапан, который выпускает рассол из испарителя. Простейшая рассольная схема закрытого типа показана на рис. 42.

В многоэтажных холодильниках наибольшее распространение получила трехтрубная рассольная система (рис. 43).

В указанной системе к нагнетательно-подъемному стояку параллельно подключены батареи всех этажей холодильника. Ко второму подъемному стояку также параллельно подключены трубопроводы отпеленного рассола. К верхней точке стояка присоединен расширительный бачок. Освобожденный от воздуха рассол поступает по опускной ветви-стояку магистрального трубопровода в насос, затем в испаритель, откуда в охлажденном

состоянии возвращается через нагнетательный стояк в батареи камер.

Подачу рассола в батареи регулируют задвижками, установленными на каждом этаже после батарей.

Достоинством этой системы является хорошее удаление воздуха, облегченное регулирование подачи рассола по батареям камер, уменьшенный расход электроэнергии на циркуляцию рассола. При использовании испарителей или приборов охлаждения камер открытого типа рассольная схема получается открытой (рис. 44).

В этой системе холодный рассол засасывается насосом из бака испарителя и по нагнетательному трубопроводу подается в батареи. Отпеленный рассол из батарей по сливной магистрали возвращается в бак испарителя. При этом сливная труба подводится к испарителю сверху. Для предотвращения разрыва струи на сливной трубе перед баком испарителя устанавливается задвижка, с помощью которой регулируется слив рассола. Слив рассола регулируется так, чтобы магистраль всегда была заполнена рассолом. Перед остановкой насоса упомянутая задвижка закрывается, иначе рассол может переполнить бак испарителя. Чтобы устранить захват воздуха струей рассола, конец сливной трубы рекомендуется опускать ниже уровня рассола.

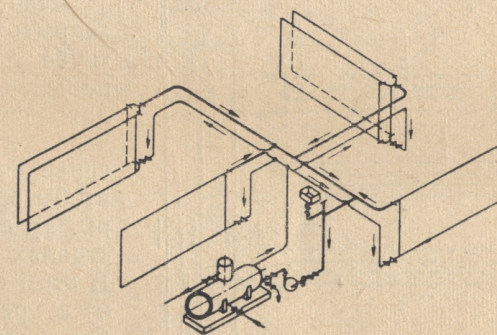


Рис. 42. Простейшая рассольная схема закрытого типа

Между испарителем и рассольным насосом, а также после насоса устанавливают задвижки. Их назначение — отключать насос при ремонте. Кроме того, их перекрытие при остановке насоса устраняет возможность слива рассола из нагнетательного стояка в бак испарителя. Для этой же цели после рассольного насоса устанавливают обратный клапан.

Для предотвращения перелива рассола через бак испарителя к нему подключают переливную трубу, соединяющую испаритель с канализацией или со сборным баком. При установке сборного бака сливную трубу его соединяют с канализацией. Сборный бак предназначается для хранения резерва рассола, а также для хранения всего количества рассола, сливаемого из системы при ремонте холодильной установки. Сливной бак устанавливают

ниже уровня пола аппаратной. Причем днище бака должно быть выше отметки канализации. Это обеспечивает полное удаление рассола из системы. Для подачи рассола из сливного бака в систему к нему подключают дополнительную приемную трубу насосов, имеющую обратный клапан с сеткой.

При наличии большого количества приборов охлаждения камер открытого типа (мокрые воздухоохладители, спрейдеки и др.) в аппаратном отделении устанавливают так называемые баки дополнительной емкости. Их назначение — принимать весь рассол, сливаемый из приборов охлаждения и рассольной магистрали.

Если при остановке насосов закрыть задвижку на сливной трубе у испарителя, то находящийся в стояках и приборах охлаждения рассол начнет стекать через люки, двери или борта спрейдеков в камеру. Для того чтобы рассол не попадал в камеры, задвижки на сливных магистралях не устанавливают. В этом случае при остановке насоса рассол заполняет сначала бак испарителя, а затем оттуда переливается по трубе в сборный бак. При пуске насоса находящийся в баке испарителя рассол пойдет на заполнение трубопроводов. Подача рассола прекратится, как только в баке образуется воронка, через которую в полость насоса может попасть воздух. Для предотвращения этого явления необходимо рассол

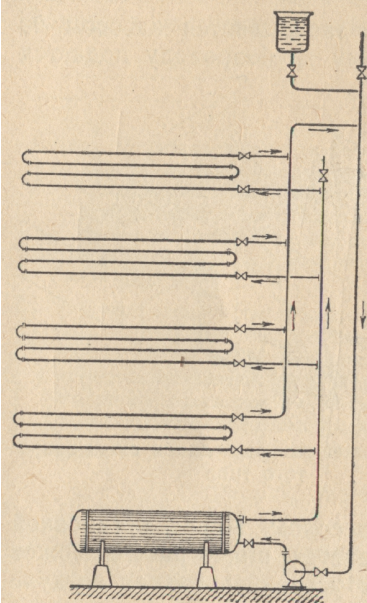


Рис. 43. Многоэтажная трехтрубная рассольная система

забирать из бака дополнительной емкости до тех пор, пока он не заполнит всей системы и не начнет поступать в испаритель. Как только рассол начнет поступать в испаритель, насос следует переключить на бак испарителя.

Описанный выше режим работы имеет существенные недостатки: после остановки насоса рассол, сливаемый из системы в бак испарителя, переливается затем в сборный бак, где смешивается с нагретым, загрязненным и иногда с деконцентрированным рассолом. Таким образом, каждая остановка насоса будет вызывать дополнительные тепловые потери и загрязнение системы. Исходя из этого, целесообразно увеличивать емкость

бака испарителя путем установки бака дополнительной емкости (рис. 45).

Рассол, поступающий из камер, сливается не в бак испарителя, а в меньший отсек бака дополнительной емкости, который трубой соединен с баком испарителя.

Таким образом, уровень рассола в баке испарителя и отсеке бака дополнительной емкости поддерживается одинаковым.

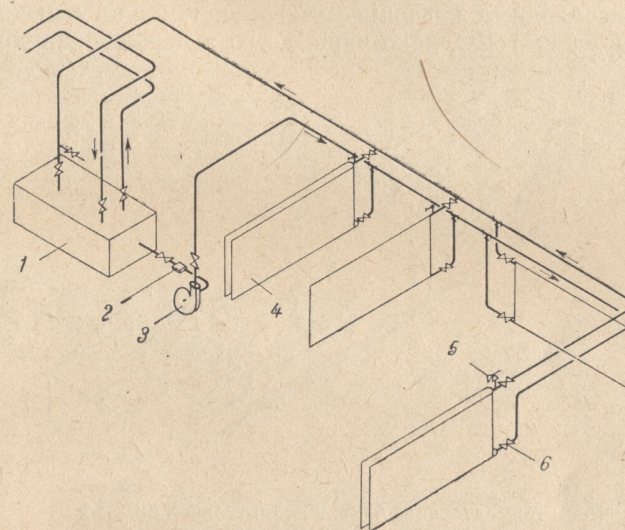


Рис. 44. Рассольная схема с испарителем открытого типа:

1 — бак испарителя, 2 — фильтр, 3 — насос, 4 — батарея, 5 — вентиль для удаления воздуха, 6 — вентиль

При остановке насоса уровень рассола в отсеке повышается и при достижении верхней кромки перегородки бака дополнительной емкости рассол переливается в больший его отсек.

Перед пуском насоса задвижка Г закрывается, а задвижка Д открывается. Вследствие этого после пуска насоса рассол отсасывается из большего отсека бака дополнительной емкости. После освобождения бака дополнительной емкости задвижка Д перекрывается, а задвижка Г открывается, после чего работа насоса переходит на нормальный режим.

В приборах охлаждения открытого типа рассол интенсивно поглощает влагу из воздуха, так как температура рассола ниже точки росы охлаждаемого воздуха. При этом разность парциальных давлений водяного пара окружающего воздуха и у пленки рассола всегда выше соответствующей разности парци-

альных давлений между воздухом и водой. Объясняется это тем, что при одинаковых температурах рассола и воды парциальное давление водяных паров над пленкой рассола всегда ниже давления водяных паров над водой. Причем, это снижение тем значительней, чем выше концентрация рассола.

В результате этого циркулирующий рассол все время деконцентрируется и увеличивается в объеме.

Для поддержания необходимой постоянной концентрации рассола необходимо поглощаемую рассолом влагу выпаривать или вымораживать. Однако чаще всего в деконцентрированный

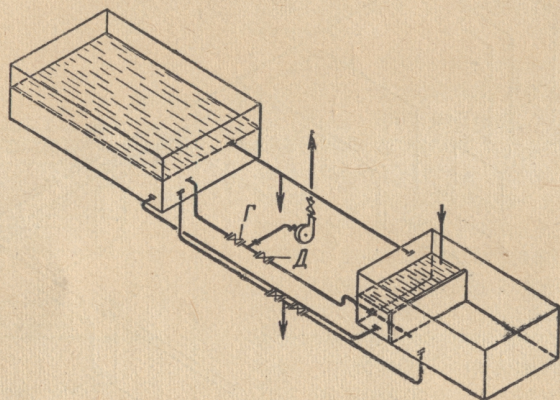


Рис. 45. Установка бака дополнительной емкости открытой рассольной системы

рассол периодически добавляют соль и этим повышают его концентрацию. Практически это осуществляют с помощью специального аппарата — концентратора рассола, включаемого в рассольную схему (рис. 46).

Концентратор состоит из двух отсеков. В первом отсеке соль растворяется, а во втором производится фильтрация полученного раствора. Соль засыпают в сетку, к которой сверху из системы подводят деконцентрированный рассол или при изготовлении нового рассола — воду из водопровода. Фильтруют рассол через кокс, плотность которого регулируют с помощью винтового приспособления. Концентратор включают на весь период работы установки. Подачу в него рассола регулируют таким образом, чтобы его концентрация поддерживалась постоянной. При засорении фильтра или отверстий сетки возможно некоторое повышение уровня рассола. В этом случае часть рассола перепускают через промежуточную стенку и трубу, минуя фильтр.

В системах с батарейным охлаждением предусматривается устройство по их оттайке от снеговой шубы с помощью подогрева рассола (рис. 47). Оттайку рассольных батарей осуществляют следующим образом. С помощью крана 10 предварительно проверяют наличие рассола в бойлере-баке № 3. Если рассола недостаточно, то открывают задвижки 1 и 2 и пускают рассольный насос для перекачки теплого рассола из бака № 2 в бойлер. Как только из крана 10 начнет вытекать рассол, насос останавливают и закрывают кран. Затем подают пар в бойлер. После подогрева рассола до 30—40° открывают задвижку 5 на сливной линии в бак № 1 холодного рассола и задвижку 4 на линии

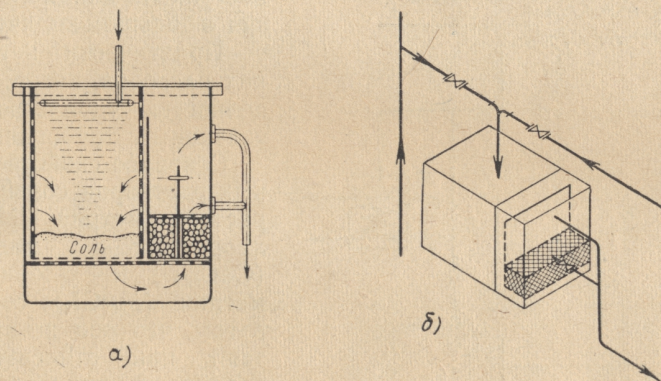


Рис. 46. Концентратор рассола:
а — разрез, б — схема включения

выхода рассола из бойлера. При этом задвижку 6 оставляют закрытой. Пускают рассольный насос для подачи горячего рассола из бойлера в охлаждающие батареи камер. Холодный рассол, вытесняемый горячим рассолом, сливается в бак № 1. Когда термометр, установленный на сливной линии, покажет, что из батарей пошел теплый рассол, задвижки 5 и 1 закрывают и открывают задвижки 6 и 7 для циркуляции теплого рассола.

После снятия снеговой шубы с батарей задвижки 7, 2 и 4 закрывают и открывают задвижки 9, 3 и 8. При этом теплый рассол сольется из батарей камер в бак № 2, а вместо него батареи заполнятся холодным рассолом. Как только термометр покажет, что из батарей камеры начал поступать холодный рассол, задвижки 9, 8 и 3 закрывают, рассольный насос останавливают и переходят к нормальной подаче холодного рассола из испарителя на батареи, открывая соответствующие задвижки рассольной системы.

Принципиальная рассольная схема холодильника мясостина приведена на рис. 48.

Рассолы и их свойства. Коррозия металлов рассолами

Основные требования, предъявляемые к рассолам: низкая температура замерзания, большая теплоемкость, небольшая вязкость, высокий коэффициент теплопроводности, стойкость, безвредность.

Рассол не должен оказывать значительного коррозирующего действия на материалы. Он должен быть также недорогим и доступным для пользования в большом количестве.

Практически нет таких рассолов, которые бы полностью удовлетворяли указанным требованиям.

Основное свойство водных растворов солей хлористого натрия (NaCl), хлористого кальция (CaCl_2) и хлористого магния (MgCl_2) состоит в том, что они не замерзают при относительно низких отрицательных температурах. Причем температура замерзания их до известного предела (состояния криогидратной точки) зависит от концентрации рассола.

Для каждого из рассматриваемых рассолов зави-

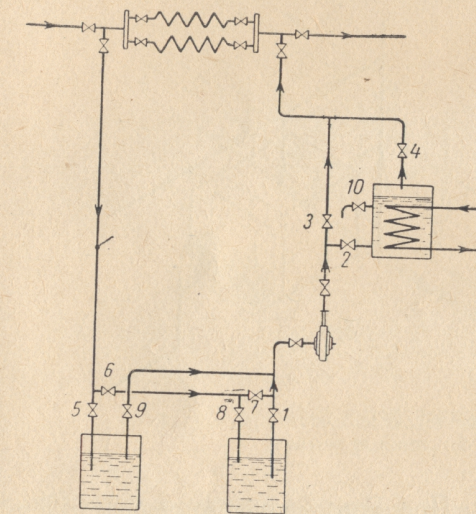


Рис. 47. Устройство по оттайке рассольных батарей от снеговой шубы с помощью подогрева рассола

симость может быть представлена графически в виде кривых льда и насыщения (рис. 49).

На оси абсцисс отложены значения концентрации рассола, выраженные в весовых частях соответствующей соли, приходящиеся на 100 весовых частей воды; на оси ординат — значения температур рассола. Кривая льда 1 показывает предельное значение температуры $t_{a'}$, до которой можно охлаждать рассол CaCl_2 данной концентрации ξ без выделения из него льда.

Дальнейшее понижение температуры рассола, например до значения $t_{a''}$, будет сопровождаться изменением его состояния по кривой льда. При этом происходит выделение части воды в виде кристаллов льда и вызываемое этим повышение концент-

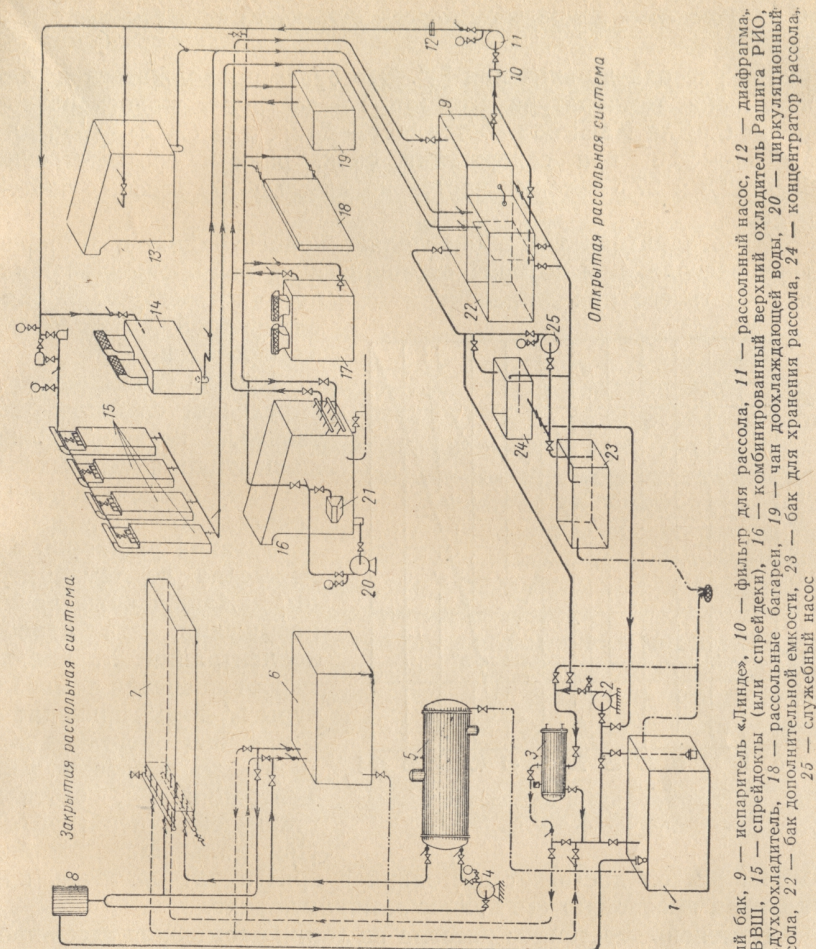


Рис. 48. Принципиальная рассольная схема холодильника мясостина

1 — бак для приготовления, хранения и подогрева рассола, 2 — служебный насос, 3 — подогреватель рассола, 4 — рассольный насос, 5 — кожухотрубный испаритель, 6 — скороморозильный аппарат, 7 — рассольные батареи, 8 — уравнительный бак, 9 — испаритель «Линде», 10 — фильтр для рассола, 11 — рассольный насос, 12 — диафрагма, 13 — воздухоохладитель, 14 — МВВШ, 15 — спрей-бак (или спрей-бак), 16 — комбинированный верхний охладитель Рашига, 17 — воздухоохладитель, 18 — рассольные батареи, 19 — бак для доохлаждающей воды, 20 — циркуляционный рассольный насос, 21 — концентратор рассола, 22 — бак для хранения рассола, 23 — служебный насос, 24 — концентратор рассола, 25 — служебный насос.

рации рассола до значения ξ_a'' . Это будет продолжаться до тех пор, пока температура рассола не достигнет криогидратной точки C . Для NaCl она составляет $-21,2^\circ$, для CaCl_2 -55° , для MgCl_2 $-33,6^\circ$ при содержании соли, равном соответственно 28,9, 42,5 и 27,6 весовых частей на каждые 100 весовых частей воды.

Криогидратная точка определяет концентрацию и температуру рассола, при которой оставшаяся не вымороженной жидкая часть его при дальнейшем охлаждении замерзает в виде однородной смеси обоих компонентов.

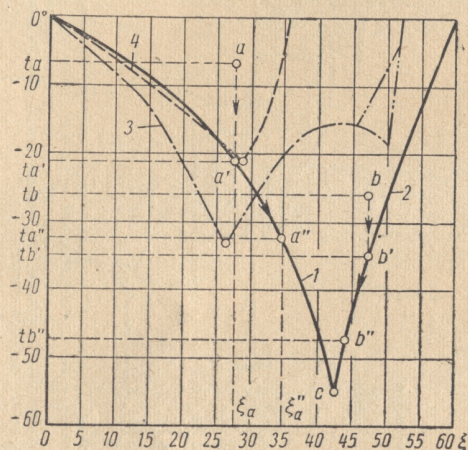


Рис. 49. Кривые льда и насыщения водных растворов NaCl , CaCl_2 , MgCl_2

При дальнейшем охлаждении рассол достигнет состояния в криогидратной точке, при котором произойдет его полное замораживание.

Изменение состояния рассола по линии насыщения здесь происходит вследствие того, что при охлаждении его до температуры ниже t_b' , лежащей на линии насыщения для этой концентрации, выделяется избыточное количество соли. В результате оставшаяся часть жидкого рассола будет иметь более низкую концентрацию, определяемую для каждого значения температуры по кривой насыщения. Например, в точке b'' температуре t_b'' соответствует концентрация ξ_b'' . Таким образом, область рационального применения того или иного рассола в качестве теплоносителя определяется его концентрацией, не превышающей концентрацию в криогидратной точке, т. е. ограничивается областью, лежащей выше кривой льда.

Вследствие этого раствор NaCl для температур ниже -21° нельзя использовать в качестве холодоносителя. Для раствора CaCl_2 предельной температурой является -55° и для MgCl_2

Кривая насыщения 2 определяет свойства растворов, первоначальная концентрация которых выше их концентрации в криогидратной точке.

У таких растворов охлаждение до температуры, лежащей ниже линии насыщения при данной концентрации ξ_b , например от значения температуры t_b' до t_b'' , приводит к изменению состояния раствора до значения концентрации ξ_b'' , соответствующей температуре t_b'' .

При дальнейшем охлаждении

— 33° . В связи с этим на холодильниках наиболее широкое распространение в качестве холодоносителя получил раствор хлористого кальция.

Наряду с рассмотренным свойством рассолов не меньшее значение имеет корродирующее воздействие их на металлы. Известно, что рассольные системы вследствие коррозии при определенных условиях разрушаются сравнительно быстро.

Срок службы отдельных элементов установки колеблется в среднем от 5 до 15 лет.

Наибольшее развитие коррозии наблюдается обычно в частях выхода труб из рассола, у сальников и особенно при пропуске рассола через неплотности. Ускорение коррозии обусловлено тем, что поверхность металла то смачивается рассолом, то подвергается действию кислорода воздуха.

Необходимым условием для возникновения коррозии является наличие кислорода. Следовательно, количество находящегося в рассоле кислорода в процессах коррозии играет большую роль. В открытых системах рассол насыщен кислородом примерно в 4 раза больше, чем в закрытых, вследствие чего коррозия металла в них намного интенсивней.

Для уменьшения количества растворенного кислорода в рассоле необходимо максимально сокращать поверхности соприкосновения рассола с воздухом и не допускать его взбалтывания. Необходимо создавать условия для полного заполнения магистралей и батарей рассолом и непрерывного удаления из них воздуха. Обратные трубы следует опускать ниже уровня рассола; над зеркалом рассола в уравнительном баке целесообразно иметь слой масла.

Коррозия в концентрированных растворах менее интенсивна, так как в них растворяется меньшее количество кислорода. С еще меньшей интенсивностью коррозия протекает в щелочных растворах.

Для предотвращения коррозии можно рекомендовать следующие мероприятия:

- не допускать волнения, взбалтывания рассола в местах его соприкосновения с воздухом; препятствовать попаданию воздуха в рассол;

- поддерживать рассол в слабощелочном состоянии путем добавления в него некоторого количества каустической соды и известкового молока;

- испаритель и рассольные баки держать плотно закрытыми, чтобы уменьшить поглощение кислорода рассолом;

- избегать в системе контакта разнородных материалов;

- производить тщательную окраску труб и периодически возобновлять ее;

не допускать утечки из системы рассола и поддерживать в ней чистоту.

Наиболее эффективным средством является добавка в рассол пассиваторов: силиката натрия, хромовой соли, фосфорной кислоты.

Опытами установлено, что в закрытой рассольной системе при использовании тщательно очищенных солей коррозия оказывается минимальной. Поэтому антикоррозийные добавки чаще всего применяют в открытых рассольных системах. При этом делают предварительные опыты, так как иногда получают противоположные результаты.

Из других свойств рассолов для эксплуатации имеют значения их теплоемкость и вязкость, так как они влияют на работу рассольного насоса. В табл. 5 приведены значения физических констант для рассматриваемых рассолов.

Таблица 5

Физические константы рассолов

Показатели	Рассол		
	NaCl	CaCl ₂	MgCl ₂
При концентрации, точке замерзания которой соответствует температура . .	— 10° ÷ — 20°	— 10° ÷ — 20°	— 10° ÷ — 20°
Теплоемкость, ккал/кг °С . .	0,85—0,80	0,85—0,72	0,84—0,77
Вязкость (на кривой льда), кг/сек м ²	350—650	400—850	500—950

Преимущества и недостатки рассольных систем охлаждения

Используемые на холодильниках рассольные системы охлаждения по сравнению с другими системами имеют следующие основные преимущества: меньший расход цельнотянутых труб, большая аккумулирующая способность, более простая регулировка режимов, возможность применения более простой и полной автоматизации работы охлаждающей системы, меньшая опасность в случае аварии, относительно малая аммиакоемкость, отсутствие возможности утечки аммиака в камерах, возможность получения различных температур при одной температуре испарения.

К недостаткам рассольной системы охлаждения относятся: повышенная коррозия трубопроводов, аппаратов, арматуры, оборудования (особенно в открытых системах); необходимость поддержания более низкой температуры испарения для дополнительного охлаждения рассола в испарителе с температурным

напором в нем около 5°; наличие дополнительных затрат энергии на работу рассольных насосов, а также дополнительного оборудования (рассольные насосы, испарители, баки, концентраторы рассола, бойлер) и, следовательно, большой металлоемкости рассольных систем и площади машинного отделения. Кроме того, в рассольных системах с открытыми контактными приборами охлаждения, отличающимися малой металлоемкостью, создаются условия интенсивного поглощения рассолом влаги из воздуха камеры, вызывающие повышенные потери от усушки продуктов, и ухудшение условий эксплуатации холодильной установки и камер.

В связи с переходом в последние годы на более низкие температуры хранения и замораживания в СССР стационарные холодильники с рассольной системой охлаждения не строят.

На многих действующих холодильниках рассольные системы заменяют системами непосредственного испарения.

Рассольные системы продолжают использовать на холодильниках емкостью до 100 т в камерах с положительными температурами для охлаждения мяса, хранения охлажденных продуктов, яиц, фруктов, овощей и т. д. Однако и в этих условиях рассольную систему здесь постепенно заменяют воздушной и системой непосредственного охлаждения.

ВОЗДУШНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

На холодильниках широкое распространение получила система воздушного охлаждения. Отличительной ее особенностью является наличие в системе вместо батарей камер дополнительного аппарата — воздухоохладителя, в котором принудительно с помощью вентилятора циркулирует и охлаждается воздух, поступающий из камеры. Воздух по всасывающим каналам с помощью вентилятора отсасывается из камеры в воздухоохладитель, охлаждается в нем и по нагнетательным каналам возвращается в камеру. Часто воздух из камеры засасывается вентилятором бесканально, т. е. непосредственно через патрубок воздухоохладителя и подается в камеру также бесканально — через насадку, установленную после вентилятора.

Для лучшей и более равномерной циркуляции воздуха в камере на нагнетательный патрубок насаживают одно или несколько сопел, представляющих собой усеченные конусы, создающие струйное воздухораспределение.

Воздухоохладитель может быть расположен в камере или вне ее.

На холодильниках иногда несколько камер обслуживал один воздухоохладитель, причем воздухораспределение было канальным. На современных холодильниках часто в одной большой

камере располагают несколько воздухоохладителей с бесканальным воздухораспределением.

Конструкции воздухоохладителей отличаются большим разнообразием и подразделяются на две основные группы: сухие или трубчатые и мокрые или оросительные.

Сухие воздухоохладители охлаждают воздух, протекающий между трубчатыми гладкими или ребристыми поверхностями. Внутри труб циркулирует кипящий холодильный агент, рассол или вода (при положительных температурах). Воздух движется по каналу воздухоохладителя вдоль или поперек труб со скоростью 4—6 м/сек. В современных трубчатых воздухоохладителях чаще всего осуществляется поперечный ток воздуха, при котором теплопередача более интенсивная. Воздухоохладители делают одноходовыми (прямоточными) и двухходовыми. Для снятия снеговой шубы, оседаемой на охлаждаемой поверхности, применяют систему оттайки: сухих воздухоохладителей непосредственного испарения — с помощью горячих паров аммиака, рассольных — отепленный рассол. Для ускорения этого процесса иногда предусматривают орошение труб отепленной водой, которая с расплавленным инеем удаляется из поддона воздухоохладителя по сточным трубам. Чтобы трубы не промораживались, их прокладывают с теплой стороны изоляционного контура холодильника. Батареи в ряде случаев оттаивают с помощью электрического обогрева воздуха, циркулирующего в воздухоохладителе.

Коробку воздухоохладителя изолируют при размещении его вне камеры. Воздухоохладитель часто является элементом скороморозильного аппарата или кондиционера холодильной установки.

В послевоенный период на распределительных холодильниках широкое распространение получили струйно-трубчатые эжекторные воздухоохладители, представляющие собой гладкотрубный пучок, вдоль оси которого движется струя воздуха, поступающего через сопло, расположенное у торца пучка.

Установленный в камере вентилятор отсасывает из нее воздух бесканально, а нагнетает через сопло. Для создания благоприятных условий движения струи вдоль пучка в центральной его части имеется пространство, свободное от труб. Принцип эжекторного охлаждения может быть распространен и на двухрядные потолочные батареи. При этом воздушная струя движется вдоль труб, в пространстве между потолком и батареями.

Для камер остывания и замораживания автор системы А. П. Шеффер рекомендует доводить скорость воздуха на выходе из сопел до 25 м/сек, для камер хранения — до 15 м/сек. Струя воздуха эжектирует воздух камеры, создавая интенсивную циркуляцию его в камерах.

Так как скорость струи с удалением от сопла падает, длина пучковых батарей эжекторной системы охлаждения не должна превышать 25 м. Если камеры имеют большую длину, то в них монтируют две продольно расположенные пучковые батареи с установкой в их смежных торцах двух спаренных противоположно направленных сопел.

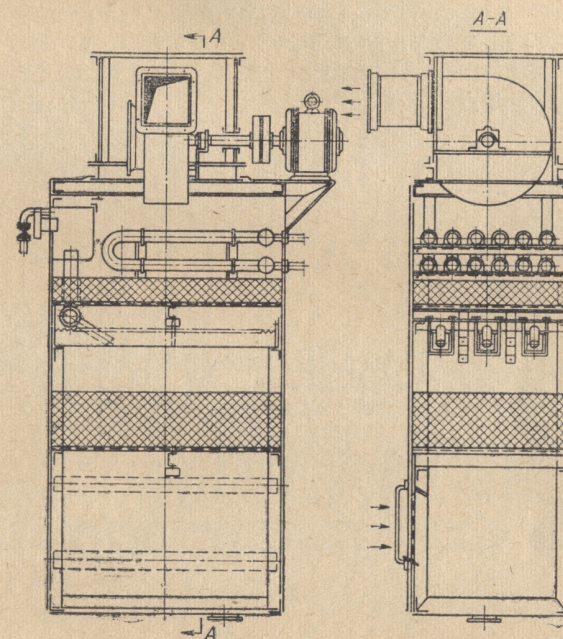


Рис. 50. Мокрый воздухоохладитель пленочного типа (МВВШ)

Мокрые воздухоохладители охлаждают воздух циркулирующим рассолом (при отрицательных температурах) или водой (при положительных температурах). Рассол или вода в них непосредственно соприкасается с воздухом, образуя пленку, противотоком стекающую по насадке воздухоохладителя, или факел, создаваемый форсунками, которые расположены в рабочем объеме.

Пленочные воздухоохладители получили большее распространение на холодильниках (рис. 50). Рассол здесь поступает дождем на насадку из фарфоровых колец $\varnothing 25$ мм и толщиной стенки 2—3 мм слоем высотой 200—400 мм и стекает в виде пленки, противотоком обдуваемой воздухом.

Отепленный рассол сливается в поддон, откуда самотеком поступает в испаритель открытого типа на повторное охлаждение. Из испарителя холодный рассол насосом подается в орошающее устройство воздухоохладителя, над которым расположен дополнительный отбойный слой фарфоровых колец толщиной 100—150 мм. Отопленный воздух из камеры засасывается через нижний патрубок воздухоохладителя с помощью вентилятора, установленного на нем, проходит через насадку из колец и через нагнетательный патрубок или сопло воздухоохладителя подается в камеру.

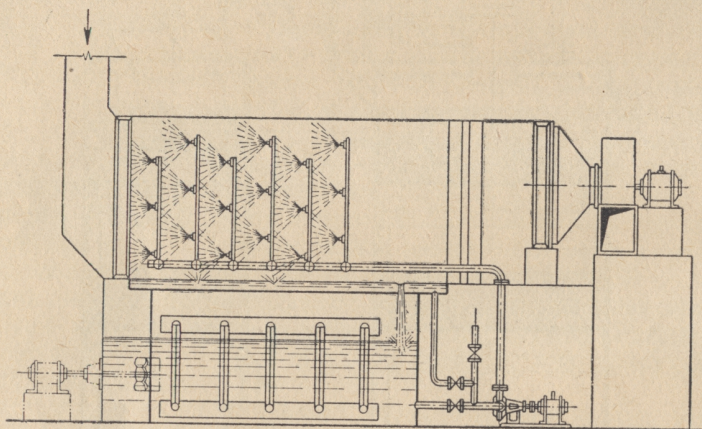


Рис. 51. Форсуночный воздухоохладитель

Эти аппараты компактны: 1 м³ насадки содержит около 50 000 колец с общей поверхностью 220 м². Скорость воздуха в насадке не должна превышать 3,5 м/сек, иначе возможны значительный унос рассола и чрезмерный рост гидравлического сопротивления.

Форсуночные воздухоохладители (рис. 51) получили широкое распространение как кондиционеры. На холодильниках мясокомбинатов, построенных в довоенное время, в камерах охлаждения мяса (остывочных) основным типом воздухоохладителя был так называемый спрейдек (рис. 52). Спрейдек состоит из поддона, установленного над подвесными путями остывочной, и форсунок, размещенных над ним. Теплый воздух проходит через факел форсунок, где он охлаждается, опускается и движется вдоль поддона к выходу из спрейдека, а затем поступает в камеру на охлаждение мяса. Отопленный воздух поднимается вверх, возвращаясь в спрейдек на повторное охлаждение. Естественная циркуляция воздуха здесь достигает до 20—

30 объемов камеры в час. Рассол из поддона самотеком поступает в испаритель, откуда насосом подается к форсункам спрейдека.

Разновидностью спрейдеков является конструкция воздухоохладителя, который носит название спрейдокта. Охлаждение и

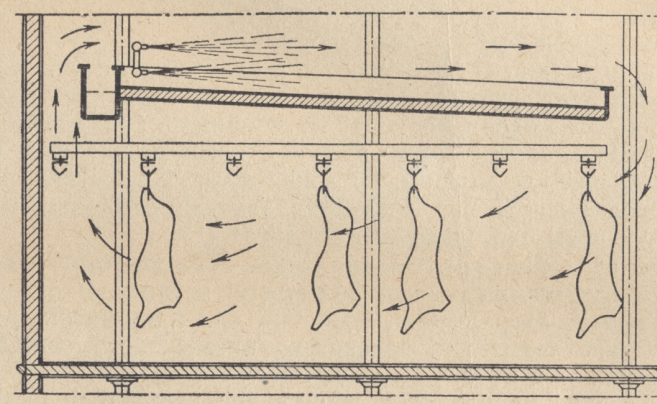


Рис. 52. Спрейдек

циркуляция воздуха в нем осуществляется по тому же принципу, что и в спрейдеке, но аппарат является пристенного вертикального типа.

Теплопередача и влагообмен в трубчатых воздухоохладителях

Условия эксплуатации трубчатых воздухоохладителей на холодильниках отличаются большим разнообразием и сложностью протекающих в них процессов. В современных конструкциях воздухоохладителей теплопередающую поверхность делают из гладких или оребренных труб при коридорном или шахматном их расположении. Ребра выполняют из стали, алюминия или латуни в виде сплошных пластин, пронизываемых пучком труб, отдельных цилиндрических ребер, насаживаемых на трубы, или стальной прямой ленты, навиваемой на трубы. Высота ребер, расстояние между ними и их толщина различные.

В последнее время начали использовать также трубы с игольчатым и проволочным оребрением. На холодильниках СССР наибольшее распространение получают воздухоохладители непосредственного испарения, состоящие из стальных труб $\varnothing 57 \times 3,5$ и $\varnothing 38 \times 3,5$, на которые навита в виде спирали стальная лента.

Возможны следующие три характерных режима теплопередачи воздухоохлаждателя:

а) режим сухого теплообмена между охлаждаемым воздухом и теплопередающей поверхностью;

б) влажный режим плюсовых температур, при котором на охлаждаемой поверхности выделяется из воздуха влага в виде конденсата;

в) режим, при котором осаждается иней.

Указанные режимы наблюдаются в следующих случаях: первый — когда температура теплопередающей поверхности выше точки росы охлаждаемого воздуха, например при хранении в камере сухого, тарного груза; второй — когда ее значение ниже точки росы воздуха камеры, но выше нуля °С; третий — когда температура поверхности воздухоохлаждателя отрицательная и ниже точки росы охлаждаемого воздуха.

На холодильниках в подавляющем большинстве случаев условия эксплуатации отвечают третьему режиму. Этот режим часто вызывает затруднения, особенно при применении ребристых воздухоохлаждателей, вследствие интенсивного осаждения на их поверхности инея.

Иней, оседая на ребрах и трубах при несвоевременной оттайке воздухоохлаждателя, забивает межреберные промежутки теплопередающей поверхности, нарушает циркуляцию воздуха и уменьшает интенсивность теплообмена.

Процессы осаждения инея на охлаждаемой поверхности, обдуваемой воздухом, были недостаточно изучены. Поэтому проектирование воздухоохлаждателей велось без необходимого учета особенностей динамики осаждения инея у охлаждаемых поверхностей. Это нередко приводило к созданию малоэффективных конструкций воздухоохлаждателей.

Ниже рассмотрим процессы осаждения инея в гладкотрубных и ребристых воздухоохлаждателях и получим приближенные расчетные формулы для теплопередачи этих аппаратов.

Процесс осаждения инея у охлаждаемой поверхности, обдуваемой воздухом

Рассмотрим процесс теплопередачи между воздухом и холодильным агентом, разделенных плоскопараллельной стенкой толщиной δ_m с коэффициентом теплопроводности λ_m (рис. 53). Предположим, что температура θ_i поверхности стенки или инея со стороны воздуха ниже точки росы t_p его и 0°С. Температура воздуха t_1 и холодильного агента t_2 также ниже 0°С. Условия теплоотдачи определяются коэффициентами теплоотдачи α_1 и α_2 . Допустим также, что в рассматриваемый момент времени τ_i , отсчитываемый от начала осаждения инея у стенки, образовался

иней толщиной $(\delta_{ин})_i$, коэффициент теплопроводности которого равен $\lambda_{ин}$.

Определим зависимость изменения толщины инея от времени, т. е.

$$\delta_{ин} = f(\tau_i).$$

В последующий промежуток времени $d\tau$ у стенки образуется слой инея толщиной $d\delta_{ин}$; от воздуха на 1 м² его внешней поверхности поступает количество тепла, равное

$$dQ_1 = (t_1 - \theta_i) \alpha_1'' d\tau \text{ ккал/м}^2,$$

где α_1'' — приведенный коэффициент теплоотдачи сухого теплообмена между воздухом и поверхностью инея, равный $\alpha_1'' = \alpha_1 + \alpha_{ин} \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{С}$,

где α_1 — коэффициент теплоотдачи конвективного и $\alpha_{ин}$ — лучистого теплообмена.

За это время $d\tau$ на образование инея объемом $dv = (d\delta_{ин})$ отводится количество тепла

$$dQ_2 = \rho d\delta_{ин} \cdot 1 \text{ ккал/м}^2,$$

где ρ — удельная скрытая теплота образования инея, отнесенная к 1 м³ его объема,

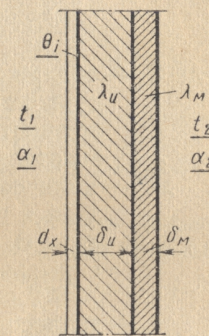


Рис. 53. Процесс осаждения инея у плоской стенки

равная 675000 $\gamma_{ин} \text{ ккал/м}^3$; здесь $\gamma_{ин}$ имеет размерность кг/дц³.

Таким образом, общее количество тепла dQ_3 , которое должно быть отведено через слой инея в охлаждающую среду, составит

$$dQ_3 = dQ_1 + dQ_2. \quad (1)$$

Значение dQ_3 может быть определено также из выражения

$$dQ_3 = \frac{(\theta_i - t_2) d\tau}{\frac{\delta_{ин}}{\lambda_{ин}} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Подставляя в выражение (1) значения dQ_1 , dQ_2 и dQ_3 , получим дифференциальное уравнение влаговыделения у охлаждаемой пластины, обдуваемой воздухом, в следующем виде:

$$(t_1 - \theta_i) \alpha_1'' d\tau + \rho d\delta_{ин} = - \frac{(\theta_i - t_2) d\tau}{\frac{\delta_{ин}}{\lambda_{ин}} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (2)$$

Здесь θ_i также изменяется в зависимости от времени, в связи с чем для решения уравнения (2) необходимо добавить еще одну зависимость, содержащую величины θ_i и $\delta_{ин}$. Таким

дополнительным уравнением является следующая дифференциальная зависимость:

$$(\alpha_1 \xi_i + \alpha_n)(t_1 - \theta_i) = -\frac{\theta_i - t_2}{\frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3)$$

где ξ_i — коэффициент влаговыделения, определяемый из известного выражения, полученного Меркелем

$$\xi_i = 1 + \frac{x_1 - x_i''}{t_1 - \theta_i} \cdot \frac{r - i_w}{c_p}, \quad (4)$$

где x_1 — содержание влаги, приходящейся на 1 кг сухого воздуха паровоздушной смеси наружного воздуха, омывающего стенку, при его температуре, равной t_1 и относительной влажности φ_1 , кг;

x_i'' — количество влаги, приходящейся на 1 кг сухого воздуха в насыщенной паровоздушной смеси при температуре θ_i поверхности инея;

r — скрытая теплота сублимации, равная $r = 595 + 80 = 675$ ккал/кг;

i_w — теплосодержание инея у теплопередающей поверхности, равное $i_w = 0,5 \cdot t_{ин}$ ккал/кг;

c_p — теплоемкость влажного воздуха, ккал/кг °С.

В уравнении (3) величину коэффициента влаговыделения можно приближенно заменить средним его значением $\xi_{ср}$, вычисленным по данным начальных и конечных условий рассматриваемого процесса. Затем, решая совместно уравнения (2) и (3) после интегрирования в пределах от $\delta_n = 0$ до $\delta_n = \delta_n$ и преобразований, получим искомую расчетную зависимость времени осаждения инея у охлаждаемой плоской стенки в следующем виде:

$$\tau = \frac{\rho \left\{ \frac{\alpha_1 \xi_{ср} + \alpha_p}{2\lambda_{ин}} \cdot \delta_{ин}^2 + \left[\left(\frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot (\alpha_1 \xi_{ср} + \alpha_p) + 1 \right] \delta_n \right\}}{(t_1 - t_2) \alpha_1 (\xi_{ср} - 1)} \text{ час.} \quad (5)$$

Кроме того, определим максимальную толщину инея $(\delta_n)_{\max}$, который может выделиться у охлаждаемой пластины в рассматриваемых условиях теплопередачи. Процесс осаждения инея завершается тогда, когда температура его поверхности со стороны воздуха θ_i достигнет значения равного точке росы t_p наружного воздуха.

При этом соблюдается равенство $dQ_1 = dQ_3$, которое из выражения (2) даст расчетное значение максимальной толщины инея в следующем виде:

$$(\delta_n)_{\max} = \left[\frac{t_p - t_2}{(t_1 - t_p)(\alpha_1 + \alpha_n)} + \left(\frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right] \lambda_n \text{ м.} \quad (6)$$

Аналогичным методом получаем приближенную расчетную формулу времени осаждения инея у охлаждаемой трубы снаружи, омываемой воздухом:

$$\tau = c_1 \left[\frac{c_2}{2\lambda_n} r_x^2 \ln r_x - \frac{c_2}{2} \left(c_3 + \frac{\ln r_a}{\lambda_n} \right) r_x^2 + \frac{1}{\alpha_1} (r_x - r_a) + \frac{c_2 c_3}{2} r_a^2 \right] \text{ час,} \quad (7)$$

где $c_1 = \frac{\rho}{(t_1 - t_2) \cdot (\xi_{ср} - 1)}$; здесь ρ имеет размерность ккал/м³;

$$c_2 = \xi_{ср} + \frac{\alpha_n}{\alpha_1}; \quad \xi_{ср} = 1 + \left(\frac{x_1 - x_i''}{t_1 - \theta_i} \right)_{ср} \cdot \frac{r - i_w}{c_p};$$

$$c_3 = \frac{1}{2\lambda_n} - \left(\frac{1}{\lambda_m} \ln \frac{r_a}{r_i} + \frac{1}{\alpha_2 r_i} \right); \quad r_x = r_a + \delta_n;$$

r_a — наружный и r_i — внутренний радиусы охлаждаемой трубы, м;

λ_n — коэффициент теплопроводности инея, который изменяется в зависимости от его плотности и может быть рассчитан с помощью эмпирической формулы

$$\lambda_n = 2,35 \gamma_n^2 \text{ ккал/м час}^\circ \text{С.}$$

Плотность инея обычно изменяется в пределах 150—500 кг/м³. При этом соответственно изменяется и величина коэффициента теплопроводности от 0,1 до 0,4 ккал/м час°С.

Следует отметить, что по истечении определенного периода времени плотность инея возрастает вследствие диффузии паров из наружного воздуха в толщу инея. Происходит это потому, что в слоях, ближе расположенных к охлаждаемой стенке, температура и соответственно парциальное давление паров в порах инея ниже, чем в наружном воздухе.

При этом соответственно будут возрастать плотность и коэффициент теплопроводности инея. В результате фактическое время осаждения инея у охлаждаемой стенки должно быть меньше расчетного, определяемого из выражений (5) и (7).

Наибольшее изменение плотности инея наблюдается при переменном температурном режиме, когда температура поверхности его достигает 0°С. При этих условиях иней начинает таять. Тогда влага, проникая в слои инея с более низкой, отрицательной, температурой вымораживается, резко увеличивает плотность и значение коэффициента теплопроводности инея.

Последующее снижение температуры охлаждающей среды сопровождается превращением увлажненного инея в лед и резким повышением коэффициента теплопроводности, вызывающим ускорение дальнейшего процесса нарастания инея. Это явление особенно опасно при применении ребристой теплопередающей

аппаратуры, которая быстро забивается инеем, ухудшает теплопередачу батареи и вызывает затруднения при ее оттайке.

Поэтому при проектировании приборов охлаждения камер холодильников необходимо учитывать все процессы, связанные с осаждением инея, а также выяснять их динамику и влияние на теплопередачу и условия эксплуатации.

Приведенные на рис. 54 и 55 графики иллюстрируют процесс осаждения инея на ребрах воздухоохладителя непосредственного испарения в режимах эксплуатации соответственно для камер замораживания и охлаждения.

На рис. 56 показана конструкция ребристого воздухоохладителя. Результаты проведенных испытаний этого воздухоохладителя позволяют сделать следующие выводы. Опытные данные подтверждают общую закономерность динамики осаждения инея, выражаемую формулами (5), (6) и (7).

В частности, они показывают целесообразность применения подобных ребристых воздухоохладителей для морозилок мясocomбинатов, так как время нарастания инея на ребрах до допустимой толщины ($\delta_{\text{д}} = 5-6$ мм) составляло около 30 час. и было достаточным для осуществления полного цикла замораживания мясopодуктов. По завершении этого процесса в период выгрузки и загрузки мясopодуктов представляется возможным осуществить с помощью горячих паров аммиака оттайку батарей, которая продолжается не более 40-45 мин.

Этот вывод нельзя распространить на камеры охлаждения (температура воздуха 0° , влажность около 100%), в которых темп нарастания инея значительно интенсивнее: за 7-8 час. толщина его на ребрах достигала 6,5-7 мм, а на трубах была еще больше. Это приводило к необходимости частой оттайки батарей, так как значительно ухудшалась теплопередача воздухоохладителя и создавалась опасность полной закупорки ребристого пучка инеем при его дальнейшем выделении. Закупорка ребристого пучка инеем приводит к прекращению циркуляции воздуха и охлаждения камеры. Объясняется это тем, что при значительных толщинах инея, оседающего на ребрах и трубах батарей, резко возрастают гидравлические сопротивления воздухоохладителя. Последнее приводит к падению производительности вентилятора, в связи с чем в межреберных промежутках, около поверхности труб, создаются участки с пониженной скоростью воздуха, способствующие дальнейшему ускорению осаждения инея.

Резкий подъем кривых (см. рис. 55) в заключительной стадии рассматриваемого процесса осаждения инея для режима камер охлаждения подтверждает опасность образования в пучке воздухоохладителя снежного «козла», который вызывает осложнения в эксплуатации.

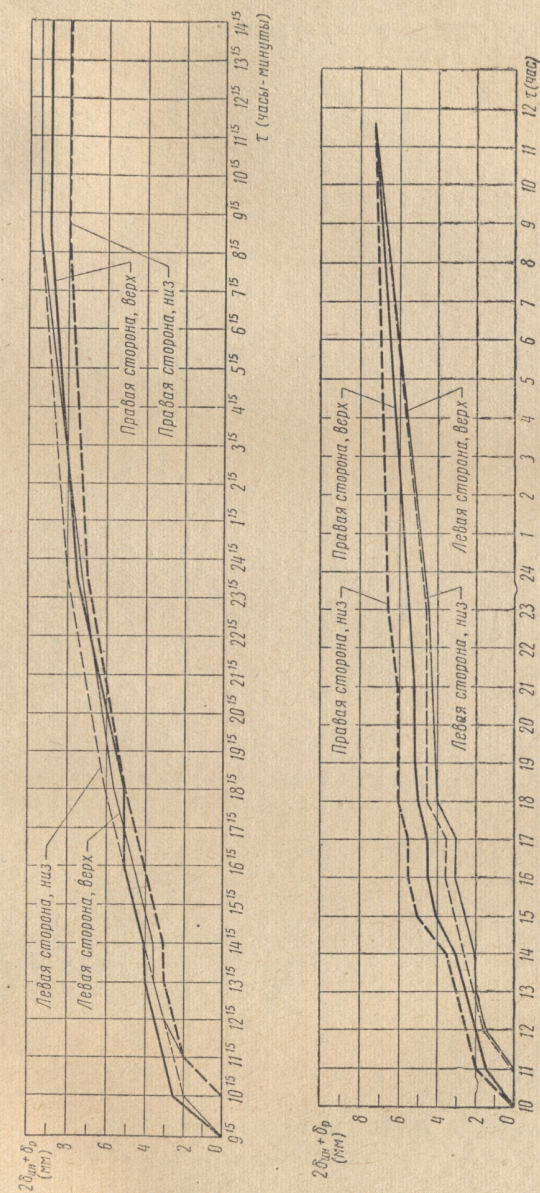


Рис. 54. Графики процесса осаждения инея в ребристом воздухоохладителе для режимов в камерах замораживания

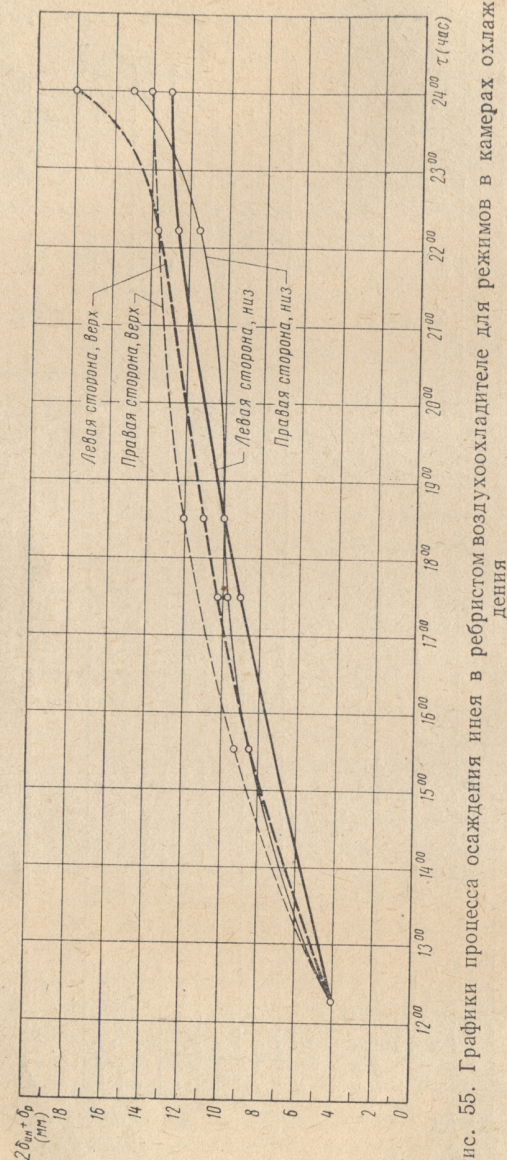


Рис. 55. Графики процесса осаждения инея в ребристом воздухоохладителе для режимов в камерах охлаждения

При выборе теплопередающей поверхности воздухоохладителей необходимо учитывать указанную выше особенность процесса осаждения инея. Причем, расстояние между ребрами следует выбирать тем большим, чем выше температура и относительная влажность воздуха и ниже его скорость в пучке. При этом целесообразно до известного предела увеличивать высоту ребер.

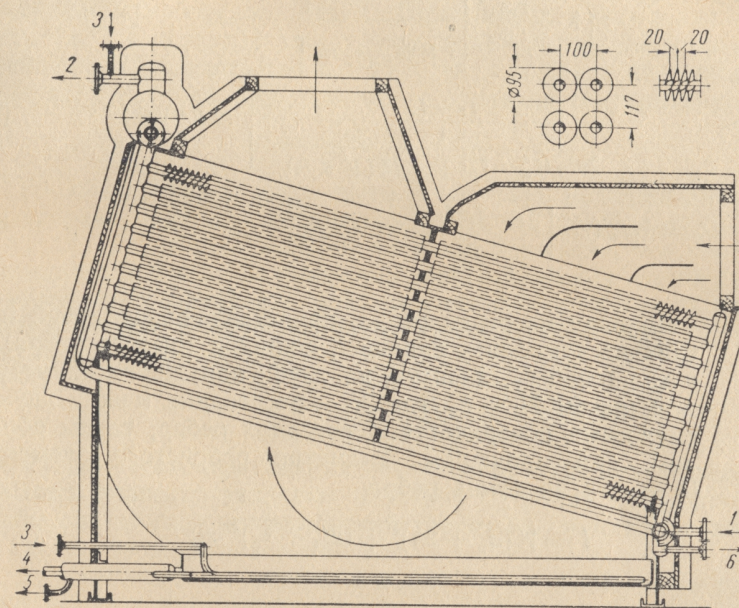


Рис. 56. Ребристый воздухоохладитель непосредственного испарения:

1 — линия подачи жидкости, 2 — отсос паров, 3 — подача горячих паров при оттайке, 4 — слив жидкости, 5 — слив конденсата при оттайке, 6 — удаление масла

Минимальное расстояние между ребрами определяют по величине удвоенной суммы допустимой толщины инея, оседаемого на ребрах, и пограничного слоя воздуха, который образуется при его движении вдоль ребер пучка.

Предельную толщину инея определяют, исходя из допустимого ухудшения теплопередачи воздухоохладителя, вызываемого осаждением инея на его теплопередающей поверхности.

Теплопередачу ребристых воздухоохладителей и ее изменение в процессе осаждения инея можно определить по приведенному ниже методу теплового расчета.

Тепловой расчет ребристых воздухоохладителей

Режим плюсовых температур. При этом режиме нагрузка одного ребристого элемента $Q_{p.эл}$ воздухоохладителя может быть рассчитана как сумма тепловых нагрузок Q_1 и Q_2 по следующим формулам:

$$Q_1 = \left(1 + \frac{r_n \alpha_1}{r_b \alpha_2} \right) \left[\frac{1}{l \sqrt{2 \alpha_1 \lambda_p \delta_p} \sqrt{t h} \sqrt{\frac{2 \alpha_1}{\delta_p \cdot \lambda_p} \cdot h}} + \frac{1}{2 \pi \lambda_T (r_n^2 - r_b^2) \sqrt{a} \sqrt{t h} \sqrt{a} l_1} \right] \text{ ккал/час;} \quad (8)$$

$$Q_2 = 4 \pi r_n (\alpha_1) \left[\frac{(t_1 - t_2) l_1}{1 + r_n \alpha_1} - \frac{Q_1}{2 \lambda_T \pi (r_n^2 - r_b^2)} \right] \text{ ккал/час,} \quad (9)$$

где Q_1 — тепловая нагрузка ребра, представляющего собой металлическую ленту длиной l , шириной (высота ребра) h и толщиной δ_p , навитую на трубу наружного диаметра d_n с шагом $2l_1 + \delta_p$, где $2l_1$ — расстояние между двумя смежными поверхностями соседних ребер; таким образом, при наружном диаметре ребристого элемента $D_p = d_n + 2h$ длина ребра

$$l = \sqrt{(d_n + 2h)^2 + (2l_1 + \delta_p)^2} \text{ м;}$$

$$a = \frac{2(r_i \alpha_2 + r_n \alpha_1)}{\lambda_{TP} (r_n^2 - r_i^2)};$$

Q_2 — тепловая нагрузка неоребреной части трубы длиной $2l_1$ ребристого элемента.

При влажном режиме, когда температура ребристой поверхности ниже точки росы охлаждаемого воздуха, значение коэффициента теплоотдачи α_1 со стороны воздуха должно быть принято равным его приведенному значению $(\alpha_1)''$, определяемому из выражения

$$(\alpha_1)'' = \alpha_{i1} \xi_1 + \alpha_{cl} \quad (10)$$

В ребристых воздухоохладителях лучистый теплообмен можно не учитывать, т. е. принять $\alpha_{cl} = 0$.

При определении приведенного коэффициента теплоотдачи возникают затруднения, вызываемые сложностью расчета коэффициента влаговыделения ξ_1 вследствие непостоянства температуры на поверхности ребер и труб воздухоохладителя.

Указанных затруднений не будет, если воспользоваться следующим методом расчета приведенного коэффициента теплоотдачи $(\alpha_1)''$ и тепловой нагрузки ребристого воздухоохладителя.

Используя I, x -диаграмму влажного воздуха, можно допустить, что воздух при прохождении через воздухоохладитель изменяет свое состояние по прямой, проходящей через точку начального состояния воздуха в воздухоохладителе и точку, лежащую на кривой $\varphi = 100\%$ и изотерме средней температуры поверхности ребристого пучка. Тогда метод нахождения величины $(\alpha_1)''$ и тепловой расчет воздухоохладителя сведется к следующему. Принимая температуру $(t_1)_K$ воздуха на выходе из воздухоохладителя, определяем его среднюю температуру:

$$t_1 = \frac{(t_1)_H + (t_1)_K}{2} \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Из приведенного ниже выражения (11) находим значение τ_{cp} средней разности температур ребристой поверхности и воздуха для различных величин $(\alpha_1)''$. Практически это сводится к предварительному нахождению одного значения α_1 для сухого режима и коэффициента влаговыделения ξ_{cp} , который принимаем с учетом условий тепло- и влагообмена между воздухом и пучком ребристых труб.

Итак,

$$\tau_{cp} = \frac{Q_1 + Q_2}{(\alpha_1)'' F_{p.эл}}, \quad (11)$$

где $F_{p.эл}$ — теплопередающая поверхность ребристого элемента.

Здесь значения тепловых нагрузок Q_1 ребра и Q_2 элемента трубы определяем из выражений (8) и (9), подставляя вместо α_1 найденное выше значение $(\alpha_1)''$.

Для вычисления значения τ_{cp} находим на I, x -диаграмме (рис. 57) соответствующую точку b состояния воздуха у ребристой поверхности, которая расположена на кривой $\varphi = 100\%$, и изотерме, отличающейся от среднего значения температуры воздуха t_1 на вычисленное выше значение τ_{cp} . Через точку b и точку начального состояния воздуха a проводим прямую, $\text{tg} \alpha$ — угла наклона которой с вертикалью даст искомое значение $\frac{x_{cp} - x''_{cp}}{\tau_{cp}}$, а точка пересечения прямой ab с изотермой $(t_1)_{cp}$ определит среднее состояние воздуха при его прохождении через воздухоохладитель (в частности значение влагосодержания x_{cp}).

Определяем приведенное значение $(\alpha_1)'$ из выражения

$$(\alpha_1)' = \alpha_1 \left(1 + \frac{x_{cp} - x''_{cp}}{\tau_{cp}} \cdot \frac{r}{c_p} \right) \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C.} \quad (12)$$

Если найденное значение $(\alpha_1)'$ достаточно близко принятому, то величина тепловой нагрузки ребристого элемента

$(Q_1 + Q_2)$ определена верно. Если приближение недостаточное, то необходимо пересчитать Q_1 и Q_2 , исходя из вычисленного значения $(\alpha_1)'$. Потребное число ребристых элементов N в пучке находим, разделив его общую тепловую нагрузку на тепловую нагрузку одного ребристого элемента, т. е.

$$N = \frac{Q_{в.о}}{Q_1 + Q_2}$$

и таким образом определим искомую теплопередающую поверхность всего пучка. Конечное состояние воздуха на выходе из воздухоохладителя определяем в точке d пересечения линии a , b изменения состояния воздуха и изотермы $(t_1)_{кон}$ температуры воздуха на выходе из воздухоохладителя.

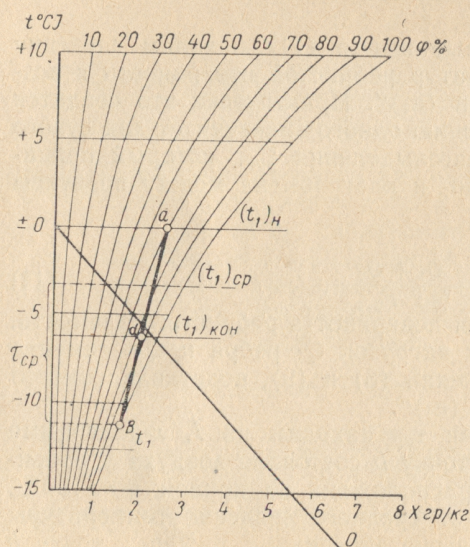


Рис. 57. Процесс охлаждения воздуха в ребристом воздухоохладителе в диаграмме I, x

ражения (5), для труб — из выражения (7). После этого находим для этого режима значение приведенного коэффициента теплоотдачи от воздуха к ребристой поверхности, равного

$$(\alpha_1)_{пр} = \frac{1}{1/\alpha_1' + \delta_{ин}/\lambda_{ин}} \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}. \quad (13)$$

Для определения тепловой нагрузки воздухоохладителя можно воспользоваться методом теплового расчета ребристого воздухоохладителя для режима плюсовых температур. Для

Расход воздуха G_v , проходящего через воздухоохладитель, находим, разделив его тепловую нагрузку на разность энтальпий начального и конечного состояния воздуха, т. е.

$$G_v = \frac{Q_{в.о}}{I_{нач} - I_{кон}}.$$

Количество конденсата, выделяемого у теплопередающей поверхности воздухоохладителя, равно

$$G_w = G_v (x_{нач} - x_{кон}) \text{ кг/час}.$$

Режим минусовых температур. В данном случае у теплопередающей поверхности выделяется иней. Его толщина для любого момента времени может быть определена: для ребер — из выражения (5), для труб — из выражения (7). После этого находим для этого режима значение приведенного коэффициента теплоотдачи от воздуха к ребристой поверхности, равного

этого достаточно в нем вместо коэффициента теплоотдачи α_1' , определяемого из выражения (12), подставить значение, найденное из выражения (13).

В тех случаях, когда осевший на ребрах иней перекрывает впадины и выступы на их гофрированной поверхности, выражение (13) преобразуют, т. е.

$$(\alpha_1)_{пр} = \frac{1}{1/(\alpha_1)_{пр} \xi_2 + \delta_{ин} \xi_2 / \lambda_{ин}}, \quad (14)$$

где ξ_2 — коэффициент гофрирования, равный отношению наружной поверхности иней, осевшего на ребрах, к их полной теплопередающей поверхности. Для испытанного воздухоохладителя (см. рис. 56) коэффициент гофрирования был равен 0,74.

Следует заметить, что с помощью приведенного метода тепловую нагрузку воздухоохладителя рассчитывают с известным приближением. Причем погрешность будет большей при увеличении толщины иней. В результате проведенных испытаний было выявлено, что для всех режимов опытное значение тепловой нагрузки было выше соответствующей ее расчетной величины. Это расхождение возрастало с 10,2% при толщине иней 1 мм до 17—20% при $\delta_{ин} = 4$ мм, до 25% при толщине иней на ребрах 4,5 мм и на трубах 8,5 мм и достигало 49,7%, когда слой иней на ребрах имел толщину 6 мм и на трубах — 12 мм. Такое расхождение между расчетной и опытной величиной тепловой нагрузки объясняется тем, что в расчетах коэффициент теплопроводности иней принимался постоянным, равным 0,1 ккал/м час $^\circ\text{C}$. Фактически с ростом толщины иней плотность, а вместе с ней и коэффициент его теплопроводности возрастали, что приводило к относительному увеличению тепловой нагрузки воздухоохладителя, не учитываемой в расчетах. Кроме того, в расчетах значение коэффициента теплоотдачи от воздуха к ребристой поверхности принималось применительно к случаю сухого теплообмена.

Как показали приведенные испытания, с осаждением иней значение этого коэффициента возрастало примерно на 30%. При этом скорость воздуха в пучке была равной 3,9 м/сек. Значение коэффициента теплоотдачи от воздуха к поверхности ребер в отсутствии на ней иней составляло 17,4 ккал/м² час $^\circ\text{C}$, для гладкой поверхности труб — 24,1 ккал/м² час $^\circ\text{C}$.

Опытное значение коэффициента теплоотдачи со стороны аммиака при удельной тепловой нагрузке $q = 660 - 1040$ ккал/м² час составляло 470—800 ккал/м² час $^\circ\text{C}$, в то время как его расчетное значение, определяемое по формуле Кружилина, было равным 374—490 ккал/м² час $^\circ\text{C}$.

Пример. Определить поверхность ребристого воздухоохладителя непосредственного испарения производительностью $Q_0 = 15000$ ккал/час для следующих условий: состояние воздуха, поступающего в воздухоохладитель, $(t_1)_н = -19^\circ$; $\varphi_н = 88\%$; температура воздуха, выходящего из воздухоохладителя, $(t_1)_к = -27^\circ$.

Ребристая поверхность воздухоохладителя состоит из стальных труб $\varnothing 38 \times 3,5$ мм и ребер в виде навитой стальной ленты: толщиной $\delta_p = 1,25$ мм, высотой $h_p = 29$ мм, шагом $2l_1 + \delta_p = 22$ мм. Расположение труб в пучке — коридорное. Шаг труб по вертикали $x_1 = 114$ мм, по горизонтали $x_2 = 114$ мм. Скорость воздуха в воздухоохладителе $w = 4,5$ м/сек.

Для данной скорости воздуха на основании экспериментальных данных принимаем значение коэффициентов теплоотдачи: к трубе — $(\alpha_1)_т = 23$ ккал/м² час °С, к ребру — $(\alpha_1)_р = 18$ ккал/м² час °С.

Средняя температура воздуха в воздухоохладителе приближенно равна

$$t_1 = \frac{(t_1)_н + (t_1)_к}{2} = \frac{-19 - 27}{2} = -23^\circ.$$

Принимаем температурный перепад между воздухом и испаряющимся аммиаком, равным 10° . Тогда температура испарения $t_2 = -33^\circ$.

Задаемся значением коэффициента влаговыведения

$$\xi = 1,09.$$

С учетом влаговыведения коэффициенты теплоотдачи от воздуха к трубе и ребру равны:

$$(\alpha_1)'_т = (\alpha_1)_т \xi = 23 \cdot 1,09 = 25 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С};$$

$$(\alpha_1)'_р = (\alpha_1)_р \xi = 18 \cdot 1,09 = 19,6 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С}.$$

С учетом термического сопротивления слоя инея толщиной $\delta_{и} = 3$ мм приведенные значения коэффициентов теплоотдачи к трубе и ребру составят:

$$(\alpha_1)_т = \frac{1}{\frac{1}{(\alpha_1)'_т} + \frac{\delta_{и}}{\lambda_{и}}} = \frac{1}{\frac{1}{25} + \frac{0,003}{0,14}} = 16,3 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С};$$

$$(\alpha_1)_{р.пр} = \frac{1}{\frac{1}{(\alpha_1)'_р} + \frac{\delta_{и}}{\lambda_{и}}} = \frac{1}{\frac{1}{19,6} + \frac{0,003}{0,14}} = 13,8 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С}.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны кипящего аммиака определяем по следующей эмпирической зависимости:

$$\alpha_2 = (103,2 + 0,19t_2) q^{0,25}.$$

Задаемся значением удельной тепловой нагрузки, отнесенной к внутренней поверхности $q = 1100$ ккал/м² час, тогда

$$\alpha_2 = (103,2 - 0,19 \cdot 33) \cdot 1100^{0,25} = 558 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С}.$$

Определяем тепловую нагрузку ребра по формуле (8)

$$\mu = \sqrt{\frac{2(\alpha_1)_{р.пр}}{\delta_p \lambda_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 13,8}{40 \cdot 0,00125}} = 23,4 \frac{1}{м};$$

$$l = \sqrt{(2\pi R)^2 + (2l_1 + \delta_p)^2} = \sqrt{(3,14 \cdot 0,096)^2 + 0,022^2} = 0,302 \text{ м};$$

$$a = \frac{2[r_{в\alpha_2} + r_{н(\alpha_1)_{т.пр}}]}{\lambda_{т}(r_{н}^2 - r_{в}^2)} = \frac{2(0,0165 \cdot 558 + 0,019 \cdot 16,3)}{40(0,019^2 - 0,0165^2)} = 5370 \frac{1}{м^2};$$

$$Q_1 = \frac{-23 + 33}{\left(1 + \frac{0,019 \cdot 16,3}{0,0165 \cdot 558}\right) \left(\frac{1}{0,302 \sqrt{2 \cdot 13,8 \cdot 40 \cdot 0,00125} \text{ th}(23,4 \cdot 0,029)}\right) + \frac{-23 + 33}{1}} = 1,69 \text{ ккал/час}.$$

Тепловую нагрузку соответствующего элемента гладкой трубы определяем по формуле (9)

$$Q_2 = 4 \cdot 3,14 \cdot 0,019 \cdot 16,3 \times \left[\frac{(-23 + 33) 0,0103}{1 + \frac{0,019 \cdot 16,3}{0,016 \cdot 558}} - \frac{1,685}{2 \cdot 40 \cdot 3,14 (0,019^2 - 0,0165^2) 5370} \right] = 0,334 \text{ ккал/час}.$$

Тепловая нагрузка одного ребристого элемента

$$Q_{р.э} = Q_1 + Q_2 = 1,69 + 0,334 = 2,02 \text{ ккал/час}.$$

Определяем разность температур между средней температурой воздуха и температурой поверхности батарей

$$t_1 - \theta = \frac{Q_{р.э}}{(\alpha_1)_{пр} F_p + (\alpha_1)_{т.пр} F_t} = \frac{2,02}{13,8 \cdot 0,0175 + 16,3 \cdot 0,00248} = 7^\circ.$$

Проверяем значение коэффициента влаговыведения

$$\xi = 1 + \frac{x - x''}{t_1 - \theta} \cdot \frac{r - i_w}{c'_p} = 1,086.$$

Проверяем принятое значение удельной тепловой нагрузки воздухоохладителя

$$q = \frac{Q_{р.э}}{\pi d_p (2l_1 + \delta_p)} = \frac{2,02}{3,14 \cdot 0,031 \cdot 0,022} = 94 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}.$$

При этом новое значение коэффициента теплоотдачи со стороны кипящего аммиака составит $\alpha_2 = 535 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С}$, которое по сравнению с принятым в расчете значением отличается на 4,1%, что допустимо. Тогда коэффициент теплопередачи воздухоохладителя

$$k = \frac{Q_{p.эл}}{F_{p.э}(t_1 - t_2)} = \frac{2,02}{0,02 \cdot 10} = 10,1 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С}.$$

Определяем число ребристых элементов воздухоохладителя

$$n = \frac{Q_0}{Q_{p.э}} = \frac{15\,000}{2,02} = 7440.$$

Определяем общую теплопередающую поверхность воздухоохладителя

$$F = n \cdot F_{p.э} = 7440 \cdot 2 \cdot 10^{-2} = 149 \text{ м}^2.$$

Принимаем $F = 150 \text{ м}^2$.

Определяем расход воздуха

$$G = \frac{Q_0}{i_n - i_k} = \frac{15\,000}{2} = 7500 \text{ кг/час}.$$

Определяем живое сечение для прохода воздуха

$$f = \frac{G}{3600 \cdot \gamma \cdot \omega} = \frac{7500}{3600 \cdot 1,396 \cdot 4,5} = 0,332 \text{ м}^2.$$

Число труб по горизонтали принимаем равным $z_2 = 5$, по вертикали $z_1 = 10$, длину труб в одном ряду $L = 3,3 \text{ м}$, воздухоохладитель — двухходовой.

Проверяем общее число ребристых элементов

$$n = \frac{L \cdot z_1 \cdot z_2}{2l_1 + \delta_p} = \frac{3,3 \cdot 5 \cdot 10}{0,022} = 7500.$$

Проверяем живое сечение для прохода воздуха при толщине инея $\delta_{ин} = 3 \text{ мм}$

$$f = b \frac{L}{2} - \left[z_2 (d_{ин} + 2\delta_{ин}) \frac{L}{2} + \frac{L \cdot z_2}{(2l_1 + \delta_p)} D_p \cdot \delta_p \right] = 0,6 \cdot 1,65 - \left(5 \cdot 0,044 \cdot 1,65 + \frac{1,65 \cdot 5}{0,022} \cdot 0,096 \cdot 0,00725 \right) = 0,37 \text{ м}^2.$$

Пример. Рассчитать коэффициент теплопередачи гладкотрубной двухрядной батареи непосредственного испарения, если $t_1 = -18^\circ$; $\varphi_0 = 98\%$; $t_0 = -28^\circ$; трубы $\varnothing 57 \times 3,5 \text{ мм}$; отношение шага труб к диаметру $\frac{s}{d} = 2,1$; толщина осевшего инея $\delta_{ин} = 7 \text{ мм}$.

Определяем общий коэффициент теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности трубы батареи

$$\alpha_1 = \alpha_k \cdot \xi + \alpha_p.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи конвекцией

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda}{\alpha} = \frac{14,5 \cdot 1,959 \cdot 10^{-2}}{0,071} = 4 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С};$$

$$Nu_m = c (Gr_m \cdot Pr_m)^n.$$

Предположим, что температура поверхности $\Theta = -25^\circ$. Тогда определяющая температура будет

$$t_m = \frac{t_1 + \Theta}{2} = \frac{-18 - 25}{2} = -21,5^\circ.$$

$$Gr_m = \frac{gd_3^3}{\nu^2} \cdot \beta \Delta t = \frac{9,81 \cdot 0,071^3 \cdot 10^{13} \cdot 7}{11,64^2 \cdot 251,5} = 71,6 \cdot 10^4.$$

$$Pr_m = 0,717;$$

$$Gr \cdot Pr = 51,3 \cdot 10^4;$$

$$Nu = 0,54 (51,3 \cdot 10^4)^{1/4} = 14,5.$$

Определяем коэффициент влаговыделения

$$\xi = 1 + \frac{x - x''}{t_k - \Theta} \cdot \frac{r - i_{\omega}}{c' p} = 1 + \frac{7,6 \cdot 10^{-3} - 4,8 \cdot 10^{-3}}{7} \cdot \frac{675 + 12,5}{0,24} = 1,12.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи радиацией

$$\alpha_p = c \cdot \frac{F_s}{F} \cdot \frac{\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T}{100}\right)^4}{t_1 - \Theta} = 4,89 \cdot 0,54 \frac{2,55^4 - 2,48^4}{7} = 1,51 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С}.$$

Таким образом, общий коэффициент теплоотдачи от воздуха к трубе равен

$$\alpha_1 = 4 \cdot 1,12 + 1,51 = 5,97 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С}.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи со стороны кипящего аммиака

$$\alpha_0 = [103,2 + 0,19(t_0)] q^{0,25},$$

где q — значение удельной тепловой нагрузки, отнесенной к внутренней поверхности, $\text{ккал/м}^2 \text{ час}$.

Предположим, что $q = 68 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$, тогда

$$\alpha_0 = (103,2 - 0,19 \cdot 28) 68^{0,25} = 284 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С}.$$

Проверяем правильность задания удельной тепловой нагрузки

$$q = \frac{t_1 - t_0}{d_1 \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_3} + \frac{1}{2\lambda_n} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_r} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_0 d_1} \right)} =$$

$$= \frac{-18 + 28}{0,05 \left(\frac{1}{5,97 \cdot 0,071} + \frac{1}{2 \cdot 0,2} \ln \frac{0,071}{0,057} + \frac{1}{2 \cdot 40} \ln \frac{0,057}{0,05} + \frac{1}{284 \cdot 0,005} \right)} =$$

$$= 67,1 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}.$$

Эта величина отличается от заданной на 1,34%, что допустимо. Проверяем правильность задания температуры поверхности батарей

$$\theta = t_1 - \frac{q \frac{d_1}{3}}{\alpha_1} = -18 - \frac{67,1 \cdot 0,05}{5,97} = -25,9^\circ.$$

Ошибка в задании составляет 3,6%, что допустимо.

Определяем коэффициент теплопередачи батарей

$$k = \frac{1}{d_3 \left(\frac{1}{\alpha_1 d_3} + \frac{1}{2\lambda_n} \ln \frac{d_3}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_m} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_0 d_1} \right)} =$$

$$= \frac{1}{0,071 \left(\frac{1}{5,97 \cdot 0,071} + \frac{1}{2 \cdot 0,2} \ln \frac{0,071}{0,057} + \frac{1}{2 \cdot 40} \ln \frac{0,057}{0,051} + \frac{1}{284 \cdot 0,05} \right)} =$$

$$= 4,72 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}.$$

Глава V

КАМЕРЫ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КАМЕР

Назначение камер холодильника — создание условий, необходимых для охлаждения, замораживания и хранения скоропортящихся продуктов.

В соответствии с этим они подразделяются на: камеры хранения мороженных продуктов, камеры домораживания продуктов, камеры хранения охлажденных продуктов, универсальные камеры, камеры предварительного охлаждения продуктов, камерные морозилки, скороморозильные аппараты, камеры сортировочные, камеры охлаждения рыбы, камеры хранения охлажденной рыбы, камеры хранения дефектных грузов, ледохранилища, камеры для заправки и хранения мороженого, экспедиционные камеры, камеры хранения сырья.

Главными из них являются камеры хранения и камеры термической обработки продуктов (камеры охлаждения и камеры замораживания).

Подробная характеристика указанных камер дана в специальных разделах настоящей главы.

Характеристика остальных камер распределительных холодильников, получивших наибольшее распространение в СССР, приводится ниже.

Камеры домораживания продуктов. На распределительные холодильники могут поступать грузы с температурой более высокой, чем нормальная температура хранения мороженных грузов. Примером могут служить грузы, поступающие на холодильник из вагонов-ледников. Загрузка таких грузов в камеры вызвала бы общее повышение температуры хранения продуктов. Чтобы этого не было, на современных холодильниках предусматривают камеры домораживания с усиленными приборами охлаждения, в которых в короткий срок интенсивно охлаждают поступающие недомороженные продукты.

Температура воздуха в этих камерах — 23° . Система охлаждения смешанная (непосредственного испарения — батарейная с побудительной циркуляцией воздуха или с применением воздухоохладителей); обеспечивает охлаждение поступающего продукта с температурой -4° до температуры -10° в течение 36 час., при удельной нагрузке 350 кг на 1 м^2 площади пола камеры.

Вместо камер домораживания можно использовать обычные камеры, если оснастить их соответствующими приборами охлаждения.

Камеры хранения охлажденных продуктов. В этих камерах поддерживают температуру воздуха 0° и относительную влажность 85—90%. Система охлаждения непосредственного испарения — воздушная или смешанная с преимущественным применением сухих воздухоохладителей (кондиционеров). Камеры обеспечивают охлаждение продукта от 5 до -3° , а для некоторых продуктов до 0° .

Подача холодного воздуха из воздухоохладителя и его равномерное распределение в объеме камеры осуществляется с помощью устройства воздушных каналов, расположенных под потолком. При этом кратность циркуляции воздуха должна быть от двух до шести объемов камеры в час. Иногда в камере применяют вентиляцию, используя наружный воздух. Это осуществляется с помощью соответствующих воздухопроводов, подключаемых к воздухоохладителю.

Хранение мяса и мясoproductов производится в подвешенном виде — на крючьях-каретках, на подвесных путях. Некоторые продукты (рыба, сыры) раскладывают на стеллажах или укладывают в ящики неплотными штабелями с прокладкой реек между рядами ящиков по высоте. Этим достигается свободная циркуляция воздуха внутри штабеля.

Емкость камер хранения охлажденных продуктов устанавливают в соответствии с инструкцией для определения емкости холодильников. При этом для камер хранения охлажденного мяса нагрузку принимают такой же, как и для камер охлаждения и замораживания мяса (около 250 кг на 1 м^2 пола камеры). Норма загрузки для свежих плодов и овощей составляет $0,34 \text{ т/м}^3$, яиц — $0,32 \text{ т/м}^3$. В ближайшие годы при строительстве холодильников предусматривается резкое увеличение общей емкости камер хранения охлажденных продуктов.

Универсальные камеры. Это камеры хранения, которые в зависимости от продукта, поступающего в тот или иной период эксплуатации холодильника, должны обеспечить заданные температурные и влажностные условия. В этих камерах поддерживают температуру воздуха от 0 до -18° и относительную влажность от 85 до 95%. Камеры оборудованы пристенными и пото-

лочными батареями, а также кондиционерами — воздухоохладителями непосредственного испарения. В режимах нулевых температур воздуха поступающие продукты охлаждаются от 5 до 0° . В низкотемпературном режиме (при $t_{\text{к}} = -18^{\circ}$) подохлаждение продуктов в этих камерах не предусмотрено. При строительстве новых холодильников планируется значительное увеличение общей емкости универсальных камер.

Камеры предварительного охлаждения продуктов. Камеры предназначены для создания интенсивного охлаждения продуктов от 20 до 4° . Расчетная температура воздуха камеры равна 0° , относительная влажность — 90%. Камеры оборудуются сухими воздухоохладителями — кондиционерами и пристенными батареями непосредственного испарения. В ближайшие годы предусматривается резкое увеличение общей емкости и производительности данных камер и строительство специальных станций предварительного охлаждения.

Камерные морозилки и скороморозильные аппараты. Их используют для замораживания мяса в полутушах или четвертинах. Камеры оборудованы батареями непосредственного испарения. На современных распределительных холодильниках предусматривается установка скороморозильных аппаратов конструкции ВНИХИ. Расчетная температура воздуха в них принята -30° , продолжительность замораживания 16 час. при понижении температуры мяса от 4 до -18° и нагрузке на 1 пог. м подвесного пути 230 кг. В дальнейшем на распределительных холодильниках удельный вес мясоморозилок будет сокращаться. Наоборот, на производственных холодильниках общая производительность мясоморозилок будет увеличиваться с тем, чтобы обеспечить всю необходимую заморозку мяса непосредственно на предприятиях мясной промышленности. Скороморозильные аппараты в настоящее время широкого распространения еще не получили.

Камеры при морозилке. Эти камеры предназначаются для более эффективного использования имеющихся на холодильнике мясоморозилок. Подразделяются на камеры погрузочные (накопители) и камеры разгрузочные. Погрузочная камера представляет собой охлаждаемое помещение, оборудованное подвесными путями. Оно обычно расположено перед морозилкой (по пути подачи в нее мясoproductов) и иногда служит коридором холодильника. Температура воздуха в камере изменяется от 0 до -18° , относительная влажность составляет 90—95%. Охлаждение осуществляется преимущественно пристенными батареями непосредственного испарения, которые обеспечивают охлаждение поступающего мяса от 15 до 4° , при нагрузке на 1 м^2 площади пола 250 кг или 280 кг на 1 пог. м подвесного пути.

Разгрузочная камера оборудована также подвесными путями и пристенными батареями и расположена после морозилки. Ее назначение — обеспечение быстрой разгрузки замороженного мяса. Температура воздуха в разгрузочной предусматривается около -18° .

Камера сортировочная. Оборудуют ее преимущественно пристенными батареями непосредственного испарения. Температуру воздуха поддерживают от 0 до -12° при относительной влажности воздуха 85—90%.

Камера охлаждения рыбы и хранения охлажденной рыбы. Располагают камеру обычно в самостоятельном отсеке холодильника, не сообщаемом с остальными охлаждаемыми помещениями. Температура воздуха в камере 0° , относительная влажность 90—95%. Камеры оборудуют преимущественно пристенными батареями непосредственного испарения, охлаждающими рыбу от 15 до 0° .

Камера хранения дефектных грузов. Такая камера имеет температуру воздуха -18° . Оборудуют ее преимущественно пристенными батареями непосредственного испарения. Камера является резервной на случай поступления на холодильник нестандартных и дефектных грузов, подлежащих индивидуальному хранению, тщательному за ними наблюдению и дополнительному контролю.

Ледохранилище и расфасовочная пищевого льда. Оборудуют их батареями непосредственного испарения, которые должны обеспечить поддержание температуры воздуха -4° . В этих камерах совершенно недопустимо даже кратковременное повышение температуры воздуха выше 0° , так как в этом случае при дальнейшем снижении температуры камеры ниже 0° произойдет смерзание блоков льда в один монолит, затрудняющий дальнейшую выгрузку.

Камера для закалики мороженого. Такого рода камеры используют при наличии на холодильнике цеха мороженого. Оборудуют их потолочными и стеллажными батареями непосредственного испарения. Батареи обеспечивают в течение двух часов охлаждение поступающего мороженого от -4 до -18° при удельной нагрузке на 1 м^2 площади пола 100—150 кг и поддержание температуры воздуха в камере -23° .

Камеры хранения мороженого. Их тоже оборудуют пристенными и потолочными батареями непосредственного испарения для обеспечения температуры воздуха в камере -23° . Удельная нагрузка камер составляет 150—200 кг/м² площади пола.

Экспедиционная камера. В такой камере поддерживают температуру воздуха -18° с помощью батарей непосредственного испарения.

Камера хранения сырья. Температура воздуха в ней 0° , относительная влажность 80—85%. Оборудуют ее батареями непосредственного испарения, обеспечивающими охлаждение поступающего продукта от 20 до 0° .

КАМЕРЫ ХРАНЕНИЯ

Нормальная температура в камерах -18° , относительная влажность 95—98%.

Для них рекомендуется система непосредственного испарения с естественной циркуляцией воздуха и применение потолочных и пристенных оребренных батарей. На многих действующих холодильниках приборы охлаждения камер хранения отличаются большим разнообразием. Камеры холодильников довоенного строительства оборудовались преимущественно гладкотрубными рассольными батареями и, кроме того, широко применялись пучковые потолочные батареи. В послевоенные годы получила распространение система струйно-трубчатого пучкового охлаждения. В последние годы вместо воздушного охлаждения камер стали применять систему непосредственного испарения, разработанную ВНИХИ с трехтрубными ребристыми батареями и батареями с верхней подачей жидкого холодильного агента.

Для южной полосы СССР рекомендуется внекамерное охлаждение с применением теплозащитной рубашки, ограждающей внешние теплопритоки и обеспечивающей этим снижение потерь от усушки продуктов.

За рубежом при хранении тарных грузов, а также при пониженных температурах воздуха в камерах используют воздушное охлаждение.

Основной показатель, характеризующий камеры хранения, — номинальная емкость. Она определяется условно загрузкой мороженым говяжьим мясом, равной 0,35 т на 1 м^3 грузового объема камеры. Грузовой объем находят умножением грузовой площади на грузовую высоту камеры. Грузовая площадь определяется строительной площадью за вычетом площади, занимаемой колоннами и отступами от стен на расстоянии 0,3 м и от батарей на 0,4 м. Строительная площадь определяется по внутренним размерам камеры, включая колонны. В нее не входит площадь, занимаемая тамбуром и воздухоохладителями. Грузовая высота замеряется от пола до верха штабеля. Расстояние от верха штабеля до потолка принимают равным 0,2 м, до потолочных батарей — 0,4 м, до воздушных коробов — 0,3 м.

Емкость камер хранения различна. На средних и крупных холодильниках строят камеры большой емкости. На холодильниках СССР средняя емкость камеры составляет 200—500 т.

На некоторых одноэтажных холодильниках в США емкость одной камеры достигает 1000 т и более.

Однако чрезмерное увеличение емкости камер хранения нетарных мороженных грузов нельзя считать рациональным. Действительная емкость камер, определяемая фактической их загрузкой тем или иным продуктом, значительно изменяется в зависимости от вида хранимых продуктов, составляя на 1 м³ объема при хранении говядины 300—400 кг, свинины 450 кг, мяса в блоках (38 × 38 × 15 см) 813 кг, рыбы в бочках 580—672 кг, кур в ящиках 476 кг, уток в ящиках 625 кг, масла сливочного в ящиках 800 кг, масла сливочного в бочках 580 кг.

При нормальной высоте камер 3,2 м для мороженных продуктов удельная нагрузка изменяется от 870 до 2320 кг/м² грузовой площади. Грузы в камерах хранят плотными штабелями. Отступы между отдельными партиями грузов при марочном хранении не должны превышать 0,15 м.

Отступы от штабеля должны составлять: до стен — 0,3 м, до батарей — 0,4 м. При ширине камеры более 10 м по середине оставляют проезд для грузовых тележек размером не менее 1,2 м. В камерах меньшей ширины такой же проезд оставляют с одной из боковых сторон, включая в него необходимые отступы от стены и приборов охлаждения. Общая площадь камер, за исключением промежутков между штабелями продуктов, отступов от стен и приборов охлаждения, а также площади, занимаемой колоннами камер, составляет для средних камер около 30%, для больших — примерно 20% от грузовой площади.

В камерах необходимо поддерживать постоянные режимы хранения, независимо от изменения внешних условий. Колебания заданных температур, влажности и скорости циркуляции воздуха не должны превышать допустимых пределов. Для нетарных грузов большое значение имеет обеспечение минимальной допустимой по технологическим нормам усушки продуктов.

При строительстве камер необходимо добиваться минимального расхода изоляционных и строительных материалов и труб, а при эксплуатации — минимального расхода холода и повышения полезной емкости.

В послевоенные годы выбор типа камер хранения и их приборов охлаждения стал особенно актуальным в связи со значительным строительством холодильников и повышенными требованиями холодильной технологии.

Эти требования в основном сводятся к значительному снижению температур хранения продуктов до —18° и ниже. (Используемый ранее температурный режим (—8 ÷ —10°) не обеспечивал условий, необходимых для длительного хранения продуктов). При таком режиме хранения продуктов на холодильниках в течение всего года позволяет сгладить неравномер-

ность их потребления, связанную с сезонностью производства.

В зависимости от температуры в камере изменяется и допустимый срок хранения того или иного продукта.

Допустимый срок хранения — это такой срок, после которого в продуктах появляется посторонний привкус, запах и цвет. Начало допустимого срока хранения исчисляют с момента замораживания продуктов.

Для основных видов продуктов допустимые сроки хранения определены (табл. 6).

Таблица 6

Допустимые сроки хранения продуктов

Продукт	Срок хранения в месяцах при температуре, °С			
	— 10	— 12	— 15	— 18
Говяжье мясо и баранина	7	8,5	12	17
Свинина и тощая рыба .	5,5	7	10	14
Сливочное масло	7	8	10	12,5
Гуси, жирная рыба . . .	4	5	7	10

Данные таблицы позволяют в зависимости от вида продуктов устанавливать требуемую температуру для тех или иных камер хранения. Они также показывают, что для многих продуктов ранее применяемые температуры хранения (—10 ÷ —12°) являются недостаточными для длительного хранения.

Для большинства мороженных продуктов приемлема температура хранения —18°. В настоящее время имеется тенденция к большему снижению температуры хранения. Исследованиями установлено, что снижение температуры хранения на 10° сокращает потери мороженного мяса и рыбы примерно в 2 раза (при условии сохранения внешних теплопритоков).

Понижение температуры хранения при той же тепловой изоляции холодильника приводит к увеличению внешних теплопритоков и соответствующему росту потерь от усушки продуктов. Чтобы уменьшить потери при хранении мороженных продуктов (мяса, рыбы и др.), необходимо кроме снижения температуры камер сокращать внешние теплопритоки. Усиление изоляции в 2,5 раза сокращает потери мороженного мяса примерно вдвое.

Для снижения потерь от усушки продуктов необходимо максимально повышать относительную влажность воздуха в камерах, иметь возможно меньшую циркуляцию воздуха и применять вместо открытого рассольного и воздушного охлаждения систему непосредственного испарения.

Равновесная температура

Рассмотрим процессы теплопередачи и влагообмена, протекающие в камерах хранения. Это позволит получить зависимости, облегчающие выбор типа охлаждающей системы и дать рекомендации по правильной эксплуатации камер хранения.

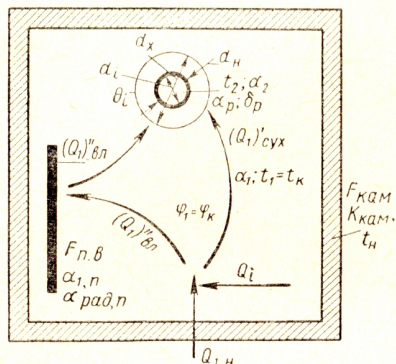


Рис. 58. Условия теплопередачи и влагообмена в камере:

t_n — температура наружного воздуха; t_1 — температура воздуха камеры; t_2 — температура хладагента, циркулирующего в батарее; $F_{\text{кам}}$ — расчетная теплопередающая поверхность наружного ограждения камеры; $k_{\text{кам}}$ — коэффициент теплопередачи наружного ограждения камеры; r_a — наружный и r_i — внутренний радиусы труб батарей; ΣQ_i — количество тепла, выделяемое в камере внутренними источниками тепла в течение часа; $F_{\text{п.в}}$ — эффективная поверхность продуктов, участвующая в тепло- и влагообмене между продуктом и воздухом камеры; α_1 — коэффициент теплоотдачи между воздухом камеры и батареями при сухом конвективном теплообмене, отнесенный к наружной поверхности инея, оседаемого на батарее; α_2 — коэффициент теплоотдачи радиацией, отнесенный к наружной поверхности инея; α_3 — коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности трубы к хладагенту; $\alpha_{1,п}$ — коэффициент теплоотдачи между воздухом и эффективной поверхностью продуктов при сухом конвективном теплообмене; $\alpha_{рп}$ — коэффициент теплоотдачи радиацией, отнесенный к эффективной поверхности продуктов; Φ — относительная влажность воздуха камеры; ΔG — усушка продуктов (количество влаги, передаваемое в течение часа от продуктов к воздуху камеры и оседаемое на поверхности батарей в виде инея).

Водят к непрерывному изменению равновесной температуры камеры.

Внешние теплопритоки камеры Q_1 находим из выражения

$$Q_1 = k_{\text{к}} F_{\text{к}} (t_n - t_1) \text{ ккал/час.}$$

Общее количество тепла, отводимое батареями в час, составляет

$$Q_6 = Q_1 + \Sigma Q_i = k_{\text{к}} \cdot F_{\text{к}} (t_n - t_1) + \Sigma Q_i. \quad (1,а)$$

С другой стороны

$$Q_6 = (t_1 - \theta_i) (\alpha_1 \xi_i + \alpha_p) 2\pi r_x L = (t_1 - \theta_i) (\alpha_1)'' 2\pi r_x L, \quad (1,б)$$

где ξ_i — коэффициент влаговыделения, равный

$$\xi_i = \frac{Q_6' + Q_6''}{Q_6'} = 1 + \frac{(x_1 - x_i'') \cdot (r - i_w)}{(t_1 - \theta_i) c_p'};$$

$$(\alpha_1)'' = \alpha_1 \xi_i + \alpha_p;$$

r_x — наружный радиус цилиндрической поверхности инея, оседаемого на трубах батарей, соответствующий моменту времени τ_i ;

θ_i — температура поверхности инея со стороны воздуха в тот же момент времени τ_i ;

x_1 — влагосодержание воздуха камеры, кг/кг;

x_i'' — количество влаги, приходящейся на кг сухого воздуха в насыщенной паровоздушной смеси при температуре наружной поверхности инея, кг/кг;

r — скрытая теплота сублимации ($595 + 80 = 675$ ккал/кг);

i_w — теплосодержание инея, равное 0,5 ккал/кг;

c_p' — теплоемкость влажного воздуха камеры, ккал/кг $^{\circ}\text{C}$.

Приравняв правые части (1,а) и (1,б) и решая относительно t_1 , получим искомое выражение, определяющее значение равновесной температуры воздуха камеры в следующем виде:

$$t_1 = \frac{k_{\text{к}} F_{\text{к}} \cdot t_n + \Sigma Q_i + (\alpha_1)'' \theta_i 2\pi r_x \cdot L}{k_{\text{к}} F_{\text{к}} + (\alpha_1)'' \cdot 2\pi r_x \cdot L} \text{ } ^{\circ}\text{C}. \quad (1)$$

Здесь θ_i , $(\alpha_1)''$, r_x , а также t_1 — величины, изменяющиеся в процессе осаждения инея.

Для каждого значения толщины инея $(\delta_{\text{ин}})_i$ на поверхности батареи можно определить соответствующие ему значения $r_x = r_a + (\delta_{\text{ин}})_i$; θ_i ; $(\alpha_1)''_{\text{пр}}$ и равновесной температуры камеры t_1 . Если толщина слоя инея неизвестна, а задано время τ_i осаждения на трубах батарей, тогда предварительно его находят из ранее полученной формулы динамики осаждения инея.

Задаваясь различными значениями τ_i , получим зависимость изменения равновесной температуры со временем.

Выражение (1) является зависимостью, определяющей изменение равновесной температуры камеры от условий теплообмена с внешней средой и приборами охлаждения камеры.

Равновесная относительная влажность воздуха

Рассмотрим условия теплообмена в камере (см. рис. 58). Тепловой поток Q_1 , поступающий из внешней среды в камеру, частично передается приборам охлаждения сухим теплообменом $(Q_1)'$ (лучеиспусканием и конвекцией). Остальная часть $(Q_1)'' = Q_1 - (Q_1)'$ воспринимается продуктами и расходуется на сублимацию из них паров, которые переносятся воздухом от поверхности продуктов к приборам охлаждения и выделяется на них в виде росы или инея. При этом тепло $(Q_1)''$ передается влажным путем.

Обычно принимают, что температура влажного продукта (мяса, рыбы) равна температуре воздуха камеры, измеряемой с помощью мокрого термометра, несмотря на то, что вследствие наличия в продуктах солей упругость паров над поверхностью продуктов несколько ниже, чем над водой (льдом). Для мяса эти изменения колеблются в пределах 97—99% по отношению к упругости пара над водой (льдом). Поэтому упругость паров над морожеными продуктами может быть приближенно принята равной значению ее над льдом, а температура продуктов в камере хранения — температуре влажного шарика термометра, помещенного в эту камеру. В связи с этим между воздухом и влажной поверхностью продуктов устанавливается постоянная разность температур $t_1 - t_m$, где t_m — температура влажного термометра, определяемая по температуре и относительной влажности воздуха камеры φ_1 . Приближенно значение этой разности может быть определено по формуле Рютова, полученной им в следующем виде:

$$t_1 - t_m = \frac{100 - \varphi_1}{828} \cdot (26,6 + t_1) ^\circ \text{C}. \quad (2)$$

Эта формула справедлива для условий, когда $0^\circ > t_1 > -20^\circ$; при этом погрешность $\Delta t = \pm 3\%$.

Отсюда количество тепла, поступающего от воздуха на влажную эффективную поверхность хранимых продуктов и расходуемого на сублимацию влаги в количестве ΔG , определится с помощью следующего выражения:

$$(Q_1)'' = (\alpha_{1,n} + \alpha_{pn})(t_1 - t_m)F_n \text{ ккал/час}. \quad (3)$$

С другой стороны, это же количество влаги ΔG оседает в виде инея на охлаждаемой поверхности батарей. При этом передается от воздуха батарее влажным путем количество тепла

$(Q_1)''$, определяемое из следующего равенства:

$$(Q_1)'' = 2\pi r_x \alpha_1 \left(\frac{x_1 - x_i''}{t_1 - \theta_i} \cdot \frac{r - i_w}{c_p'} \right) \cdot (t_1 - \theta_i) L = \\ = \frac{2\pi r_x L \alpha_1 \left(x_1' \cdot \frac{\varphi_1}{100} - x_i'' \right) \cdot (r - i_w)}{c_p'} \text{ ккал/час}. \quad (4)$$

Приравняв правые части равенства (3) и (4), а затем подставляя вместо разности температур камеры и влажного шарика термометра $(t_1 - t_m)$ ее значение из (2) и решая относительно φ_1 получим расчетную формулу для равновесной относительной влажности воздуха камеры в следующем виде:

$$\varphi_1 = \frac{(100 + z \cdot x_i'') \cdot 100}{z \cdot x_1' + 100} \%, \quad (5)$$

где z — дополнительно введенный параметр, равный

$$z = \frac{5200 \cdot r_x L \cdot \alpha_1 (r - i_w)}{(\alpha_{1,n} + \alpha_{pn}) F_n \cdot c_p' (26,6 + t_1)}. \quad (6)$$

По определению $\varphi_1 = \frac{p_n}{p''}$, т. е. равно отношению парциального давления паров в воздухе камеры к их давлению в состоянии насыщения при той же температуре камеры. Поэтому, чем больше влаги будет выделяться из воздуха на поверхности батареи (например, при понижении ее температуры), тем ниже будет значение парциального давления паров p_n в камере и, следовательно, тем меньше будет его относительная влажность.

С другой стороны, здесь произойдет более интенсивное выделение влаги из продуктов, так как разность парциальных давлений пара у поверхности продуктов, равная давлению насыщения при температуре влажного шарика термометра воздуха камеры p''_n и на достаточном удалении от нее p_n , увеличится.

В результате наступит новое динамическое равновесие, при котором количество влаги ΔG , передаваемое от продуктов к воздуху камеры и выделяемое на поверхности батарей, будет одинаковым.

Усушка продуктов

Количество влаги ΔG , оседаемое на поверхности батарей, определяет усушку продуктов. Величину усушки находим из выражений (3) или (4), если значение влажного теплового потока $(Q_1)''$ поделим на скрытую теплоту парообразования r , т. е.

$$\Delta G = \frac{Q_1''}{r} \text{ кг/час}.$$

Предварительно из выражений (1) и (5) находим для заданных условий теплопередачи в камере им соответствующие значения равновесных температуры и относительной влажности воздуха в камере.

Выражения (3) и (4) показывают влияние условий теплообмена в камере на усушку хранимых продуктов. Однако расчет последней с помощью этих зависимостей может вызывать практические затруднения. Чтобы точнее установить влияние условий теплопередачи батарей камер на усушку хранимых продуктов и получить практически удобную расчетную формулу, рассмотрим процесс осаждения инея на трубах батарей, которым и определяются потери от усушки продуктов.

Для любого момента времени τ_i и соответствующего ему значения толщины слоя инея $(\delta_n)_i = r_x - r_a$, осевшего на поверхности труб батарей, можно аналогично случаю плоской стенки (см. выражение (2) в гл. IV) записать следующее дифференциальное уравнение теплопередачи батарей

$$(t_1 - \theta_i)(\alpha_1 + \alpha_p) 2\pi r_x d\tau_i + \rho 2\pi r_x dr_x = \frac{2\pi(\theta_i - t_2) d\tau_i}{\frac{1}{\lambda_{ин}} \ln \frac{r_x}{r_a} + \frac{1}{\lambda_m} \ln \frac{r_a}{r_i} + \frac{1}{\alpha_2 r_i}}. \quad (7)$$

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

$$(t_1 - \theta_i)(\alpha_1 \xi_i + \alpha_p) 2\pi x = \frac{2\pi(\theta_i - t_2)}{\frac{1}{\lambda_{ин}} \ln \frac{r_x}{r_a} + \frac{1}{\lambda_m} \ln \frac{r_a}{r_i} + \frac{1}{\alpha_2 r_i}}. \quad (8)$$

Решая относительно θ_i и подставляя его значению в (7), после преобразований получим выражение, определяющее скорость осаждения инея $(w_n)_x$ на поверхности труб батарей, отвечающая моменту времени τ_i , которому соответствует толщина осевшего инея $(\delta_n)_i = r_x - r_a$,

$$(w_n)_x = \frac{dr_x}{d\tau} = \frac{(t_1 - t_2)(\xi_i - 1)}{\rho \left[\left(\xi_i + \frac{\alpha_p}{\alpha_1} \right) r_x \left(\frac{1}{\lambda_{ин}} \ln \frac{r_x}{r_a} + \frac{1}{\lambda_m} \ln \frac{r_a}{r_i} + \frac{1}{\alpha_2 r_i} \right) + \frac{1}{\alpha_1} \right]} \text{ м/час.} \quad (9)$$

Интенсивность осаждения инея на поверхности труб батарей длиной L в момент времени τ_i находим из следующего выражения;

$$(\Delta G)_i = (w_n)_x 2\pi r_x L \gamma_{ин} = \frac{(t_1 - t_2) \cdot (\xi_i - 1) 2\pi L \gamma_{ин}}{\rho \left[\left(\xi_i + \frac{\alpha_p}{\alpha_1} \right) \left(\frac{1}{\lambda_{ин}} \ln \frac{r_x}{r_a} + \frac{1}{\lambda_m} \ln \frac{r_a}{r_i} + \frac{1}{\alpha_2 r_i} \right) + \frac{1}{\alpha_1} \right]} \text{ кг/час} \quad (10)$$

Здесь и выше предполагается, что величина слоя инея, осевшего на трубах батарей $(\delta_n)_i$, задана. В более общем случае,

когда ее значение неизвестно, необходимо определить все величины, изменяющиеся со временем в процессе осаждения инея, а именно: температуру t_1 и относительную влажность воздуха камеры φ_1 , усушку продуктов $(\Delta G)_i$, толщину инея, осевшего на трубах $(\delta_n)_i$, и расчетные параметры — температуру наружной поверхности инея θ_i и коэффициент влаговыделения ξ_i .

Метод расчета искомых величин сводится к следующему.

Сначала задаемся значениями толщины инея $(\delta_n)_i$. Затем с помощью расчетной формулы (7—IV) находим их соответствующие величины времени осаждения инея τ_i ; из выражения (1) находим t_1 , из выражения (5) — φ_1 и из выражения (10) ΔG . При этом для каждой из выбранных величин $(\delta_n)_i$ предварительно задаемся значениями θ_i и ξ_i , а затем для вычисленных t_1 и φ_1 проверяем их значения. Если между предварительно принятыми и полученными величинами θ_i и ξ_i расхождения окажутся незначительными, то расчеты τ_i , t_1 и φ_1 проведены верно. При получении значительных расхождений расчеты следует повторить, принимая вычисленные значения θ_i и ξ_i .

Эти расчеты упрощаются тем, что в них можно принять $\xi_i = \xi_{ср}$. Последнее приближенно определяют для одного из выбранных выше значений $(\delta_n)_i$, так как значение коэффициента влаговыделения в условиях эксплуатации камеры со временем изменяется сравнительно мало.

Приведем пример практического решения задачи на теплопередачу и влагообмен в камере хранения, оборудованной батареями из стальных труб $d_n = 57$ мм, толщиной стенки $\delta = 3,5$ мм, длиной $L = 1120$ мм, $F = 200$ м². Температура испарения $t_2 = -20^\circ$. Коэффициент теплоотдачи: со стороны хладагента $\alpha_2 = 70$ ккал/м²час°C, со стороны воздуха $\alpha_1 = 4$ ккал/м²час°C; $\alpha_p = 3$ ккал/м²час°C, $t_n = 30^\circ$. Площадь теплоограждающей конструкции камеры $F_k = 672$ м². Коэффициент теплопередачи $k_k = 0,35$ ккал/м²час°C. Внутренние теплопритоки камеры $Q_i = 3000$ ккал/час.

В камере хранится мороженое мясо $G_n = 600$ т с внешней эффективной поверхностью, омываемой воздухом $F_n = 18000$ м². Коэффициент теплоотдачи от воздуха к продукту $(\alpha_1)'' = 1,25$ ккал/м²час°C. Среднее значение удельного веса инея $\gamma_{ин} = 0,2$ т/м³, коэффициент теплопроводности инея $\lambda_{ин} = 0,2 \frac{\text{ккал}}{\text{м час } ^\circ\text{C}}$.

Результаты расчетов по данному примеру приведены в табл. 7 и на рис. 59.

В таблице приведены значения рассматриваемых параметров теплопередачи и влагообмена для той же камеры при уменьшенном и затем при увеличенном вдвое коэффициенте теплопередачи теплоограждающей конструкции камеры при $k'_k = 0,175$

Таблица 7

Теплопередача и влагообмен в камере холодильника

$k_k, \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}}$	$\delta_{\text{и}}, \text{м}$	$\theta_i, ^\circ\text{C}$	$t_1, ^\circ\text{C}$	$\varphi, \%$	$\tau, \text{час}$	ξ	$\Delta G, \text{кг/час}$
0,175	0	— 19,3	— 14,28	— 97,4	0	1,27	1,62
0,35	0	— 19,0	— 11,30	— 96,0	0	1,33	3,00
0,70	0	— 18,3	— 6,61	94,5	0	1,42	5,80
0,35	0,0005	— 18,75	— 11,2	96,5	5,5	1,33	2,99
0,35	0,001	— 18,5	— 11,10	96,4	14,4	1,33	2,98
0,35	0,0015	— 18,3	— 11,00	96,4	24,0	1,33	2,99
0,35	0,002	— 18,2	— 11,00	96,4	30,0	1,33	2,99
0,35	0,003	— 18,2	— 11,05	96,4	51,0	1,33	2,99
0,35	0,004	— 17,7	— 11,10	96,4	69,5	1,33	2,94
0,35	0,005	— 17,5	— 11,10	96,4	83,0	1,33	2,98
0,35	0,006	— 17,3	— 11,05	96,4	118,0	1,34	2,95
0,35	0,008	— 16,8	— 11,00	96,4	139,0	1,34	2,90
0,35	0,01	— 16,4	— 10,80	96,4	167,0	1,34	2,95
0,35	0,02	— 14,2	— 9,95	96,0	285,0	1,40	3,44
0,175	0,02	— 16,1	— 13,20	97,4	543,0	1,30	1,76
0,7	0,02	— 11,0	— 4,81	93,5	145,0	1,55	6,90
0,35	0,03	— 12,6	— 9,20	96,0	430,0	1,45	3,66

и $k''_k = 0,7$. Полученные результаты позволяют сделать следующие практические выводы и рекомендации по условиям хранения продуктов (мяса, рыбы) на холодильниках.

По мере оседания инея на трубах охлаждающих батарей температура поверхности инея и равновесная температура камеры повышаются. Однако коэффициент влаговыделения, равновесная относительная влажность воздуха и усушка продуктов изменяются незначительно.

С увеличением толщины слоя инея при постоянной температуре испарения t_2 , в отличие от случаев нарастания инея у трубы (или плоской стены) при постоянных t_2, t_1, φ_1 , темп его роста не замедляется — толщина инея беспрестанно растет почти по линейной зависимости, т. е. для реальных условий эксплуатации значение $(\delta_{\text{и}})_{\text{max}}$ отсутствует.

Для того чтобы в данной камере (при ее изоляции с $k_k = 0,35$) с осадением инея равновесная температура воздуха камеры оставалась постоянной, равной первоначальному ее значению (в нашем примере при $t_1 = -11,3^\circ$), достаточно при $\delta_{\text{и}} = 10 \text{ мм}$ понизить температуру испарения холодильного агента в батареях на 1° . При этом равновесная относительная влажность воздуха в камере снижается на $0,6\%$ и интенсивность усушки продуктов возрастает на $6,7\%$.

Равновесные температуры и относительная влажность воздуха камеры, а также усушка продуктов в большой степени за-

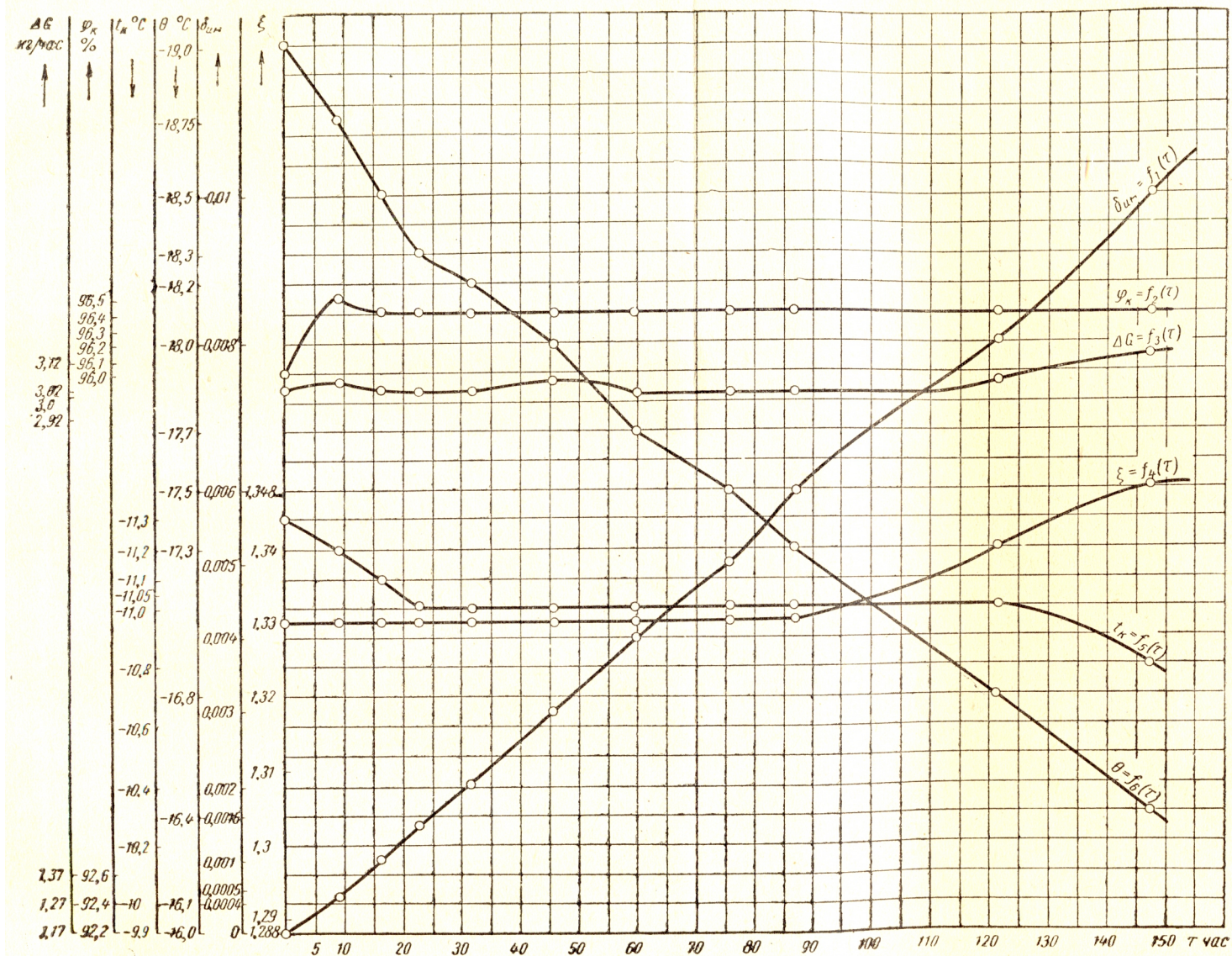


Рис. 59. Динамика процессов теплопередачи и влагообмена в камерах холодильника

висят от изоляционных свойств теплоограждающей конструкции камеры. Это влияние не уменьшается в процессе осаднения инея, что видно из сопоставления данных трех первых и четырех последних строк рассмотренной таблицы. Первые из них соответствуют начальному периоду эксплуатации камеры после удаления с батарей снеговой шубы, последние — условиям, при которых слой инея на трубах батарей возрос до сравнительно значительных толщин $\delta_{\text{и}} = 20\text{—}30$ мм.

Из приведенных данных видно, что при отсутствии инея на трубах батарей с уменьшением коэффициента теплопередачи ограждающей камеру строительной конструкции с $k'_{\text{к}} = 0,35$ до $k''_{\text{к}} = 0,175$ равновесная температура камеры снижается с $t'_1 = -11,5^\circ$ до $t''_1 = -14,25^\circ$, относительная влажность воздуха повышается с $\varphi_1' = 96\%$ до $\varphi_1'' = 97,4\%$ и усушка продуктов уменьшается с $\Delta G' = 3$ до $\Delta G'' = 1,62\%$, т. е. почти вдвое.

Наоборот, с ухудшением изоляции и увеличением коэффициента теплопередачи с 0,35 до 0,7 равновесная температура камеры резко повышается с $-11,3$ до $-6,6^\circ$, относительная влажность воздуха снижается с 96 до 94,5% и усушка продуктов возрастает почти вдвое (с 3 до 5,8 кг/час).

Для поддержания равновесной температуры камеры в этих условиях необходимо понизить температуру испарения в такой степени, чтобы при новой повышенной температурной разности между воздухом и холодильным агентом был обеспечен отвод возрастающих внешних теплопритоков в камеру. Естественно, что при этом произойдет не только увеличение потребной, но и снижение удельной холодопроизводительности установки, а также увеличение удельного расхода электроэнергии на производство холода.

На этом примере наглядно видно, насколько велика роль изоляции камер в создании необходимых условий хранения продуктов; с ухудшением изоляции не только повышаются эксплуатационные расходы на производство холода, но также значительно ухудшаются условия хранения продуктов, приводящие к снижению их качества и увеличению потерь от усушки продуктов как после удаления снеговой шубы, так и при значительном ее нарастании.

Приведенные выше зависимости теплопередачи и влагообмена в камерах хранения позволяют установить ряд других особенностей этих процессов, весьма важных в практическом отношении, так как они могут служить базой для рационального выбора теплоограждающей конструкции камер, ее приборов охлаждения, регулирования режимов эксплуатации, разработки мероприятий, улучшающих условия хранения мороженных грузов, снижающих потери от их усушки.

В частности, зависимости позволяют установить влияние изменения толщины изоляции на усушку продуктов и эксплуатационные расходы на охлаждение камеры, с учетом рассмотренных выше особенностей динамики осадения инея. Так, задаваясь различными толщинами изоляции, можно определить им соответствующие эксплуатационные расходы на работу холодильной установки и потери от усушки продукта, вызываемые внешними теплопритоками камеры.

Далее, определив стоимость амортизации холодильного и энергетического оборудования, а также самой изоляции, можно найти оптимальную толщину изоляции наружного контура холодильника, которая должна отвечать минимальным годовым расходам, связанным с внешними теплопритоками.

При расчете оптимальной толщины изоляции с учетом эксплуатационных потерь от усушки продуктов при обычном батарейном охлаждении камер ее значение оказывается настолько большим, что практически использовать такие величины не представляется возможным. Иначе говоря, борьба с усушкой продуктов, особенно в южных районах Советского Союза, не может идти по пути простого «гашения» внешних теплопритоков за счет увеличения толщины изоляции.

К этому выводу пришла группа советских специалистов (Рютов, Кобулашвили, Бадылькес и др.), выдвинув идею внекамерного гашения внешних теплопритоков с помощью устройства так называемой теплозащитной воздушной рубашки.

В первоначальном варианте предложенная авторами конструкция теплозащитной воздушной рубашки предусматривала устройство вертикальных продухов по периметру наружных стен на всю высоту холодильника. При этом предполагалось, что теплопритоки поглощаются циркулирующим воздухом, охлаждаемым батареями, расположенными на чердачном перекрытии. При этом имелось в виду, что циркуляция осуществляется вследствие разности удельных весов теплого и охлажденного воздуха. Однако такая конструкция теплозащитной рубашки не была осуществлена из опасения повышения температуры циркулирующего воздуха в продухе по высоте наружных стен. Это, в свою очередь, привело бы к нарушению циркуляции воздуха в продухе и поступлению внешних теплопритоков в камеры, расположенные ниже.

В связи с этим авторы предложили теплозащитную воздушную рубашку осуществить поэтажно, для каждой холодильной камеры отдельно. Причем, в продухе шириной 60 см, образованном основной стеной и дополнительным изолированным ($b_{из} = 5$ см) простенком, под перекрытием устанавливаются батареи, охлаждающие воздух до температуры камер. Наружные теплопритоки через чердачное перекрытие также ликвидируются воз-

духом, охлаждаемым батареями, расположенными над перекрытием верхнего этажа холодильника. При этом предполагается, что по вертикали температура камер одинаковая и что груз до поступления в камеру охлажден до температуры, близкой температуре хранения. Для этого на холодильнике предусматриваются специальные камеры домораживания.

Так как «внутренние теплопритоки» в камерах неизбежны (поступление тепла из соседних или выше и ниже расположенных камер, открывание дверей, необходимость подохлаждения поступивших продуктов и т. д.), то для их поглощения в камере дополнительно устанавливают потолочные батареи.

Подобный холодильник с теплозащитной воздушной рубашкой емкостью 37 000 т для хранения мороженных продуктов был построен в Москве.

Испытания и эксплуатация показали, что в камере с теплозащитной рубашкой убыль мороженного мяса за 5,5 месяцев хранения в весенне-летний период составила для говядины 0,59% и баранины 0,72%, что ниже нормативных потерь в 1,9 и 1,8 раза. При этом было установлено, что естественная убыль в весе мороженного мяса была вызвана не теплопритоками через наружные стены, а теплопритоками из смежных камер и внутренними источниками тепла.

При автоматическом поддержании одинаковой температуры во всех смежных камерах и в их теплозащитных рубашках убыль в весе мороженного мяса может быть снижена до 0,03—0,04% в месяц.

Для сокращения усушки необходимо уменьшить внутренние теплопритоки камеры путем теплоизоляции перекрытий и перегородок. Перегородка, отделяющая камеру от рубашки, также должна быть снабжена тепловой изоляцией.

Проведенные испытания показали, что описанный способ снижения потерь продуктов при хранении себя оправдал и заслуживает распространения, особенно в южных районах страны.

Одесским технологическим институтом пищевой и холодильной промышленности (С. Чуклин, Д. Никульшина) предложена система панельного охлаждения камер хранения, представляющая собой совмещенную конструкцию батарей и теплозащитной рубашки. При этой системе охлаждения вдоль всей теплой стены на расстоянии от нее, равном 200—250 мм, устанавливается пристенная однорядная батарея, к трубам которой со стороны камеры плотно приваривается пластина, выполняемая из стали, алюминия либо его сплавов толщиной 1—1,5 мм.

При такой конструкции и размещении приборов охлаждения в камере внешние теплопритоки поглощаются батареей — ее плавниками, не требуя достижения температуры испарения ниже

температуры камеры и устраняя причины, вызывающие усушку продуктов при отсутствии в камере внутренних теплопритоков из смежных помещений. В тех случаях, когда возникают внутренние теплопритоки, например при поступлении в камеру недостаточно охлаждающих продуктов, температура воздуха в ней несколько повышается. Таким образом создается температурный напор со стороны камеры, необходимый для отвода тепла батарей от поступивших продуктов. С подохлаждением продуктов температура их постепенно падает, приближаясь к температуре испарения. В результате температурный и влажностный режимы камеры приближаются к стационарным условиям ее эксплуатации, при которых температурный напор батареи со стороны камеры стремится к нулю, а равновесная относительная влажность воздуха камеры — к 100%.

При этом температура воздушного промежутка между батареей и наружной стеной камеры все время остается выше температуры воздуха камеры.

Следует отметить, что температура воздуха камеры все же несколько может повыситься за счет теплопритоков, могущих проникать в камеру через пластину, причем тем значительней, чем больше расстояние между трубами батарей, чем меньше толщина пластины и значение коэффициента теплопроводности материала из которой она выполнена.

Полученные институтом зависимости теплопередачи системы панельного охлаждения, которые здесь не приводятся, позволяют выбирать рациональную конструкцию ее батарей, определять температурный и влажностный режимы, снижение потерь веса продуктов от их усушки при хранении. В частности, для камеры с панельным охлаждением, оборудованной пристенной батареей с дюралюминиевой пластиной толщиной 1,5 мм при шаге между трубами, равном 300 мм, величина усушки продуктов по сравнению с ее значением для обычных систем снижается до 95%. Объясняется это тем, что только 5% внешних теплопритоков проникают в камеру через пластину батарей, остальные же 95% перехватываются пластиной и трубами батареи, не достигая камеры.

При этом температура испарения в батарее по сравнению с ее значением для обычной системы охлаждения камер повышается на 8—9°. Последнее обстоятельство соответственно повысит удельную холодопроизводительность установки и примерно на 30—35% снизит расход электроэнергии на ее эксплуатацию и дополнительно понизит температуру в камерах без необходимости перехода на установки двухступенчатого сжатия.

Кроме того, повышение температуры в продукте позволяет уменьшить потребную толщину изоляции теплоограждающей конструкции камеры или снизить внешние теплопритоки.

Таким образом, применение системы панельного охлаждения с использованием батарей, выполненных из стальных труб и пластин из алюминия и его сплавов, позволяет расширить область эффективного применения холодильников с теплозащитной рубашкой, упростив при этом их теплоограждающую конструкцию и устранив необходимость размещения в самой камере дополнительных приборов охлаждения, предназначенных для отвода тепла внутренних теплопритоков, как это делается в камерах с теплозащитной рубашкой обычного типа.

Холодильники с теплозащитной рубашкой также были построены, испытаны и эксплуатируются в течение ряда лет в Канаде. Циркуляция воздуха в них принудительная, охлаждение осуществляется в воздухоохладителе. Подобный тип теплозащитной рубашки может получить распространение на одноэтажных холодильниках.

Из сказанного выше следует, что потери от усушки продуктов при их хранении на холодильнике зависят от величины внешних теплопритоков, выбора конструкции приборов охлаждения, их расположения в камере и режима эксплуатации.

Из выражения (10) видно, что с увеличением отношения $\frac{\alpha_{\text{рад}}}{\alpha_1}$, т. е. с относительным увеличением внешних тепловых потоков, передаваемых батареям камеры лучистым теплообменом по отношению к конвективному теплообмену, соответственно снижаются потери от усушки продуктов. Поэтому наиболее эффективными являются пристенные однорядные батареи, установленные у «теплых» стен, а также однорядные «потолочные» при расположении их у «теплых» перекрытий.

Менее эффективными являются двухрядные, пучковые батареи, а также оребренные однорядные, двухрядные и пучковые батареи.

Наименее эффективным для хранения нетарных мороженных грузов можно считать охлаждение камер с помощью воздухоохладителей. Во-первых, лучистый теплообмен в них почти отсутствует. Во-вторых, при воздушном охлаждении примерно на 20% возрастают теплопритоки в камеру вследствие работы вентиляторов. В-третьих, как это видно из выражения (3), интенсивная циркуляция воздуха в камере вызывает более интенсивный конвективный теплообмен и, как следствие, влагообмен между продуктом и воздухом камеры.

Особенно вредно сказывается на усушке продуктов мокро-воздушное рассольное охлаждение. Здесь парциальное давление водяных паров у поверхности рассола более низкое, чем и у поверхности льда. Это вызывает интенсивную конденсацию водяных паров из воздуха и ее поглощение рассолом, снижение среднего парциального давления паров и равновесной относи-

тельной влажности воздуха камеры, а также увеличение сублимации влаги с поверхности продуктов. В связи с этим применение воздушного охлаждения особенно с применением мокрых рассольных воздухоохладителей для камер хранения допустимо только в исключительных случаях (когда нет труб).

Сделанные выводы не распространяются на камеры хранения мороженных и охлажденных продуктов, упакованных в паронепроницаемую тару (блочное или фасованное мясо, рыба и др.). Сублимация влаги с поверхности продуктов здесь отсутствует и потери от усушки продуктов равны нулю.

Очевидно, что для решения вопроса об уменьшении потерь от усушки продуктов на холодильниках необходимо переходить на хранение их в расфасованном, тарном виде. В тех случаях, когда эта задача не может быть решена указанным выше способом, можно рекомендовать следующие мероприятия, создающие близкие условия к условиям хранения продуктов в герметичной таре:

а) укладка мороженных продуктов в плотные штабеля, покрываемые брезентом или другим материалом, на который намораживают сплошной достаточной толщины слой льда или снега; при этом влагообмен в камере будет осуществляться только между приборами охлаждения и этим слоем льда; продукт будет находиться в атмосфере насыщенного водяного пара, вследствие чего потери от усушки продуктов практически сведутся к нулю; это подтверждается эксплуатацией камер при подобном хранении мороженного мяса;

б) теплопритоки теплых стен рекомендуется экранировать с помощью брезентовых завес, на которые намораживают сплошной слой льда; в камере устанавливается повышенная, близкая к 100% относительная влажность воздуха, при которой сублимация влаги с поверхности продуктов будет минимальной;

в) если повышать относительную влажность воздуха путем искусственного распыления влаги, то можно соответственно этому количеству влаги сокращать усушку находящихся в камере продуктов; этот способ практически требует проверки;

г) так как потери от усушки продуктов пропорциональны количеству тепла, поступающего в камеру, а удельные, отнесенные к 1 т хранимых продуктов, потери обратно пропорциональны их количеству, которые находятся в камере, то для сокращения удельных потерь от усушки продуктов необходимо добиваться (кроме улучшения изоляции камеры) сокращения поверхности внешних ее теплопритоков, максимального заполнения объема продуктами, а также устранения таких условий, при которых в камере вместе с нетарным грузом хранится тарный; камеру желательно загружать и выгружать не частично, а полностью; следует избегать догрузки камеры недомороженными продук-

тами; надо размещать в них грузы таким образом, чтобы теплопритоки через внутренние перегородки и перекрытия были бы минимальными.

КАМЕРЫ ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПРОДУКТОВ

Камеры охлаждения

Камеры охлаждения предназначены для равномерного охлаждения продуктов до температуры хранения их на холодильнике в незамороженном виде. Так как большинство продуктов имеет влажную поверхность, то их охлаждение в камере сопровождается процессом влагообмена с окружающим воздухом. Причем количество влаги, отдаваемое продуктом в единицу времени, во много раз превышает потери от усушки при его хранении. Объясняется это тем, что температурная разность и соответствующая ей разность парциальных давлений паров у поверхности продуктов и в окружающем воздухе камер охлаждения во много раз выше, чем в камерах хранения.

Вследствие этого для поддержания в камере заданной относительной влажности воздуха ($\varphi = 80 - 95\%$) создают значительный обмен охлаждающего воздуха, исчисляемый, например, для камер охлаждения мяса в 20—25 объемов в час. Кроме того, для равномерного остывания продуктов и предотвращения их промораживания, особенно к концу процесса охлаждения, перепад температур между поступающим и отводимым из камеры воздухом не должен превышать $5-6^\circ$. Наконец, для большинства продуктов необходимо в большей степени интенсифицировать этот процесс. Последнее требование имеет особо важное значение для камер охлаждения (остывочных) мяса на холодильниках мясокомбинатов.

В камерах охлаждения нередко создаются условия с высокой относительной влажностью воздуха, которые являются благоприятными для развития плесеней, увлажнения и порчи изоляции камеры. Во избежание этих явлений, камеры охлаждения обычно оборудуют воздушной системой охлаждения. Однако окончательных типовых решений, в полной мере удовлетворяющих требованиям мясной промышленности, до сих пор еще нет.

Камеры охлаждения мяса. На мясокомбинатах мясные полутопи из цеха первичной обработки направляют для охлаждения в камеры верхнего этажа холодильника, оборудованные подвесными путями и приборами охлаждения. Подвесные пути представляют собой однорельсовые устройства, укрепленные на высоте от пола $H = 3,35$ м, по которым передвигаются каретки, состоящие из ролика, обоймы и крюка. К крюку подвешивают

полутушу, которая в таком состоянии охлаждается и затем перемещается в цехи на переработку (производство колбас и консервов, разделка для текущего потребления в торговой сети) или в камеры замораживания с последующим поступлением в камеры хранения. Таким же образом производится охлаждение и замораживание полутуш свинины. Бараньи тушки охлаждают также в подвешенном состоянии на специальной раме по 10 или 20 тушек, которую предварительно закрепляют на крюке подвеса пути.

По нормам, принятым в мясной промышленности, загрузка 1 пог. м подвешного полосового пути составляет: для говяжьего мяса в полутушах средним весом каждой менее 60 кг — 225 кг, 60—65 кг и более — 280 кг; для говяжьего мяса в четвертинах или для мясотуш мелкого скота с подвесом на крючках — 180—200 кг. Нагрузка на 1 м² площади пола принята равной 200—250 кг/м².

На современных холодильниках охлаждение мяса производится при температуре воздуха от —1 до 0° и относительной влажности воздуха около 90%. Температуру поступающего в камеры охлаждения продукта принимают равной 35°, а выпускаемого из нее 4°. Продолжительность охлаждения мясных и свиных полутуш в зависимости от их размеров и упитанности составляет 24—36 час. Потери от усушки в процессе охлаждения равны 1,5—2%. Расчетные часовые потери, отнесенные к 1 кг мяса, принимаются равными 0,8 г/кг.

Камеры охлаждения мяса на старых холодильниках оборудовались системой рассольного охлаждения с применением трубчатых или мокрых воздухоохладителей. При этом охлаждение, подача и распределение воздуха в камерах осуществлялась с помощью воздухоохладителей и их воздушных каналов или с применением спрейдечного охлаждения. В последнем случае охлаждение и циркуляция воздуха в камере осуществляются за счет теплообмена между воздухом и факелом рассола, создаваемым форсунками спрейдека. При канальном воздухораспределении предполагалась равномерная и интенсивная циркуляция воздуха в камере. Нагнетательные каналы располагали вдоль теплых наружных стен, всасывающие между ними или у внутренних стен. Окна каналов, через которые подавался и отсасывался из камеры воздух, были направлены к стене или к полу. Живое сечение окон регулировалось с таким расчетом, чтобы поступление воздуха в камеру было равномерным.

Однако канальное воздухораспределение в камерах охлаждения мяса себя не оправдало по следующим причинам. Чтобы создать равномерное охлаждение мяса и не допустить его подмораживания, необходимо обеспечивать кратность циркуляции воздуха 20—25 объемов в час. Для этого требуется установка

мощных вентиляторов, вызывающих значительный расход электроэнергии. Однако и при установке таких вентиляторов скорость движения воздуха в объеме камеры оказывается незначительной, мало отличающейся от скорости в условиях естественной циркуляции. В средней части камер скорость составляет около 0,1 м/сек, у всасывающего канала — 0,15—0,25 м/сек и только в непосредственной близости от нагнетательных каналов она достигает 1 м/сек. Таким образом, подвижность воздуха имеет место там, где это не требуется; в основном объеме камеры циркуляция вызывается наличием гравитационных сил тяжести, определяемых различной плотностью холодного и теплого воздуха и изменением его влагосодержания в процессе тепло- и влагообмена с охлаждаемым продуктом. Пользуясь *i, x*-диаграммой влажного воздуха, разберем влияние этого процесса на естественную циркуляцию воздуха в камере исходя из следующих положений:

воздух, поглощая влагу и не меняя температуры, делается легче и поднимается вверх;

воздух, нагреваясь и одновременно поглощая влагу, делается особенно легким и быстро поднимается;

воздух, охлаждаясь без изменения влагосодержания, становится тяжелее и опускается;

воздух, охлаждаясь и одновременно отдавая влагу, делается особенно тяжелым и быстро опускается.

Таким образом, наиболее интенсивная естественная циркуляция воздуха в камере будет тогда, когда в верхней части ее расположены приборы охлаждения, а в нижней — теплое мясо.

Такие условия имеют место при спрейдечном охлаждении камер (см. гл. IV). В них воздух, соприкасаясь с факелом холодного рассола у потолка, интенсивно охлаждается и осушается, быстро опускается в нижнюю часть камеры, где, омывая теплое мясо, подогревается и увлажняется, становится легким и поднимается вверх на повторное охлаждение в спрейдеке.

При спрейдечном охлаждении остывочных камер кратность циркуляции воздуха может быть значительной.

В зависимости от давления рассола перед форсунками и его температуры в нормальных условиях циркуляция воздуха изменяется от 18 до 33 объемов в час. При этом скорость воздуха между тушами мяса (под поддоном спрейдека) изменяется в пределах 0,1—0,18 м/сек, а время охлаждения говяжьих туш весом 200—220 кг составляет от 33 до 40 час. В целях ускорения процесса охлаждения мяса было предложено модернизировать спрейдеки путем их дооборудования мощными вентиляторами, повышающими кратность циркуляции воздуха до 150 объемов в час. Для этого между поддоном спрейдека и каркасом подвесных путей по всей площади камеры был выполнен сплошной нагнетательный канал. Вдоль каждой нитки подвесных

путей канал имел щели шириной 30 мм, через которые подавался воздух в грузовой объем камеры. Всасывание воздуха в спрейдек производилось из нижней зоны камеры по отдельному каналу.

Испытания такой системы охлаждения показали, что при кратности циркуляции воздуха в камере 150 объемов в час скорость его на выходе из нагнетательных щелей составляла около 6 м/сек, а скорость воздуха между тушами мяса была равной 0,5—0,6 м/сек. Существенным здесь является то, что воздух, поступающий из щелей, движется вдоль туш с максимальной скоростью и минимальной температурой у верхней их части. Это значительно ускоряет процесс охлаждения мяса. При этом способе воздухораспределения по сравнению с обычным спрейдечным охлаждением ускорение охлаждения мяса составляло около 69%.

В настоящее время указанный выше способ воздухораспределения в камерах охлаждения начинает широко применяться. Однако вместо спрейдека здесь используют трубчатый воздухоохладитель, который располагают у торца камеры или выносят в тамбур. На некоторых холодильниках к тамбуру подводят лок для спуска снеговой шубы.

Отказ от спрейдечного охлаждения был вызван наличием следующих недостатков: циркуляция воздуха в камере оказывается неравномерной, а скорость ее в объеме камеры — недостаточной, в связи с чем в первый период охлаждения наблюдается повышенная влажность воздуха, достигающая 100%; распыление рассола форсунками оказывается неравномерным, они засоряются загрязненным рассолом и резко снижают производительность камеры; непрерывная деконцентрация рассола вызывает повышенные потери от усушки мяса в процессе его охлаждения и приводит к обмерзанию труб испарителя; требуется высококвалифицированная эксплуатация рассольной системы (установка фильтров и поддержание рассола в чистоте и постоянной концентрации, равномерное распределение давления рассола перед форсунками и т. д.); циркулирующий в спрейдеке воздух захватывает мелкие капли рассола, которые затем оседают на поверхности мяса и ухудшают его качество; размещение спрейдека над подвесными путями вызывает необходимость увеличения строительной конструкции камер на 1,3—1,6 м.

Другим способом интенсификации процесса охлаждения мяса является применение вертикальных трубчатых или оросительных пленочных постаментных воздухоохладителей. Эти аппараты компактны, позволяют рационально использовать объем камеры и при их установке вдоль стены обеспечивают интенсивную бесканальную циркуляцию воздуха. Аппараты должны иметь

мощные вентиляторы, эксплуатация которых внутри камер часто вызывает осложнения из-за частого выхода из строя их моторов.

Размещение требуемого количества воздухоохладителей в камере заметно сокращает ее полезный объем и вызывает другие неудобства в эксплуатации. Для устранения этих недостатков А. Шеффер предложил применять пленочный воздухоохладитель МВВШ со струйным воздухораспределением, который устанавливается в смежном с камерой помещении. Указанный воздухоохладитель позволяет подавать воздух через несколько сопел, направляющих струю воздуха вдоль подвесных путей. Такая система создает хорошую циркуляцию воздуха при сравнительно небольшой кратности обмена его в камере. Процесс охлаждения мяса при этом ускоряется при одновременном снижении расхода электроэнергии на работу вентиляторов воздухоохладителя.

Следует иметь в виду, что при большой протяженности камеры (вдоль струи) подвижность воздуха может сильно падать. Вследствие этого приходится ее длину ограничивать до допустимой длины струи, которая выходит из сопла. Допустимая длина струи может быть рассчитана на основании теории свободной струи, разработанной Г. Н. Абрамовичем по методу и дополнительным опытными данными А. Шеффера.

В тех случаях, когда длина камеры превышает допустимую длину струи, сопла следует устанавливать с противоположных торцовых сторон камеры. Причем достаточно на один пролет камеры устанавливать с каждой стороны по два сопла со скоростью потока воздуха в каждом около 20—25 м/сек. Скорость струи на расстоянии 5 м от сопла снижается с 20 до 2,25 м/сек, на расстоянии 10 м — до 1,2 и на расстоянии 20 м — до 0,6 м/сек.

Сравнивая струйное и канальное воздухораспределение для двухпролетной камеры длиной 24 м, высотой 4,7 м, емкостью 45 т, А. Шеффер установил, что подвижность воздуха в ее грузовом объеме при струйном воздухораспределении (0,23 м/сек) интенсивнее, чем при канальном (0,082 м/сек), в 2,8 раза. Кроме того, при струйном воздухораспределении расход электроэнергии снижается в 1,7 раза. Объясняется это тем, что струи воздуха, имея большой запас энергии, после выхода из сопел расходуют свою энергию в основном на преодоление трения о воздух камеры и придание скорости увлекаемой части воздуха. Энергия струи здесь расходуется на циркуляцию воздуха в объеме камеры, создавая благоприятные условия для охлаждения продукта. Кроме того, воздушная струя, обладая большой эжекционной способностью, вызывает интенсивное перемешивание холодного воздуха с отепленным воздухом камеры. Вследствие этого представляется возможность подавать в камеру

меньшее количество более охлажденного воздуха, не опасаясь подмерзания продукта. Это снижает удельный расход электроэнергии на циркуляцию воздуха и позволяет сократить размеры (поперечное сечение) воздухоохладителя.

Преимущества струйного воздухораспределения создали благоприятные условия для его широкого внедрения в камерах охлаждения холодильников мясокомбинатов. Однако в последние годы на многих холодильниках мясокомбинатов пленочные воздухоохладители МВВШ были заменены системой непосредственного испарения. Объясняется это наличием осложнений в эксплуатации мокрых воздухоохладителей, а также стремлением работников мясокомбинатов перейти на систему непосредственного испарения, как более удобную в эксплуатации и облегчающую поддержание необходимых санитарных условий на холодильнике. Замена рассольного охлаждения системой непосредственного испарения позволяет значительно ускорить процессы охлаждения и замораживания.

Камеры замораживания

В настоящее время основная масса мяса и мясопродуктов (говядина и свинина в виде полутуш, баранина в тушах, мясо в блоках и расфасованное, субпродукты в блоках) поступает на длительное хранение в камеры холодильника после замораживания их в камерных морозилках.

Последние оборудованы подвесными путями и приборами охлаждения, обеспечивающими температуру воздуха $-23 \div -26^\circ\text{C}$. Так как количество тепла при замораживании намного превышает количество тепла, отводимого при охлаждении мяса (температура в приборах охлаждения должна быть не выше -33°), то в отличие от камер охлаждения камерные морозилки оборудуют системой непосредственного испарения с развитой теплопередающей поверхностью в виде пристенных, потолочных батарей и батарей стеллажного типа. Батареи стеллажного типа предназначены для замораживания продуктов в блоках, поэтому ими оборудуется только часть камер холодильника.

В подавляющем большинстве камерные морозилки не имеют побудительной циркуляции воздуха. Поэтому условия теплоотдачи в них от продукта к воздуху и от воздуха к приборам охлаждения не интенсивны. Насыщенность приборами охлаждения этих камер весьма значительная. Отношение теплопередающей поверхности батареи к площади пола камер обычно не менее чем 4:1. Время замораживания мяса с 4 до -18° составляет около 60 часов.

Камерные мясоморозилки, как правило, работают периодически: по завершении процесса замораживания их полностью разгружают и затем загружают охлажденным мясом.

Относительная влажность воздуха в камерах не регулируется и она мало влияет на потери в мясе от его усушки при замораживании. В процессе замораживания мяса происходит интенсивный влагообмен между его поверхностью и воздухом камеры. Особенно это имеет место в первый период охлаждения, вызываемый большим перепадом температур между продуктом и окружающим воздухом. К концу замораживания эти потери значительно снижаются.

В результате убыли мяса от его усушки при замораживании от 3 до -8° , при температуре воздуха в морозилках -23° в зависимости от упитанности мяса составляют: для говядины — $0,6-0,9\%$, баранины — $0,8-1\%$, свинины — $0,5-0,9\%$.

С интенсификацией процесса замораживания (понижение температуры воздуха в камерах и усиление его циркуляции) общие потери от усушки мяса снижаются, хотя в единицу времени они и возрастают. Ускорение процессов замораживания, кроме того, повышает производительность морозилок и снижает себестоимость заморозки мяса. В последние годы вопросам ускорения процессов замораживания уделяется большое внимание. Работы идут в двух направлениях: по пути совершенствования камерных морозилок и по пути применения скороморозильных аппаратов. Главное внимание уделяется вопросам совершенствования камерных морозилок. Объясняется это тем, что камерные морозилки по сравнению со скороморозильными аппаратами имеют ряд преимуществ. Они позволяют вести замораживание мяса в тушах или полутушах, разгружая заготовительные цехи в период массовой переработки скота от таких трудоемких процессов как отделение мяса от кости, его расфасовка или укладка в блоки.

В периоды времени, когда заморозка мяса на холодильниках не производится, камерные морозилки используют как низкотемпературные камеры хранения. Наконец, эксплуатация камерных морозилок, оборудованных современными системами непосредственного испарения при тихом охлаждении, весьма простая и надежная.

Однако камерные морозилки имеют существенные недостатки. Процессы замораживания мяса в них протекают медленно, а ускорение этих процессов вызывает значительные затруднения. Использование емкости камерных морозилок низкое; при существующих нормах нагрузки мяса на 1 пог. м $225-280$ кг нагрузка на 1 м² площади пола камер составляет лишь $200-250$ кг. Кроме того, оборудование камер требует большого расхода цельнотянутых труб на приборы охлаждения, разме-

шение которых вызывает дополнительные потери полезного объема. На холодильниках мясокомбинатов общая длина цельнотянутых труб батарей морозилок составляет десятки километров. Таким образом, для повышения эффективности работы мясоморозилок необходимо интенсифицировать процессы замораживания и сократить металлоемкость системы охлаждения.

Подавляющее большинство камерных морозилок оборудовано приборами непосредственного испарения без побудительной циркуляции воздуха. Все камеры оборудованы пристенными и потолочными гладкотрубными батареями. Причем поверхность потолочных батарей обычно больше, чем пристенных, так как размещение первых в камере облегчается наличием свободного пространства между подвесными путями и перекрытием. Потолочные батареи двухрядные и четырехрядные, коллекторные или шланговые. Пристенные батареи шланговые однорядные и двухрядные, чаще витые, а также коллекторные, вертикальнотрубные однорядные и двухрядные.

В последние годы в камерных морозилках мясокомбинатов начали применять гладкотрубные батареи каскадного типа. При строительстве новых холодильников предусматривается применение однорядных ребристых каскадных пристенных батарей и двухрядных потолочных такого же типа.

В морозилках распределительных холодильников, построенных в послевоенные годы, используют гладкотрубные пучковые батареи со струйным воздушораспределением. Пристенные батареи применяют шланговые или коллекторные вертикальнотрубные. Позже морозилки распределительных холодильников начали оборудовать оребренными потолочными батареями ВНИХИ с самоциркуляцией жидкого аммиака, а также пристенными — ребристыми, коллекторными, горизонтальнотрубными. При строительстве новых распределительных холодильников применяют ребристые батареи с верхней подачей жидкого аммиака.

Приборы охлаждения морозилок, предложенные Н. А. Герасимовым, представляют собой однорядные, вертикальнотрубные батареи, которые устанавливают между рядами подвешенных полутуш. Это позволяет в максимальной степени повысить теплообмен радиацией и таким образом понизить потери от усушки мяса, а также ускорить процесс заморозки. Продолжительность замораживания в такой морозилке сокращается до 33 час. при температуре воздуха -23° .

Предлагались и другие методы интенсификации заморозки в камерных морозилках. Например, А. Лобзин и Ш. Кобулашвили рекомендовали в камерных морозилках создавать побудительную циркуляцию воздуха с помощью вентиляторов, располагаемых в камере, и установки между колоннами на-

правляющих перегородок. Последние предлагалось располагать таким образом, чтобы воздушный поток, создаваемый вентиляторами, двигался вдоль каналов, которые образовывались из пролетов камеры. Однако эти рекомендации себя не оправдали, так как основной поток воздуха циркулировал в верхней и нижней частях камеры, где сопротивление движения было минимальным. Наоборот, в средней части полутуши обдувались воздухом слабо. Неравномерным было и замораживание полутуш по длине воздушного потока. Здесь интенсивному замораживанию подвергались только полутуши, расположенные вблизи вентиляторов.

По этим же причинам нельзя считать приемлемым установку вентиляторов, обдувающих приборы охлаждения. Ра-

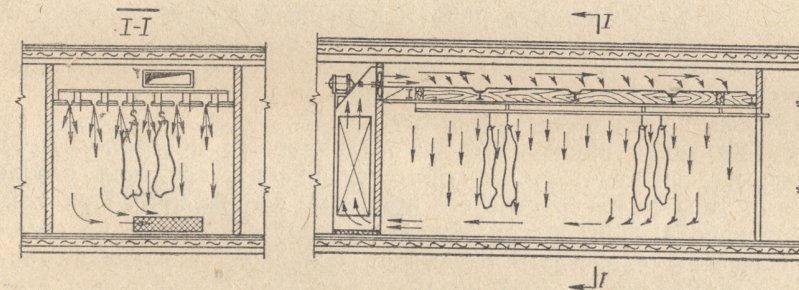


Рис. 60. Камерная морозилка с ложным потолком

циональной является такая побудительная циркуляция воздуха в камере, при которой обеспечивается равномерное и интенсивное обдувание воздуха по всей поверхности полутуш, особенно в полной их части, при одновременной организованной интенсивной циркуляции воздуха у теплопередающей поверхности приборов охлаждения. Указанным требованиям отвечает система, в которой установлены воздухоохладители с подачей холодного воздуха через канал, образуемый перекрытием камеры и ложным потолком, устраиваемым над подвесными путями. Потолок имеет щели, направляющие воздушную струю сверху вниз по всей поверхности полутуш (рис. 60).

Подобные камеры замораживания получают распространение при строительстве новых холодильников.

В последние годы большое внимание также уделяется интенсификации процессов замораживания мяса в камерных морозилках путем значительного снижения в них температуры воздуха. Это связано с требованием о снижении температуры воздуха в камерах хранения. В настоящее время многие камерные морозилки холодильников зарубежных стран имеют температуру воздуха -40° и ниже. Такое направление имеет место

и при строительстве новых холодильников мясной промышленности СССР. Например, камеры замораживания мяса Московского мясоперерабатывающего завода, оборудованные маломощной охлаждающей системой с батареями каскад, работающей при температуре испарения -50° , имеют температуру воздуха в камерах -35° (см. рис. 35).

Проведенные испытания и опытная эксплуатация этих камер показали хорошие результаты: время замораживания свиних полутуш составило 19 час. Таким образом, с учетом времени загрузки и выгрузки морозилок представляется возможным их перевод на суточный цикл работы.

Методы интенсификации и повышения эффективности работы камерных морозилок

Производительность камерных мясоморозилок определяется продолжительностью замораживания мяса и временем, необходимым на его загрузку и выгрузку.

Повышение производительности камерных морозилок в основном зависит от степени интенсификации процесса отвода тепла от мяса и передачи его приборам охлаждения. При этом теплопередающей средой является воздух, который по своим физическим свойствам оказывает большие затруднения при интенсификации рассматриваемых процессов; в условиях естественной конвекции значение коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха весьма мало, а при побудительной его циркуляции требуются дополнительные затраты значительного количества электроэнергии на работу вентиляторов. В связи с этим вопросу создания оптимальных условий циркуляции воздуха в камерных морозилках и выбору его температуры уделяется в настоящее время большое внимание.

По условиям циркуляции воздуха камерные морозилки подразделяются на камеры с естественной циркуляцией воздуха и камеры с принудительной циркуляцией воздуха. Последние, в свою очередь, могут быть классифицированы по способу подачи и распределения холодного воздуха на каналные, струйные и щелевые (с устройством ложного потолка).

Камерные морозилки с естественной циркуляцией воздуха отличаются простой и надежной эксплуатацией, не требующей дополнительного расхода электроэнергии на побудительную циркуляцию воздуха. Главный недостаток этих камер — малоинтенсивная теплоотдача от поверхности мясoproductов к воздуху и от воздуха к приборам охлаждения. Это приводит к замедленному процессу замораживания и повышенной металлоемкости охлаждающей системы.

Основным методом интенсификации процесса замораживания и теплообмена между воздухом и приборами охлаждения является увеличение температурного напора между теплопередающими средами продукт — воздух и воздух — батареи. Это приводит к необходимости снижения температуры воздуха в камере и температуры испарения холодильного агента.

Дополнительным мероприятием, несколько ускоряющим процесс замораживания, является улучшение конвективного и лучистого теплообмена между продуктом, воздухом и приборами охлаждения путем рационального выбора их теплопередающей поверхности и размещения в камере.

Ниже остановимся на обосновании выбора температуры воздуха в камерных морозилках. Для этого воспользуемся одной из наиболее простых приближенных зависимостей, определяющих время замораживания блочного мяса, которая была получена Р. Планком в следующем виде

$$\tau = \frac{Q_0 h_0}{\Delta t} \left(\frac{P}{\alpha_0} + R \frac{h_0}{\lambda_0} \right) \text{ час},$$

где Q_0 — расход холода на замораживание 1 м^3 продукта, ккал/м^3 ;

h_0 — толщина блока, м ;

α_0 — коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности продукта, $\text{ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$;

λ_0 — коэффициент теплопроводности замороженного продукта, $\text{ккал/м час } ^\circ\text{C}$;

Δt — температурная разность между температурой замораживания мяса $t_{\text{кр}}$ и температурой воздуха t_0 $^\circ\text{C}$;

P и R — коэффициенты, зависящие от вида отвода тепла и размеров блока.

Если отвод тепла производится только через боковые стенки блока (поверхности торцов заизолированы), то значения этих коэффициентов определяются отношением ширины блока b_0 к его толщине h_0 (табл. 8).

Таблица 8

Значение коэффициентов P и R

Значения коэффициентов	Отношение ширины блока к его толщине b_0/h_0					
	1,2	1,5	1,8	2,0	3,0	4,0
P	0,273	0,300	0,321	0,333	0,375	0,400
R	0,073	0,088	0,102	0,110	0,150	0,188

Учитывая, что время замораживания полутуш до заданной температуры в центре определяется процессом отвода тепла в ее бедренной части, то при определении этого времени по формуле Р. Планка можно бедро полутуши уподобить параллелепипеду с изолированными торцами толщиной h_0 , равной толщине бедра, и шириной $b_0 = 1,8$ (для говяжьих и свиных полутуш). Тогда значения коэффициентов по данным табл. 8 будут равны: $P = 0,32$; $R = 0,10$.

При использовании формулы Р. Планка необходимо иметь в виду, что температурная разность $\Delta t = t_{кр} - t_0$ содержит в себе значение температуры воздуха камеры, которая в процессе замораживания мяса в морозилке также со временем изменяется. Это изменение зависит от первоначальной температуры мяса, его характеристик (физических параметров и геометрических размеров), загрузки камеры мясом и условий ее теплообмена с приборами охлаждения и внешней средой. Изменение температуры воздуха камеры при однофазном и двухфазном замораживании мяса, полученное при испытании мясоморозилок Одесского мясокомбината, приведено на рис. 61 (кривые 5, 6, 15, 16). Кривые показывают, что среднее расчетное значение температуры воздуха в камере может быть определено как среднее арифметическое начальной и конечной температуры камеры. Необходимо учитывать, что величина коэффициента теплоотдачи α_0 от воздуха к поверхности продукта также изменяется со временем, в зависимости от температурной разности между поверхностью продукта и температурой воздуха.

Так как в процессе испытаний замерялась также температура поверхности мяса (см. рис. 61), то представилось возможным для рассматриваемых условий определить значения коэффициента теплоотдачи от поверхности мяса к воздуху. С понижением температуры воздуха камеры с -16 до -32° его значение повысилось от 7 до 10 ккал/м² час $^\circ$ С.

Для облегчения расчета продолжительности замораживания говяжьих полутуш или четвертин И. Г. Чумак обработал опытные данные по испытанию камерных морозилок и пользуясь формулой Р. Планка и методикой ее применения, разработанной А. П. Шеффером, построил графики (рис. 62). Последние были получены для говяжьего мяса толщиной бедра 0,2 м и они позволяют определять продолжительность замораживания мяса в зависимости от средней температуры воздуха от -16 до -32° за цикл его охлаждения и снижения температуры в центре бедра от 38 до -18° .

Пользуясь графиком, можно найти также время замораживания при понижении температуры в центре бедра для любых промежуточных ее значений в указанных пределах (от 38 до

-18°). По мере понижения температуры воздуха на 1° в пределах от -18 до -28° время замораживания сокращается в среднем на 4,5%. При более низких температурах воздуха это сокращение времени снижается до 3%.

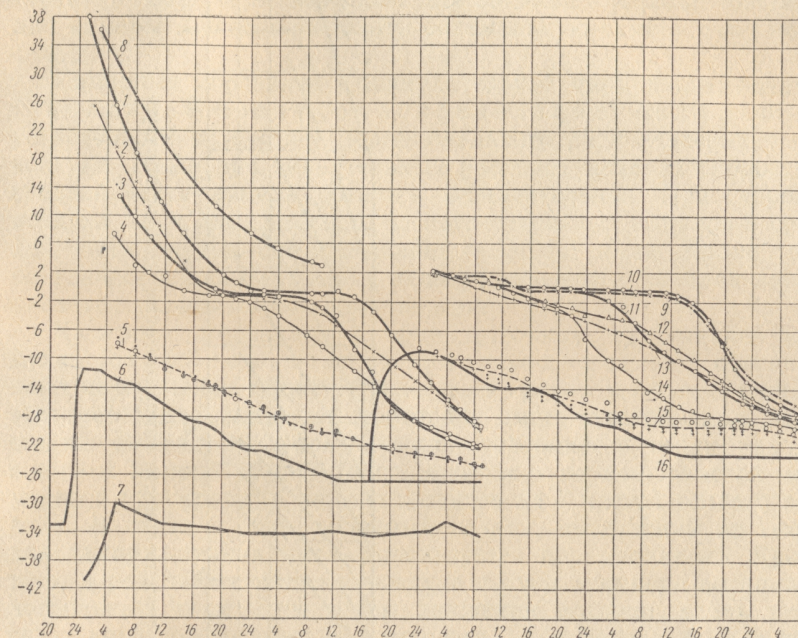


Рис. 61. Кривые температурного режима морозилок одно- и двухфазного замораживания:

при однофазном замораживании: 1 — температура в толщине бедра полутуши № 1; 2 — температура поверхности полутуши № 1; 3 — температура в толщине бедра полутуши № 2; 4 — температура поверхности полутуши № 2; 5 — температура воздуха между бедрами полутуши 1, 2; 6 — температура центра камеры; 7 — температура поверхности батарей при двухфазном замораживании; 8 — температура в толщине бедра полутуши № 4 (охлаждение в воздухе при 0°); 9 — температура в толщине бедра полутуши № 4 при замораживании; 10 — то же, № 5, 11 — то же, № 6; 12 — температура поверхности полутуши № 5; 13 — то же, № 4; 14 — то же, № 6; 15 — температура воздуха между полутушами на уровне бедра; 16 — температура в центре камеры

Например, при понижении средней температуры воздуха от -24 до -28° общее время замораживания мяса сокращается на 5 час. на каждые 2° , а с понижением температуры от -28 до -36° — лишь на 2,1 часа на каждые 2° .

Если учесть, что при дальнейшем снижении температуры воздуха количество электроэнергии на выработку холода значительно возрастает (вследствие понижения температуры испарения), то можно установить оптимальную среднюю темпера-

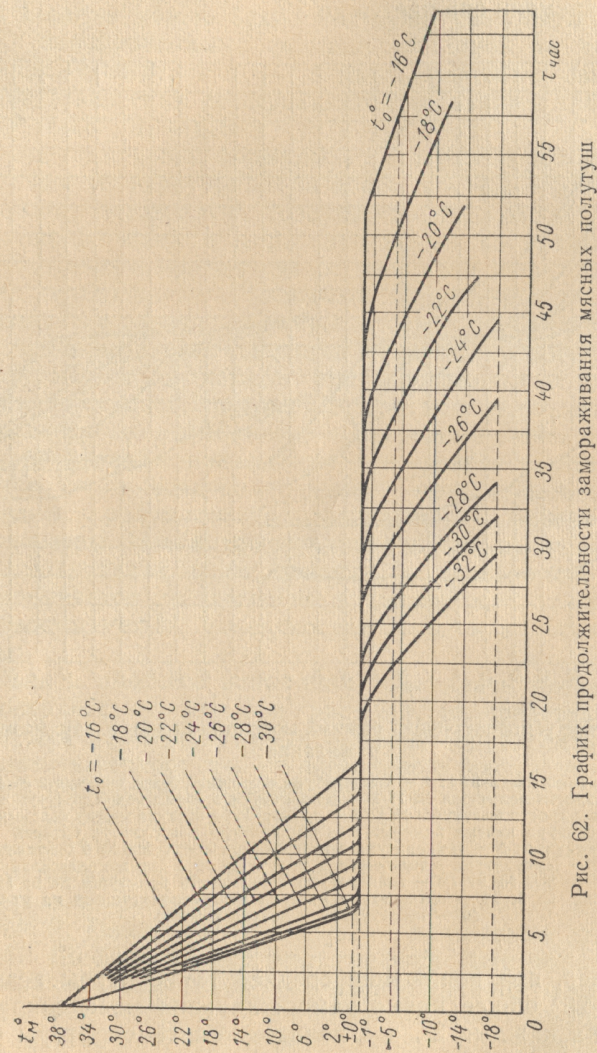


Рис. 62. График продолжительности замораживания мясных полутоуш

туру воздуха в камере, ниже которой дальнейшее ускорение процесса замораживания будет нерациональным.

В условиях тихого охлаждения для мяса с толщиной бедра 0,2 м такой средней температурой воздуха в камере следует считать -28° . По ее значению для заданных условий охлаждения камеры можно определить оптимальную температуру испарения.

Камерные морозилки с принудительной циркуляцией воздуха (канальное воздухораспределение) следует считать устаревшими вследствие нерационального распределения в них воздуха. Даже при значительных расходах воздуха скорость в средней части камеры остается незначительной. При скорости воздуха 1,5 м/сек на выходе из нагнетательных каналов в средней части камеры она составляет около 0,1 м/сек. Кроме того, на транспортировку воздуха непосредственно в каналах затрачивается значительная часть энергии.

Камерные морозилки с принудительной циркуляцией воздуха (струйное воздухораспределение) обеспечивают интенсивное движение воздуха в грузовом объеме. Однако этот метод для камерных морозилок имеет существенные недостатки. Вследствие эжектирующей способности струи находящийся в камере воздух подсасывается и перемешивается примерно в пропорции: 1 часть холодного на 7 частей теплого воздуха. В связи с этим холодный воздух, выходящий из сопла для замораживания мяса, используется нерационально. Кроме того, в результате подсоса воздуха струей в камере возникают восходящие токи. При таком движении воздуха вдоль туши снизу вверх происходит его подогрев, и бедренная (самая толстая) часть туши омывается уже теплым воздухом. Последнее обстоятельство приводит к значительному замедлению процесса охлаждения и замораживания мяса.

Исследования, проведенные по сравнительной оценке однофазного и двухфазного метода замораживания мяса при тихом охлаждении, показывают, что лопаточная часть туш в обоих методах замораживается до -18° на 10—12 час. раньше, чем бедренная. Поэтому необходимо обеспечить наиболее низкую температуру и наибольшую скорость движения воздуха у бедренной части туш. При струйном воздухоохлаждении такие условия замораживания создать не представляется возможным.

К тому же сопла оказывают большое сопротивление движению воздуха, равное 20—25 мм водяного столба, составляя 65—70% от общего сопротивления воздушной цепи.

В камерных морозилках с принудительной циркуляцией воздуха (щелевое воздухораспределение) щели размещают вдоль подвесных путей таким образом, чтобы выходящая из них струя воздуха обдувала равномерно бедренную часть

полутуши. Разрез камерной морозилки со щелевым воздухораспределением показан на рис. 63.

В результате проведенных испытаний ложного потолка был выбран рациональный профиль и размер щели (рис. 63). Выступающий с одной стороны брус щели направляет струю воздуха вдоль бедра. При подпоре в ложном потолке, равном 3—4 мм водяного столба, обеспечивалось равномерное течение воздуха через щель по всей длине модели. Скорость воздуха на выходе из щели составляла 2,5 м/сек. При этом скорость воздуха у бедра была равной 1,2—1,4 м/сек.

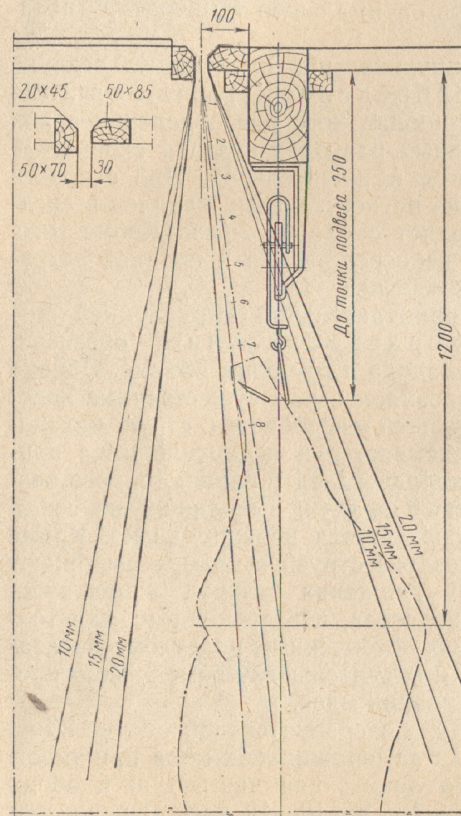


Рис. 63. Профиль щели ложного потолка

Получаемое таким образом распределение воздуха через щели ложного потолка создает максимальную скорость его у бедра. При этом температура воздуха, омывающего мясо, оказывается близкой температуре воздуха, выходящего из воздухоохладителя. Приведенные выше данные позволяют рекомендовать щелевое воздухораспределение к промышленному внедрению в камерах термической обработки продуктов.

Остановимся на выяснении влияния скорости движения воздуха на время замораживания мяса. На рис. 64 нанесены кривые изменения времени замораживания мяса в зависимости от величины коэффициента теплоотдачи между поверхностью мяса и циркулирующим воздухом при различных его температурах. Кривые построены на основании формулы Р. Планка для толщины замораживаемого мяса 0,2 и 0,1 м.

Из графиков видно, что увеличение скорости движения воздуха практически приводит к сокращению времени замораживания мяса при условии достижения значения коэффициента

теплоотдачи α , не превышающего 50 ккал/м²·час °С; этому соответствует скорость движения воздуха при сухом теплообмене, равном около 10,1 м/сек. Однако достижение таких скоростей вызывает значительный перерасход электроэнергии. Можно рекомендовать увеличение скорости движения воздуха для камерных морозилок у бедра до 2 м/сек.

Исследования, проведенные по одно- и двухфазному замораживанию четвертин толщиной бедра, равной 230 мм, при изменении скорости движения воздуха от 0 до 12 м/сек показали, что процесс замораживания практически ускорялся при

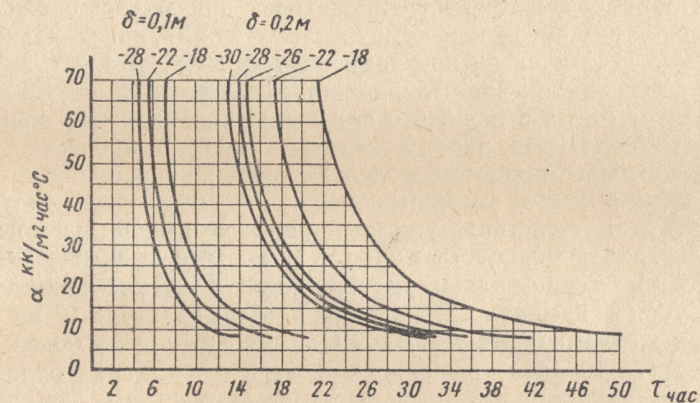


Рис. 64. Кривые изменения времени замораживания мяса в зависимости от величины α воздуха

увеличению скорости воздуха до 4 м/сек. Проведенные расчеты показывают, что с увеличением скорости движения воздуха от 0,5 до 1 м/сек теплосъем поверхности увеличивается в 1,6 раза, а при 2 м/сек — в 2,6 раза.

Универсальные камеры охлаждения и замораживания. На мясокомбинатах заморозку мяса после боя скота осуществляют следующим образом. Сначала горячепарное мясо проходит стадию остывания и охлаждения в камерах охлаждения в течение 24—36 час. (в зависимости от категории мяса) при температуре 0 ÷ -4°.

За время охлаждения температура в толще мышц понижается до 0—4°. Затем охлажденное мясо направляют в камеры замораживания, где оно замораживается до температуры в толще -6 ÷ -8°.

К моменту загрузки температура в камерах замораживания должна быть не выше -23°. Этот метод заморозки мяса по так называемому двухфазному циклу вызван необходимостью осуществления в мясе процесса созревания, которое начинается

при охлаждении и продолжается в замедленном темпе при заморозке.

Согласно теории созревания, предложенной И. Смородинцевым, в мясе под действием его же ферментов происходит ряд физических, физико-химических и коллоидных процессов, в результате чего оно приобретает нежность, сочность и специфический вкус и запах, которых нет в мясе только что убитого животного. Мясо, не прошедшее стадию созревания, обычно бывает жесткое и сухое. В нем отсутствует специфический приятный вкус и запах. Бульон из такого мяса получается мутным. Полное созревание мяса происходит при выдерживании его в течение трех суток при температуре 17° или после хранения в течение десяти суток при температуре $0-2^{\circ}$, т. е. после хранения в условиях камер охлаждения.

Следует иметь в виду, что при выдерживании мяса при высоких температурах наряду с процессами созревания будут также протекать процессы, обуславливающие гниение. Для предупреждения этого явления поверхность мяса рекомендуется подвергать воздействию ультрафиолетовыми лучами с целью стерилизации поверхности туш. (Этот процесс практически еще не освоен.) Таким образом, хранение мяса в течение одних суток после убоя в камерах охлаждения при температуре 0° не приводит к желаемым результатам. Однако переход на более длительное (7—10 дней) выдерживание мяса в камерах охлаждения в настоящее время практически не осуществим, так как это потребовало бы значительного расширения площадей холодильников и снижения их производительности.

Указанные соображения привели к тому, чтобы заморозка мяса производилась в горячепарном состоянии, минуя камеры охлаждения. Характерно, что к такому выводу пришли как в Советском Союзе, так и в ряде зарубежных стран. В настоящее время над проверкой возможности внедрения однофазной заморозки в СССР работают Всесоюзный научно-исследовательский институт мясной промышленности, Одесский технологический институт пищевой и холодильной промышленности и ряд работников мясной промышленности. В последние годы были проведены опытные заморозки говяжьего мяса в условиях производства. По данным исследований и опытных заморозок говяжьего мяса, проведенных Одесским технологическим институтом пищевой и холодильной промышленности в 1958—1959 гг., были получены удовлетворительные результаты, которые подтвердили, что как по органолептическим показателям, так и в результате химических и микробиологических анализов мяса однофазной заморозки не хуже, чем мясо двухфазной заморозки.

На рис. 61 представлены кривые изменения температуры говяжьих полутуш и воздуха в процессе однофазного и двухфазного замораживания. Испытания были проведены в камерах Одесского мясокомбината, оборудованных потолочными и пристенными батареями каскад. В каждой камере теплопередающая поверхность пристенных батарей составляла 190 м^2 , потолочных — 92 м^2 . Площадь пола камеры была 75 м^2 , длина подвесных путей — 52 пог. м. Емкость камеры в зависимости от категории мяса достигала 12—14,5 т.

В табл. 9 и 10 приведены средние данные по всем режимам проведенных испытаний при однофазном и двухфазном замораживании мяса. Продолжительность процесса охлаждения и заморозки полутуш говяжьего мяса в камерных морозилках в условиях тихого охлаждения при однофазном способе по сравнению с двухфазным сокращается: для I категории — на 42% при средней температуре воздуха в камере -20° , для II категории — на 27% при температуре воздуха камеры -17° . С учетом затрат времени на погрузочно-разгрузочные работы общая продолжительность заморозки мяса сокращается для мяса I категории — на 45%, для мяса II категории — на 30%.

Естественная убыль мяса при однофазной заморозке ниже на 40%, чем мяса при двухфазной заморозке. Для говядины II категории естественная убыль при двухфазной заморозке составляла 2,5%, а при однофазной — 1,4%. Для говядины I категории естественная убыль при двухфазной заморозке была 1,5% и для однофазной — 0,7%.

При дефростации мяса, которая проходила в одинаковых условиях, показатели веса мяса при однофазной заморозке были выше, чем при двухфазной. Какого-либо ухудшения работы батарей морозильных камер, а также холодильной установки (влажный ход компрессоров и т. д.) при однофазном замораживании не наблюдалось.

С переводом морозилок на однофазную заморозку в течение 60 час. тепловая нагрузка на двухступенчатые компрессоры увеличивается на 10%. При переоборудовании камер охлаждения под морозилки необходимо дополнительно подбирать двухступенчатые компрессоры требуемой холодопроизводительности. Температуру испарения для морозилок однофазного замораживания необходимо выбирать с таким расчетом, чтобы средняя температура воздуха в камере за процесс заморозки была не выше -23° .

Необходимая площадь пола морозилок для однофазной заморозки 1 т мяса в сутки при средней температуре воздуха в камере -20° должна быть 10 м^2 , а при температуре $-24,5^{\circ}$ — $8,4 \text{ м}^2$.

Таблица 9
Средние данные по всем режимам проведенных испытаний при однофазном хранении мяса

Категория мяса и вес полутуш, кг	Общее время охлаждения и замораживания по одному фазному циклу от 38° до -18°, час	Продолжительность охлаждения и замораживания говяжьих полутуш в час по однофазному методу от 38° до			Температура воздуха в камере		Конечная температура воздуха в конце замораживания, °С	Средняя температура воздуха в камере за процесс, °С	Средняя температура поверхности батарей, °С	Удельная нагрузка на 1 пог. м подвешенного пути, кг	Толщина бекра, см
		4°	8°	-18°	до загрузки	после загрузки					
I категория говядины, 80—120	60	17	52	60	-27,2	-7,0	-25,5	-20,0	-30,8	222	22
II категория говядины, 75—85	60	15	45	60	-23,0	-8,5	-24,5	-17,0	-31,0	200	20

Таблица 10
Средние данные по всем режимам проведенных испытаний при двухфазном хранении мяса

Категория мяса и вес полутуш, кг	Общее время охлаждения и замораживания от 38 до -18°, час	Продолжительность охлаждения и замораживания полутуш в час по двухфазному методу			Температура воздуха в камере		Конечная температура воздуха в конце замораживания, °С	Средняя температура воздуха в камере за процесс, °С	Средняя температура поверхности батарей, °С	Удельная нагрузка на 1 пог. м подвешенного пути, кг	Толщина бекра, см
		38÷-4°	4÷-8°	4÷-18°	до загрузки	после загрузки					
I категория говядины, 80—120	85	36	40	49	-25,7	-8,0	-24,3	-18,2	-30,8	222	22
II категория говядины, 75—85	76	26	42,5	50	-23,0	-7,5	-23,0	-16,7	-31,0	200	20

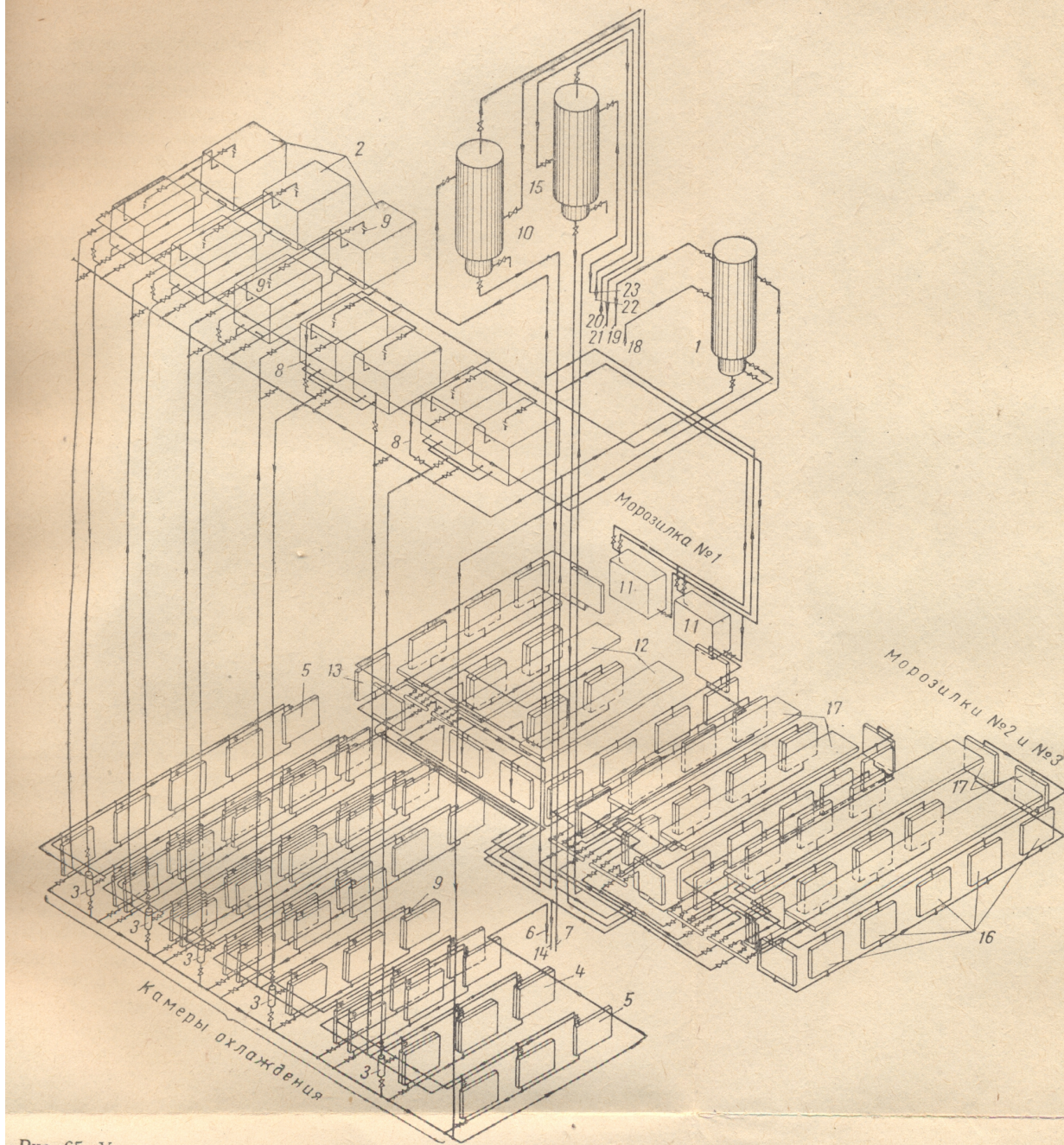


Рис. 65. Универсальная охлаждающая система камер охлаждения и замораживания холодильника Одесского мясокомбината:

1 — жидкостной отделитель ОЖ камер охлаждения, 2 — воздухоохладители каскадно-частично затопленные, 3 — напородержатели для пристенных батарей, 4 — межколонная трехрядная частично затопленная батарея каскад, 5 — межколонная двухрядная частично затопленная батарея каскад, 6 — трубопровод слива в циркуляционный ресивер, 7 — трубопровод «горячих» паров аммиака, 8 — обводной мост для питания батарей, минуя воздухоохладители, 9 — диафрагма, 10 — жидкостной отделитель ОЖ-100 морозилки № 1, 11 — ребристый воздухоохладитель типа Nema, 12 — потолочные четырехрядные батареи, 13 — пристенная двухрядная батарея, 14 — дренажный ресивер, 15 — жидкостной отделитель ОЖ-100 морозилок № 2 и 3, 16 — пристенные двухрядные батареи, 17 — потолочные батареи, 18 — подача жидкого аммиака от насоса, 19 — отсос паров аммиака на компрессор, 20 — подача жидкого аммиака от регулирующей станции, 21 — отсос паров аммиака на компрессор, 22 — подача жидкого аммиака от регулирующей станции, 23 — отсос паров аммиака на компрессор

Камеры охлаждения целесообразно переоборудовать под морозилки по каскадной частично затопленной схеме с применением пристенных батарей и ребристых воздухоохладителей со струйным воздухораспределением. Это повысит общую производительность морозилок при сравнительно незначительных капитальных затратах. Камеры можно также использовать и для охлаждения мяса. Для этого достаточно перевести систему на более высокую температуру испарения (-18°).

Предложенная охлаждающая система показана на рис. 65 и 66. Она была принята к внедрению Одесским совнархозом в 1959 г. и показала хорошие результаты работы. При ее монтаже рассольная система камер охлаждения была демонтирована, как не удовлетворяющая потребности мясокомбината. Показанные на рис. 65 слева три камеры охлаждения (№ 46, 47 и 48) имеют строительную площадь $F_c = 131 \text{ м}^2$ каждая, длину подвесных путей $L_n = 100 \text{ пог. м}$, емкость $G = 20 \text{ т}$. Камеры меньших размеров (соответственно 80 м^2 , 51 пог. м и $10,2 \text{ т}$) были попарно объединены путем ликвидации двух простенков. Вместо простенков были смонтированы трехрядные каскадные частично затопленные батареи. Кроме них были также установлены двухрядные каскадные батареи. В чердачном помещении над камерами размещены ребристые каскадные частично затопленные воздухоохладители, которые с помощью щелевого воздухораспределения подают охлажденный воздух в камеры, повышая их производительность.

При работе указанных камер по циклу однофазного замораживания в схеме предусмотрена возможность их подключения к системе каскадных морозилок третьего этажа, расположенных под камерами охлаждения.

Охлаждающая система камер охлаждения и замораживания четвертого и третьего этажей холодильника Одесского мясокомбината работает при следующих режимах. При необходимости выпуска комбинатом в значительных количествах охлажденного мяса или при неполной загрузке морозилок камеры № 42—48 работают как остывочные при повышенных температурах испарения от самостоятельных компрессоров и циркуляционного насоса. Остальные морозилки работают по циклу двухфазного замораживания от компрессоров двухступенчатого сжатия со своим циркуляционным насосом.

В период массовой переработки скота для доведения производительности мясокомбината до максимальной мощности камеры охлаждения и морозилки переводят на цикл однофазного замораживания с подключением компрессоров двухступенчатого сжатия и при работе от одного циркуляционного аммиачного насоса по общей каскадной схеме.

Камерные морозилки со щелевым воздухораспределением в последнее время получают все большее распространение в мясной промышленности. В частности, такой системой охлаждения

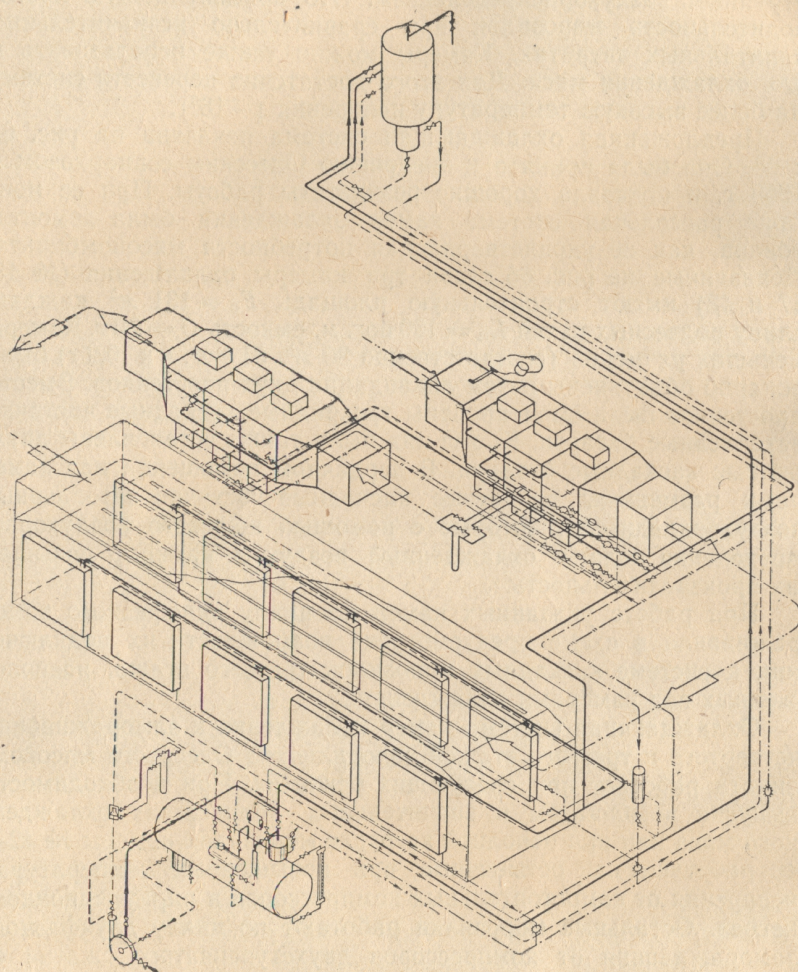


Рис. 66. Охлаждающая система универсальной камеры термической обработки продуктов

оборудованы камеры замораживания Белоцерковского мясокомбината. Они были испытаны Одесским институтом пищевой и холодильной промышленности в условиях опытной их эксплуатации на циклах одно- и двухфазного замораживания. Холо-

дильник емкостью 400 т имеет пять мясоморозилок, оборудованных воздушной системой охлаждения со щелевым воздухо-распределением в ложном потолке камеры (рис. 67). Каждая морозилка площадью $31,5 \text{ м}^2$ оборудована подвесными путями общей длиной 27 м. Загрузка на 1 пог. м составляет 250 кг. Общая емкость — 7 т.

Суточная производительность всех морозилок при цикле замораживания охлажденного мяса в 36 час. составляет 23 т. Камеры оборудованы ребристыми воздухоохладителями непосредственного испарения теплопередающей поверхностью 200 м^2 . Воздухоохладитель оборудован двумя осевыми вентиляторами № 7.

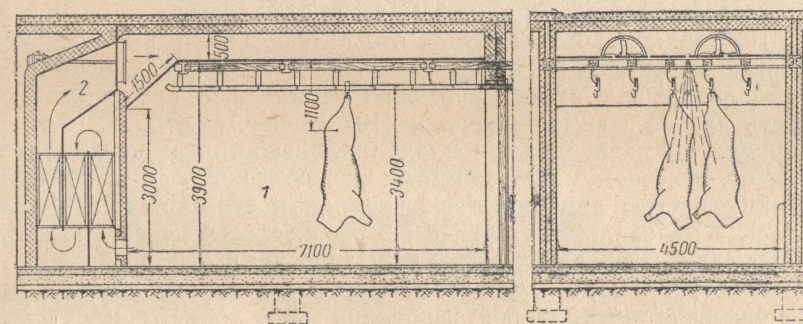


Рис. 67. Охлаждающая система камерной морозилки Белоцерковского мясокомбината

Скорость воздуха: на выходе из щелей ложного потолка $2,5 \text{ м/сек}$, у поверхности мяса — $0,5\text{--}0,8 \text{ м/сек}$.

Все морозильные камеры обслуживаются двумя агрегатами двухступенчатого сжатия общей холодопроизводительностью 80000 ккал/час при $t_0 = -45^\circ$ и $t_k = 35^\circ$.

Оснащенность морозилок поверхностью охлаждения составляет $6,35 \text{ м}^2$ на 1 м^2 площади пола. На холодильнике также имеется пять камер охлаждения суточной производительностью 30 т, при температурах испарения -10° и воздуха в камере -1° . Система охлаждения воздушная, со щелевым воздухо-распределением в камере.

Поверхность охлаждения воздухоохладителей одной камеры 135 м^2 , оснащенность приборами охлаждения — $4,3 \text{ м}^2$, цикл охлаждения — сутки.

Результаты проведенных испытаний камерных морозилок Белоцерковского мясокомбината приведены в табл. 11. В этой же таблице помещены сводные результаты испытаний и опыт-

ной эксплуатации камерных низкотемпературных морозилок Московского мясоперерабатывающего завода и Одесского мясокомбината при работе по одно- и двухфазному циклам замораживания, а также данные по оснащенности этих морозилок приборами охлаждения.

Анализ данных позволяет установить степень эффективности рассматриваемых систем охлаждения современных камерных морозилок. Сравнение проводилось по следующим основным характеристикам:

продолжительности замораживания, оснащенности приборами охлаждения и их весу, отнесенных к единице площади пола камерных морозилок;

расходу электроэнергии на тонну замораживаемого мяса; естественной убыли при термической обработке.

Из данных таблицы видно, что интенсивными являются камерные морозилки московского завода и Белоцерковского мясокомбината. Они имеют примерно одинаковую продолжительность процесса замораживания (19—20 час.), которая почти в 2 раза (1,9 раза) меньше продолжительности замораживания, чем на Одесском мясокомбинате. Это объясняется повышенной оснащенностью приборами охлаждения московских и белоцерковских морозилок, которая в 1,5 раза больше, чем у одесских морозилок, и более интенсивными условиями теплопередачи.

Причем в морозилках московского завода это достигается пониженной температурой испарения ($t_0 = -45^\circ$) при средней температурной разности воздуха камеры и испарения -23° , что почти вдвое больше температурного напора, чем в одесских морозилках.

В белоцерковских морозилках интенсификация теплопередачи достигается повышенным коэффициентом теплопередачи воздухоохладителей ($17 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$), т. е. в 2,8 раза больше, чем при тихом охлаждении, а также принудительной циркуляцией воздуха у поверхности охлаждаемого продукта (скорость у бедра в этих морозилках составляла $0,6\text{—}0,8 \text{ м/сек}$). При этом температурный напор в воздухоохладителях был равен 11, т. е. почти в 2 раза меньше, чем у московских морозилок. Если учесть, что при понижении температуры испарения на 1° расход электроэнергии на работу холодильной установки увеличивается примерно на 4%, то для Белоцерковского мясокомбината расход электроэнергии был меньше, чем для Московского завода, на 44%.

При таком сравнении для белоцерковских морозилок необходимо дополнительно учесть расход электроэнергии на работу вентиляторов воздухоохладителей, составляющий $3,4 \text{ кВт}$ на каждую морозилку (при холодопроизводительности одного воздухоохладителя 37000 ккал/час). В результате для белоцерков-

ских морозилок общий удельный расход электроэнергии на 1000 раб. ккал холода составляет $0,62 \text{ кВт}$, в то время как для Московского завода он равен $1,12 \text{ кВт}$ и для Одесского мясокомбината — $0,53 \text{ кВт}$.

Таким образом, по энергетическим характеристикам белоцерковские морозилки имеют значительное преимущество перед московскими, т. е. интенсификация процессов замораживания в камерных морозилках и теплопередачи в приборах охлаждения за счет применения воздухоохладителей при щелевом воздухо-распределении оказывается более эффективной, чем тихое охлаждение с понижением температуры испарения.

Кроме того, применение ребристых воздухоохладителей позволило металлоемкость приборов охлаждения белоцерковских камер, отнесенную к 1 м^2 пола камер, довести до 45 кг/м^2 , что почти в 3,5 раза меньше металлоемкости батарей московского завода и более чем в 2 раза меньше батарей Одесского мясокомбината.

Такое значительное снижение металлоемкости приборов охлаждения белоцерковских камер оказалось возможным за счет их оребрения.

Наконец, если сравнить потери веса при замораживании охлажденных мясopодуKтов от их усушки, то они были минимальными и примерно одинаковыми в морозилках московского завода и Белоцерковского мясокомбината.

Таким образом, сравнительный анализ эффективности рассматриваемых систем для режимов двухфазного замораживания позволяет сделать заключение о наибольшей целесообразности внедрения камерных морозилок с воздушным охлаждением со щелевым воздухо-распределением в камере.

Если провести подобный сравнительный анализ рассматриваемых морозилок для режимов однофазного замораживания мясopодуKтов, а также дополнительное сравнение их характеристик при двухфазном замораживании, то можно получить более убедительные данные о наибольшей эффективности внедрения камерных морозилок с вынужденным движением воздуха и щелевым воздухо-распределением со всеми преимуществами работы этих морозилок по циклу однофазного замораживания.

Необходимые для такого анализа данные приведены в табл. 11, а сводные технико-экономические показатели — в табл. 12.

Из данных табл. 12 можно установить экономическую эффективность перевода на однофазный метод замораживания как для камерных морозилок при тихом охлаждении, так и при вынужденном движении воздуха, особенно эффективным оказывается перевод морозилок с тихого охлаждения при двухфазном

Эксплуатационные характеристики камерных морозилок Белоцерковского

Категория мяса	Общее время замораживания до —8°, час		Продолжительность охлаждения и замораживания, час					Сокращение времени, %	Усушка мяса (%), охлаждение/замораживание
			двухфазное		однофазное				
	однофазное	двухфазное	34÷4°	4÷—8°	4°	—8°	—18°		
Московский мясоперерабатывающий завод									
Свинина	—	19	—	19	—	—	—	—	—/0,6
Одесский мясокомбинат									
Говядина I кат.	52	—	—	—	17	52	60	32,0	0,75
Говядина I кат.	—	76	36	40	—	—	—		34,0
Говядина II кат.	45	—	—	—	15	45	60	34,0	
Говядина II кат.	—	68,5	26	42,5	—	—	—		34,0
Свинина необрезная 50—55	43	—	—	—	9,5	43	53	28,4	
Свинина необрезная 50—55	—	60	24	36	—	—	—		28,4
Белоцерковский мясокомбинат									
Свинина мясная	22,5	—	—	—	9,5	22,5	24	37,0	1,46
Свинина мясная	—	36	16	20	—	—	—		50,0
Свинина обрезная	20	—	—	—	8	20	21,5	50,0	
Свинина обрезная	—	40	16	24	—	—	—		45
Говядина I кат.	24,6	—	—	—	9,5	24,6	27	45	
Говядина I кат.	—	45	14	31	—	—	—		45
Одесский мясокомбинат									
Говядина I кат.	40	56	24	32	10	30	—	29	—

замораживании на воздушное охлаждение по однофазному методу, который дает общую экономию на 1 т замороженного мяса 8,67 руб.

В заключение остановимся на вопросе эффективности работы камерных морозилок при их смешанном охлаждении. Необходимые для этого данные применительно к камерам Одесского мясокомбината, приведены в табл. 11.

Морозилки со смешанным охлаждением имеют меньшую оснащенность. Металлоемкость приборов охлаждения в них на

Таблица 11

Московского мясоперерабатывающего завода, Одесского и мясокомбинатов

Температура воздуха в камере, $^{\circ}\text{C}$				Средняя температура поверхности воздухоохлаждающей	Оснащенность камер приборами, $\text{м}^2/\text{м}^2$	Коэффициент теплопередачи	Вес батарей на 1 м^2 пола, $\text{кг}/\text{м}^2$	Удельная нагрузка на 1 пог. м подвешного пути	Толщина бедра, см	Тип приборов охлаждения	Скорость воздуха у приборов, $\text{м}/\text{сек}$	Скорость воздуха в камере на уровне бедра	Удельный расход электроэнергии на 1000 руб. $\text{кг}/\text{дн.}$
до загрузки	после загрузки	конечная	средняя за цикл										
$-22,0$	$-12,0$	$-32,0$	$-22,0$	$-37,0$	5,76	5,7	154	210	14	Пристенные каскады	Естественная конвекция	—	1,12
$-27,2$	$-7,0$	$-25,5$	$-20,0$	$-30,8$	3,7	6,0	104	222	22	Гладкотрубные и потолочные	—	—	0,53
$-25,7$	$-8,0$	$-24,3$	$-18,2$	$-30,8$				222	22				
$-23,0$	$-8,5$	$-24,5$	$-17,0$	$-31,0$				200	20				
$-23,0$	$-7,5$	$-23,0$	$-16,7$	$-31,0$				200	20				
$-22,0$	$-12,0$	$-22,0$	$-18,0$	$-28,0$	6,3	17,0	45	220	14	Гладкотрубный, оребренный воздухоохладитель	5 м/сек	0,6—0,8 м/сек	0,62
$-22,0$	$-16,0$	$-24,0$	$-20,0$	$-30,0$				220	14				
$-13,5$	$-4,0$	$-27,5$	$-17,5$	$-27,6$				200	15				
$-14,0$	$-10,0$	$-27,7$	$-24,6$	$-32,5$				200	15				
$-13,5$	$-6,0$	$-25,5$	$-14,6$	$-28,2$	1,6/1,6 3,2	6/15	45	170	14	Гладкотрубный, оребренный воздухоохладитель	4,5	0,4	0,72
$-14,5$	$-7,5$	$-23,5$	$-21,0$	$-29,1$				170	14				
$-16,0$	$-2,5$	$-24,5$	$-16,3$	$-29,3$				210	22				
$-16,0$	$-10,0$	$-26,7$	$-23,4$	$-31,8$				210	22				
$-18,0$	$-12,0$	$-22,0$	$-18,0$	$-28,0$	1,6/1,6 3,2	6/15	45	220	18	Гладкотрубный, оребренный воздухоохладитель	4,5	0,4	0,72

40% меньше ($56,2 \text{ кг}/\text{м}^2$), чем металлоемкость камер тихого охлаждения ($104 \text{ кг}/\text{м}^2$).

Кроме того, морозилки со смешанным охлаждением обладают всеми преимуществами морозилок воздушного охлаждения как при работе по двухфазному, так и по однофазному циклам.

Средняя температура воздуха камеры в этих морозилках ниже, чем в камерах воздушного охлаждения. Объясняется это тем, что в периоды загрузки и выгрузки мяса из камер воздухо-

охладители обычно отключают, в то время как батареи продолжают работать и охлаждать камеры, несколько повышая их удельную холодопроизводительность.

Таблица 12

Технико-экономические показатели различных способов замораживания мяса (для расчета экономии на 1 т мяса)

Показатели	Тихое замораживание		Замораживание с вынужденным движением воздуха	
	двух-фазное I	одно-фазное II	двух-фазное III	одно-фазное IV
Экономия				
Время замораживания, час	85	60	48	36
Требуемая для замораживания площадь, м ²	14,05	10	8	6,0
Убыль мяса при замораживании, %:				
а) свинина жирная	1,5	1,3	1,3	1,1
свинина мясная	2,5	1,8	1,8	1,4
б) говядина I категории	1,8	0,75	1,8	0,75
говядина II категории	2,5	1,4	1,8	1,4
В среднем	2,07	1,31	1,68	1,16
Экономия по убыли, кг	—	7,6	—	5,2
То же, руб.	—	8,51	—	5,32
Экономия по убыли при переводе с I на IV способ, кг	—	—	—	9,1
То же, руб.	—	—	—	10,2
Устраняется труд на погрузочно-разгрузочные работы, руб.	—	0,15	—	0,15
Экономия расходов на капвложения на 1 т увеличения суточной производительности (для расчета экономии амортизационных отчислений), тыс. руб.	—	2,32	—	2,32
Расчет дополнительных расходов				
Расход холода, тыс. ккал	197	273	234	330
Примерные расходы на переоборудование (для расчета амортизационных отчислений), руб.	—	510	—	510
Примерная экономия на 1 т замороженного мяса (уточняется в каждом случае расчетом), руб.	—	7,0	—	4,5
То же, при переводе с I на IV способ, руб.	—	—	—	8,6

Примечание. Время замораживания для тихого охлаждения принимать для конечной температуры мяса — 18°, для вынужденного движения — 8°.

Глава VI

СКОРОМОРОЗИЛЬНЫЕ АППАРАТЫ

ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

Кроме камерных морозилок, представляющих собой специально оборудованные помещения холодильника, применяются также скороморозильные аппараты, которые используются для быстрого замораживания продуктов, расфасованных в специальной таре (целлофан, пергаментная бумага, картонные коробки и др.). Основными преимуществами скороморозильных аппаратов по сравнению с камерными морозилками являются повышенная скорость замораживания, благоприятные условия для создания непрерывного процесса заморозки и большая компактность.

Ускорение процесса замораживания достигается улучшением условий теплопередачи путем применения больших скоростей охлаждающего воздуха, контакта с охлаждающей жидкостью или стенками, плотно прилегающими к замораживаемому продукту со всех сторон.

Ускорению замораживания также способствует предварительное разделение продуктов на порции с небольшими геометрическими размерами.

Скороморозильные аппараты конструктивно сложнее и дороже, чем камерные морозилки, но зато они облегчают труд, повышают его производительность и улучшают качество замораживаемых продуктов.

Общие требования, предъявляемые к скороморозильным аппаратам разных типов, следующие:

1. Большая скорость замораживания при условии равномерной теплоотдачи по всей поверхности продукта.

2. Холодоноситель, непосредственно соприкасающийся с продуктом, должен быть безвредным для продуктов и обслуживающего персонала, а также не вызывать в продуктах неблагоприятных изменений и коррозии металлов.

3. Высокая производительность установки, ее компактность и надежность в эксплуатации.

4. Универсальность установки (возможность замораживания разных видов продуктов).

5. Устройство, обеспечивающее возможность соблюдения нормативных санитарно-гигиенических условий.

В настоящее время в промышленности используются разнообразные специализированные аппараты для заморозки расфасованного мяса, рыбы и рыбного филе, овощей и фруктов в мелкой таре и др.

Менее пригодны скороморозильные аппараты для замораживания полутуш и четвертин мяса и других продуктов крупных размеров и неправильной формы. Интенсивная исследовательская и конструкторская работа по созданию новых типов морозильных аппаратов, проводимая во всех странах, с каждым годом расширяет область их эффективного применения для быстрого замораживания. В Советском Союзе развитие этой отрасли холодильной техники характеризуется высокими темпами. К концу семилетнего плана, т. е. к 1965 г., выпуск быстрозамороженных продуктов в Советском Союзе составит более 3 млн. т.

Большие перспективы развития морозильной мощности обуславливают необходимость серийного выпуска морозильных аппаратов для работы в разных условиях, в том числе приспособленных к специальным условиям замораживания различных видов продовольственных продуктов.

ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬ ЗАМОРАЖИВАНИЯ

В настоящее время нет твердо установленных границ между понятиями медленного и быстрого замораживания. Обычно под быстрым замораживанием понимают такой процесс, при котором в продукте быстро образуется однородная мелкокристаллическая структура. Соответственно под скоростью замораживания понимают скорость перемещения поверхности замерзания в замораживаемом объекте.

Продолжительность замораживания зависит от многих факторов и прежде всего от физических особенностей продукта, его толщины, температуры охлаждающей среды и условий теплопередачи.

Вопрос о том, соответствует ли данная скорость замораживания требованиям быстрой заморозки, решается для каждого рода продукта на основании специальных исследований динамики процесса и структуры продукта.

При этом важным является вопрос о необходимой конечной температуре замораживаемого продукта и режиме заморажи-

вания, отвечающих максимальной обратимости продукта при последующей дефростации.

Следует отметить, что процесс замораживания во времени протекает большей частью с неравномерной скоростью, так как теплота фазового превращения коллоидального раствора отводится неравномерно в зависимости от малейших изменений в условиях кристаллизации. Образующиеся при этом максимальные тепловые нагрузки на некотором отрезке времени замораживания превышают среднюю в несколько раз.

Сложность процесса заморозки привела к тому, что для расчета часто пользуются эмпирическими формулами, пригодными только для определенных продуктов и условий заморозки. Эти формулы приводятся в специальной литературе.

Представляет, однако, значительный интерес теоретический подход к решению задачи об определении продолжительности замораживания, т. е. времени, необходимого для встречи изотерм замораживания в центре продукта.

Такие теоретические формулы выведены для простых и правильных геометрических тел — пластины, цилиндра, шара.

Так, например, для случая двустороннего замораживания продукта, имеющего форму плоской плитки, время от начала кристаллообразования до его завершения во всей толще может быть вычислено по формуле

$$z_{пл}^0 = \frac{\gamma r}{\theta} \cdot \frac{\delta}{2} \left(\frac{\delta}{4\lambda} + \frac{1}{\alpha} \right) \text{ час},$$

где γ — удельный вес продукта, кг/м^3 ;

r — скрытая теплота затвердевания 1 кг продукта, ккал/кг ;

θ — температурный перепад между поверхностью раздела и хладоносителем, $^{\circ}\text{C}$;

δ — общая толщина плитки, м ;

λ — коэффициент теплопроводности замораживаемого продукта, $\text{ккал/м час}^{\circ}\text{C}$;

$\frac{1}{\alpha}$ — общее термическое сопротивление между охлаждаемой поверхностью продукта и хладоносителем;

α — коэффициент теплоотдачи, $\text{ккал/м}^2 \text{ час}^{\circ}\text{C}$.

При подсчете по этой формуле величины z , r , γ и λ подбирают для каждого продукта эмпирически, а величинами δ , θ , α задаются при проектировании.

Аналогичные формулы применяют для продуктов, имеющих форму шара диаметром D

$$z_{ш}^0 = \frac{\gamma r}{\theta} \cdot \frac{D}{6} \left(\frac{D}{4\lambda} + \frac{1}{\alpha} \right),$$

или цилиндра диаметром D

$$z_{цл}^0 = \frac{\gamma r}{\theta} \cdot \frac{D}{4} \left(\frac{D}{4\lambda} + \frac{1}{\alpha} \right).$$

Приведенные формулы дают возможность теоретически определить собственно время замораживания, но в действительности время холодильной обработки продукта в аппарате $z_{ик}^{ин}$ складывается из времени охлаждения продукта от начальной температуры до криоскопической точки (точки замораживания) $z_{пл}$, времени собственно замораживания z_0 и времени охлаждения замороженного продукта до заданной конечной температуры переохлаждения $z_{дж}$

$$z_{ик}^{ин} = z_{пл} + z_0 + z_{дж}$$

Исходя из предположения, что температуропроводность продукта близка к бесконечности, Д. Г. Рютов вывел следующую формулу для определения $z_{дж}$:

$$z_{дж} = \frac{n}{\alpha x^2} \left(\ln \frac{t_3 - t_0}{t_k - t_0} - 0,21 \right) \delta \left(\delta + \frac{4\lambda}{\alpha} \right) \text{ час},$$

где n — поправочный коэффициент;

α — температуропроводность продукта, $\text{м}^2/\text{час}$;

t_3 — температура начала замерзания;

t_k — конечная температура замороженного продукта в центральном слое;

t_0 — температура хладоносителя;

δ — общая толщина продукта, м ;

λ — коэффициент теплопроводности замороженного продукта, $\text{ккал}/\text{м} \cdot \text{час}^\circ\text{C}$;

α — коэффициент теплоотдачи от хладоносителя к охлаждаемой поверхности, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{час}^\circ\text{C}$.

Поправочный коэффициент $n = 1,03$ для быстрого замораживания и $1,16$ — для медленного.

Д. А. Христуло и Д. Г. Рютовым была найдена линейная зависимость между продолжительностью замораживания и начальной температурой продукта, выраженная уравнениями:

$$\text{для } t_k = -12^\circ, \quad z_{ик}^{ин} = z_{ик}^{-1} \cdot (1 + 0,0048 t_k)$$

$$\text{для } t_k = -18^\circ, \quad z_{ик}^{ин} = z_{ик}^{-1} \cdot (1 + 0,0028 t_k)$$

Исходя из этих уравнений, был получен средний поправочный коэффициент на длительность процесса замораживания с начальной температурой -1° , равный биному $n = (1 + 0,0053 t_k)$.

Этот поправочный коэффициент введен в формулу для определения $(z_{пл} + z_{дж})$ и в итоге была получена окончательная формула для определения продолжительности замораживания от любой начальной температуры до любой конечной t_k в виде:

$$z_{ик}^{ин} = \frac{\gamma}{\lambda} \left[\frac{r(1 + 0,0053 t_k)}{8(t_3 - t_0)} + \frac{nc}{\pi^2} \left(\ln \frac{t_3 - t_0}{t_k - t_0} - 0,21 \right) \right] \delta \left(\delta + \frac{4\lambda}{\alpha} \right) \text{ час}.$$

Здесь r определяется в зависимости от температуры

$$r = r_0 w \omega \text{ ккал}/\text{кг},$$

где r_0 — теплота затвердевания воды, равная $80 \text{ ккал}/\text{кг}$;

w — содержание воды, %;

ω — количество воды, вымороженной при заданной температуре, %.

Формула Рютова при ряде упрощений выведена для продукта, имеющего форму плитки. При других геометрических формах теоретический расчет становится еще более сложным. Однако развитие теоретического подхода к решению задачи является плодотворным хотя бы потому, что это дает качественно правильную оценку влияния отдельных факторов. Так, например, из анализа формулы Рютова следует, что начальная температура продукта оказывает лишь незначительное влияние на длительность процесса заморозки, в то время как даже малое понижение конечной температуры требует значительного увеличения времени на доохлаждение.

Из формулы также видно, что толщина пластины, физические особенности продукта и условия теплопередачи влияют на время замораживания.

Важным является принцип, согласно которому не следует без крайней необходимости замораживать продукт до температур ниже, чем температура его хранения на холодильнике.

Эта температура является средней арифметической между температурой в центре блока t_k и на его поверхности t_n . Последняя значительно ниже, чем в центре и зависит от способа замораживания и температуры хладоносителя.

Примерные величины отношений конечной температуры поверхности замораживаемых продуктов t_n к температуре теплоотводящей среды, по данным Г. Б. Чинова, приведены в табл. 13.

Таблица 13

Примерные величины отношений конечной температуры поверхности замораживаемых продуктов t_n к температуре теплоотводящей среды t_0

α_0 ккал/м ² час °C	$\frac{t_n}{t_0}$	Условия замораживания
150	1,00	В жидкостях или на металлических плитах
35	0,95	В быстро движущемся воздухе
25	0,90	В воздухе, движущемся с умеренной скоростью
15	0,85	То же, при слабом вынужденном движении
10	0,80	То же, при свободном конвективном движении

Для определения потребности в холоде на замораживание 1 м³ продукта Q_0 от начальной температуры t_n до средней конечной следует пользоваться данными Д. Г. Рютова по тепло-содержанию пищевых продуктов, приведенными в книге «Холодильная технология пищевых продуктов» (1955 г.) и справочной литературе.

Определение продолжительности замораживания является основой для расчета аппарата и потребной часовой холодопроизводительности холодильной установки. Расчет производится после выбора типа морозильного аппарата и выяснения физических особенностей продукта.

Приведенные расчеты рекомендуется сверять с данными экспериментов, проведенных в условиях, которые подобны расчетным.

Из анализа формулы для определения времени замораживания следует, что для снижения времени замораживания необходимо уменьшать толщину продукта, снижать температуру охлаждающей среды и увеличивать коэффициент теплопередачи.

КЛАССИФИКАЦИЯ СКОРОМОРОЗИЛЬНЫХ АППАРАТОВ

В зависимости от метода отвода тепла и типа хладоносителя скороморозильные аппараты подразделяются на следующие группы:

1. Скороморозильные аппараты с принудительным интенсивным движением охлаждающего воздуха.
2. Аппараты с контактным мокрым методом охлаждения (погружение в холодную жидкость или орошение ею).
3. Многоплиточные аппараты, в которых осуществляется контакт продукта с холодными металлическими стенками.

Кроме того, существуют скороморозильные аппараты смешанного типа, в которых тепло отводится при помощи воздушной или жидкой среды и путем контакта с холодными стенками или трубами батарей.

Скороморозильные аппараты могут быть также разделены на группы периодического и непрерывного действия.

Основное применение получили аппараты с принудительным интенсивным движением воздуха главным образом из-за простоты конструкции и универсальности применения одного и того же агрегата для замораживания разных пищевых продуктов в упаковке и без нее.

Многоплиточные скороморозильные аппараты обладают высокой удельной производительностью и находят широкое применение для замораживания рыбного филе и раз-

ных продуктов, упакованных в мягкую тару прямоугольной формы. Раньше такие аппараты применялись сравнительно малой суточной производительности (5 т). В последние годы намечается тенденция увеличения их производительности до 20 т в сутки в одном агрегате. При таком увеличении производительности создаются более благоприятные условия для автоматизации и механизации трудоемких работ.

Значительно реже применяют в современной практике аппараты с контактным мокрым методом охлаждения главным образом из-за трудностей в поддержании строгих санитарно-гигиенических норм и отрицательного влияния охлаждающей среды на качество замораживаемых продуктов. Чаше всего этот способ используют для замораживания рыбы на судах и рыбокомбинатах. Способ быстрого замораживания в жидких средах, а иногда и в среде кипящего агента, изучается и совершенствуется, так как он обладает хорошей теплоотдачей.

Несмотря на большое разнообразие конструктивных форм морозильных аппаратов, отдельные их группы согласно вышеприведенной классификации имеют определенные общие черты и особенности.

В скороморозильных аппаратах с интенсивным движением воздуха применяют системы непосредственного испарения в виде батарей с шахматным расположением оребренных труб.

Продольное или поперечно-точное движение воздуха в батарее и грузовом пространстве создается с помощью вентиляторов реверсивного действия. В некоторых случаях применяют аппараты, в которых воздухоохладители вынесены за пределы грузового пространства.

Наиболее совершенными считаются скороморозильные аппараты с поперечно-точным движением воздуха в грузовом пространстве. Они отличаются малым подогревом воздуха (1,5—2°) и равномерным распределением и движением его по всему сечению грузового объема, а также сравнительно небольшим сопротивлением движению воздуха.

В скороморозильных аппаратах с движением воздуха вдоль грузового тоннеля наблюдается более высокий подогрев воздуха (6—7°) и неравномерное движение воздуха.

Сравнивая аппараты с поперечным и продольным током воздуха, можно отметить, что первый тип обеспечивает более равномерное и высококачественное замораживание, а также сокращает усушку и снижает расход энергии на работу вентиляторов. Однако период непрерывной работы между оттайками в 2—3 раза меньше у аппаратов поперечно-точного типа и их труднее приспособить для работы с механизированным конвейером, перемещающим продукты вдоль грузового пространства.

В Советском Союзе наибольшее распространение получили скороморозильные аппараты с интенсивным поперечно-точным движением воздуха и этажерочными тележками. Их обычно выполняют в виде шкафа, в котором монтируют полые плиты из алюминиевого сплава. Шкафы изолируют или устанавливают без изоляции или с изоляцией в зависимости от того, находятся они в охлаждаемом или неохлаждаемом помещении.

На плитах размещают пищевой продукт правильной формы и одинаковой толщины.

В современных конструкциях перемещение плит осуществляется гидравлическим приводом, дающим возможность регулировать давление на продукт. Давление на продукты обычно порядка $0,1 \text{ кг/см}^2$. Возможность излишнего сжатия продукта предотвращается установкой прокладок из деревянных брусков, равных ширине плиты и имеющих несколько меньшую толщину, чем продукт.

Внутри плит имеются перегородки, образующие каналы для хладоносителя. В других конструкциях для этой цели применяют стальные трубы. Циркулирующий хладоноситель подходит к каждой плите через гибкие шланги.

В более современных конструкциях промежуточные хладоносители не применяют; в качестве испарителей холодильного агента в них используют плиты.

Небольшие многоплиточные аппараты в большинстве случаев выполняются с индивидуальной холодильной машиной, располагаемой в нижней части аппарата. Это дает возможность устанавливать аппарат в любом производственном помещении. Для аппаратов большой производительности применяют отдельные холодильные установки или осуществляют питание холодом морозильного агрегата от центральной холодильной установки предприятия.

В настоящее время все аппараты оснащены механизмами, обеспечивающими загрузку и выгрузку продуктов.

Замораживаемый продукт сохраняет правильную форму, удобную для дальнейшей транспортировки и складского хранения. Основное направление в развитии таких аппаратов — создать непрерывный процесс с полной механизацией погрузочно-разгрузочных работ.

Мокрые морозильные устройства применяют главным образом на рыбных судах-рефрижераторах. В современных конструкциях морозилок этого типа осуществляется движение цепного конвейера с прикрепленными к нему корзинами, загруженными рыбой. Корзины проходят через ванну с циркулирующим в ней холодным (-20°) рассолом.

В других конструкциях, рассчитанных на облегчение погрузочно-разгрузочных работ (аппарат Пикэ), рыба помещается

во вращающиеся барабаны, разделенные на секции. В каждую секцию подается рассол через полый вал барабана.

Распространен также так называемый метод Зароченцева, при котором рыба замораживается в рассольном тумане. Этот метод позволяет резко сократить количество рассола в аппарате. Ввиду интенсивной коррозии металлических частей, трудностей борьбы с пенообразованием рассола, негигиеничности и отрицательного влияния рассола на качество продукта контактное мокрое замораживание применяется редко.

КОНСТРУКЦИЯ СКОРОМОРОЗИЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Выбор типа аппарата производится на основе тщательного технико-экономического анализа многих факторов, связанных с требуемыми габаритами, производительностью, универсальностью, необходимостью механизации и автоматизации работы и т. д. При прочих равных условиях предпочтение отдают тем аппаратам, в которых достигаются хорошие условия теплопередачи, так как это в конечном счете определяет габариты, металлоемкость конструкции и скорость процесса заморозки.

Поэтому прежде чем перейти к рассмотрению типичных конструкций аппаратов, рассмотрим кратко условия теплопередачи от продукта к охлаждающей среде.

В камерных морозилках с конвективным движением воздуха коэффициент теплоотдачи от продукта к воздуху не превышает $10 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{С}$. Наивысшие значения при этом получаются в низкотемпературных морозилках в связи с уменьшением вязкости воздуха при снижении его температуры.

В тоннельных аппаратах с интенсивным движением воздуха коэффициент теплоотдачи от поверхности продукта к воздуху зависит от скорости движения воздуха и может определяться по формуле

$$\alpha_0 = 7,5v_0^{0,8},$$

где v_0 — скорость воздуха, м/сек .

Применение больших скоростей ограничивается только увеличением затраты энергии на работу вентилятора, так как сопротивления движению воздуха пропорциональны квадрату его скорости.

Значительно более высокие коэффициенты теплоотдачи могут быть в плиточных и мембранных аппаратах. При плотном соприкосновении продукта или его упаковки с охлаждающей поверхностью аппарата условный коэффициент теплоотдачи от продукта зависит в основном от скорости циркуляции рассола в плитах или мембранах. Например, при скорости рассола 1 м/сек значение для α_0 близко к $1500 \text{ ккал/часм}^2 \text{ }^\circ\text{С}$.

Еще большие значения для α_0 получают в аппаратах, где вместо циркуляции рассола применяют непосредственно испарение холодильного агента.

Приведенные данные для теплоотдачи в воздушных и плиточных аппаратах убедительно доказывают преимущества плиточных аппаратов в создании наилучших условий для быстрого отвода тепла и объясняют факт постепенного расширения области применения этих аппаратов по мере преодоления трудностей, связанных со сложностью и дороговизной конструкции и недостаточной универсальностью применения.

Конструкции воздушных контактных и плиточных аппаратов разнообразны. Ниже приводится описание наиболее типичных конструкций.

Аппараты воздушной заморозки. В качестве примера аппаратов с этажерочными тележками рассмотрим аппараты ВНИХИ, разработанные на три основные производительности: 3 т/сутки (СА-3); 10 т/сутки (СА-1); 20 т/сутки (СА-2). Основной исходной секцией серии является аппарат производительностью 10 т/сутки (рис. 68).

Аппарат СА-1 представляет собой сборно-щитовой изолированный кожух, в котором размещены три охлаждающие батареи из оребренных труб. Батареи образуют два туннеля с размещенными в них тремя этажерочными тележками грузоподъемностью 350—400 кг.

Тележки передвигаются внутри туннеля вручную.

Двигатели вентиляторов вынесены так, чтобы на них не оказывало неблагоприятное действие тяжелые влажностные и температурные условия; тележки по возможности облегчены; батареи расположены внизу для удобства их осмотра, ремонта и удаления снеговой шубы.

В верхней части аппарата размещаются вмонтированные в цилиндрический воздуховод три восьмилопастных реверсивных вентилятора $\varnothing 730$ мм производительностью 3200 м³/час, с выносными электродвигателями мощностью 2,8 квт при $n = 1420$ об/мин, обеспечивающими кольцевое поперечное движение воздуха по отношению к тележкам.

Основные данные серийных скороморозильных аппаратов ВНИХИ представлены в табл. 14.

Получившие значительное распространение скороморозильные аппараты тележечного типа имеют существенные недостатки: процессы загрузки и выгрузки тележек в них не механизированы; цикличность действия приводит к неравномерности тепловой нагрузки аппарата в период погрузочно-разгрузочных операций. Для устранения этих недостатков в последние годы получают распространение так называемые гравитационные конвейерные аппараты, в кото-

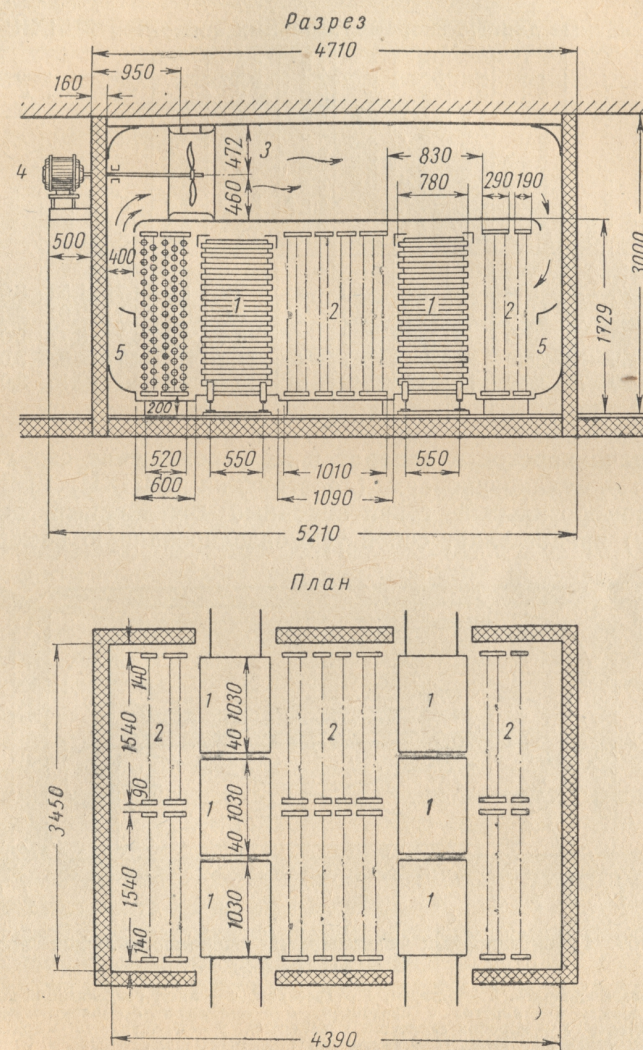


Рис. 68. Скороморозильный аппарат СА-1:

1 — этажерочные тележки, 2 — охлаждающие батареи, 3 — камера, 4 — электродвигатель вентилятора, 5 — канал для воздуха

Таблица 14

Основные данные скороморозильных аппаратов ВНИХИ

Марка скороморозильного аппарата	Производительность, т/сутки	Толщина продукта, мм	Единовременная загрузка аппарата продуктом, кг	Количество тележек в аппарате, шт.	Количество противней размером 750×480×60 мм, шт.	Поверхность охлаждающих батарей, м ²	Количество электродвигателей с вентилятором	Установленная общая мощность электродвигателя, кВт	Потребная мощность, кВт	Габариты камеры аппарата, м			Общий вес металлических частей, кг
										длина	ширина	высота	
СА-3	2	50—70	560	2	52	190	1	2,8	1,6	4,71	1,52	3,0	2000
СА-4	6	50—70	1120	4	104	380	2	5,6	3,2	4,71	2,64	3,0	4500
СА-1	10	50—70	1680	6	156	654	3	8,4	4,8	4,71	3,77	3,0	6120
СА-5	13	50—70	2240	8	208	811	4	11,2	6,4	4,71	4,9	3,0	8120
СА-2	20	50—70	3360	12	312	1242	6	16,8	9,6	4,71	7,15	3,0	11980

рых подача кареток в аппарат и их перемещение сверху вниз поостью механизированы (конструкция ВНИХИ, 1958 г.).

Скороморозильный гравитационный конвейерный аппарат, (рис. 69) представляет собой термоизолированную камеру 1, в

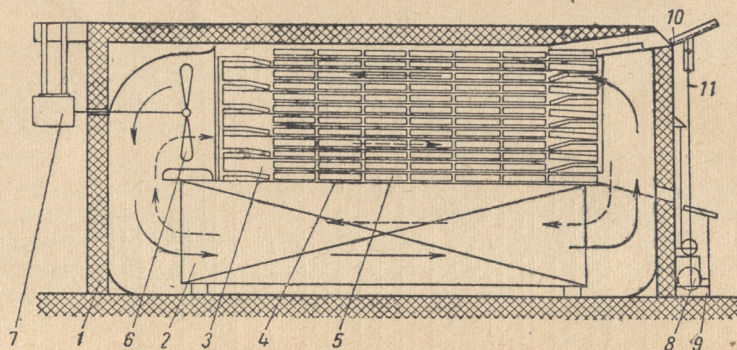


Рис. 69. Гравитационный конвейерный скороморозильный аппарат ВНИХИ ГКА-2:

1 — камера аппарата, 2 — батареи, 3 — гребенки, 4 — лист, разделяющий аппарат на два этажа, 5 — каретка с противнем, 6 — вентилятор, 7 — электродвигатель вентилятора, 8 — коробка скоростей и вариатор, 9 — пюпитр, 10 — подъемный стол, 11 — винты для подъемного стола

верхней части которой расположен грузовой отсек и вентиляторная установка, а в нижней части — охлаждающие батареи.

При включении двигателя винты постоянно вращаются, и стол, шарнирно закрепленный на двух обоймах, совершает движение вверх и вниз. Свежий продукт, находящийся на про-

тивнях, подается транспортером к аппарату и вводится в каретку, находящуюся на платформе стола. В верхнем положении стола каретка, загруженная продуктом, вводится в аппарат на самую верхнюю полку. Замораживание происходит во время зигзагообразного движения каретки сверху вниз по всем полкам аппарата.

Для этого у каждого конца аппарата имеется по две гребенки, совершающие прерывистые движения. В то время, когда две передние гребенки отходят назад и плавно опускают каретку с уровня четных на уровень нечетных полок и продвигают их по нечетным полкам назад, две задние гребенки стоят и принимают на свои зубья крайние каретки этих полок. В следующий полуцикл передние и задние гребенки меняются ролями. Стол при движении вниз открывает заслонку нижнего окна и принимает на себя выкатившуюся с нижней полки каретку с замороженным продуктом в противнях. Пюпитр входит в рамку каретки при опускании стола, противни задерживаются на нем и соскальзывают через окно из аппарата. Пустая каретка остается на платформе стола для повторной загрузки продуктом. Расстояние между полками в этом аппарате 100 мм для замораживания рыбы в блоках и упакованных кулинарных изделий и других продуктов толщиной 60—70 мм.

Для замораживания птицы и блоков толщиной 100—200 мм расстояние между полками может быть увеличено до 150 мм. Таким образом, данный аппарат в значительной степени отвечает требованиям универсальности.

Температура кипения аммиака в воздухоохладителе составляет -40° , температура воздуха в аппарате $-30 \div -32^{\circ}$.

При условии интенсивности движения воздуха, осуществляемого вентилятором, продолжительность замораживания блоков толщиной 60 мм составляет примерно 4 часа.

ВНИХИ разработана градация подобных аппаратов производительностью от 5,3 до 20 т в сутки.

Большой интерес представляет конструктивное решение задачи создания механизированных конвейерных скороморозильных аппаратов с интенсивным поперечным движением воздуха.

Такая конструкция разработана ВНИХИ и схематично представлена на рис. 70. С помощью указанного аппарата выполняется комплекс следующих операций: загрузка продукта в блок-формы, замораживание, отделение блоков от форм, глазировка блоков рыбы и выдача готовых замороженных блоков на конвейер.

За 30 сек. изготавливается один блок весом 18 кг; общая продолжительность замораживания его — 3 часа.

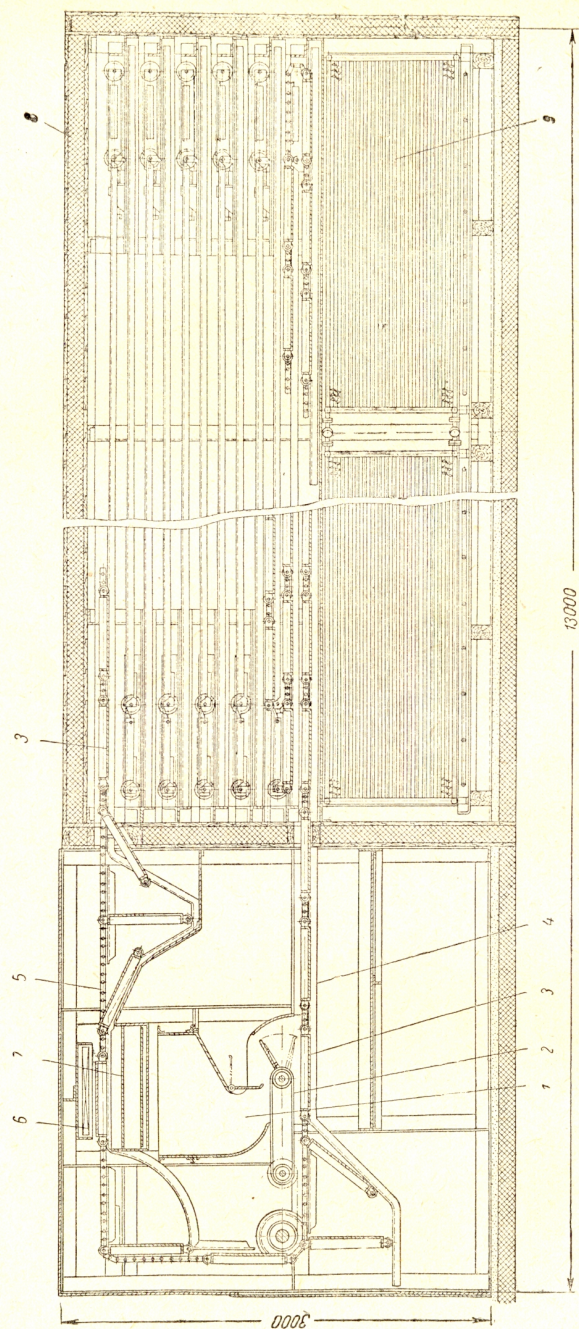


Рис. 70. Конвейерный механизированный скороморозильный аппарат с поперечно-точным движением воздуха:
1 — загрузочный бункер, 2 — питатель, 3 — блок-форма, 4 — направляющие, 5 — цепь конвейера, 6 — нагреватель для оттаивания форм, 7 — разгрузочный ленточный транспортер, 8 — изолированная камера, 9 — охлаждающие батареи

Морозилка обслуживается только двумя рабочими, занимающимися загрузкой блоков и упаковкой готовых замороженных блоков в ящики. Механизация всех этих процессов повышает производительность труда в 2,5—3 раза по сравнению с аппаратами тележечного типа.

Характеристика аппарата

Производительность	40—50 т/сутки
Температура кипения	— 30 ÷ — 40°
Средняя температура воздуха	— 25 ÷ — 30°
Средняя скорость воздуха между продуктами до 7 м/сек	5,6 м/сек
Охлаждение воздуха	2—3°
Мощность двух моторов для восьми вентиляторов с двусторонним всасыванием	40 квт
Мощность привода механизмов	4,5 квт

Общие габариты:

длина	13,0 м
ширина	6,0 »
высота	3,0 »

Охлаждающие батареи общей поверхностью 2670 м² сделаны из оребренных труб с шагом ребер 20 мм, 13,3 и 10 мм.

Ступенчатое расположение двухъярусных батарей в грузовой прострaнcтве обеспечивает нагрев в нем воздуха не более чем на 2°.

Рыба подается ленточным транспортером в загрузочный бункер 1, а оттуда с помощью питателя 2 загружается в блок-формы 3, которые движутся по направляющим 4. Далее блок-формы поступают в изолированную камеру и проходят там в потоке холодного воздуха. По выходе из камеры блок-формы попадают на специальные направляющие и переворачиваются, так как они связаны с цепями конвейера 5 только одной стороной. Форма в перевернутом состоянии подводится для оттайки под нагреватель 6. Выпавшие блоки попадают на разгрузочный транспортер 7 и идут на специальную автоматическую площадку для глазировки путем двукратного погружения в воду. (Процесс глазировки на приведенном рисунке не показан.)

Важное значение имеют не только универсальные скороморозильные аппараты, но и узкоспециализированные, используемые в определенном технологическом цикле предприятий. Примером может служить воздушная морозилка для замораживания пельменей, разработанная Ленинградским мясокомбинатом (автор Е. С. Курылев), которая в сочетании с пельменными автоматами успешно используется на мясокомбинатах и мясоперерабатывающих заводах.

Продолжительность замораживания пельменей при температуре циркулирующего воздуха $-20 \div -25^\circ$ составляет 40 мин. Производительность морозилок — до 10 т пельменей в смену.

Перечисленные примеры не исчерпывают все многообразие современных аппаратов воздушной заморозки, отличающихся не только по роду признаков, но и схемами механизации.

В заключение приведем краткую характеристику батарей современных воздухоохладителей скороморозильных аппаратов, сконструированных из бесшовных оцинкованных оребренных труб с коэффициентом оребрения от 4,5 до 10,5. Такая конструкция по сравнению с гладкотрубными позволяет экономить в расходовании цельнотянутых труб в 3—4 раза и металле примерно в 2 раза, а также снижать заполнение агентом в 3—4 раза. Питание жидким агентом в наиболее современных аппаратах производится системой насосной рециркуляции, наиболее совершенной и подходящей для условий работы при повышенной тепловой нагрузке.

Для увеличения срока работы без оттайки батареи имеют различный шаг оребрения. Батареи с наибольшим шагом оребрения устанавливают с той стороны воздухоохладителя, где в него входит утепленный и увлажненный воздух. При использовании схем с реверсивным движением воздуха для равномерного оседания инея батареи с малым шагом оребрения (до 10 мм) располагают в центральной части; к выходам шаг увеличивают примерно до 20 мм.

При рекомендуемой средней скорости воздуха в живом сечении воздухоохладителя 4,5—6 м/сек средний коэффициент теплопередачи батарей достигает 10—12 ккал/м²час[°]С.

Проектирование морозильных аппаратов воздушного типа основывается на расчете тепловой нагрузки. Методика этого расчета для аппаратов периодического действия должна учитывать тот факт, что основное количество холода расходуется в период максимального льдообразования. Определение часовой холодопотребности как результата деления всего количества холода, необходимого на период замораживания, дает величину средней потребности в холоде, которая может быть значительно меньше истинной в период максимального льдообразования.

Сведения о динамике процесса замораживания должны быть получены проектировщиком. Например, для рыбы период максимального расхода холода принимают в интервале замораживания от -1 до -5° , так как в этот период 75% влаги рыбы обращается в лед.

Аппараты контактного типа. Роторный морозильный аппарат (рис. 71) представляет собой ротор с насаженными на него в четыре ряда двадцатью блок-формами.

Блок-форма состоит из двух полых разъемных полуформ, шарнирно прикрепленных к ротору и удерживающихся в закрытом состоянии боковыми пружинами и замком. Каждая полуформа имеет полую рубашку, через которую прогоняется холодный рассол. При плотной укладке в форму продукта получается блок толщиной 100 мм. Загруженный продукт сверху прижи-

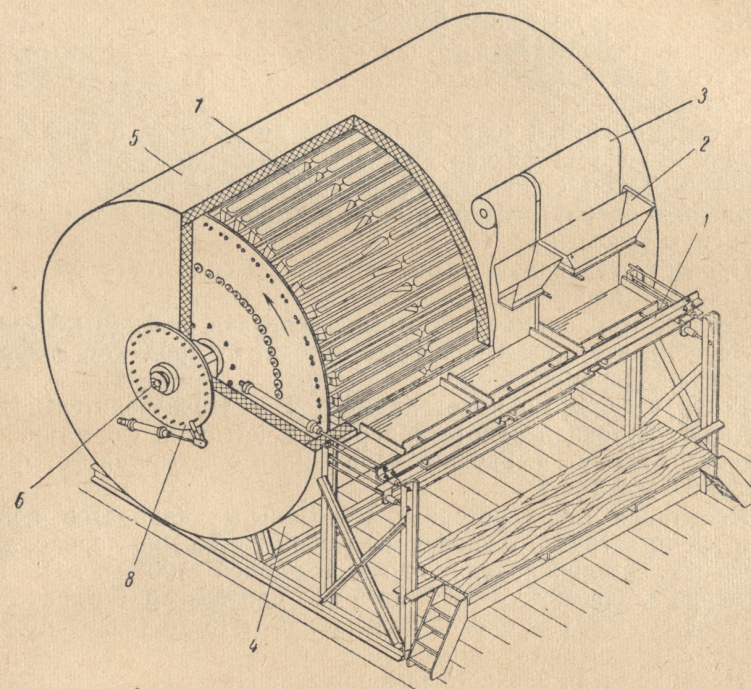


Рис. 71. Роторный скороморозильный аппарат:

1 — загрузочное устройство, 2 — бункер-дозатор, 3 — упаковочный механизм, 4 — разгрузочное устройство, 5 — кожух, 6 — вал, 7 — ряды блок-форм, 8 — гидравлический привод

мается овальной крышкой, впоследствии фиксирующей блок в среднем положении. Над овальной крышкой на пружинах укреплен вторая внешняя крышка с конусными бортами, которая может перемещаться вертикально по отношению к овальной крышке. При нажиме на внешнюю крышку она действует как клин, раскрывая створки формы и преодолевая сопротивление боковых пружин, удерживающих форму в закрытом состоянии. Размеры блок-формы 500 × 400 × 100 мм; емкость 17—18 кг.

Блок-формы посажены на ротор, который торцовыми частями вала устанавливается на опоры внутри изолированного корпуса.

Ротор медленно вращается электродвигателем с редуктором. Рассол, имеющий температуру $-25 \div -28^\circ$, подается к блок-формам и отводится от них через полый вал ротора и гибкие соединения из морозостойкой резины.

Каждые две половины блок-формы при вращении вместе с ротором от положения загрузки продуктом до места выгрузки прижаты одна к другой специальным механизмом, действующим от копира.

В месте выгрузки копир раздвигает полуформы, а блок продукта в это время фиксируется посредине полуформ овальной крышкой. Затем стенки полуформ отходят от блока, который отрывается от внутренней крышки и выбрасывается под действием силы тяжести.

Процесс оттаивания, таким образом, здесь отсутствует, что увеличивает производительность и уменьшает расход холода.

Усилие, необходимое для отрыва продукта от формы, уменьшается тем, что стенки полуформ отходят от продукта, новорачиваясь на шарнире.

Ротор с формами имеет диаметр 2 м. Производительность при круглосуточной работе аппарата с четырьмя формами достигает 10 т в сутки. Габариты морозилки с четырьмя формами в ряду $3,6 \times 2,3 \times 2,3$ м.

Испытания таких роторных морозильных аппаратов показали время загрузки блок-формы рыбой 2—2,5 мин., продолжительность замораживания блока толщиной 100 мм до -10° примерно 3,5 часа, до -20° — до 5 час. при температуре рассола в среднем -25° . Вес блоков получается от 15 до 18,8 кг. Коэффициент заполнения формы 0,85.

Преимущества блочного замораживания:

1. Блоки замороженного продукта принимают удобную для укладки форму и занимают при хранении почти вдвое меньшую кубатуру по сравнению с продуктами штучной заморозки.

2. Уменьшается усушка при замораживании и при хранении.

3. Ликвидируется необходимость оттайки в процессе замораживания.

Роторный агрегат разработан группой инженеров (Горбатов, Мекеницкий, Ниточкин) и может применяться в водном хладо-транспорте, где очень существенным требованием является сокращение габаритов.

Конструкции многоплиточных скороморозильных аппаратов. Многоплиточные аппараты различаются по конструкции и расположению сжимающего устройства. В первоначальных кон-

струкциях (рис. 72) охлаждающие плиты 1 были соединены между собой с помощью рычажного пантографа 2. Верхняя плита закреплена неподвижно, а нижняя опирается на подставку 3. Гидравлический пресс 5 расположен внизу.

Учитывая увеличение объема продукта в процессе замораживания, давление на продукт 6 поддерживается постоянным до

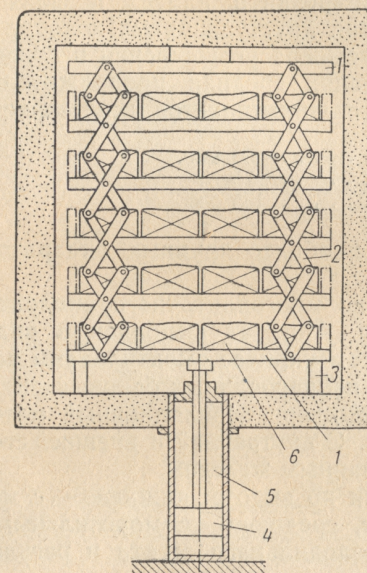


Рис. 72. Схема многоплиточного аппарата с нижним расположением гидравлического пресса и с пантографами:

1 — плита, 2 — пантограф, 3 — подставка, 4 — поршень пресса, 5 — гидравлический пресс, 6 — продукт

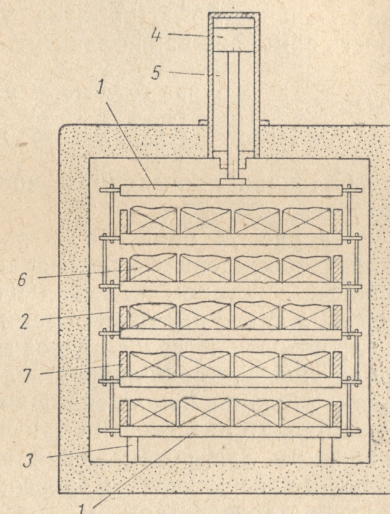


Рис. 73. Схема многоплиточного аппарата с верхним расположением гидравлического пресса:

1 — плита, 2 — болты, 3 — ограничитель, 4 — поршень пресса, 5 — гидравлический пресс, 6 — пакеты, 7 — подставки

конца цикла с помощью клапана, автоматически перепускающего масло из цилиндра гидравлического пресса в масляный ресивер.

В более поздних конструкциях (рис. 73) для создания лучших условий для организации погрузочно-разгрузочных работ гидравлический пресс 5 перемещен вверх и установлен под изолированной крышкой шкафа, в связи с чем неподвижной стала нижняя плита, а верхняя — подвижной.

Вместо сложных пантографов применяют подставки 7, регулирующие расстояния между плитами в зависимости от толщины продукта.

Охлаждающие плиты соединены болтами 2, дающими возможность раздвинуться в известных пределах, когда поршень гидравлического пресса занимает верхнее положение.

Вместо плит имеются конструкции и с раздвижными блоками. Плиточные аппараты обеспечивают высокую производительность на единицу площади пола (более 2—3 т/м²). Применение непосредственного испарения в плитах позволяет иногда отказаться от использования двуступенчатых холодильных установок для поддержания температуры кипения в пределах $-30 \div -35^\circ$. При этих условиях средняя продолжительность замораживания зависит от толщины пакетов и составляет:

при толщине 30 мм	50 мин.
» » 50 »	75 »
» » 65 »	135 »

Суточная производительность наиболее крупных аппаратов достигает 20—25 т.

На рис. 74 показано устройство многоплиточного аппарата для рыбофилейного производства. Аппарат выполнен в виде шкафа, в котором на металлическом каркасе смонтированы все части. Каркас имеет два съемных изолированных боковых щита, пол, потолок и две двустворчатые двери. Изоляционный материал «изофлекс» толщиной 50 мм. С внутренней и внешней стороны изоляция защищена оцинкованным железом.

Аппарат разделен на три части по высоте: нижнюю — с механизмом для перемещения плит, среднюю — с морозильными плитами, верхнюю — с запасом холодильного агента и регулирующим устройством.

Плиты перемещаются с помощью гидравлического масляного пресса, масляного насоса с электромотором и контрольного прибора, поддерживающего определенное давление на продукт.

В аппарате одиннадцать плит, из которых все, кроме верхней, имеют возможность вертикального перемещения.

После окончания загрузки плиты поднимаются гидравлическим механизмом, сдавливая продукт до 0,1 кг/см².

Расстояние между плитами можно регулировать в пределах от 20 до 70 мм.

Каждая плита представляет собой испарительную секцию, в которой кипит аммиак.

В верхней части аппарата находится сборник жидкого агента. К сборнику присоединен вертикальный коллектор и к нему резиновые бронированные гибкие шланги, по которым агент подается к плитам. Отсос пара осуществляется с помощью таких же шлангов. В верхней части аппарата смонтирована регулирующая станция с ручным и поплавковым вентилем.

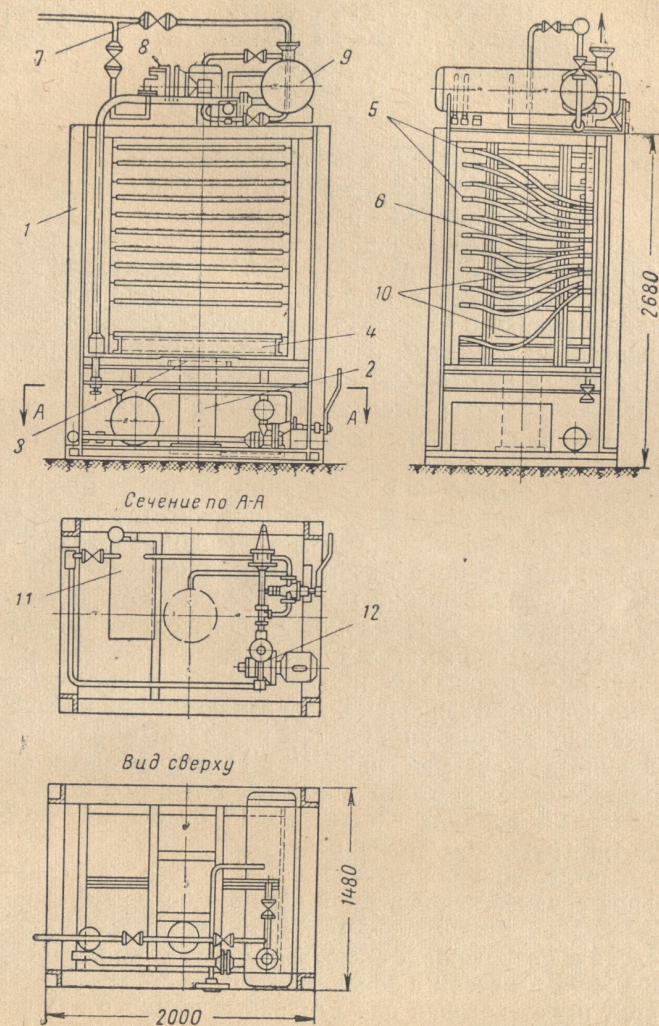


Рис. 74. Многоплиточный аппарат для рыбофилейного производства:

1 — каркас, 2 — гидравлический цилиндр, 3 — подъемный стол, 4 — подъемная рама, 5 — испарительная плита, 6 — направляющие для плит, 7 — регулирующий вентиль, 8 — отделитель жидкости, 9 — бронированные резиновые шланги, 11 — бак для масла, 12 — масляный насос с мотором

Размер плит: $1300 \times 1100 \times 40$ мм. Число плит 11. Габариты аппарата: $2000 \times 1480 \times 2915$ мм.

При температуре испарения -35° производительность такого аппарата достигает 5 т/сутки. Такие аппараты применяются с 20 плитами.

Основные преимущества описанного аппарата: быстрое и равномерное замораживание продукта при эффективной теплопередаче; высокая удельная производительность аппарата, отнесенная к единице объема занимаемого помещения; сохранение формы замороженного продукта; удобство обслуживания; отсутствие промежуточного хладоносителя; хорошая возможность поддержания высокого уровня санитарного состояния.

К основным недостаткам следует отнести: отсутствие непрерывного процесса (может быть осуществлен только путем установки ряда аппаратов); высокая стоимость; большие затраты ручного труда при загрузке и выгрузке продуктов; невозможность использования для разных продуктов.

Проблема комплексной механизации крупных морозильных цехов с обеспечением непрерывности (поточности) производства мороженных продуктов может быть успешно разрешена путем устройства линий из морозильных многоплиточных аппаратов.

Примером такого решения может служить морозильный цех китобазы «Советская Украина». Все производство мороженого мяса, включающее подготовку к замораживанию, замораживание, глазировку, взвешивание и упаковку, здесь полностью механизировано и автоматизировано. Морозильный цех обслуживает 44 вертикальноплитных аппарата с рассольным охлаждением, группированных в четыре линии по 11 аппаратов в каждой. Производительность каждого аппарата достигает 2,14 т/сутки.

Морозильный аппарат состоит из 12 отделений, скомпонованных в три группы по четыре отделения.

Каждое отделение образуется полыми металлическими плитами: одной средней неподвижной и двумя боковыми — подвижными.

Отделения позволяют формовать мясо в блоки размером $795 \times 495 \times 95$ мм весом в 36 кг.

Аппарат имеет крышки для верхней загрузки и нижней разгрузки продуктов.

Линия морозильных аппаратов обслуживается загрузочными и разгрузочными тележками. Открывание и закрывание крышек аппарата, перемещение плит и движение тележек осуществляется автоматически, с помощью программного устройства и гидравлической (масляной) системы.

При режиме замораживания через плиты аппаратов циркулирует рассол CaCl_2 при температуре -37° . Перед разгрузкой осуществляется оттайка теплым рассолом с температурой 10° .

Взаимное расположение замораживающих плит одной секции, состоящей из четырех отделений, показано на рис. 75.

В процессе замораживания боковые плиты вследствие расширения продукта несколько отодвигаются от средних плит, что необходимо для предотвращения поломки.

Смонтированные на ферме боковые плиты морозильного аппарата направляются при их движении от средних плит бронзовыми ползунками, находящимися в опорных лапах фермы.

Боковые плиты прижимаются четырьмя тяговыми пружинами к средней плите. Балансир для раздвигания, находящийся на лобовых стенках средней плиты, соединен с фермами обеих боковых плит четырьмя толкателями, уложенными в седлах полушарий.

Три балансира подключены с помощью подвижной рейки к торцовой стороне аппарата. Плиты раздвигаются нажимом гидравлического цилиндра на консоле подвижной рейки. С последней движение передается через балансиры и толкатели на боковые плиты. Нажимные пружины при этом натягиваются. Процесс раздвигания плит управляется программным механизмом. Морозильный аппарат закрывается 12 вращающимися в раме откидными крышками.

Крышки откидываются при помощи двух подвешенных на шарнирах гидравлических цилиндров.

Под боковыми стенками откидных крышек имеются изогнутые по кривой шины для набегания, которые служат для автоматического открывания и закрывания клапанов загрузочной тележки.

Подъем и опускание рамы вместе с откидными крышками осуществляется автоматически с помощью гидропривода.

Отделение морозильного аппарата закрывается снизу шестью откидными поворотными днищами.

Открытие и закрытие днищ управляется программным механизмом.

Переключение подачи с холодного рассола на теплый и наоборот производится с помощью двух трехходовых гидравлических клапанов, управляемых по программе.

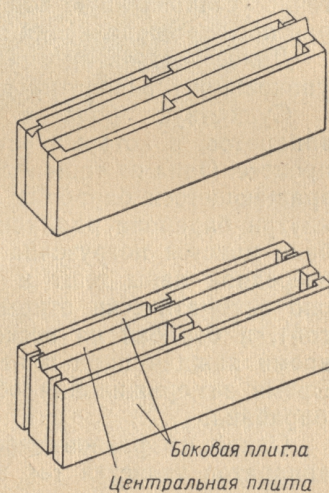


Рис. 75. Схема взаимного расположения охлаждающих плит морозильного аппарата на китобазе «Советская Украина»

В положении «замораживание» оба клапана отключают теплый и включают коммуникации подвода и отвода холодного рассола.

Переключение на положение «оттаивание» происходит после того, как холодный рассол в плитах полностью будет заменен теплым. В положении «оттаивание» оба клапана закрывают приток и отвод холодного рассола. Подвод рассола к плитам осуществляется с помощью гибких шлангов.

После окончания процессов замораживания и оттайки автоматически открываются нижние крышки отделений, боковые плиты раздвигаются и блоки в количестве 12 шт. выпадают в точно установленную под аппарат разгрузочную тележку, которая после ее заполнения откатывается к месту выгрузки.

Далее идет автоматическая линия глазировки, взвешивания, упаковки и транспортировки в камеры хранения.

Существуют более сложные конструкции многоплиточных аппаратов, в которых осуществляется непрерывный поточный процесс. Одна из типичных конструкций этого класса состоит из вращающегося барабана и морозильных плит, смонтированных внутри барабана радиально по отношению к его оси. В барабане имеется погрузочно-разгрузочное отверстие. При подходе очередной пары плит к погрузочно-разгрузочному отверстию оно автоматически открывается (плиты отходят одна от другой), и барабан на несколько секунд останавливается. В это время каждая пара плит разгружается, а затем загружается. Время замораживания обычно равно времени одного оборота барабана.

Одной из разновидностей современных скороморозильных аппаратов является так называемый мембранный аппарат для замораживания продуктов в блоках.

Аппарат предназначен для формовки блоков пищевых продуктов с одновременным их замораживанием.

Основным узлом аппарата является прямоугольная коробка с формами для блоков (рис. 76). Коробка имеет опускающееся дно. Внутри коробки установлены в вертикальном положении мембранные камеры.

Каждая из них состоит из двух стальных пластин, соединенных между собой резиновыми манжетами.

Между мембранными камерами перпендикулярно их стенкам вставлены металлические перегородки — ограничители.

В пространстве между мембранами и ограничителями образуются блоки продукта.

Мембранные камеры питаются охлаждающим рассолом. Под давлением рассола, проходящего через мембранную камеру, манжеты растягиваются и мембраны раздвигаются примерно на 20 мм.

Когда блоки заморожены, рассол удаляется и в мембранных камерах создается небольшое разрежение, мембраны отодвигаются, блоки остаются на дне коробки и вместе с дном опускаются вниз. Далее блоки по наклонной плоскости скатываются на конвейер. После поднятия дна на прежнее место цикл заморозки повторяют. Показанный на рис. 76 аппарат (автор

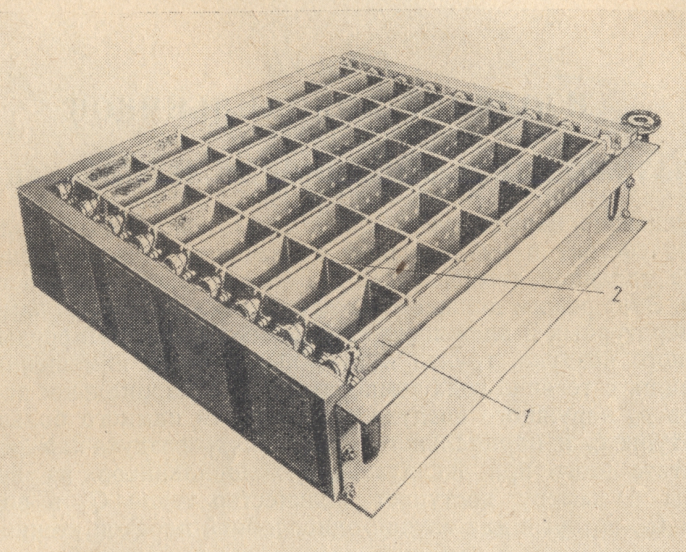


Рис. 76. Общий вид коробки с камерами мембранного аппарата:
1 — корпус, 2 — мембранная камера

А. П. Шефер) имеет 48 блокообразователей при единовременной емкости 350 кг. Замораживаются блоки в упаковке из крафт-бумаги. Недостатком подобных аппаратов является применение промежуточного хладоносителя — рассола; что увеличивает расход энергии на заморозку.

Для придания универсальности делаются успешные попытки создать аппараты с гибкими плитами, например устройство резиновых мешков, между которыми может быть уложен продукт неправильной формы. После подачи рассола в такие мешки под давлением получается плотное прилегание к продукту, обеспечивающее хорошую теплопередачу.

Глава VII

ИЗОЛЯЦИЯ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

НАЗНАЧЕНИЕ И ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Основное назначение изоляционных конструкций холодильников состоит в поддержании в камерах и охлаждающей системе заданной температуры и относительной влажности воздуха. Этот режим должен соблюдаться независимо от изменения температурных и влажностных условий их внешней среды — наружного воздуха, грунта и смежных с ними помещений. Как правило, в течение года температура t_n и парциальное давление паров p_n наружного воздуха оказываются намного больше температуры t_k и парциального давления p_k воздуха камеры. В результате этого при эксплуатации холодильников из внешней среды в камеру поступает количество тепла Q_1 и водяного пара G_1 , которые для случая однослойной плоской стенки могут быть определены с помощью следующих выражений

$$Q_1 = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (t_n - t_k) F_n \text{ ккал/час}; \quad (1)$$

$$G_1 = \frac{\mu_1}{\delta_1} (p_n - p_k) F_n \text{ кг/час}. \quad (2)$$

Выражение (2) определяет количество влаги, проникающей в камеру в результате диффузии паров через стенку, оказывающей сопротивление этому процессу, равное

$$R = \frac{\delta_1}{\mu_1} \text{ м}^2 \text{ час. мм рт. ст./г},$$

где μ_1 — коэффициент паропроницаемости, определяющий количество влаги в граммах, проникающее через 1 м² стенки толщиной 1 м в течение часа при разности парциальных давлений пара с обеих сторон стенки в 1 мм рт. ст.

В выражениях (1) и (2) значения температуры и парциального давления паров у поверхности стенки приближенно приняты равными их значениям для наружного воздуха

($t_n \cdot p_n$) и воздуха камеры ($t_k \cdot p_k$). Согласно этим зависимостям в стенке будет иметь место линейное распределение температур и парциального давления водяного пара (рис. 77).

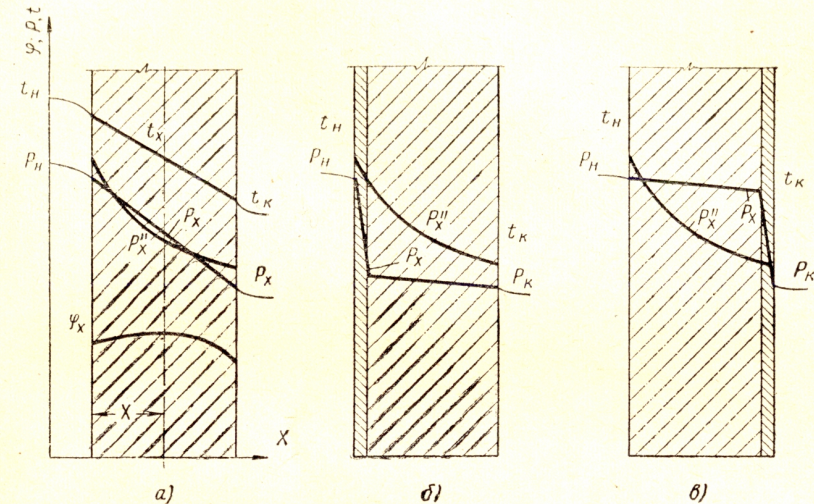


Рис. 77. Графики изменения температуры и парциального давления пара в изоляционной стенке холодильника

По значениям температуры t_x стенки можно построить кривую парциальных давлений пара p''_x в состоянии насыщения при этих температурах, а затем и кривую относительной влажности воздуха, так как

$$\varphi_x = \frac{p_x}{p''_x} \text{ (см. рис. 77)}$$

Если в сечении x температура стенки окажется равной точке росы, то в нем и в слоях, близко расположенных к камере, т. е. где температура будет ниже точки росы, произойдет частичная конденсация паров. Здесь в каждом сечении x парциальное давление паров будет равно их давлению в состоянии насыщения p''_x при температуре t_x . Если температура t_x окажется ниже 0°, то процесс конденсации будет сопровождаться также процессом вымораживания влаги. Эти явления могут значительно ухудшить изоляционные свойства теплограждающей конструкции камер и привести к ее разрушению. Одновременно они приводят к поступлению части диффундируемой влаги в камеру и обратному движению воздуха из камеры через изоляционный слой во внешнюю среду, так как в ней парциальное

давление воздуха будет ниже на величину, равную разности парциальных давлений паров снаружи и внутри камеры.

Объясняется это тем, что в стенке и с обеих ее сторон общее давление p паровоздушной смеси равно атмосферному, состоящему из суммы парциальных давлений воздуха p_v и пара p_n , откуда с понижением парциального давления паров в стенке и камере соответственно повышается парциальное давление воздуха.

В табл. 15 приведены значения максимальной упругости водяного пара в воздухе, т. е. его парциальное давление в состоянии насыщения для различных температур при барометрическом давлении $p = 755$ мм рт. ст.

Таблица 15
Значения максимальной упругости водяного пара в воздухе

°C	p_n мм рт.ст.	°C	p_n мм рт.ст.	°C	p_n мм рт.ст.
50	92,51	20	17,54	-10	1,95
40	55,32	10	9,21	-20	0,77
30	31,82	0	4,58	-30	0,28

Если учесть, что коэффициент паропроницаемости для подавляющего числа изоляционных материалов составляет 10^{-4} г/м час. мм рт. ст., то, пользуясь данными табл. 15 и выражением (2), получим относительно малые величины потока влажности, проникающего в камеру извне. Такое количество влаги вызывает некоторое увеличение потребной холодопроизводительности на отвод тепла при выделении влаги (инея) на приборах охлаждения камеры. Однако в калорических расчетах холодильника его можно не учитывать.

Следует иметь в виду, что наличие непрерывного процесса проникновения влаги через толщу изоляции в течение почти всего года эксплуатации холодильника может вызвать значительное ухудшение изоляционных свойств теплоограждающей конструкции и даже привести к необходимости полной замены изоляции. Объясняется это тем, что изоляционные материалы обычно состоят из твердой пористой оболочки-каркаса, образующей замкнутые и небольших размеров (иногда доли миллиметра) ячейки, заполненные воздухом или другим газом. Объем, занимаемый изоляционным материалом, составляет незначительную часть (от 20 до 1%). Изоляционными свойствами здесь обладает воздух, который находится в спокойном состоянии. Коэффициент теплопроводности его составляет $0,02$ ккал/м час °C. При диффузии пара через толщу изоляции и конденсации его в

ячейках последние постепенно заполняются влагой, коэффициент теплопроводности которой составляет $0,5$ ккал/м час °C, а при вымораживании ее — $1,9$ ккал/м час °C (состояние льда). Кроме того, сам процесс диффузии паров в толще изоляции также значительно повышает коэффициент теплопроводности изоляционных материалов.

Изоляционные материалы обладают, кроме того, сорбционной способностью поглощать влагу, а также впитывать ее при непосредственном соприкосновении с водой. Находясь в атмосфере воздуха, изоляционный материал абсорбирует влагу до установления равновесного состояния, при котором давление насыщенного пара у поверхности материала, омываемого воздухом, не станет равным парциальному давлению паров окружающего воздуха.

В зависимости от состояния внешней среды (температура и относительная влажность воздуха) и гигроскопичных свойств изоляционного материала, последний абсорбирует определенное предельное для этих условий количество влаги. Следовательно, изоляционные материалы различаются также свойствами гигроскопичности, которые необходимо учитывать при определении их коэффициента теплопроводности.

Поэтому практическое значение коэффициента теплопроводности теплоограждающих конструкций определяют не для абсолютно сухих изоляционных материалов, из которых они состоят, а при том содержании влаги в них, которое отвечает условиям эксплуатации (t ; ϕ) и гигроскопичным свойствам соответствующей изоляции.

Изоляционные материалы, содержащие в себе только гигроскопичную влагу, называются сухими. Изоляционные материалы, в которых содержание влаги превышает «равновесную» влажность, называются увлажненными. Степень увлажнения материалов, превышающая их максимальное гигроскопичное увлажнение, может быть различной, и она зависит от свойств влагопоглощения, определяемых смачиваемостью твердой оболочки материала, и его структуры водой.

Увеличение влажности, превышающее максимальную гигроскопичную, может произойти как путем конденсации паров в слоях изоляции при температурах в них ниже точки росы, так и путем поглощений капельной воды.

Таким образом, изоляционный материал может содержать в различных видах связи и происхождений влагу, существенно влияющей на его изоляционные свойства и долговечность.

Наконец, изоляционные материалы могут в себе содержать так называемую построечную и гравитационную влагу.

В связи с этим изоляция холодильников должна иметь малую гигроскопичность, влагоемкость, паропроницаемость и необходимую морозостойкость.

Она должна также удовлетворять специальным требованиям, определяемым условиями хранения пищевых продуктов: не иметь запаха, быть невосприимчивой к запахам и обладать стойкостью к проникновению грызунов.

Остальные требования, предъявляемые к изоляционным материалам, должны отвечать задачам, вытекающим из условий их строительства. Исходя из этого, изоляционные материалы должны быть низкотеплопроводными, температуростойкими (не должны изменять своих изоляционных свойств при охлаждении или нагревании, огнестойкими или трудногорючими, прочными (для засыпной изоляции требуется минимальная осадка), эластичными, легко обрабатываемыми, удобными для транспортировки и монтажа, химически инертными, недифицитными, сравнительно дешевыми, долговечными и не требовать специального ухода.

В понятие холодильная изоляция входит не только изоляция охлаждаемых помещений на холодильниках, но также изоляция холодильных аппаратов, трубопроводов и установок глубокого охлаждения.

Следует иметь в виду, что стоимость изоляции холодильника составляет 25—40% всего строительства. Кроме того, даже при наличии хорошей изоляции на покрытие холодопотерь через нее затрачивается значительное количество энергии. На распределительных холодильниках, например, они составляют 40—50% всей мощности холодильной установки. Если к тому же учесть влияние внешних теплопритоков в камеру на усушку хранимых продуктов и ухудшение в связи с этим их качества, то станет ясно, что вопросам изоляции холодильников (изыскание и освоение новых видов, правильное проектирование, монтаж и эксплуатация изоляционных конструкций и др.) необходимо уделять большое внимание.

ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ИЗОЛЯЦИОННЫХ И СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Основным показателем качества изоляционных материалов является коэффициент теплопроводности λ ккал/мчас°C. Необходимо, чтобы коэффициент теплопроводности материалов существенно не менялся с течением времени в результате увлажнения, осадки, появления трещин, микробиологических воздействий и др. Интервал изменения теплопроводности примерно

составляет: для строительных материалов 0,15—2,5 ккал/мчас°C, для изоляционных материалов 0,02—0,15 ккал/мчас°C.

Как уже отмечалось выше, изоляционные материалы представляют собой вещества, состоящие из большого числа твердых частиц, отделенных друг от друга порами различной формы и размеров, которые заполнены газом (чаще всего воздухом) с низким коэффициентом теплопроводности.

Теплопередача через изоляционные материалы состоит:

из теплопроводности через твердый порообразующий скелет; тепловые потоки, проникающие через изоляцию, преодолевают извилистый и достаточно длинный путь по стенкам перегородок, сечения которых очень малы, благодаря чему термическое сопротивление материала велико;

из теплопроводности и конвекции газа в порах;

из излучения между стенками пор.

Следовательно, под коэффициентом теплопроводности изоляционного материала следует понимать условный (эквивалентный) коэффициент, который численно характеризует свойство материала передавать тепловую энергию одновременно всеми указанными выше способами.

При замене воздуха изоляции многоатомными газами (например, углекислотой), которые являются нетеплопроводными, коэффициент теплопроводности газовой части снижается примерно на 30%.

Теплопроводность изоляционных и строительных материалов зависит главным образом от объемного веса, конфигурации и размеров пор, химического состава и структуры твердых частей, температуры, содержания влаги.

Объемный вес. Теплопроводность в значительной мере зависит от объемного веса. Чем выше пористость материала, тем ближе λ материала к его значению для спокойного воздуха. Чем меньше пористость материала, тем он ближе к λ твердых составных частей.

Размеры и форма пор. Хорошими изоляционными свойствами обладает тот материал, который состоит из мелких и закрытых пор. При наличии мелких пор путь через твердые составляющие материалы получается более длинным. Кроме того, при мелкопористой структуре имеет место повышенное термическое сопротивление теплоотдачи от поверхности к воздуху пор.

В крупных порах поверхности противостоят друг другу с большими разностями температур, чем в мелких. Поэтому теплопередача в них радиацией, которая пропорциональна разности четвертых степеней абсолютных температур, будет интенсивнее.

Эквивалентные значения для λ воздуха (с учетом лучеиспускания), находящегося в порах в зависимости от размера пор, следующие (по Камереру):

Диаметр пор, мм	Эквивалентный коэффициент теплопроводности
0	0,020
0,5	0,022
1,0	0,026
5,0	0,040
10,0	0,062

Во многих случаях форма пор значительно влияет на коэффициент теплопроводности. Например, испытания теплопроводности волокнистых веществ показывают, что тепловой поток, идущий вдоль волокон, иногда в 2 раза превышают поток, проходящий поперек волокон.

При недостаточно уплотненных волокнах наблюдается также конвективная теплопередача в воздухе между отдельными волокнами. Поэтому у таких материалов иногда наблюдается увеличение коэффициента теплопроводности при уменьшении объемного веса; для них имеет место минимум функции $\lambda = f(\gamma)$, зависящей от рода волокон, их длины и уплотнения.

Влияние температуры. Как показал опыт, для изоляционных и строительных материалов коэффициент теплопроводности возрастает с повышением температуры.

Эта зависимость выражается уравнением

$$\lambda = \lambda_0 (1 + bt),$$

где λ_0 — значение коэффициента теплопроводности при 0°C ;
 b — постоянная, определяемая опытным путем.

Для пробковых плит, в частности, можно считать, что на каждые 10° происходит рост λ от 0,001 до 0,002 ккал/м·с·°C.

Влияние температуры на теплопроводность тем меньше, чем меньше размеры пор.

Строение и структура твердых составных частей. Молекулярное строение твердых составных частей в большей степени влияет на теплопроводность, чем химический состав. Структура изоляционных материалов бывает: с сообщающимися порами; с замкнутыми порами; зернистого строения; волокнистого строения с упорядоченным, правильным расположением волокон; волокнистого строения с неупорядоченным расположением волокон.

Лучшей считается структура с замкнутыми порами вследствие незначительной влагопоглощаемости, паропроницаемости и отсутствия конвективных потоков.

Влияние влажности. Увеличение теплопроводности при увлажнении материалов объясняется рядом факторов. Прежде всего согласно законам капиллярности влага проникает в самые мелкие, т. е. в наиболее ценные с точки зрения изоляционных свойств, поры материала, вытесняя из них воздух и образуя как бы тепловые мостики (теплопроводность воды в 15—20 раз выше теплопроводности воздуха).

На величину теплопередачи влияет также диффузия водяных паров от одной части изоляционного материала к другой.

Этими факторами объясняется то обстоятельство, что даже незначительное увлажнение материалов, приводящее к сравнительно небольшому росту объемного веса, сильно увеличивает коэффициент теплопроводности.

Характер изменения λ в зависимости от влажности у органических материалов иной, чем у неорганических, несмотря на то, что в их основе лежат одни и те же физические процессы.

Органические материалы влага заполняет до полного насыщения. При этом изменяется не столько пористая их структура, сколько теплопроводность твердых составных частей.

Влияние влажности на λ для органических материалов меньше, чем для неорганических. Однако некоторые органические изоляционные материалы при одинаковых условиях увлажнения в большей степени, чем неорганические.

Влияние излучения. Передача тепла от стенок пор осуществляется частично в результате лучеиспускания. Для уменьшения влияния излучения в изоляцию включают материалы, интенсивно отражающие лучистую энергию. Например, в волокнистые и твердые материалы включают алюминиевый порошок, в стеклянную вату — алюминиевую фольгу. Указанные мероприятия позволяют уменьшить коэффициент теплопроводности на 10—20%. В настоящее время успешно используют так называемую альфоль-изоляцию, которая состоит из воздушных слоев, ограниченных тонкими алюминиевыми листами.

УВЛАЖНЕНИЕ ИЗОЛЯЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ. ПАРОИЗОЛЯЦИЯ

Увлажнение изоляционных материалов зависит от гигроскопической равновесной влажности, капиллярного всасывания влаги и паропроницаемости.

Однако не все изоляционные материалы обладают этими свойствами. В некоторых материалах отсутствуют одно или два

из этих свойств. В последнее время получены материалы, не обладающие ни одним из этих свойств.

Увлажнение вследствие гигроскопичности происходит из-за связывания влаги материалом путем абсорбции, адсорбции и капиллярной конденсации. Последняя происходит вследствие снижения упругости пара над вогнутыми мениском в капиллярах. Для каждого материала существует определенная влажность, соответствующая данной температуре и относительной влажности воздуха.

В табл. 16 приведены данные для равновесной влажности материалов при различной относительной влажности окружающего воздуха.

Таблица 16

Равновесная влажность строительных и изоляционных материалов между 0 и 20° (средние величины)

Материал	Объемный вес, кг/м³	Влажность в весовых процентах при относительной влажности воздуха, %			
		30	60	90	100
Древесина (среднее значение)		6,2	10,3	17,9	31,0
Хладоизоляционные материалы:					
пробка натуральная	162	2,8	5,3	9,5	18,5
пробковые плиты	105	2,0	3,0	4,3	9,4
пробкосмоляные плиты	194	1,2	2,0	3,2	9,2
легкие торфоплиты пропитанные	235	10,3	17,0	27,5	56,0
Искусственные материалы:					
ипорка (мочевина)	14	1,2	2,0	4,4	35,0
тропорит (феноловая смола)	74	1,3	2,0	4,5	21,6
Изофлекс (ацетилцеллюлоза):					
прозрачная	12	2,0	4,0	8,0	20,0
черная	14	1,5	3,0	5,4	12,3
Шлаковая вата:					
нормальная, рыхлая	147	Менее 1,0			5
битумизированная, уплотненная	402	Менее 1,0			3
Строительные материалы:					
маты из водорослей	80		26		104
плиты из древесных волокон, нормальные	223	7,0	11,0	18,5	32
плиты из древесного волокна, связанные цементом и магнезитом	350—450	4,7	8,7	14,2	29
картонные плиты		4,8	8,0	15,2	35

Капиллярное всасывание влаги в холодильной изоляции может происходить при нарушении строительной конструкции или в тех случаях, когда на поверхности образуется роса.

Для изоляционных материалов желательно иметь возможно меньшее значение величины капиллярной всасываемой влаги. В целях количественной оценки поглощения влаги вводят понятие о влагонепроводности, аналогичное теплопроводности. Эта величина может быть определена по формуле

$$G = -Fx \frac{df}{ds} \text{ кг/час}, \quad (3)$$

где G — количество воды, переносимое в час, кг/час;

F — площадь проводящего слоя перпендикулярно к направлению движения влаги, м²;

x — коэффициент пропорциональности, характеризующий данный материал, м²/час;

f — влагосодержание материала, кг/м³;

s — длина пути в направлении движения влаги, м.

Определяя из опыта значение x , можно рассчитать для данного слоя количество переносимой влаги.

У ряда удовлетворительных изоляционных материалов капиллярное всасывание почти отсутствует. Поэтому увлажнение их происходит только вследствие равновесной гигроскопичности и диффузии водяных паров. К таким изоляционным материалам относятся пробки, битумизированные плиты из шлаковой ваты, ряд пенопластиков и др.

Интенсивное капиллярное всасывание наблюдается у ипорки (мипоры), небитумизированных шлаковых плит, торфоплит, а также у плит из древесных опилок или волокон.

Для того чтобы материал не увлажнялся с течением времени, он должен быть не только негигроскопичным и неспособным к капиллярному влагопоглощению, но также не должен обладать диффузионной проницаемостью для водяных паров.

Негигроскопичные и неспособные к капиллярному всасыванию материалы могут интенсивно увлажняться, если они проницаемы для паров. Поэтому проницаемость диффузии является важным показателем при характеристике изоляционного материала. В качестве характеристики сопротивления диффузии паров иногда, кроме коэффициента проницаемости μ , вводят коэффициент сопротивления диффузии паров — отношение сопротивления диффузии данного материала к сопротивлению диффузии через воздушный слой той же толщины; коэффициент сопротивления диффузии для воздуха равен 1.

Почти все применяемые изоляционные материалы в значительной степени являются проницаемыми для водяных паров.

Процесс увлажнения изоляции является непрерывным. Из года в год количество влаги в изоляции будет увеличиваться, а изоляционная способность соответственным образом будет

уменьшаться. Поэтому в качестве защиты изоляционных конструкций от диффузии водяного пара применяют специальные материалы с очень малым значением коэффициента паропроницаемости.

В табл. 17 приведены значения коэффициента паропроницаемости рулонного пароизоляционного материала.

Таблица 17

Характеристика пароизоляционных материалов

Материал	Коэффициент паропроницаемости, г/м час мм рт.ст.	Толщина слоя, мм	Сопротивление паропроницанию, м ² час мм рт.ст./г
Рубероид одинарный	—	1,5	8,3
Пергамин	—	0,4	2,5
Толь кровельная	—	1,9	3,0
Кровельный ковер:			
трехслойный (два слоя пергамина и слой рубероида на мастике)	—	10,0	18,6
двухслойный (пергамин и рубероид на мастике)	—	6,0	12,8
Пластифицированный борулин	0,0144·10 ⁻²	1,5 2,0	10,5 14,0
Гидроизол	0,0183·10 ⁻²	0,7	4,0
Окраска горячим битумом (тщательная) за один раз	—	—	2,0
Сплошной слой битума (без пузырей и раковин)	0,0133·10 ⁻²	1,0	7,5
Полиэтиленовая пленка	0,000075·10 ⁻²	0,07	93,5
		0,15	200,0
Перфолевая пленка	0,003·10 ⁻²	0,07	23,0
		0,15	50,0

Изоляционный материал не должен иметь механических повреждений в слое пароизоляции. Наличие повреждений и недостаточно тщательное выполнение работ, как правило, приводят к увлажнению всей конструкции холодильника.

Ниже приводится расчет влажностного режима при стационарных условиях диффузии водяного пара через стену камеры холодильника. При этом предполагается, что конденсация пара внутри ограждения отсутствует.

Для количества водяного пара, которое будет диффундировать в стационарных условиях через однородную плоскую стену толщиной δ , согласно выражения (2) можно написать

$$G = \frac{\mu}{\delta} (p_n - p_v) F \tau, \text{ г},$$

где p_n и p_v — упругости водяного пара с наружной и внутренней сторон стены, мм рт. ст.;

F — площадь, м²;

μ — коэффициент паропроницаемости материала, г/м час мм рт. ст.

Если происходит диффузия водяного пара через слой, то последний оказывает потоку пара сопротивление паропроницанию, равное

$$R_n = \frac{\delta}{\mu}.$$

Полное сопротивление $R_{o.n}$, которое оказывает ограждение потоку диффундирующего через него водяного пара, составит

$$\begin{aligned} R_{o.n} &= R_{v.n} + R_{1.n} + R_{2.n} + \dots + R_{n.n} + R_{n.n} = \\ &= R_{v.n} + \frac{\delta_1}{\mu_1} + \frac{\delta_2}{\mu_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\mu_n} + R_{n.n}, \end{aligned} \quad (4)$$

где $R_{1.n}$ и $R_{2.n}$ — сопротивление паропроницанию отдельных слоев ограждения;

n — число всех слоев ограждения;

$R_{v.n}$ — сопротивление паропереходу у внутренней поверхности ограждения, м² час мм рт. ст./г;

$R_{n.n}$ — сопротивление паропереходу у наружной поверхности ограждения.

Сопротивления паропереходу аналогичны сопротивлениям теплоотдаче.

К. Ф. Фокин рекомендует при расчетах принимать: у внутренней поверхности ограждения $R_{v.n} = 0,2 \text{ м}^2 \text{ час мм рт. ст./г}$; при наличии ветра $R_{n.n} = 0,1 \text{ м}^2 \text{ час мм рт. ст./г}$.

Благодаря сопротивлению паропроницанию ограждения водяной пар, диффундируя через него, понижает свою упругость от величины p_n до величины p_v . В слое однородного материала падение упругости идет по прямой линии. Если ограждение состоит из нескольких слоев, падение упругости водяного пара будет представлять собой ломаную линию. Более интенсивное падение упругости будет в слоях, состоящих из малопаропроницаемых материалов.

Для построения линии падения упругости водяного пара в слоистом ограждении необходимо знать величину упругости водяного пара на границах слоев, которые определяются по формуле

$$p_v = p_n - \frac{p_n - p_v}{R_{o.n}} \sum_{n=1} R_n, \quad (5)$$

где p_v — упругость водяного пара на внутренней поверхности любого слоя конструкции;

$\sum_{n=1} R_{\text{и}}$ — сумма сопротивления паропрониканию $n - 1$ первых слоев, считая от внутренней поверхности ограждения и включая сопротивление паропереходу.

Если в ограждении имеет место конденсация водяных паров, то все приведенные выше формулы справедливы только для тех слоев ограждения, в которых она отсутствует.

Для определения наиболее эффективного расположения пароизоляционного слоя в теплоограждающей конструкции холодильника можно использовать выражение (5) и графики изменения температуры и парциального давления пара в теплоограждающей стенке при различном расположении в ней пароизоляционного слоя, приведенные на рис. 77. Пароизоляционный слой расположен со стороны более высокой температуры. В нем происходит резкое падение парциального давления пара. Следовательно, кривая парциального давления в слое изоляции значительно удаляется от кривой парциальных давлений насыщенного пара, отвечающей температурному распределению в стенке. Поэтому конденсация влаги здесь исключается. Наоборот, при расположении пароизоляционного слоя с холодной стороны кривая парциальных давлений пара в слое изоляции перемещается вверх и при пересечении с кривой насыщенного пара происходит конденсация влаги.

Таким образом, если располагать пароизоляционный слой с теплой стороны стенки, то увлажнения изоляции не будет. Наоборот, при постановке его с холодной стороны будут созданы благоприятные условия для конденсации влаги в изоляции. Поэтому пароизоляционный слой следует располагать только с теплой стороны теплоограждающей конструкции.

Отсутствие пароизоляционного слоя с холодной стороны создает благоприятные условия для сушки изоляции в процессе ее эксплуатации. При этом влага, попадающая по каким-либо причинам в изоляционный слой, будет беспрепятственно отводиться воздухом камеры. С внутренней стороны пароизоляцию ставят лишь как дополнение к наружной. Это делают в тех случаях, когда в условиях эксплуатации в камере температура может быть выше, чем с внешней стороны. При установке пароизоляции с обеих сторон стенки необходимо особенно тщательно следить за тем, чтобы в процессе монтажа не произошло увлажнение изоляции.

В последнее время при установке пароизоляционных слоев с обеих сторон теплоограждающей конструкции в слое изоляции

со стороны камеры стали делать воздушные каналы, по которым циркулирует сухой и охлажденный воздух. Циркулирующий по каналам воздух поглощает влагу из изоляции и, проходя через дефлегматор осушающей установки, выделяет ее, а затем вновь возвращается в каналы.

Потребность в холоде дефлегматорных установок невелика. Применение их в осушающих системах теплоизоляционных конструкций холодильников оказывается особенно эффективным в низкотемпературных камерах в условиях нестационарных режимов их эксплуатации.

В тех случаях, когда изоляция состоит из нескольких слоев, их проклейка битумом или другими материалами по всей поверхности нежелательна, так как при этом кривая парциальных давлений пара приближается к кривой насыщения.

Это может привести к условиям конденсации влаги в изоляции и вызвать затруднения в ее осушке.

При расчете теплопритоков через холодильную изоляцию с учетом ее увлажнения можно пользоваться значениями коэффициентов теплопроводности для отечественных материалов (табл. 18).

Таблица 18

Расчетные коэффициенты теплопроводности изоляционных материалов

Наименование изоляционных материалов	Коэффициент теплопроводности при наклеивке пароизоляции, плитной термоизоляции и первого слоя пенобетона горячим битумом (последующие слои пенобетона—цементным раствором), $\frac{\text{ккал}}{\text{м} \cdot \text{час} \cdot \text{град}}$	
	на вертикальную поверхность	на горизонтальную поверхность
Плиты из отходов натуральной пробки:		
обыкновенные $\gamma = 200 \text{ кг/м}^3$	0,06	0,05
экспанзит $\gamma = 100 \text{ кг/м}^3$	0,05	0,04
Минеральная пробка $\gamma = 350 \text{ кг/м}^3$	0,07	0,06
Торфоплиты обыкновенные $\gamma = 200 \text{ кг/м}^3$	0,085	0,07
Пенобетон пропаренный $\gamma = 350 - 400 \text{ кг/м}^3$	0,15	0,13
Плиты древесно-волокнистые и бумажнолитые (гидрофобные) $\gamma = 250 \text{ кг/м}^3$	0,07	0,06
$\gamma = 150 \text{ кг/м}^3$	0,06	0,04
Пенопласт ПХВ-1 $\gamma = 125 \text{ кг/м}^3$	0,045	0,04
Полистирен ПС-1 $\gamma = 40 \text{ кг/м}^3$	0,05	0,045

Пенопласт и полистирен применяют в настоящее время главным образом для низкотемпературных камер и морозилок, а остальные — для изоляции крупных холодильных сооружений.

ХАРАКТЕРИСТИКА СТРОИТЕЛЬНО-ИЗОЛЯЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Строительные материалы, применяемые при строительстве холодильников, не отличаются от обычных.

В табл. 19 даны характеристики строительных и изоляционных материалов, которые используют при строительстве холодильников.

Ниже приводятся характеристики наиболее часто используемых на холодильниках СССР изоляционных материалов, а также новых материалов, применение которых наиболее перспективно.

Торфоплиты. Несмотря на ряд недостатков этого материала (легкая увлажняемость, горючесть и поражаемость грибами), торфоплиты широко используют при изоляции холодильных камер вследствие низкой их стоимости и огромных запасов исходного материала (запасы торфа для переработки в термоизоляционные плиты практически не ограничены). Сырьевые базы сосредоточены во многих областях СССР. В настоящее время изготавливается около 100 тыс. м³ торфоплит в год. Ленинградский завод изготавливает торфоплиты сухим способом (торф сушат и прессуют), а другие заводы — мокрым (разваренный торф сначала заливают, а затем сушат в печах). Чаще всего торфоплиты изготавливают размерами 100 × 50 × 3 см.

При использовании торфоплит необходимо тщательно осуществлять гидроизоляцию.

Пенобетон. Изготавливают пенобетон обычно на месте строительства. Для этого сначала сбивают мыльную пену, а затем ее смешивают с цементным молоком. При этом пузырьки воздуха в пене обволакиваются цементом и, застывая, образуют пузырчатую структуру. Для того чтобы мыльная пена перед добавлением цемента не нарушалась, к ней добавляют столярный клей. В помещениях, где изготавливается пенобетон, должны соблюдаться определенные кондиции воздуха (высокая влажность и температура от 5 до 25°).

После застывания пенобетон необходимо в течение 20 дней поливать водой. Через 30 дней после изготовления его покрывают тонким слоем асидола или битумной эмульсией для предохранения от быстрого высыхания. Иногда вместо этого пенобетон пропаривают в автоклавах. Укладку пенобетона начинают не раньше чем через полтора месяца после изготовления. Удельный вес блоков из пенобетона легко регулировать при изготовлении и это зависит от целей, для которых они предназначаются. В тех случаях, когда блоки служат одновременно в качестве изоляционного материала и несущей конструкции, его объемный вес доводят до 850—1000 кг/м³. Без применения песка

Таблица 19

Характеристика материалов, применяемых в изоляционных конструкциях при строительстве холодильников

Материалы	Характеристика			
	объемный вес, кг/м ³	коэффициент теплопроводности, ккал/м час град	теплоемкость, ккал/кг град	коэффициент паропроницаемости, г/м мм рт. ст. час
Изделия из асбеста				
Асбестоцементные плиты и листы	1900	0,300	0,20	0,0035
Асбестоцементные термоизоляционные плиты	500	0,110	0,20	0,0520
То же	300	0,080	0,20	0,0520
Асфальтовые материалы				
Асфальт	1800	0,650	0,40	0,0010
Асфальтобетон	2100	0,900	0,40	0,0010
Бетоны				
Железобетон	2400	1,330	0,20	0,0040
Бетон с каменным щебнем или гравием	2200	1,100	0,20	0,0060
Бетон с кирпичным щебнем	1800	0,750	0,20	0,0090
Бетоны ячеистые автоклавные (газобетон, пенобетон)	1000	0,340	0,20	0,0100
То же	800	0,250	0,20	0,0100
» »	600	0,180	0,20	0,0170
» »	400	0,130	0,20	0,0270
» »	300	0,110	0,20	0,0350
Дерево и изделия из него				
Сосна и ель поперек волокон	550	0,150	0,60	0,0082
Сосна и ель вдоль волокон	550	0,300	0,60	0,0430
Стружка в плотной набивке	300	0,100	0,60	0,0600
Опилки древесные	250	0,080	0,60	0,0350
Опилки антисептированные	300	0,110	0,55	0,0350
Плиты древесно-волоконистые	250	0,065	0,60	0,0320
То же	600	0,140	0,60	0,0150
Кирпичная кладка сплошная на тяжелом растворе				
Кладка из глиняного обожженного кирпича	1800	0,700	0,21	0,0140
Кладка из силикатного кирпича	1900	0,750	0,20	0,0140
Пробковые изделия				
Плиты пробковые	250	0,060	0,50	0,0050
Плиты из отходов пробки	150	0,050	0,45	0,0060
Растворы строительные и штукатурки				
Цементно-песчаный раствор или штукатурка из него	1800	0,800	0,20	0,0120

Продолжение таблицы 19

Материалы	Характеристика			
	объемный вес, кг/м ³	коэффициент теплопроводности, ккал/м час град	теплоемкость, ккал/кг град	коэффициент паропроницаемости, г/м мм рт. ст. час
Сложный раствор (песок, известь, цемент) или штукатурка из него	1700	0,750	0,20	0,0130
Известково-песчаный раствор	1600	0,700	0,20	0,0160
Легкие шлаковые растворы	1400	0,550	0,18	0,0150
То же	1200	0,450	0,18	0,0180
Стекло и изделия из него				
Вата стеклянная	200	0,050	0,20	0,0650
Газостекло или пеностекло	500	0,150	0,20	0,0030
То же	300	0,120	0,20	0,0030
Изделия из торфа				
Плиты торфоизоляционные	250	0,065	0,40	0,0250
Шлаки и изделия из него				
Шлак топливный	1000	0,250	0,18	0,0260
То же	700	0,190	0,18	0,0290
Шлак доменный гранулированный	900	0,220	0,18	0,0270
То же	500	0,140	0,18	0,0310
Шлаковый кирпич	1400	0,500	0,18	—
Разные материалы и изделия				
Войлок строительный	150	0,050	0,45	0,0450
Шевелин	150	0,045	0,40	0,0090
Вата минеральная	200	0,060	0,18	0,0650
Войлок минеральный	250	0,065	0,18	0,0600
То же	150	0,055	0,18	0,0650
Плиты минеральные	500	0,120	0,20	0,0450

объемный вес пенобетона доводят до 350 кг/м³; при этом $\lambda = 0,12$.

Пенобетон является высококачественным материалом, негорюч, не подвержен гниению и не уничтожается грызунами. Достоинством его также является сравнительная простота изготовления на месте строительства. В связи с развитием цементной промышленности производство пенобетона в СССР получит широкую сырьевую базу.

Пробковые плиты. Это высококачественный изоляционный материал, обладающий малой теплопроводностью, повышенной влагустойчивостью и удовлетворительной прочностью. Малое распространение пробковых плит в СССР объясняется тем, что пробка, являющаяся корой пробкового дуба, ввозится из-за

границы. Чаще всего пробковые плиты в СССР изготовляют из измельченной пробки — остатков при производстве бутылочных пробок. Наиболее высокого качества пробковые плиты получают при нагреве пробковой мелочи до температуры 300—400°. При этом выделяются смолистые вещества, которые уменьшают влагонепроницаемость пробки. Полученные таким образом пробковые плиты называют экспанзитом.

Иногда пробковый материал (пробковая крупа или мука) используют как изоляцию в виде засыпки.

Камышит. Изготавливаемый из камыша в виде мат камышит является дешевым и удобным для использования материалом. Основным недостатком камышита — легкая поражаемость грибами, которые его быстро разрушают. Камышит гигроскопичен, проницаем для водяных паров, поэтому требуется наличие тщательно выполненной гидроизоляции.

Минеральная пробка. Изготавливают минеральную пробку путем пропитывания минеральной ваты битумной эмульсией или обработкой каменноугольным дегтем. Вату получают из расплавленного шлака, стекла или горных пород путем продувания острого пара или сжатого воздуха. При этом из расплавленного материала образуются тонкие нити или минеральная вата, которую разрыхляют, пропитывают битумной эмульсией, а затем формуют и сушат в печах. ВНИИХИ разработал рациональный метод получения минеральной пробки, обладающей хорошими изоляционными свойствами. Она мало гигроскопична, непроницаема для паров воды, долговечна, почти огнестойка, не разрушается грызунами, легко обрабатывается. Ей можно придавать любую форму. Применяют пробку для изоляции стен и трубопроводов.

Пеностекло. Изготавливают пеностекло следующим образом. Бой стекла размалывают вместе с углем или известняком в мелкий порошок и подвергают нагреву до 700—800° в печи. При высоких температурах уголь или известняк выделяют газы, которые раздувают массу. В результате получается структура, состоящая из газовых пузырьков, замкнутых в стеклянных пленках.

Пеностекло является высококачественным материалом (стабильный коэффициент теплопроводности вследствие неувлажняемости). Однако для обеспечения от разрушения наружных слоев (ввиду хрупкости) необходима связка блоков эластичным материалом и покрытие гидроизоляцией.

Пеностекло абсолютно негорюче, не поражается грибами и грызунами. Оно обладает довольно высокой прочностью (временное сопротивление сжатию составляет около 100 кг/см²).

Мипора. Этот материал называют ипоркой (твердой пеной). Мипора представляет собой искусственный органический мате-

риал (основной исходный продукт — мочеви́на) малого удельного веса и низкой теплопроводности. Находит довольно широкое применение в качестве изоляции холодильных шкафов, изо-термических вагонов, контейнеров, кузовов авторефрижераторов. Недостатками являются быстрая увлажняемость и малая прочность.

Пенопласты. Является высококачественным материалом, который должен найти широкое применение в ближайшие годы. В настоящее время получены пенопласты, мало увлажняемые, достаточно прочные, легкие и обладающие малой теплопроводностью. На основе использования высокомолекулярных соединений в настоящее время в СССР освоено и организовано производство ряда пенопластов (ПС-1; ПС-4; ПХВ-1 и др.). В настоящее время стоимость пенопластов высока, но по мере расширения их производства она будет значительно снижена. К 1965 г. намечается увеличить производство этих материалов и снизить их стоимость до 25—30 руб. за 1 м³.

В последнее время в качестве холодильной изоляции начинают применять п е н о у р е т а н ы. Под этим названием объединяется большая группа пенопластов, обладающих рядом исключительно ценных свойств. Исходными продуктами для получения пеноуретанов служат полиизоцианаты и синтетические смолы. Оба компонента — жидкости. При смешении этих веществ в определенном весовом отношении в присутствии катализатора протекает реакция синтеза молекул уретана с последующей их полимеризацией. Выделяющийся в ходе реакции углекислый газ вызывает вспенивание полимера и обуславливает клетчатую структуру уретана.

Полиуретаны имеют малый коэффициент теплопроводности. Для пеноуретанов на основе обычных смол $\lambda = 0,04 \text{ ккал/м} \cdot \text{час}^\circ\text{С}$, а на основе полиэфирных смол $\lambda = 0,03 \text{ ккал/м} \cdot \text{час}^\circ\text{С}$ (значения даны при $t = 35^\circ\text{С}$).

Объемный вес $\gamma = 25 - 100 \text{ кг/м}^3$. Наиболее распространены пеноуретаны с $\gamma = 32 \text{ кг/м}^3$.

Путем подбора исходных веществ и режима полимеризации может быть получен пеноуретан с замкнутыми порами. Опыты показали, что через стенку из пеноуретана, полученного на основе обычных смол с добавкой окиси сурьмы, проходит в 30 раз меньше по весу водяных паров, чем при тех же условиях через пробковую стенку такой же толщины.

Разрушающая нагрузка пеноуретанового кубика равна 3—6 кг/см² и она находится в прямо пропорциональной зависимости от объемного веса. Пеноуретаны в малой степени подвергнуты старению. Тонкие слои пеноуретана хорошо защищают

сталь от коррозии. Они не горят и хорошо сопротивляются действию химических реактивов и растворителей.

Применение пенопластов типа пеноуретанов коренным образом меняет конструкцию теплоизоляционных ограждений и технологию теплоизоляционных работ.

Изготовление полиуретановой пены производится непосредственно в полости, которая должна быть заполнена изоляцией.

В полость вводят смесь исходных жидкостей и катализатор в определенном весовом отношении. В результате протекания реакций синтеза и полимеризации вся изолируемая полость независимо от ее формы оказывается заполненной твердой полиуретановой пеной, которая прочно приклеивается к стенкам полости.

Нагрузка, необходимая для отрыва полиуретановой пены от стальной поверхности, равна 3,5 кг/см².

Таким образом, становится возможным создание легких и прочных теплоизоляционных конструкций, в которых сама пеноуретановая изоляция воспринимает нагрузку.

Процесс изолирования пеноуретанами очень прост и легко поддается автоматизации, поэтому возможно создание поточной линии по производству теплоизоляционных пеноуретановых конструкций.

Обязательной операцией в процессе производства твердой полиуретановой пены является смешение исходных веществ в определенных пропорциях. Для производства пеноуретановой изоляции созданы портативные разбрызгиватели, основными узлами которых являются: разбрызгиватель, дозатор, приборы для контроля.

Разбрызгиватели можно применять не только для заполнения пеноуретаном замкнутых полостей, но и для изоляции стен путем непосредственного нанесения пены на их поверхность.

Наибольшее количество пеноуретана в настоящее время расходуется при строительстве судов-рефрижераторов, так как он в большей мере удовлетворяет требованиям, предъявляемым к судовой изоляции.

В 1958 г. во всем мире было израсходовано около 15 т пеноуретана для изоляции дверей камер холодильников и отдельных охлаждаемых помещений на судах-рефрижераторах. В ближайшее время пеноуретановая изоляция получит самое широкое распространение в установках с умеренно низкими температурами.

Экспандированный эбонит. Для тепловой изоляции трубопроводов, транспорта сжиженных газов, хранилищ жидких газов и установок глубокого холода в последние годы получил распространение экспандированный эбонит. Производится он в виде плит и скорлуп. Экспандированный эбонит представляет

собой продукт вулканизации каучука (соединение каучука с серой), который после специальной обработки увеличивается в объеме приблизительно в 15 раз. При этом у него получается большое количество мелких замкнутых ячеек, заполненных газом.

Число ячеек составляет приблизительно 20000 в 1 см^3 изоляции.

Благодаря этому экспандированный эбонит имеет коэффициент теплопроводности $\lambda = 0,025 \text{ ккал/м час } ^\circ\text{C}$ при $t = 10^\circ$ и $\lambda = 0,012 \text{ ккал/час } ^\circ\text{C}$, при $t = -130^\circ$.

Удельный вес его в среднем равен $\gamma = 64 \text{ кг/м}^3$.

Исследования показали, что при температурах до -200° экспандированный эбонит обладает очень высокими теплотехническими и механическими свойствами; разрушающее напряжение при сжатии составляет $2,8 \text{ кг/см}^2$ и очень мало меняется с температурой; разрушающее напряжение при растяжении образца при $t = -200^\circ\text{C}$ равно $2,8 \text{ кг/см}^2$. Эбонит имеет небольшой коэффициент линейного расширения. Последнее свойство является очень важным, так как оно в наибольшей степени обуславливает возможность применения монолитной изоляции в установках глубокого холода в условиях больших разностей температур.

При малом термическом коэффициенте линейного расширения термические напряжения, возникающие в изоляции при больших разностях температур, незначительны и не приводят к растрескиванию изоляции. Благодаря этому теплоизоляционные свойства экспандированного эбонита в полной мере могут быть использованы в условиях глубокого холода и могут обеспечить минимум тепловых потерь аппаратов, трубопроводов, в которых поддерживаются очень низкие температуры.

Альфель-изоляция. Представляет собой конструкцию, состоящую из тонких алюминиевых листов, между которыми находятся слои воздуха. Алюминиевая поверхность обладает весьма высокой отражательной способностью. Она отражает около 95% падающей на нее лучистой энергии. Этими же свойствами обладают и другие металлы, но они под влиянием окисления быстро утрачивают свои рефлексивные свойства. Объясняется это тем, что поверхность алюминия покрывается прозрачным слоем окисла. Вследствие этого свойства алюминия количество тепла, передаваемое лучеиспусканием, ничтожно. В альфель-изоляции применяют чаще всего алюминиевую фольгу толщиной от 0,008 до 0,05 мм. Наиболее распространенной является укладка «сморщенных» листов фольги один на другой; тонкие слои воздуха между листами являются как бы основным материалом изоляции. Такая система изоляции обладает чрезвычайно малым удельным весом и низкой теплопро-

водностью. Удельный вес альфель-изоляции вместе с деталями крепления может быть весьма низким (почти в 20 раз меньше, чем удельный вес пробки). Огнестойкость, гигиеничность, отсутствие запаха и малый вес делают эту изоляцию весьма ценной. Указанную систему изоляции применяют на судах, в авто-рефрижераторах и контейнерах. Укладку альфель-изоляции производят различными способами. Иногда мятым альфелем заполняют «матрасики» из влагонепроницаемого картона. В других случаях листы мятой фольги подвешивают на натянутых проволоках или наклеивают один на другой.

Разновидностью этой системы являются термоизоляционные плиты инженера А. А. Рожновского, состоящие из гофрированных листов влагостойкой бумаги с прослойкой фольги. Листы в пакете укладывают таким образом, чтобы отсутствовал непосредственный контакт между слоями фольги. Такого рода пакеты применяют при строительстве изотермических вагонов.

Кроме перечисленных видов изоляции находят применение другие материалы. Например, в районах, где имеются запасы бумажной и картонной макулатуры и древесных опилок, производят гидрофобный бумлитиз. Этот материал легко выполняется в виде фасонных частей (скорлуп и сегментов) и удобен для изолирования трубопроводов и деталей аппаратов. ВНИИХИ разработана технология производства нового материала — лигнолитиза, который изготавливается из отходов гидролизных заводов (из технического лигнина). Естественно, что выбор того или иного изоляционного материала производится исходя из местных условий с учетом получения наибольшей экономической эффективности.

ИЗОЛЯЦИОННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Изоляционные конструкции — это совокупность тепло- и влагонепроницаемых слоев со строительной частью внешних ограждений холодильника.

Основные требования, предъявляемые к изоляционным конструкциям:

- 1) достаточная толщина и непрерывность изоляционного слоя;
- 2) предохранение изоляции от увлажнения;
- 3) небольшой объемный вес конструкций (не должен превышать 300 кг/м^3);
- 4) надежность крепления изоляционного слоя к ограждениям;
- 5) защита изоляции от проникновения грызунов.

Остальные требования аналогичны тем, которые предъявляются к изоляционным материалам. Конструкции изоляции

определяются предъявляемыми к ней условиями монтажа и эксплуатации.

Качество изоляции зависит от качества составленного проекта изоляционной конструкции, качества монтажа и применяемых изоляционных материалов, а также от контроля приемки выполненной изоляции. Снижение требований к одному из них может значительно снизить эффективность изоляционной конструкции.

Применение рациональной конструкции изоляции играет немалую роль, чем выбор изоляционного материала, так как

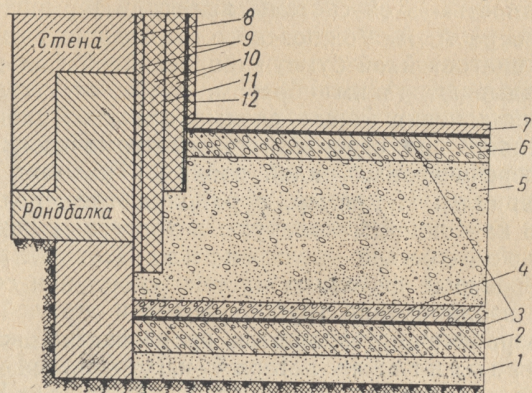


Рис. 78. Конструкция теплоизоляции пола холодильника:

1 — уплотненный грунт, 2 — шлакобетон, 3 — пароизоляционный слой, 4 — бетон, 5 — засыпка, 6 — корка, 7 — чистый пол, 8 — пароизоляционный слой, 9 — штукатурный слой, 10 — основной изоляционный слой, 11 — битум, 12 — сетка, плетеная из проволоки Ø 1,2 мм

даже высококачественная изоляция не в состоянии обеспечить расчетных потерь холода в том случае, если имеются дефекты конструкции.

Типовыми конструкциями изоляции многоэтажных холодильников являются: конструкции изоляции пола, стен, междуэтажных перекрытий, перегородок и крыш.

Конструкция изоляции пола холодильника (рис. 78) зависит от состояния грунтов, служащих основанием фундаментов и полов холодильников. Грунты не должны вспучиваться при замерзании. Если они не обладают этим свойством, тогда применяют различные способы подогрева или устраивают подвалы под всем зданием холодильника. Последний способ является наиболее совершенным, надежным и дешевым. Подпольный этаж в этом случае используют для хранения охлажденных продуктов.

При невозможности устройства подвала необходимо, чтобы в помещениях первого этажа холодильника температура в период эксплуатации была не ниже -3° .

Искусственный подогрев грунта под всей площадью первого этажа многоэтажного холодильника (особенно через систему шанцевых каналов) является дорогим и малонадежным способом. Защиту от промерзания небольших по площади мест (зоны морозилок, внутренних лифтовых шахт) целесообразно производить электроподогревом или маслоподогревом с автоматическим регулированием температур в грунте (рис. 79).

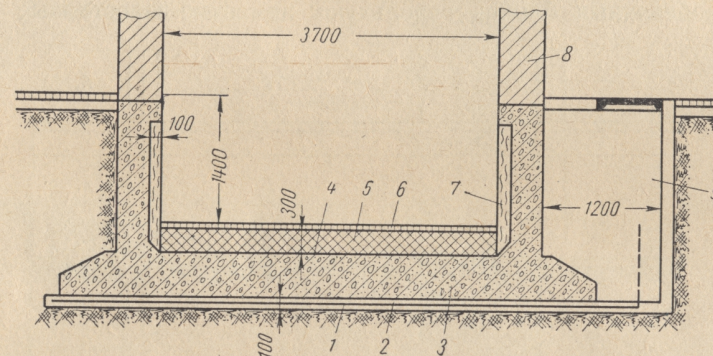


Рис. 79. Электроподогрев грунта под лифтовыми шахтами:

1 — электронагреватели из арматурной стали, 2 — бетон, 3 — железобетонная плита фундамента, 4 — битумная гидроизоляция, 5 — пенобетон и пеностекло, 6 — асфальт, 7 — минеральная пробка, 8 — стены шахт, 9 — колодец для установки контрольных приборов электроподогрева

На рис. 80 изображена конструкция пола одноэтажного холодильника при подогреве грунта электротоком. Температура грунта под подошвой фундамента не должна быть ниже 1° . В холодильниках с сеткой колонн $6 \times 12,6 \times 18$ м или 6×24 м применяют смешанную схему подогрева грунта. Под фундаментами используют электроподогрев, а на остальных участках — канальную систему сезонного действия, в которой летом используют теплый наружный воздух.

Наиболее энергетически совершенной является система подогрева грунта, применяемая в Чехословацкой Социалистической Республике. Она состоит из батарей, уложенных под полом холодильника, через которые пропускают воду, нагреваемую за счет тепла, получаемого в результате конденсации холодильной установки.

Изоляционные конструкции стен. Наружные стены занимают до 70% всей площади наружных ограждений. Поэтому от их качества зависит стоимость эксплуатации холодильника и постоянство нормального температурно-влажностного режима.

В зависимости от конструкции наружные стены подразделяются на однослойные и многослойные, а по роду работы — на несущие (кроме собственного веса несут нагрузку от перекрытий; применяют их редко и только однослойными) и самонесущие (кроме собственного веса никаких нагрузок не несут).

Распространенным материалом для стен является пеностекло (рис. 81, а). Кроме того, могут быть использованы также керамзитобетон, автоклавный или пропаренный пенобетон и газобетон (рис. 81, б). При укладке керамзитобетонных, пенобетонных и газобетонных блоков используют цементно-известковые рас-

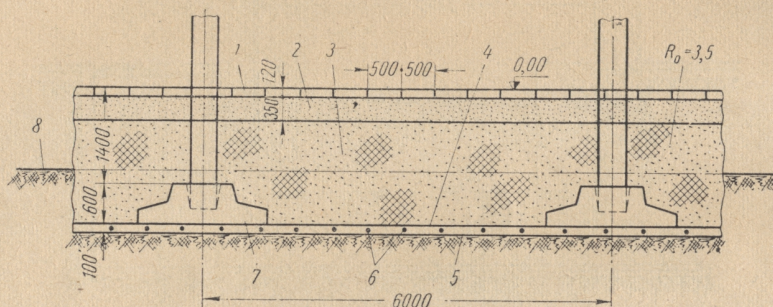


Рис. 80. Конструкция пола холодильника при подогреве грунта электротоком:

1 — сборные железобетонные плиты пола, 2 — слой песка, 3 — сухой грунт, 4 — гидроизоляция, 5 — бетонная подготовка, 6 — электронагреватели, 7 — сборные железобетонные фундаменты, 8 — естественная поверхность земли

творы М-10 или битумные мастики с волокнистым наполнителем. Лучшей считается однорядная кладка из офактуренных блоков на битумных мастиках, которая исключает «мостики» холода по швам кладки и предотвращает разрушение блоков (рис. 82).

Технически более совершенной и распространенной конструкцией являются многослойные стены из панелей (рис. 83). На рис. 84 показана панель наружных стен. Высота панелей равна высоте этажа; ширину рекомендуют брать равной 3 м. Несущей частью таких панелей является железобетонная плита, изготовленная из бетона, армированного сварными сетками из холоднотянутой проволоки и сварными каркасами из стали. Два продольных ребра являются несущими. Кроме того, они образуют коробчатый стык и служат местом для заделки анкеров. Вертикальные коробчатые стыки панелей заливают бетоном, покрывают слоем пароизоляции и изолируют минеральной пробкой. В горизонтальные стыки укладывают противопожарные пояса из негорючих изоляционных материалов, обычно из пе-

нобетона (рис. 85). В стыках должны отсутствовать всевозможные пустоты и «мостики». Аналогичные требования предъявляются к анкерам, с помощью которых панели крепят к перекрытиям. Лучшими теплотехническими и монтажными качествами обладают контактно-точечные анкера, состоящие из двух частей: наружной, заделанной в железобетонное ребро панели, и внутренней, выполненной в виде накидной петли.

Стены холодильников с одинаковыми высотами этажей и с горизонтальными покрытиями монтируют из двух типов пане-

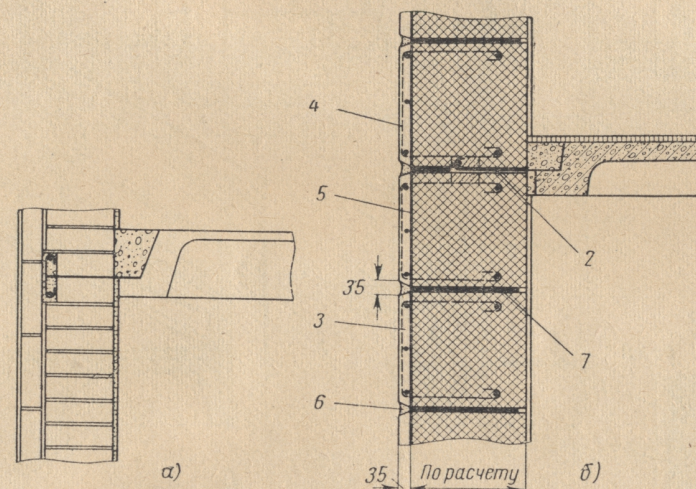


Рис. 81. Однослойная самонесущая стена:

а — из пеностекла; б — из блоков пенобетона или газобетона: 1 — «теплый» раствор, 2 — анкер, 3 — фактурный слой из бетона, 4 — стальная сетка, 5 — пароизоляция, 6 — цементный раствор, 7 — битумная мастика

лей: основной и угловой. Угол стены монтируют либо в виде цельной угловой панели, либо, в крайнем случае, из двух плоских панелей (рис. 86). Наружные стены одноэтажных холодильников выполняются на основе тех же принципов, что и стены многоэтажных холодильников (рис. 87).

Конструкция изоляции междуэтажных перекрытий. Она зависит от перепада температур между камерами холодильника. Перекрытия в основном выполняют из сборного или монолитного железобетона по балочной или безбалочной схемам, с шагом колонн 6×6 м.

При строительстве холодильников монолитные безбалочные перекрытия получили наибольшее распространение. Их применение улучшает санитарное состояние, условия охлаждения ка-

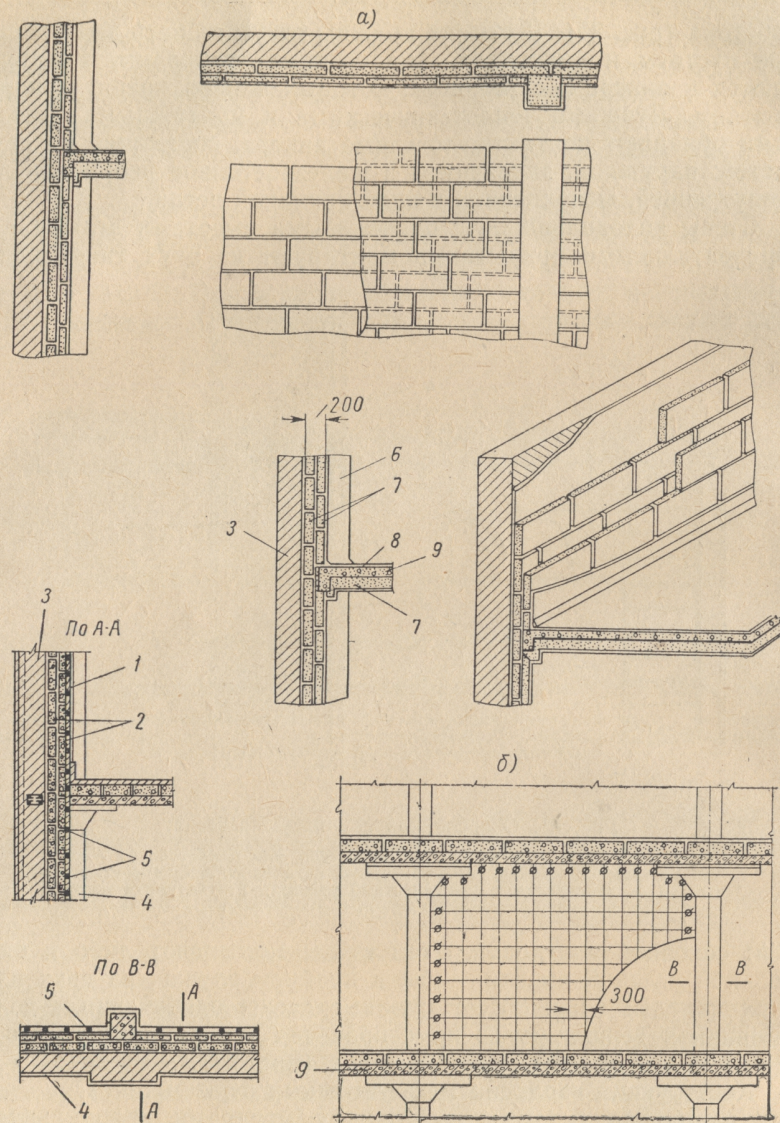


Рис. 82. Конструкция теплоизоляции пенобетонными блоками стен холодильника:

а — изоляция наружных стен без штукатурки; *б* — изоляция стен с защитной армированной штукатуркой: 1 — цементная штукатурка, 2 — пенобетонные блоки, 3 — кирпичная стена, 4 — штукатурка, 5 — арматура из стальной проволоки диаметром 4–6 мм, 6 — колонна, 7 — пенобетон, 8 — чистый пол, 9 — железобетон

мер холодильников, увеличивает полезный объем здания и сокращает расход цемента и стали. Однако из-за большой трудоемкости процесса вместо возведения монолитных безбалочных перекрытий в настоящее время строят из сборного железобетона

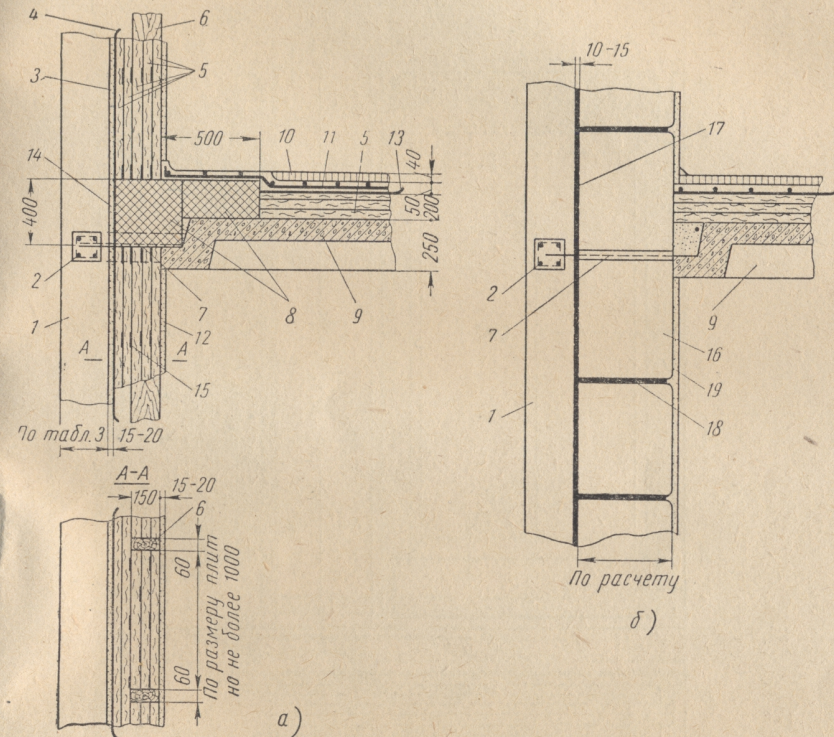


Рис. 83. Многослойные самонесущие стены холодильников:

а — с мягкой изоляцией; *б* — с жесткой изоляцией: 1 — защитный слой, 2 — анкерный пояс из железобетона, 3 — штукатурка, 4 — пароизоляция (рулонная), 5 — минеральная пробка и торфоплиты, 6 — деревянные антисептированные стойки каркаса, 7 — анкер, 8 — противопожарные пояса из пенобетона, 9 — перекрытие, 10 — асфальтовый пол, 11 — армобетонная корка, 12 — известково-цементная штукатурка по стальной сетке, 13 — слой пергамента, 14 — негорючая пароизоляция по ширине противопожарного пояса, 15 — места смазки плит битумной мастикой (заклепки), 16 — блоки из пенобетона, газобетона и пено-стекла, 17 — битумная пароизоляция, 18 — битумная мастика или «теплый» раствор, 19 — известково-цементная затирка

индустриальным методом более экономичные по расходу бетона и стали перекрытия безбалочного типа (рис. 88). На 1 м^2 перекрытий такой схемы расходуется $0,196 \text{ м}^3$ бетона и 19 кг стали. Вновь возводимые перекрытия изолируются только сверху. Лучшими изоляционными материалами для изоляции являются экспанзит, минеральная пробка, полихлорвиниловые плиты ПХВ-1,

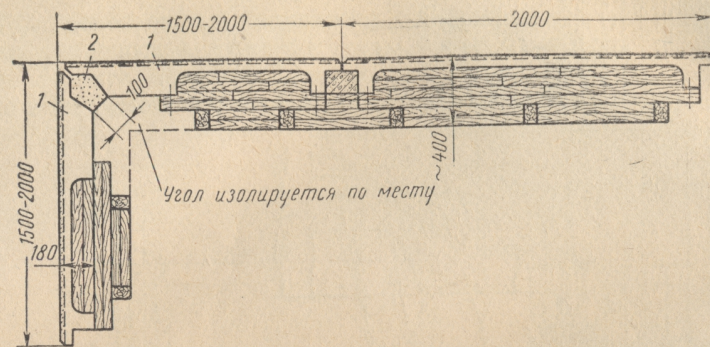


Рис. 86. Сопряжение угловых панелей:

1 — плоские угловые панели, 2 — бетон

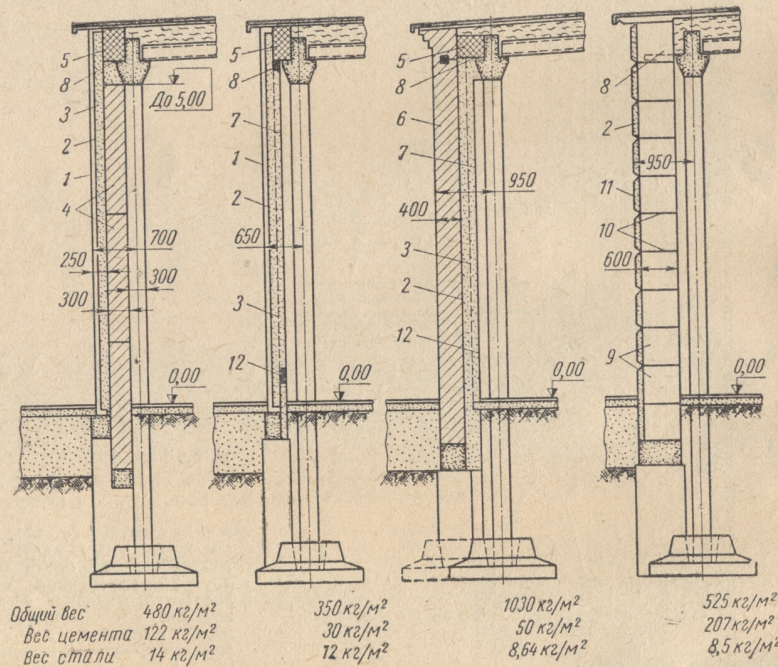


Рис. 87. Конструкция наружных стен одноэтажных холодильников:

1 — железобетонная панель, 2 — парoisоляция, 3 — минеральная пробка, 4 — армопенобетонные, газобетонные или керамзитобетонные панели, 5 — противопожарный пояс, 6 — кирпичная стена, 7 — известково-цементная штукатурка, 8 — анкера, 9 — блоки из пенобетона, газобетона или керамзитобетона, 10 — битумная мастика или «теплый» известково-цементный раствор, 11 — фактурный слой из бетона, 12 — деревянные бруски

керамзитобетона или пеностекла. Величины сопротивления теплопередаче при теплотехнических расчетах изолированных межкомнатных перегородок разные (табл. 20).

Изоляция дверей. В настоящее время широкое применение находят двери откатного и прислонного типов. Конструкция прислонных дверей, проектируемых Гипрохолодом, показана на рис. 89.

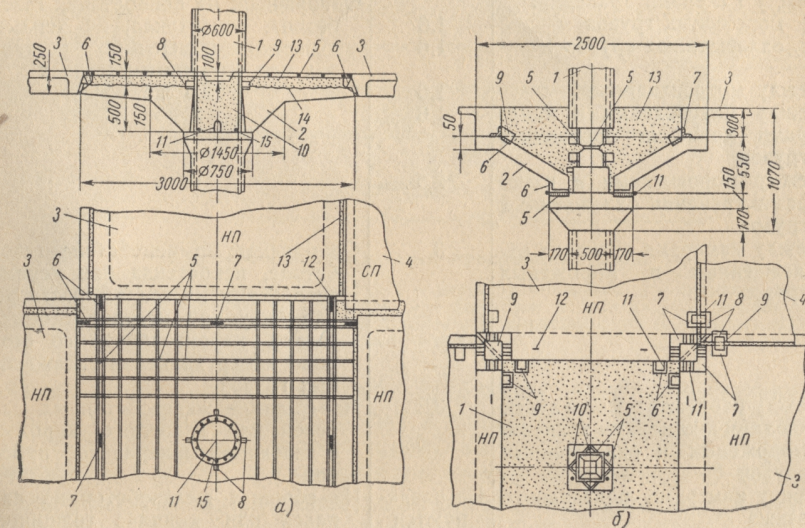


Рис. 88. Стыки элементов сборного перекрытия:

а — вариант I: 1 — колонна, 2 — капитель, 3 — надколонные плиты НП, 4 — средняя плита СП, 5 — верхняя арматура стыка, 6 — монтажные опоры надколонных плит, 7 — подъемные петли капители, 8 — закладные части капители, 9 — монтажные опоры, 10 — выпуск колонны, 11 — подъемная петля колонны, 12 — сварка, 13 — заливка бетоном М-300, 14 — шероховатая поверхность, 15 — опорное кольцо; б — вариант II: 1 — квадратная колонна, 2 — капитель, 3 — надколонные плиты, 4 — средняя плита СП, 5 — рабочие закладные части колонны, 6 — рабочие закладные части капители, 7 — рабочие закладные части надколонной плиты, 8 — рабочие закладные части средней плиты, 9 — рабочие накладки, 10 — стыковые стержни колонны, 11 — рабочие сварные швы, 12 — подъемные петли плиты НП, 13 — заливка бетоном

Изоляция покрытий. Наибольшее распространение получили бесчердачные покрытия из сборного или монолитного железобетона. Сборные покрытия выполняют без уклона, что резко сокращает количество типоразмеров сборных элементов. Необходимый уклон создают за счет изменения толщины изоляции (рис. 90). В этом случае нередко изолируют двумя видами изоляционных материалов: для нижнего слоя — мягкой изоляцией (минеральная пробка), для верхнего — жесткой (пенобетон, пеностекло и др.). Лучшими материалами для изоляции бесчердачных покрытий являются ПХВ-1, ПХВ-3 и минеральная пробка.

Таблица 20

Сопротивление теплопередаче при теплотехнических расчетах изолированных межкамерных перегородок

Место установки перегородки	Значение R_0 $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{час}}{\text{град} \cdot \text{ккал}}$	Рекомендуемый тип перегородки
Между камерами хранения: мороженных грузов	1,6	Однорядная: из пенобетона, газобетона, пеностекла, на теплых известково-цементных растворах или битумных мастиках То же » » » »
охлажденных грузов	1,6	
Между морозилками	1,6	
Между морозилками и камерами хранения мороженных грузов	1,6	
Между морозилками и камерами хранения охлажденных грузов	3,5	Однорядная: из пенобетона, газобетона, пеностекла или керамзитобетона на теплом растворе или битумной мастике с обмазочной пароизоляцией со стороны камер хранения охлажденных грузов
Между камерами хранения охлажденных и мороженных грузов	3	
Между неохлаждаемыми вестибюлями и камерами хранения мороженных и охлажденных грузов	3,2	
Между камерами подвального этажа	Не изолируются	
		Из сборных железобетонных панелей или глиняного кирпича с изоляцией минеральной пробкой
		Из сборных железобетонных панелей или кирпича толщиной 120 мм на растворе М-50

Для одноэтажных холодильников применяют в основном покрытия бесчердачного типа, состоящие из сборных железобетонных элементов заводского изготовления (рис. 91). Уклоны покрытий устанавливают в пределах от 0 до $1/12$.

Изоляция трубопроводов. Особое внимание следует обращать на изоляцию низкотемпературных трубопроводов, так как теплопритоки через них могут существенно сказываться на холодопроизводительности установки. В настоящее время для изоляции трубопроводов применяют теплоизоляционные изделия из торфа и минеральную пробку (рис. 92). После предварительного испытания и устранения недоделок и пропусков поверхность трубопроводов очищают и окрашивают антикоррозийным лаком или битумом. Затем на трубопровод плотно накладывают промазанную изнутри и в стыках горячим битумом скорлупу. После наклейки первого слоя скорлуп производят зачистку поверхности изоляции рапилом, промазку швов, покрытие поверхности горячим битумом, а затем накладывают последующие слои скор-

луп или сегментов, обязательно перекрывая поперечные и продольные швы предыдущего слоя. Толщина швов должна быть не более 3 мм. На последний слой изоляции наклеивают на го-

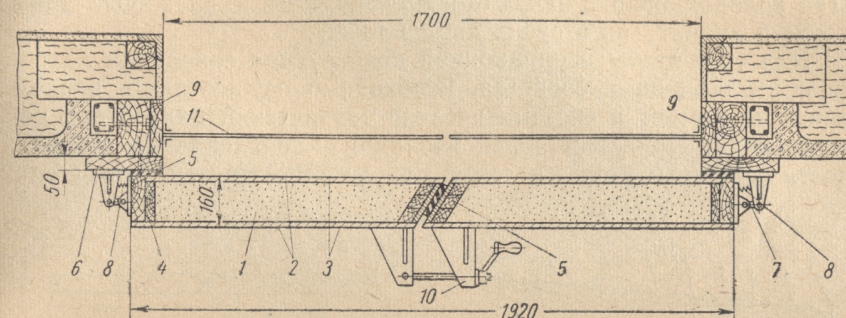


Рис. 89. Двухстворчатая прислонная дверь:

1 — изоляция из мипоры или плит ПХВ-1, 2 — деревянная обшивка, 3 — обшивка листовой сталью, 4 — деревянный каркас двери, 5 — резиновые прокладки, 6 — дверная коробка, 7 — шарнирная навеска, 8 — пружина, 9 — обрамляющий брус, 10 — затвор, 11 — фартук-хлопушка

рячем битуме пароизоляцию (пергамин или алюминиевую фольгу толщиной 0,02—0,03 мм) с нахлесткой швов 30—40 мм. После этого устанавливают сетку из проволоки $\varnothing 1,2$ мм с ячейками 15×15 мм с прошивкой стыков проволокой $\varnothing 0,8$ мм и оштукатуриванием цементным раствором состава 1:4. По-

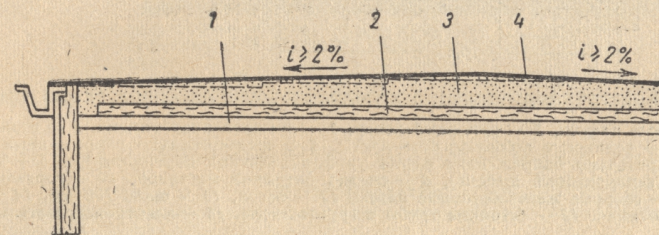


Рис. 90. Изоляция покрытий с горизонтальным потолком:

1 — железобетонное покрытие, 2 — мягкая изоляция (минеральная пробка, торфоплиты), 3 — жесткая или засыпная изоляция, 4 — кровля

верх штукатурки наклеивают мешковину на битуме и производят соответствующую окраску. Аналогичным образом производят монтаж изоляции арматуры и фланцевых соединений.

Следует отметить, что способ монтажа оказывает большое влияние на качество изоляции холодильников. Незначительные ошибки при проведении работ могут иметь нежелательные по-

следствия. Причиной плохого качества изоляции может явиться увлажнение ее в период строительства холодильника. Поэтому изоляционные материалы следует доставлять к месту строительства холодильника в закрытом транспорте, в надлежащей упаковке и хранить их в сухих помещениях.

Для того чтобы изоляционная конструкция сохраняла долго свои изоляционные свойства, необходимо осуществлять периодический ремонт и систематический технический надзор над ее состоянием. Признаки порчи изоляции — появление на поверхности наружных стен и потолка мокрых бурых пятен, резкое из-

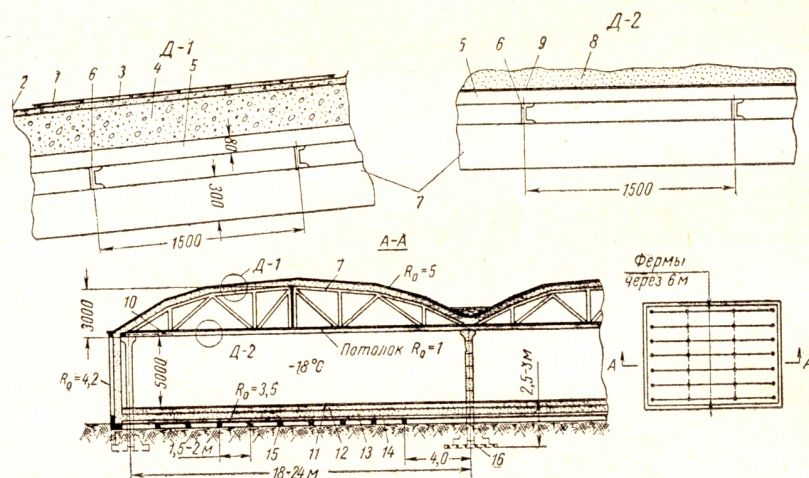


Рис. 91. Конструкция покрытий холодильников с однопролетными камерами:

1 — защитные плитки, 2 — рулонный ковер, 3 — армированная стяжка, 4 — минеральная пробка, 5 — волнистые асбестоцементные листы, 6 — предварительно напряженный прогон, 7 — предварительно напряженная ферма унифицированной номенклатуры, 8 — засыпная изоляция (керамзитовый щебень), 9 — смазка битумной мастикой, 10 — горизонтальные связи, 11 — сборные железобетонные плиты, 12 — песок, 13 — шлак 700 мм, 14 — гидроизоляция, 15 — бетонные трубы в грунтотоне, 16 — электронагреватель

менение температур в камерах, выпучивание изоляционного слоя. Естественно, что при таком состоянии изоляции потребная хладопроизводительность установки резко возрастает и при отсутствии резерва в камерах невозможно поддерживать необходимые температуры.

При производстве ремонтных работ камеры отепляют путем подачи в приборы охлаждения горячего аммиака. Поверхность стен прогревают горячим воздухом, для чего используют переносные агрегаты, состоящие из вентилятора и электронагревателя.

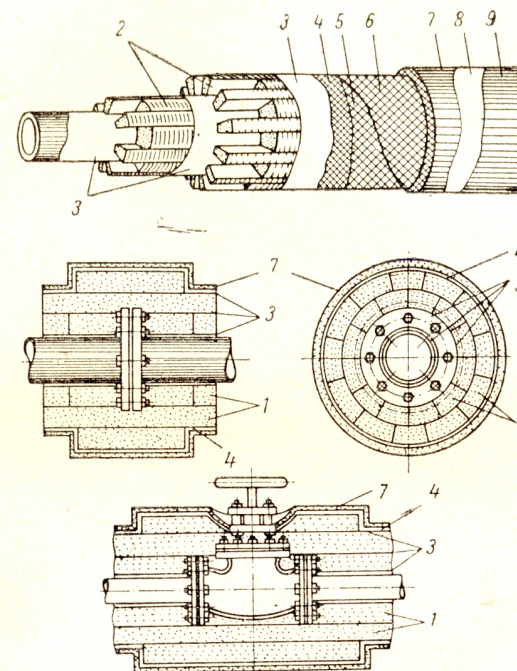


Рис. 92. Конструкция теплоизоляции холодопроводов торфонзделями:

1 — основной слой изоляции из торфоплит, 2 — сегменты из торфоплит, 3 — битум, 4 — паронизационный слой из пергамина, 5 — спираль из стальной проволоки, 6 — сетка плетеная, 7 — штукатурный слой из асбестоцементного раствора, 8 — оклейка, 9 — окраска

РАСЧЕТ ТЕПЛОПРИТОКОВ. ОПТИМАЛЬНАЯ ТОЛЩИНА ИЗОЛЯЦИИ

Расходы холода через изоляцию необходимо определять для каждой камеры в отдельности. В этом случае расчет будет более точным и кроме того будет известна величина холодопотери через изоляцию каждой камеры, которая необходима для определения поверхности охлаждаемых приборов, установленных в данной камере.

Суммарный расход холода может быть определен по формуле

$$\sum Q_1 = \sum Fk(t_n - t_k) \text{ ккал/час}, \quad (6)$$

где F — поверхность ограждающей конструкции камеры (пол, стены, потолок), m^2 ;

k — коэффициент теплопередачи конструкции, $\text{ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$;

t_k — известная температура воздуха в камере, $^\circ\text{C}$;

t_n — температура воздуха или почвы снаружи теплопередающей конструкции, $^\circ\text{C}$.

Остановимся подробнее на расчете каждой из этих величин. Поверхность ограждающих конструкций полов и потолков определяют между осями внутренних стен. Высоту стен считают между уровнями полов этажей.

Определяя температуру наружного воздуха, считают, что

$$t_n = 0,4t_c + 0,6t_m, \quad (7)$$

где t_c и t_m — среднемесячная и максимальная суточная температуры самого жаркого месяца данного географического пункта.

Часть наружной поверхности (крыша и стены) холодильника подвержена воздействию прямого солнечного излучения, что вызывает дополнительный приток тепла.

Интенсивность солнечной радиации зависит от теплопрозрачности воздуха (наличия паров и пыли и др.), расположения поверхности по отношению к солнцу и от теплопоглощения.

На последнюю причину следует обращать серьезное внимание, так как чем больше коэффициент поглощения солнечной радиации той или иной поверхности, тем больше она нагревается.

Количество тепла, поступающего в камеры под воздействием солнечной радиации, может быть подсчитано (см. «Инструкцию по проектированию холодильных установок»). Однако чаще всего солнечную радиацию учитывают путем увеличения расчетной разности температур.

Для стен, обращенных на юг и юго-запад, эту разность увеличивают на $5-10^\circ$, для плоской кровли — на $15-20^\circ$. Продолжительность освещенности принимают: для южных районов — 12 час/сутки, для средней зоны — около 9 час/сутки.

Теплоприток от грунта к полам нижнего этажа, расположенный непосредственно на грунте, обычно учитывают введением условного коэффициента теплопередачи. Точное значение этих теплопритоков может быть рассчитано, если хорошо известны теплопроводность грунта и его относительная влажность на различных глубинах.

Исследуя термическое сопротивление грунта и распределение в нем температур, можно определить теплоприток.

Коэффициент теплопередачи всей конструкции, состоящей из строительных, пароизоляционных и термоизоляционных материалов, должен при точном определении теплотерь подсчитываться для каждой стены, потолка и пола камеры. Термиче-

ские сопротивления теплопроводности строительных и изоляционных слоев $\sum \frac{\delta}{\lambda}$ могут быть легко подсчитаны для однотипной конструкции, при отсутствии тепловых мостиков. Принимая значение коэффициентов теплопроводности λ , следует при этом учитывать увлажненность изоляции.

В местах, где конструкция стен, полов и потолков образует тепловые мостики, расчет теплопритоков следует вести отдельно для каждой однотипной зоны.

Для определения коэффициента теплопередачи необходимо кроме величины $\sum \frac{\delta}{\lambda}$ знать еще термические сопротивления теплоотдачи от наружного воздуха к ограждающей конструкции $1/\alpha_n$ и от конструкции к воздуху внутри камер $1/\alpha_v$.

Естественно, что α_n и α_v зависят от интенсивности теплоизлучения скорости воздуха, размеров поверхностей и многих других факторов.

При обычно применяемых хороших изоляционных материалах термические сопротивления $1/\alpha_n$ и $1/\alpha_v$ малы по сравнению с термическим сопротивлением слоев $\sum \frac{\delta}{\lambda}$, в связи с чем при практических расчетах их принимают постоянными. Считают, что для стен, защищенных от ветра, $\alpha_n = 7 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$, а не защищенных от ветра $\alpha_n = 25 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$. Для внутренних стен можно принимать $\alpha_v = 10 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$.

Для стен наружных ограждений рекомендуются следующие значения коэффициента теплопередачи k :

Температура охлаждаемого помещения, $^\circ\text{C}$	k , $\text{ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$
$-25 \div -18$	0,24
-10	0,3
-4	0,35
0	0,4
4	0,5
12	0,6

Коэффициент теплопередачи перегородок рекомендуется принимать не выше $0,5 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$.

Остановимся кратко на вопросе о выборе оптимальной толщины изоляционного слоя холодильников. Ранее нами указывалось, что с увеличением толщины изоляционного слоя уменьшаются не только потери холода, но и уменьшается усушка продуктов, хранимых в камерах. Кроме этих факторов при проектировании изоляции важно иметь в виду и ряд эксплуатационных требований. Толщина изоляций должна быть достаточной, чтобы температура на наружной поверхности была выше температуры

точки росы, иначе на ней будет происходить конденсация влаги. Аккумулирующая способность изоляции должна гарантировать малое колебание температур в камерах при перерывах в работе. Экономичная толщина ее должна отвечать минимуму суммарных годовых затрат, составленных из амортизационных отчислений, от затрат на изоляцию, эксплуатационных отчислений, стоимости потерь холода и веса хранимого груза от его усушки.

В табл. 21 приведены данные для минимальной толщины изоляции, установленные мировой практикой строительства холодильников.

Таблица 21

Минимальная толщина изоляции в зависимости от температуры в камерах

Температура в камерах, °C	Толщина изоляции при температуре окружающей среды, см	
	при среднегодовой температуре наружного воздуха 10° C	для камер, находящихся внутри отапливаемых помещений
+5	8	16
0	12	18
-5	16	20
-10	18	22
-15	20	24
-20	22	26
-25	24	28
-30	26	30

Глава VIII

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Главное в эксплуатации холодильных установок — поддержание требуемой температуры и влажностного режима камер, а также создание необходимых условий для термической обработки продуктов в остывочных, морозилках и в других производственных цехах, потребляющих холод.

В камерах холодильников поддерживаются различные температуры и влажность. Имеются также камеры и аппараты с нестационарным тепловым режимом. Поэтому эксплуатация таких установок требует хорошего знания системы и правильного взаимодействия отдельных ее элементов.

Наиболее сложной является эксплуатация холодильных установок с системами непосредственного испарения, так как они до сих пор полностью не автоматизированы и не оснащены необходимым количеством измерительных приборов.

В процессе эксплуатации необходимо поддерживать заданные режимы работы, правильно использовать оборудование, рационально расходовать электроэнергию и воду на работу холодильной установки, соблюдать правила техники безопасности.

В настоящей главе рассмотрены особенности эксплуатации наиболее распространенных охлаждающих систем и холодильных установок холодильников.

РЕГУЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Правильное регулирование работы холодильной установки состоит прежде всего в том, чтобы обеспечить необходимую подачу потребителям жидкого аммиака и отсос паров, выделяемых в приборах охлаждения. Для этого к каждому испарителю или к батарее нужно подавать столько жидкого аммиака, сколь-

ко его испаряется при данных условиях теплообмена. Исходя из этого, при эксплуатации холодильной установки важно знать условия теплопередачи в каждой камере и процессы, протекающие на холодильнике. Необходимо также своевременно подключать в работу тот или иной вид оборудования. Несоответствие включаемых в работу компрессоров с условиями эксплуатации камер приводит к нарушению заданного режима или к перерасходу электроэнергии на производство холода. Например, если тепловая нагрузка при заданном режиме в камерах будет больше, чем холодопроизводительность компрессоров, работающих на эти камеры, то температура испарения повысится, что приведет к повышению температуры в камерах. Наоборот, при пуске компрессоров большей холодопроизводительности, чем это требуется для данных камер, температура испарения понизится и вызовет перерасход электроэнергии.

Таким образом, для обеспечения правильной эксплуатации холодильной установки необходимо установить соответствие между теплопередачей в камерах и работой компрессоров.

В затопленных системах с отделителем жидкости подача жидкости потребителям холода производится с помощью регулирующего вентиля. Если вентиль недостаточно открыт, жидкости поступает в батареи меньше, чем испаряется. Это приводит к недостаточному заполнению батарей жидким аммиаком. В результате верхняя часть труб батарей омывается перегретыми парами, что ухудшает теплопередачу между воздухом камеры и аммиаком, так как коэффициент теплоотдачи от перегретого пара значительно меньше, чем коэффициент теплоотдачи при кипении аммиака. Кроме того, с повышением температуры перегретых паров уменьшается температурная разность между воздухом и аммиаком. Так как компрессор отсасывает определенный объем пара, а количество образующегося в батарее пара уменьшается, давление и температура испарения соответственно понижаются. Это несколько увеличит теплопередачу затопленной части батарей, но все же приведет к уменьшению их тепловой нагрузки, холодопроизводительности компрессора, к перерасходу электроэнергии и может вызвать затруднения в эксплуатации компрессора (засасывает перегретые пары с более низким давлением).

При чрезмерном открытии регулирующего вентиля количество подаваемой жидкости к батареям будет превышать количество паров, образующихся в них, и приведет к переполнению батарей жидким аммиаком и возникновению гидравлических ударов в компрессоре. Во избежание этого необходимо уменьшить открытие регулирующего вентиля. Следует отметить, что процесс регулирования требует хорошего знания охлаждающей системы и опыта ее эксплуатации. В одних условиях различное

открытие регулирующего вентиля влияет на изменения перегрева паров, всасываемых компрессором, только через относительно большой промежуток времени (1—2 часа), в других — через 10—15 мин.

«Инерционные системы» могут вызывать у обслуживающего персонала затруднения в эксплуатации. Так, например, при повышенном перегреве и снижении температуры испарения машинист открывает регулирующий вентиль, ожидая, что это приведет к быстрому повышению температуры испарения и «сбиву» перегрева. Но так как этот процесс может значительно замедляться, то неопытный машинист будет искать другие причины и средства для устранения ненормальностей. Следовательно, при регулировании указанных систем необходимо определять степень их инерционности, хорошо знать протекающие процессы и обеспечивать плавность регулирования при подаче жидкости потребителям холода.

Таким образом, регулирующий вентиль, изменяя подачу жидкости к батареям, влияет на условия теплопередачи в них. В свою очередь это приводит к изменению расхода паров, отсасываемых компрессором. Если образуется большее количество паров, чем отсасывается компрессором, то давление и температура испарения повышаются. Наоборот, если больше всасывается паров, чем их выделяется в испарительной системе, то давление и температура испарения падают. Таким образом, регулирование температуры испарения определяется количеством подаваемой жидкости, испаряющейся в системе, а также количеством паров, отсасываемых компрессором. Поэтому, изменяя производительность компрессоров, т. е. увеличивая его число оборотов или число действующих компрессоров, можно регулировать давление и температуру испарения. В тех случаях, когда компрессор имеет большую производительность, чем это требуется для поддержания заданного режима, необходимо его периодически останавливать или регулировать количество паров, отсасываемых им другими способами (дресселирование паров всасывающим вентилем, регулирование вредного пространства и рабочей части хода компрессора). Когда холодопроизводительность компрессоров недостаточна для поддержания заданных температур камер, часть менее важных потребителей отключают от системы.

При регулировании режима работы холодильной установки необходимо также обеспечить конденсацию паров в конденсаторе. Если количество поступающих паров будет превышать количество конденсируемых паров в конденсаторе, то давление конденсации повысится. Это приведет к уменьшению холодопроизводительности компрессора, перерасходу электроэнергии и

может вызвать осложнения в эксплуатации в связи с большим перегревом паров.

Можно рекомендовать следующие примерные нормальные условия работы холодильной установки:

✓ 1. Температура испарения аммиака должна быть, примерно, на $8-10^\circ$ ниже температуры воздуха в камерах при непосредственном испарении. При рассольном охлаждении температура аммиака должна быть, примерно, на 5° ниже средней температуры рассола.

✓ 2. Температура конденсации в конденсаторах должна быть, примерно, на 5° выше температуры воды, отводимой из конденсатора.

3. Температура переохлаждения жидкого аммиака должна быть, примерно, на 3° выше температуры охлаждающей воды, поступающей в переохладитель.

4. Температура паров на всасывающей линии компрессора должна быть на $5-10^\circ$ выше температуры испарения.

5. Температура паров на нагнетательной стороне для вертикальных компрессоров не должна превышать 135° и для горизонтальных — не более 125° .

6. Подогрев воды в конденсаторе должен быть $-4 \div -6^\circ$. Эта температурная разность изменяется для различных типов конденсаторов.

7. Температура рассола при проходе в испарителе должна снижаться, примерно, на $2-3^\circ$.

Приведенные данные могут несколько изменяться в зависимости от конструкции аппаратов холодильной установки и условий эксплуатации. Например, в настоящее время имеется тенденция к понижению температурной разности между воздухом в камере и температурой испарения. Это позволит соответственно повысить температуру испарения, увеличить холодопроизводительность установки, уменьшить удельный расход электроэнергии и осуществлять охлаждение камер с помощью одноступенчатых компрессоров. Поэтому повышение температуры испарения даже на $2-3^\circ$ позволит осуществить одноступенчатый цикл, при температуре воздуха в камерах — 18° и при умеренных температурах конденсации.

Часто осложнения в эксплуатации вызываются недостаточным знанием обслуживающим персоналом элементов холодильной установки, их взаимодействия, а также влиянием внешних условий на режим работы установки.

Поэтому на каждый вид холодильного оборудования завод-изготовитель составляет инструкцию по его эксплуатации. С указанными инструкциями должен быть ознакомлен технический персонал холодильной установки. Наряду с инструкцией должна быть схема холодильной установки.

НЕНОРМАЛЬНЫЕ УСЛОВИЯ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Длительная работа компрессора при недопустимо высокой температуре нагнетания. Высокая температура нагнетания возникает по следующим причинам:

✓ а) компрессор всасывает сильно перегретые пары аммиака;

✓ б) компрессор работает при значительном перепаде давления всасывания и нагнетания;

✓ в) компрессор всасывает пары аммиака в смеси со значительным количеством инертных газов;

✓ г) поломались клапаны компрессора; тяжелое открывание клапана из-за тугой пружины, заедание клапана;

✓ д) поршневые кольца пропускают аммиак;

✓ е) цилиндр компрессора недостаточно смазан;

д) пропуски в предохранительном клапане компрессора.

При этом могут иметь место задиры цилиндра компрессора, выделение на клапанах коксующих фракций и, наконец, возможен взрыв масляно-аммиачных паров, особенно при наличии в системе воздуха.

При чрезмерно высокой температуре нагнетания компрессор останавливают и устраняют обнаруженные дефекты.

Неисправности в клапанах и поршневых кольцах можно обнаружить по повышенной температуре стенки соответствующего цилиндра.

Ненормальности в работе компрессора, требующие его немедленной остановки. Компрессор немедленно останавливают, если имеет место:

а) стук в подшипниках и пальцах компрессора вследствие значительного износа, большой слабину вкладышей и неправильной затяжки болтов;

б) недостаточная смазка подшипников, кривошипно-шатунного механизма, цилиндров, приводящая к сильному нагреву деталей компрессора и выходу его из строя;

в) подача холодной воды в охлаждающую рубашку работающего компрессора, вызывающая трещины в цилиндре и заклинивание поршней.

Резкое повышение давления в компрессоре. Причиной такого явления, которое может привести к разрушению компрессора, являются:

а) пуск компрессора при закрытом нагнетательном и перепускном вентилях или вентилях на нагнетательной магистрали до конденсатора;

б) прекращение подачи воды к конденсатору перед пуском компрессора;

в) большое скопление жидкости в конденсаторе вследствие длительного перекрытия регулирующих вентилей или засорения сливной линии приводит к значительному сокращению активной теплопередающей поверхности конденсатора и резкому ухудшению его теплопередачи.

Для обеспечения нормальной работы компрессора следует перед его пуском убедиться в открытии всех вентилей на нагнетательной линии. При этом нельзя закрывать перепускной вентиль до открытия нагнетательного вентиля. Конденсат должен свободно сливаться в линейный ресивер, не переполняя его, а вода подаваться в достаточном количестве.

Чрезмерно высокое давление в конденсаторе. Охлаждающая вода при нормальном ее расходе нагревается недостаточно (на $2-3^\circ$), а при малом расходе — значительно (на 8° и более). Повышение давления в конденсаторе является следствием ухудшения в нем условий теплопередачи; при нормальном расходе воды причинами высокого давления в конденсаторе могут быть загрязнения теплопередающей поверхности камнем или маслом, а также засорение трубок отдельных секций конденсатора. Высокое давление возникает также и при недостаточном расходе воды.

Для устранения указанного дефекта конденсатор чистят, продувают и в процессе эксплуатации повышают расход воды.

Наличие воздуха или инертных газов также может вызвать значительное повышение давления в конденсаторе.

Повышение давления в конденсаторе при наличии в нем воздуха объясняется двумя причинами. Во-первых, общее давление в конденсаторе будет выше давления конденсации аммиачных паров на величину парциального давления воздуха в конденсаторе, что соответственно снижает температурный напор в нем и, следовательно, ухудшает теплопередачу; во-вторых, скопление воздуха у теплопередающей поверхности конденсатора вызывает значительное ухудшение теплоотдачи от аммиака к стенке и, следовательно, снижает коэффициент теплопередачи. Для обеспечения заданной тепловой нагрузки конденсатора $Q_k = kF(t_k - t_b)$ потребуется повышенная разность температур между аммиаком и водой. Это и приведет к повышению давления конденсации.

При этих условиях температура конденсации, определяемая по шкале нагнетательного манометра $t_{k,м}$, будет выше действительной t_k . Температурная разность между этой температурой $t_{k,м}$ и температурой воды t_b будет более значительной, чем при отсутствии воздуха в системе ($t_k - t_b$). Повышенная разность температур ($t_{k,м} - t_b$) служит одним из признаков обнаружения воздуха в системе. О наличии воздуха в системе судят так-

же по специфическому шуму (свисту) при движении аммиака через регулирующий вентиль.

Скопление воздуха в батареях камер значительно ухудшает их теплопередачу. Места скопления воздуха в шлангах батарей определяют по отсутствию инея на их наружной поверхности.

Из охлаждающей системы холодильника воздух необходимо систематически удалять с помощью воздухоотделителя. При отсутствии этого аппарата воздух удаляют из системы через краны, установленные в верхней части конденсатора. Это делают после остановки компрессоров при непрекращающемся охлаждении конденсатора водой.

Необходимо также принимать меры для тщательного удаления воздуха из системы при ее монтаже и ремонтах и избегать таких условий эксплуатации, при которых воздух засасывается компрессором. Последнее часто наблюдается при длительной работе компрессора с неполоностью открытым всасывающим вентилем. При этом в компрессор может попадать воздух через сальники в результате образования в картере глубокого вакуума.

Недостаток аммиака в системе. Теплопередача в батареях и испарителе при недостатке холодильного агента ухудшается. При этом количество образующихся паров уменьшается и они поступают в компрессор с большим перегревом. В результате давление в испарителе и конденсаторе так же, как и холодопроизводительность установки и тепловая нагрузка конденсатора, падают. При этом разность температур конденсации и отходящей воды снижается до $2-3^\circ$, а температура паров на выходе из компрессора значительно повышается. Повысить температуру испарения путем дополнительного открытия регулирующего вентиля здесь не представляется возможным, так как это приведет к еще большему нарушению нормальной работы установки вследствие проскока паров из конденсатора через регулирующий вентиль в систему.

В этих условиях необходимо в систему добавить аммиак или перераспределить заполнение батарей камер и испарителей. Это делают путем перекачивания жидкого аммиака из недействующих батарей в работающие батареи и испарители.

Накапливание и переохлаждение жидкости в батареях. Такое явление может наблюдаться в камерах с пониженными теплотокками, при обрастании батарей снеговой шубой и большим влиянии гидростатического столба жидкости при пониженных температурах камер.

Накапливание и переохлаждение жидкости наблюдается также в коллекторах и других емкостях всасывающего трубопровода. Своевременное удаление жидкости часто вызывает за-

труднения, так как всасывающая магистраль изолирована, теплопритоки малы, и испарение протекает крайне медленно.

Дальнейшее накапливание жидкости в отдельных местах всасывающего трубопровода может привести к гидравлическим ударам в компрессоре. Для их предупреждения необходимо своевременно удалить жидкость из этих мест. Жидкость удаляют через спускные линии и регулировочную станцию в систему с более низкой температурой испарения или подают ее на питание испарителя, расположенного ниже. На крупных холодильниках жидкость из коллекторов удаляют иногда специальным аммиачным насосом. Удаление жидкости, находящейся в батареях при малых теплопритоках, вызывает еще большие затруднения.

Если система имеет ресивер оттайки, то жидкость из батарей может быть слита в него с тем, чтобы оттуда она могла быть направлена через регулировочную станцию другим потребителям. При отсутствии ресивера жидкость по перепускной линии перекачивают в батареи с недостаточным заполнением аммиака.

Излишек аммиака в системе. Имеют место случаи, когда давление в конденсаторе и испарителе повышается, в компрессоре наблюдается влажный ход, несмотря на малое открытие регулировочного вентиля. Для ликвидации этого дефекта необходимо часть жидкости удалить из системы в свободную аммиакоемкость холодильника (ресиверы, баллоны и батареи отключенных камер).

НЕПРАВИЛЬНАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Пуск компрессора без предварительного проворачивания маховика вручную. Пуск компрессора без предварительного проворачивания маховика может привести к повреждению его отдельных деталей.

Такие последствия возможны после выполнения небрежного ремонта, при котором в полость цилиндра компрессора попадают части пластины клапана или другие предметы. В ряде случаев после ремонта в цилиндре компрессора остаются масло или жидкий агент.

Поворачивание маховика на один оборот позволяет обнаружить наличие посторонних предметов по металлическому стуку, а масло и жидкий аммиак — по глухому удару. В этих случаях компрессор пускать нельзя. Его необходимо или вскрыть (при металлических стуках) и убрать посторонние предметы,

или (при глухом ударе), не вскрывая компрессор, удалить масло или жидкий аммиак.

Быстрое открытие всасывающего вентиля при пуске компрессора. В компрессор может попасть жидкость, скопившаяся во всасывающем трубопроводе в результате бурного вскипания при резком понижении давления. Такое явление приводит к гидравлическому удару. Чтобы избежать этого, необходимо всасывающий вентиль открывать постепенно и прикрывать его в тех случаях, когда в цилиндре появляются стуки и поверхность цилиндра покрывается инеем.

Следует иметь в виду, что обмерзание цилиндра происходит не сразу. Поэтому своевременно обнаружить поступление жидкости в компрессор можно только на слух — при наличии глухих ударов. Если компрессор находится в эксплуатации и слышны гидравлические удары, то надо быстро выключить мотор, а затем перекрыть всасывающий вентиль.

В горизонтальных машинах старых конструкций, имеющих повышенную инерционность, необходимо сначала перекрыть всасывающий вентиль, а затем выключить мотор. Выключение мотора в первую очередь здесь не приводит к быстрой остановке машины.

Не прикрыт всасывающий вентиль у работающего компрессора при пуске второго компрессора. Чтобы включить дополнительный компрессор в работу на общую магистраль или переключить его на другие потребители холода, необходимо выключить из работы действующий компрессор или перекрыть у него всасывающий вентиль. При несоблюдении этих условий пуск дополнительного компрессора при скоплении жидкости во всасывающем трубопроводе вызовет вскипание жидкого аммиака из-за быстрого понижения давления. Это может привести к гидравлическим ударам в компрессорах.

Не прикрыты вентили на регулировочной станции при остановке одного из параллельно работающих компрессоров. При таком положении подача жидкости остается неизменной, а отсос паров уменьшается. Это приводит к переполнению батарей, испарителя, к влажному ходу работающего компрессора и к гидравлическим ударам.

Перед остановкой компрессора не закрыт вентиль для впрыска жидкого аммиака во всасывающий трубопровод. Это приводит к заполнению всасывающего трубопровода жидким аммиаком и засасыванию компрессором жидкости при его пуске.

Не закрыты или не плотно закрыты регулирующие вентили перед остановкой компрессора. Это приводит к подаче жидкости к батареям или испарителям, их переполнению и к авариям от гидравлических ударов при пуске компрессора. Опытные механики обычно плотно закрывают регулирующие вентили и, кроме

того, перед остановкой компрессора отсасывают пар из системы в течение 10—15 минут после закрытия регулирующих вентилей. Тогда в системе будет недостаточное количество аммиака и при пуске компрессора возможное взбухание жидкости не приведет к переполнению испарителей жидким аммиаком и поступлению его в компрессор.

Неумелое пользование вспрыском жидкого аммиака во всасывающую линию компрессора. В некоторых установках вентиль вспыска имеет увеличенный диаметр (более 6 мм), а трубка его не имеет ограничительных шайб с калиброванным отверстием 3—4 мм. В этом случае при вспыске излишнее количество жидкости поступит во всасывающий трубопровод и приведет к влажному ходу. Длительное пользование вспрыском может вызвать образование трещин в цилиндре из-за температурных напряжений и поломку пластин клапанов. Поэтому вспыск используют только в тот период времени, когда перегрев велик и других средств для его устранения не имеется. При наличии в системе недостаточного количества аммиака вспыском пользуются сравнительно длительное время.

Быстрое открытие парового вентиля у подключаемого к компрессору испарительного аппарата. Быстрое открытие парового вентиля особенно опасно без предупреждения персонала, обслуживающего компрессор. Оно приводит к вскипанию жидкого аммиака в испарителе от быстрого понижения давления в нем, к выбросу излишнего количества жидкости из испарителя во всасывающий трубопровод и к гидравлическим ударам в компрессоре.

Нельзя допускать включение аппарата персоналу, который не обслуживает данную холодильную установку. При подключении испарителя необходимо медленно открывать его паровой вентиль. Машинист должен быть предупрежден о подключении с тем, чтобы быть готовым к предотвращению влажного хода.

К таким же последствиям приводит пуск вентиляторов или насосов воздушной и рассольной систем охлаждения. Поэтому в действующей установке вентиляторы и рассольные насосы должны включаться с разрешения машиниста.

Не прикрыты всасывающие вентили у компрессоров при подключении или отключении испарителей. При таком положении вентилей в подключаемом испарителе упадет давление и произойдет вскипание жидкого аммиака с выбросом его во всасывающую полость компрессора. При отключении части испарителей в системе произойдет падение давления, которое также вызовет вскипание жидкости и выброс ее из батарей, испарителей и других сосудов, содержащих жидкий аммиак.

Для предотвращения этих явлений необходимо перед осуществлением указанных выше операций прикрыть всасывающие вентили компрессоров.

Использование аммиачного компрессора для отсоса воздуха из системы и при испытании аппаратов на плотность. Аммиачные компрессоры можно использовать, если соблюдать следующие условия:

а) повышать давление воздуха в системе несколькими этапами с тем, чтобы после каждого этапа давление повышалось на 3—5 атм; компрессор останавливают для охлаждения стенок цилиндров;

б) применять для смазки цилиндра масло, имеющее высокий коэффициент вязкости и высокую температуру вспышки;

в) проверить состояние предохранительного клапана.

Несоблюдение этих мер вызывает задиры цилиндра и в некоторых случаях разрушение компрессора.

Чрезмерное открытие регулирующих вентилей, когда в ресивере конденсатора отсутствует гидравлический затвор. В этом случае пары из конденсатора проходят по сливной жидкостной линии через регулирующие вентили в испарительную систему и засасываются компрессором, вызывая высокий перегрев. Одновременно повышается температура испарения. Отсутствие гидравлического затвора может быть обусловлено тем, что при недостаточном уровне жидкости в линейном ресивере образуется воронка, через которую проходят пары из нагнетательной системы в испарительную.

Описываемое явление можно обнаружить с помощью указателя уровня на линейном ресивере, а также по показаниям термометра, установленного на жидкостной линии перед регулирующим вентилем. При проходе паров через воронку термометр покажет чрезмерно низкую температуру, которая может оказаться даже ниже температуры воды, подаваемой на переохладитель, или температуры окружающей среды. Объясняется это тем, что пары, поступающие из конденсатора по жидкостному трубопроводу, частично дросселируются в нем до регулирующего вентиля.

Чтобы устранить проход пара, необходимо восстановить гидравлический затвор путем прикрытия регулирующего вентиля, после чего отрегулировать подачу жидкости в испарительную систему.

Неправильная работа регулирующего вентиля. а) Регулирующий вентиль закрыт, проморожен или засорился. Если произошло засорение или замерзание жидкостного трубопровода от регулирующего вентиля до испарителя, то давление в испарителе падает. При этом термометр, уста-

новленный после регулирующего вентиля, показывает более высокую температуру, чем температура испарения.

Регулирующий вентиль необходимо открыть настолько, чтобы количество подаваемой и испаряемой жидкости было одинаковым. Если температура испарения продолжает падать, то следует отсосать жидкостный коллектор и трубопровод подачи жидкости, перекрыть запорные вентили по обе стороны регулирующего вентиля и прочистить его. При засорении трубопровода следует продуть его воздухом и высушить.

б) Регулирующий вентиль чрезмерно открыт. При этом температура испарения повышается, перегрев паров, засасываемых компрессором, падает, всасывающий патрубок и поверхность цилиндров компрессора интенсивно покрываются инеем, температура паров на нагнетательной стороне компрессора падает, наблюдается влажный ход компрессора, возможны гидравлические удары. Регулирующий вентиль необходимо прикрыть настолько, чтобы понизить температуру испарения, при которой температурный напор в батареях составляет 8—10°, а в испарителе — около 5°. Если наблюдается влажный ход компрессора, необходимо временно, до его устранения, прикрыть всасывающий вентиль, затем постепенно открыть его согласно указанным выше рекомендациям.

НЕНОРМАЛЬНОСТИ В РАБОТЕ РАССОЛЬНЫХ СИСТЕМ

На трубах испарителя нарастает слой льда. В результате нарастания льда тепловая нагрузка и температура испарения падают. Лед обычно появляется при недостаточной концентрации рассола, который особенно интенсивно деконцентрируется в открытых рассольных системах. Необходимо повысить концентрацию рассола добавлением соли или частичным его обезвоживанием методом выпаривания либо вымораживания.

Для предупреждения намораживания льда в испарителе необходимо систематически замерять плотность рассола и поддерживать ее на требуемом уровне, не допускать чрезмерного понижения температуры испарения, обеспечивать в испарителе непрерывную циркуляцию рассола.

Чрезмерно высокая концентрация рассола. При концентрации рассола выше криогидратной точки температура замерзания его повышается, на трубах выделяется соль, теплопередача испарителя ухудшается, увеличивается расход электроэнергии на работу насосов. Необходимо понизить концентрацию рассола, разбавляя его водой.

Неполадки при пуске насоса. Неполадки могут произойти по следующим причинам:

1. Насос недостаточно залит рассолом. Воздух попадает во всасывающую полость через неплотности во всасывающей трубе, сальнике, незатянутых фланцах, прокладках, иногда через вакуумметр. Если места поступления воздуха трудно обнаружить, то можно их найти с помощью открытого пламени, которое засасывается в этих местах. Для устранения этих неполадок необходимо залить насос и устранить пропуск воздуха.

2. Насос хорошо залит, воздух не проникает, но приемный клапан протекает так, что рассол уходит из насоса в промежуток времени между окончанием заливки и пуском в ход. Необходимо отремонтировать приемный клапан.

3. Число оборотов насоса мало. Это может произойти от падения напряжения или от скольжения его ремня. Необходимо обеспечить насосу нормальное число оборотов.

4. Насос вращается в обратную сторону (нормальное направление вращения насоса обычно указывается стрелкой).

Неполадки работы насоса. При работе насоса могут возникнуть следующие неполадки:

а) Расход насоса ниже нормального. Это может быть вызвано:

1) засорением насоса волокнами, паклей, тканью; в этом случае необходимо очистить насос и поставить сетку с более мелкими отверстиями;

2) повышенным манометрическим напором; для обеспечения нормальной работы насоса можно рекомендовать увеличение числа его оборотов; при этом следует иметь в виду, что: а) производительность насоса пропорциональна числу оборотов; б) напор пропорционален квадрату числа оборотов; в) мощность, потребляемая насосом, пропорциональна кубу чисел оборотов; г) коэффициент полезного действия насоса практически можно считать неизменным;

3) засорением или неполным открыванием приемного клапана, вследствие чего получается дополнительное сопротивление; вакуумметр при этом показывает большое разрежение; необходимо исправить или очистить клапан и снабдить его сеткой с меньшими отверстиями;

4) неравномерной (с перерывами) подачей рассола; в насос попадает много воздуха, наблюдается сильное колебание стрелок вакуумметра, манометра; это вызывается недостаточным затоплением приемного клапана, который вместе с рассолом засасывает воздух; необходимо уменьшить высоту всасывания и устранить попадание воздуха.

б) Насос прекращает подачу рассола. Это может вызываться следующими причинами:

1) повышенная высота всасывания; 2) увеличенные зазоры между уплотняющими кольцами или колесом вследствие износа; 3) износ лопаток колес.

При обнаружении износов насоса необходимо произвести его ремонт.

в) Насос потребляет слишком большую мощность. Это имеет место в тех случаях, когда насос рассчитан на большую производительность.

В этих случаях можно изменить число оборотов насоса или проточить по наружному диаметру его рабочее колесо. При этом следует иметь в виду, что напор изменяется пропорционально квадрату, а расход пропорционально кубу радиуса колеса.

Обточку рабочего колеса по наружному диаметру делают не более, чем на 10% его диаметра.

ОСОБЕННОСТИ И ПРАВИЛА ЭКСПЛУАТАЦИИ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ВНИХИ

— Особенности работы установки. В главе III приведено описание циркуляционной автоматизированной системы ВНИХИ, получившей широкое распространение на холодильниках СССР.

Основной принцип работы батарей этой системы заключается в самоциркуляции в них аммиака, для чего уровень жидкости в них устанавливают с помощью урвнердержателей на высоте нижней образующей парового коллектора. Однако на крупных холодильниках это не всегда выполнимо. Действительно, гидравлический напор, создаваемый урвнердержателем для всех батарей данного этажа, одинаков. В то же время гидравлические сопротивления на пути подачи жидкости на батареи и особенно на линии отсоса паров могут значительно изменяться в зависимости от места расположения батарей по отношению к урвнердержателю и их тепловой нагрузки.

В результате может оказаться, что в одни батареи жидкий аммиак будет поступать в избыточном количестве, а в другие — в недостаточном. В связи с этим на крупных холодильниках уровень жидкости в урвнердержателях повышают за счет их подъема. Тогда в батареи будет поступать больше жидкого аммиака, чем в них испаряется, и система превращается в циркуляционную. При этом значительная часть поверхности верхних труб батареи заполняется жидкостью, а неиспарившаяся ее часть по всасывающему трубопроводу батарей стекает в паровой коллектор, откуда она возвращается на питание нижележащего этажа. Пары аммиака из батарей отсасываются через паровые коллекторы и отделитель жидкости.

Жидкий аммиак из конденсатора или промсосуда подается в отделитель жидкости, а оттуда по сливному трубопроводу в циркуляционный ресивер.

Уровень жидкого аммиака в циркуляционном ресивере поддерживается автоматически, изменяясь в пределах высоты от нижней образующей ресивера, равной 200—300 мм. Для этого к циркуляционному ресиверу подключают два дистанционных указателя уровня ДУ, а к отделителю жидкости — соленоидный вентиль СВ. Нижний и верхний меркоиды указателей уровня включают в обычную схему трех сигнальных ламп. Два средних меркоида — верхний нижнего и нижний верхнего ДУ — управляют работой соленоидного вентиля, установленного на линии подачи жидкости. Первый открывает (включает) вентиль, когда уровень упадет до $h = 200$ мм, а второй закрывает (выключает) его при повышении уровня до $h = 300$ мм. После этого уровень жидкости в циркуляционном ресивере опять падает до тех пор, пока не достигнет минимального, т. е. $h = 200$ мм. После этого соленоидный вентиль под воздействием верхнего меркоида нижнего ДУ вновь открывается и питание жидким аммиаком возобновляется.

Прежде чем пустить установку на нормальную эксплуатацию, запорный вентиль, смонтированный после соленоидного вентиля, открывается настолько, чтобы подача жидкого аммиака производилась с некоторым превышением его расхода в испарительной системе, при котором соленоидный вентиль то закрывается, то открывается. После достижения такой настройки запорный вентиль пломбируют и установку пускают в нормальную эксплуатацию с автоматизированной подачей жидкости.

Если приборы автоматики окажутся неисправными, то на время их ремонта подача жидкого аммиака в циркуляционном ресивере осуществляется с помощью ручного регулирующего вентиля. Регулирующий вентиль должен быть открыт таким образом, чтобы белая лампа дистанционного указателя горела.

Аммиачный циркуляционный насос установки марки ЗЦ-4 имеет производительность 30 м³/час вместо 4—5 м³/час, необходимой для холодильников емкостью до 5000 т. Здесь производительность насоса регулируют с помощью регулирующего вентиля на его нагнетательной стороне, который после настройки на заданную производительность пломбируют. Для контроля за производительностью насоса на нагнетательном его трубопроводе устанавливают диафрагму и ртутный указатель перепада давлений — гампсометр, на шкале которого для данной диафрагмы указан расход жидкого аммиака в м³/час. Такой замер производительности будет правильным, если при дросселировании жидкости не выделяются пары. Это условие может со-

блюдаться только при значительном переохлаждении жидкости и незначительном ее дросселировании. Но, так как эти условия могут не соблюдаться, то следует регулировать подачу жидкости с помощью байпаса, подключаемого к циркуляционному ресиверу. Вентиль байпаса его настройки на требуемую производительность пломбируют. При этом вентиль на нагнетательной линии насоса открывают полностью.

Пуск установки. Перед включением системы в эксплуатацию проверяют, открыты ли вентили на сливном и уравнительном трубопроводе между отделителем жидкости и циркуляционным ресивером, а также вентиль на дренажном трубопроводе. Затем проверяют наличие пробок на нагнетательном вентиле насоса или его байпаса и на запорном вентиле, установленном после соленоидного вентиля на линии подачи жидкого аммиака в циркуляционный ресивер. После этого проверяют положение остальных вентилях системы, согласно имеющимся правилам эксплуатации холодильных установок. Далее проверяют включение в работу дистанционных указателей уровня на циркуляционном ресивере и отделителе жидкости.

По сигнальным лампам дистанционных указателей убеждаются в наличии в циркуляционном ресивере необходимого уровня жидкости.

Включают аммиачный насос и определяют по гампсометру его производительность.

Пускают в ход компрессор и открывают регулирующий вентиль подачи жидкости на циркуляционный ресивер.

Обслуживание в период эксплуатации. Во время эксплуатации системы следят по сигнальным лампам дистанционных указателей за уровнем аммиака в циркуляционном ресивере. При нормальной работе уровень аммиака в нем поддерживается автоматически на высоте 200—300 мм от нижней образующей ресивера и белая лампа дистанционного указателя горит.

Если при включенном соленоидном вентиле уровень аммиака в циркуляционном ресивере понизится ниже отметки 200 мм и загорится зеленая лампа, то это показывает, что подача жидкости в испарительную систему недостаточная. В этом случае проверяют исправность действия соленоидного вентиля, включив и выключив его несколько раз с помощью контрольной кнопки.

Убедившись, что соленоидный вентиль открыт и работает нормально, увеличивают подачу жидкого аммиака путем большего открытия запорного вентиля после соленоидного вентиля. Если соленоидный вентиль не открывается, то это означает, что он неисправен. В тех случаях, когда ремонт невозможно сделать без вскрытия соленоидного вентиля, необходимо поднять его клапан принудительно и производить подачу жидкого ам-

миака в отделитель жидкости и из него в циркуляционный ресивер с помощью регулирующего вентиля, контролируя уровень в ресивере по сигнальным лампам ДУ.

Понижение уровня аммиака в циркуляционном ресивере ниже 200 мм и зажигание зеленой лампы ДУ могут иметь место также при недостатке аммиака в линейных ресиверах и засорении фильтра перед соленоидным вентилем.

Если по достижении верхнего уровня аммиака в циркуляционном ресивере (300 мм) соленоидный вентиль по каким-либо причинам не закроется, то загорается красная лампа ДУ.

В этом случае необходимо закрыть регулирующий вентиль. Когда загорится белая лампа ДУ, следует приоткрыть регулирующий вентиль и отрегулировать подачу жидкого аммиака в циркуляционный ресивер вручную по сигнальным лампам дистанционных указателей.

Регулирующий вентиль должен быть открыт настолько, чтобы постоянно горела белая лампа ДУ. Регулирование подачи жидкого аммиака в систему без наблюдения за уровнем жидкости в циркуляционном ресивере недопустимо.

В случаях, когда загорается красная лампа ДУ, следует также произвести внеочередную проверку исправности его действия. Проверка производится путем закрытия и последующего открытия запорного вентиля на паровой линии ДУ.

Если дистанционный указатель исправен, то после закрытия указанного вентиля загорается сначала белая, а затем зеленая лампа; после его открытия загорается сначала белая, а затем красная лампа.

За уровнем аммиака в отделителе жидкости следят по специальным лампам дистанционного указателя.

При нормальной работе в отделителе не должно быть жидкости и постоянно горит зеленая сигнальная лампа. Если в отделителе появится жидкость и загорится белая лампа ДУ, необходимо закрыть регулирующий вентиль, прикрыть всасывающий вентиль компрессора, а затем выяснить и устранить причины заполнения отделителя жидким аммиаком.

Заполнение отделителя жидким аммиаком может произойти по следующим причинам:

а) неправильное регулирование подачи жидкости в циркуляционный ресивер вручную или неисправное состояние приборов автоматики СВ и ДУ, приводящее к переполнению ресивера, а затем и отделителя жидкости;

б) излишне большая производительность насоса (значительно открыт нагнетательный вентиль насоса или при наличии байпаса, недостаточно открыт его вентиль), вследствие чего подаваемая насосом жидкость не успевает возвращаться в цирку-

ляционный ресивер по дренажному и сливному трубопроводам и поэтому переполняет отделитель жидкости;

в) интенсивная подача жидкого аммиака из конденсатора (чрезмерно открыт запорный вентиль после СВ), при которой сливной трубопровод отделителя не успевает отводить подаваемую жидкость в циркуляционный ресивер;

г) работа с закрытыми вентилями на сливном или уравнительном трубопроводах между отделителем жидкости и циркуляционным ресивером, а также на дренажной линии.

За производительностью насоса наблюдают по гальванометру.

Из циркуляционного ресивера периодически выпускают масло. Для лучшего удаления масла необходимо циркуляционный ресивер отеплить, предварительно отключив его от остальной системы при неработающем компрессоре. При этом заполнение его жидкостью не должно превышать 80% емкости.

Выключение системы из работы. Чтобы выключить систему, необходимо закрыть регулирующий вентиль и продолжать некоторое время работу по отсосу аммиака. Затем следует остановить компрессор и аммиачный насос.

Глава IX

ИСПАРИТЕЛЬНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ВОДЫ

СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ КОНДЕНСАТОРОВ

Каждая холодильная установка, отнимая тепло от охлаждаемого тела, отдает это тепло в окружающую среду вместе с энергией, затрачиваемой извне. В крупных холодильных установках это тепло передается в большинстве случаев воде, протекающей через конденсатор установки, а в мелких — непосредственно окружающему воздуху. В последние годы воздушное охлаждение стали использовать и для установок сравнительно большой производительности. В частности, система воздушного охлаждения применяется в холодильных установках, обслуживающих поезда с машинным охлаждением.

Обычно вода, отняв тепло в конденсаторе, отдает его через градирню или брызгальный бассейн воздуху и возвращается в конденсатор охладительной установки.

Если не возвращать повторно водопроводную воду, а сливать в канализацию, то стоимость ее будет чрезмерно высокой.

Однако в некоторых случаях вода выбрасывается и не возвращается после отдачи тепла воздуху. Такие системы применяют только в судовых установках или на холодильниках, расположенных в непосредственной близости от моря, озера или реки.

Основная причина, по которой применяется водяная система охлаждения конденсаторов с так называемым обратным охлаждением воды воздухом, заключается в том, что в этом случае создается возможность максимально уменьшить поверхность охлаждения конденсатора, состоящего из сравнительно дорогих цельнотянутых труб и перенести теплопередачу от воды к воздуху в отдельный аппарат — градирню, поверхность охлаждения которой выполнена из сравнительно дешевых материалов. Вода в таких аппаратах понижает свою температуру вследствие испарительного охлаждения.

В хорошо выполненных градирнях или других устройствах для испарительного (обратного) охлаждения воды происходит передача всего воспринятого водой тепла воздуху. Поэтому в подобной системе приходится добавлять минимальное количество воды, необходимое для покрытия расхода от испарения ее и уноса воздухом.

Иногда применяют так называемую систему испарительного охлаждения самих конденсаторов (испарительные конденсаторы), в которых на поверхность охлаждения конденсатора подается в сравнительно небольших количествах вода, распределяемая по поверхности тонким слоем. Часть воды стекает в поддон, откуда с помощью вспомогательного насоса подается на повторное охлаждение конденсатора, с добавлением свежей воды, в количестве равном испарившейся и уносимой циркулирующим воздухом. Продуваемый через систему наружный воздух интенсифицирует испарение воды, находящейся на поверхности, и уносит тепло, отводимое в конденсаторе. Таким образом, система испарительного охлаждения в конденсаторе объединяет в одном аппарате теплопередачу от агента к воде и от воды к воздуху. При малой относительной влажности наружного воздуха теплопередача в испарительных конденсаторах особенно интенсивна, так как испаряющаяся вода, покрывающая поверхность труб, будет иметь более низкую температуру, чем окружающий воздух.

Недостаток системы — при повышенном содержании соли в воде трубы быстро покрываются слоем накипи, причем очистка теплопередающей поверхности от солей затрудняется в тех случаях, когда применяют оребренные трубы.

При использовании воды с минимальным содержанием солей система испарительного охлаждения конденсаторов работает удовлетворительно.

Указанная система находит широкое применение и в так называемых оконных кондиционерах, где вода, выпадающая в испарителе холодильной установки, собирается в поддоне, а затем разбрызгивается на поверхности конденсатора, интенсифицируя теплопередачу.

Таким образом, существующие системы охлаждения конденсаторов холодильных установок можно подразделить на следующие группы:

1. Воздушное охлаждение.
2. Водяное охлаждение без возврата использованной воды в конденсаторе.
3. Испарительное охлаждение.
4. Водяное охлаждение с испарительным охлаждением использованной воды (с обратным охлаждением).

Из всех этих групп система обратного охлаждения воды для крупных холодильных установок является наиболее распространенной.

Ниже приводится описание устройств, которые применяются в системе обратного охлаждения воды.

ОХЛАЖДАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА БЕЗ ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ ВОЗДУХА

Брызгальные бассейны. Поверхность охлаждающего пруда без устройства для разбрызгивания воды обычно слишком велика и составляет около 10 м^2 на $1 \text{ м}^3/\text{час}$ охлаждающей воды. Эту площадь можно уменьшить, если использовать пруды с разбрызгивающими устройствами или брызгальные бассейны (рис. 93). Для разбрызгивания воды применяют форсунки, ра-

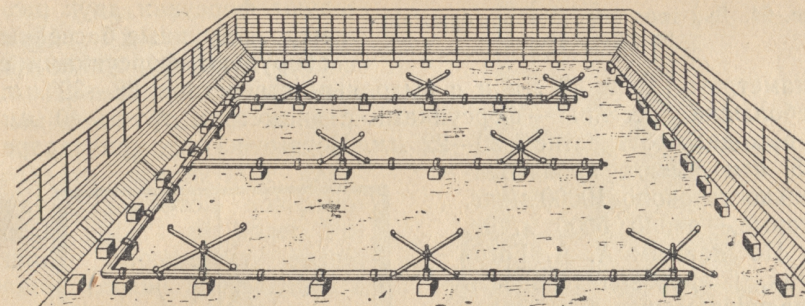


Рис. 93. Брызгальный бассейн

ботающие при сравнительно низких давлениях. Наличие разбрызгивающих устройств позволяет сократить поверхность пруда примерно в 10 раз и тем самым уменьшить капитальные затраты на оборудование. Брызгальные бассейны располагают на поверхности земли или над оросительными конденсаторами. Расположение бассейнов над оросительными конденсаторами целесообразно: при нем достигается экономия в площади и не требуется вторая насосная установка.

Для того чтобы уменьшить унос воды ветром, бассейн окружают жалюзи, которые имеют уклон внутрь пруда.

Конструкции форсунок представляют собой наконечники труб, создающие вихревые движения вытекающей воды. Форсунки бывают двух типов — центробежные и ударные. Первый тип более распространен. В центробежных форсунках вода приводится во вращательное движение с помощью винтового

направляющего устройства или при помощи тангенциального подвода воды.

Разбрызгивание воды основано на взаимном ударе двух выходящих струй. Применяемые в брызгальных бассейнах форсунки не распыляют воду, а разбрызгивают ее на крупные капли. В связи с этим необходимое давление воды относительно низкое и составляет около 0,5 атм. Поэтому и расход энергии на приведение в движение насосов сравнительно невелик.

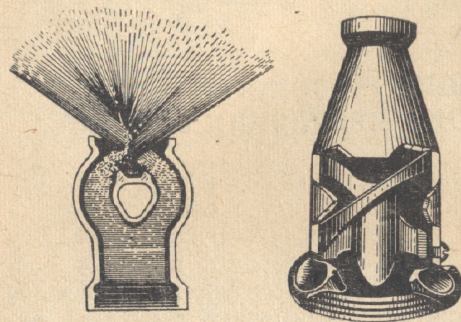


Рис. 94. Два типа форсунок для брызгальных бассейнов

Для брызгальных бассейнов чаще всего используют форсунки двух размеров. Крупные бассейны оборудуют форсунками с диаметром трубы 50 мм и с выходным отверстием 28—32 мм, небольшие бассейны — форсунками с диаметром трубы 40 мм и выходным отверстием 20—22 мм. Первые из них при напоре 0,5 атм имеют производительность около 10000 л/час, вторые — около 5000 л/час.

По данным А. А. Гоголина, производительность форсунки может быть определена по следующей формуле:

$$\omega = 5040 \cdot \mu \cdot f \cdot \sqrt{p}, \quad (1)$$

где μ — опытный коэффициент расхода форсунки, изменяющийся в пределах 0,3—0,8;

f — сечение выходного отверстия форсунки, см²;

p — давление воды перед форсункой, атм.

На рис. 94 справа показана конструкция винтовой центробежной форсунки типа «Спрэй-Райт» с коэффициентом расхода $\mu = 0,6 \div 0,8$, а слева — форсунка ударного типа. В форсунке ударного типа две струи вытекают из насадок, расположенных под углом, и перекрещиваются на выходе.

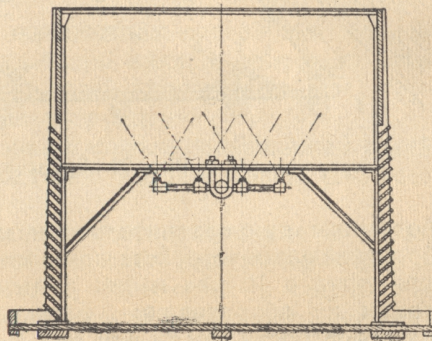


Рис. 95. Форсуночная градирня открытого типа

Открытые градирни. Конструкция форсуночного типа градирни, открытой с боков для продувания ветром, показана на рис. 95.

Этот тип является переходной конструкцией от брызгального бассейна к градирне. Боковые стенки аппарата покрыты жалюзи, обеспечивающими свободную циркуляцию воздуха.

ОХЛАЖДАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА С ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ВОЗДУХА

По характеру оросительной поверхности градирни бывают: с деревянными насадками, с кольцами Рашига, форсуночные и пленочные. На рис. 96 показан общий вид градирни с деревянными насадками (брусками). Два вентилятора расположены в нижней ее части. Вода орошает равномерно всю поверхность брусков и стекает в поддон.

Применение градирен с кольцами Рашига в виде насадки (рис. 97) позволяет создать компактный аппарат с развитой поверхностью. Для 1 м³ колец Рашига, орошаемых водой, произведение коэффициента испарения σ кг/м²час на величину поверхности соприкосновения между водой и воздухом составляет около 20000 кг/м³час. Для градирен с деревянными планками эта величина составляет около 1000 кг/м³час, для форсуночных градирен — около 2000—3000 кг/м³час, для пленочных — около 10000 кг/м³час.

Однако в градирнях с кольцами Рашига требуется большая мощность вентилятора из-за наличия значительных сопротивлений, возникающих при проходе через насадку. Расход энергии на привод вентилятора в градирнях этого типа примерно в 3—4 раза больше, чем в градирнях пленочного типа, и достигает примерно 0,1—0,2 квт-ч/1000 ккал. Это составляет примерно 20—40% энергии, потребляемой холодильной установкой. Ввиду высокой стоимости колец и повышенного потребления энергии этот тип градирни применяют только в тех случаях, когда

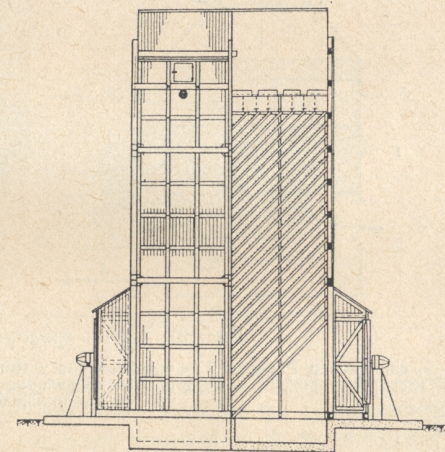


Рис. 96. Градирня с деревянными брусками

имеются небольшие площади для размещения аппаратуры и когда требуется градирня небольшой производительности.

Имеющийся в градирне этого типа слой элиминаторов служит для отделения и возврата капель воды, уносимой воздухом.

Форсуночные градирни с принудительной циркуляцией воздуха отличаются от градирен с естественной циркуляцией наличием вентилятора, а также и тем, что боковая поверхность у них выполняется в виде сплошных стенок.

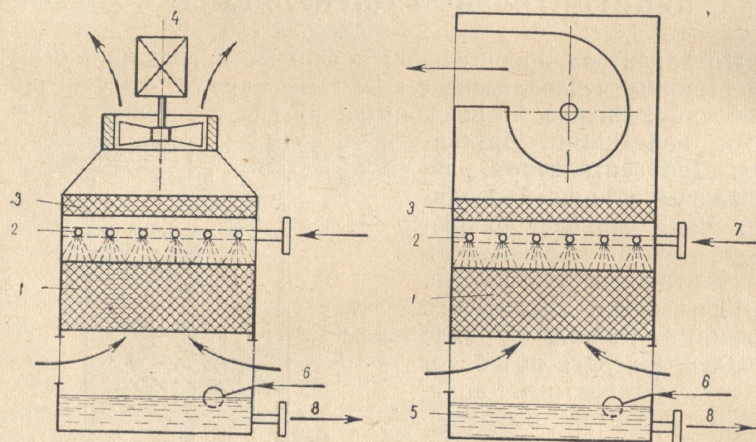


Рис. 97. Схема градирни с кольцами:

1 — слой колец Рашига, 2 — оросительное устройство, 3 — элиминаторы, 4 — вентилятор с электромотором, 5 — поддон, 6 — добавление свежей воды, 7 — подвод теплой воды, 8 — отвод охлажденной воды

Пленочные градирни имеют ряд преимуществ перед другими типами. Во-первых, наличие тонкого слоя воды позволяет применять высокие скорости воздуха без уноса капель и, следовательно, создавать интенсивный теплообмен. Во-вторых, осуществляя прямолинейное прохождение воздуха противотоком по отношению к движущейся воде, можно получить интенсивный теплообмен при сравнительно малых сопротивлениях. В этом случае сопротивление воздуха обусловлено главным образом потерями при входе и выходе из насадки, а также сопротивлениями трения при проходе пленочной насадки.

До последнего времени в пленочных градирнях использовали деревянные щиты, устанавливаемые вертикально на расстоянии 30—50 мм один от другого, либо другие деревянные конструкции, по которым стекала вода, образуя тонкий слой — пленку.

В настоящее время появился новый тип пленочных градирен, который позволяет сократить вес и размеры всего устройства при сравнительно малых расходах энергии (рис. 98).

Принцип работы этих градирен основан на теплопередаче в капиллярных трубках или тонких слоях. Исследования теплопередачи показали, что в капиллярных трубках коэффициент теплоотдачи быстро возрастает с уменьшением их диаметра. Например, при диаметре 2 мм коэффициент теплоотдачи от воздуха к воде равен около $36 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$, при диаметре 1 мм — около $72 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$, при диаметре 0,5 мм — около $140 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$. С другой стороны падение давления прямо пропорционально длине прохода воздуха и скорости прохода.

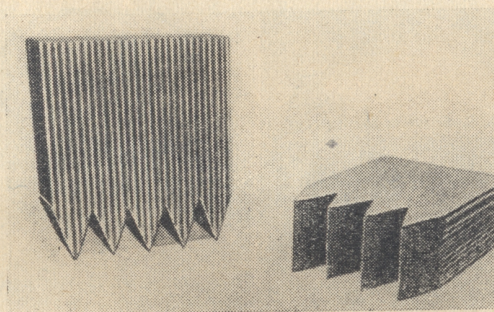


Рис. 98. Насадка пленочной градирни нового типа

Интенсивная теплопередача в капиллярных трубках объясняется непосредственным воздействием потока на пограничный слой, прилегающий к стенке. Однако интенсивный теплообмен в капиллярных трубках не мог быть использован в пленочных градирнях в связи со следующим обстоятельством. Если поверхность тонких щелей или капиллярных труб смачивается водой, то стекающая вода в нижней части полностью заполняет сечение, создавая значительное сопротивление потоку воздуха. Опыты показывают, что капиллярный уровень, т. е. высота трубки полностью заполненная водой, равна примерно $\frac{15}{d} \text{ мм}$, где d — диаметр капилляра или расстояние между слоями.

Такого рода препятствие для прохода воздуха не позволяет использовать интенсивную теплопередачу в капиллярах или тонких слоях.

Для устранения капиллярных сил и, следовательно, для создания прохода воздуху трубки в нижней части срезают под острым углом. Угол делают таким, чтобы высота среза была

больше, чем высота капиллярного уровня H_0 . В этом случае проход для воздуха освобождается и вода стекает по капилляру на всей ее поверхности.

Насадка пленочной градирни нового типа, выполненная из промасленной бумаги, в которой осуществлен данный принцип, показана на рис. 99. Вода с каждого зубца собирается на острие и стекает вниз, не препятствуя проходу воздуха.

Большое значение имеет смачиваемость материала насадки водой. Если вода не смачивает поверхности, то она не образует пленки и закупоривает проход, несмотря на наличие косых срезов в конце капилляров. Малые капли воды при этом будут уноситься воздухом, а большие закрывать отверстия капилляров.

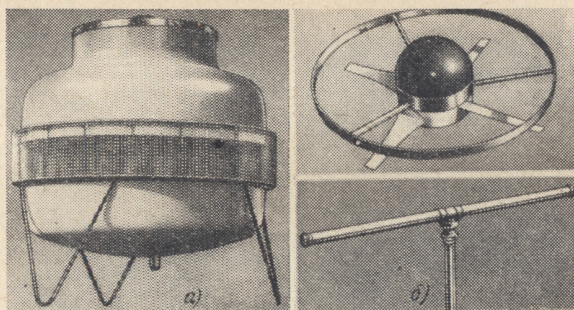


Рис. 99. Градирня с капиллярной насадкой:

а — общий вид, б — вентилятор и водораспределительное устройство

Если вода смачивает поверхность, она образует в капилляре тонкую пленку, стекая по поверхности с малой скоростью.

Чтобы обеспечить смачиваемость поверхности, бумажную насадку пропитывают феноловой смолой. Смола обладает также свойствами, предохраняющими бумагу от разрушения бактериями. Отличительной особенностью пленочных градирен является то, что в них не наблюдается оседания солей; образующиеся при испарении воды соли уносятся пленкой воды, стекающей по поверхности насадки.

Основные преимущества пленочных градирен нового типа — малая высота насадки и, следовательно, всего аппарата при небольшом сечении, сравнительно небольшое сопротивление проходу воздуха. Это позволяет получить портативный аппарат небольшого веса. Удельный вес градирни без воды составляет около 60 кг/м^3 , а с водой — около 180 кг/м^3 . Корпус нового типа градирни также в последнее время изготавливают из пластических материалов, обеспечивающих малый вес и отсутствие коррозии.

Описываемые типы градирен особенно приемлемы в холодильных установках для кондиционирования воздуха, так как их можно размещать без фундаментов в любых помещениях или на крышах зданий. Отопленная вода поступает в градирню и равномерно распределяется по поверхности насадки с помощью вращающегося распределительного устройства (принцип Сегнорового колеса). Воздух всасывается через решетку, расположенную по окружности аппарата, и движется снизу вверх по насадке, удаляясь при помощи аксиального вентилятора в окружающую среду. Конструкция аксиального вентилятора рассчитана на небольшой напор. Относительно малый вес градирни позволяет устанавливать ее на любой свободной площади.

Градирня работает бесшумно, что имеет огромное значение при установке ее вблизи жилых помещений. Производительность таких аппаратов и их размеры неодинаковы (табл. 22 и 23).

Таблица 22

Производительность пленочных градирен

Показатели	Тип градирни							
	АХН-20	АХН-25	АХН-60	АХН-80	АХН-105	АХН-140	АХН-305	АХН-365
Номинальная производительность, ккал/час	20 000	25 000	60 000	80 000	105 000	140 000	305 000	365 000
Мощность привода вентилятора, квт	0,2	0,2	0,35	0,35	1,1	1,1	2,0	2,0
Количество свежей воды, $\text{м}^3/\text{час}$	0,07	0,08	0,20	0,27	0,35	0,47	1,0	1,2
Вес аппарата без воды, кг	36,5	42,0	124	150	210	250	380	460
Полный вес при эксплуатации, кг	70,0	78,0	370	410	880	920	1 880	1 940

Таблица 23

Размеры градирен различной производительности (в мм)

Показатели	Тип градирни							
	АХМ-20	АХМ-25	АХМ-60	АХМ-80	АХМ-105	АХМ-140	АХМ-305	АХМ-365
Наибольший диаметр барабана	720	720	1 550	1 550	2 000	2 000	2 700	2 700
Высота градирен (без креплений)	1 000	1 300	1 900	2 200	2 200	2 500	2 580	2 880
Высота аппарата	1 200	1 500	2 200	2 500	2 500	2 800	2 800	3 200
Общая высота (с креплениями)	800	800	1 630	1 630	2 100	2 100	2 800	2 800

ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ КОНДЕНСАТОРЫ

Испарительный конденсатор — это агрегат, состоящий из обычного конденсатора и устройства для обратного охлаждения воды. За рубежом его широко применяют для холодильных установок холодопроизводительностью 3000—450000 ккал/час.

На рис. 100 приведены две схемы оросительных конденсаторов. В схеме, расположенной слева, воздух отсасывается из оро-

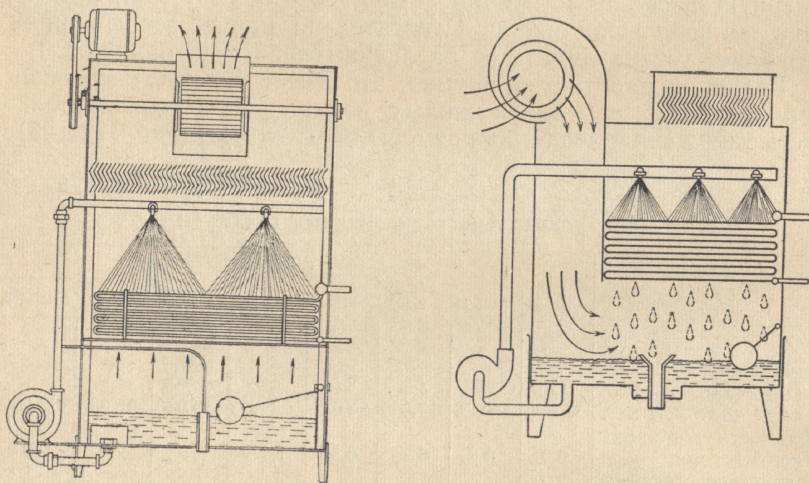


Рис. 100. Схемы испарительных конденсаторов

сительного конденсатора, а в схеме, расположенной справа, воздух нагнетается в аппарат. В остальном обе схемы аналогичны по своему действию. Вода разбрызгивается на трубчатую поверхность конденсатора, у которой проходит воздух, обеспечивая теплообмен. При этом испаряется лишь небольшая часть воды.

Таким образом, теплообмен между водой и воздухом осуществляется так же, как и в описанных выше градирнях.

Применять ребристые поверхности в испарительных конденсаторах вследствие трудности их очистки от слоя накипи следует с большой осторожностью. Поэтому испарительный конденсатор чаще всего выполняют из гладких труб, легко поддающихся очистке.

На выходе воздуха из аппарата обычно устанавливают элиминаторы для предотвращения уноса капель воды с воздухом, который, выходя наружу, увлажняется и несколько нагре-

вается. Вода перекачивается из поддона к форсункам и практически имеет почти одну и ту же температуру.

Для мелких холодильных установок применяют иногда безнасосные испарительные конденсаторы, в которых вода подается к форсункам из водопроводной сети. В этом случае уменьшают до минимума количество воды, уходящей в канализацию. Регулирование и подача воды на поверхность конденсатора осуществляются здесь таким образом, чтобы большая часть ее испарялась.

Чтобы увеличить поверхность охлаждения конденсатора, необходимо в агрегате установить дополнительное устройство для обратного охлаждения циркулирующей воды. В этом случае все устройство будет представлять собой как бы сочетание градирни для обратного охлаждения воды с оросительным конденсатором (рис. 101). Дополнительная оросительная поверхность может иметь различную конструкцию. Однако наиболее рациональной конструкцией считается та, которая основана на принципе работы пленочной градирни.

Каждый килограмм воды, испаряясь в оросительном конденсаторе, отнимает около 600 ккал тепла.

Следовательно, для отвода от конденсатора 1000 ккал тепла потребуется около 1,65 кг воды. Однако действительное количество потребной воды всегда будет несколько большим в виду следующего обстоятельства. В водяной системе испарительного конденсатора удаляется пар, почти не имеющий солей, а поступающая вода всегда их содержит. Если бы на поверхности конденсатора полностью осаждались соли, содержащиеся в испаряющейся воде, и они не смывались бы поступающей водой, то концентрация солей в циркулирующей воде не изменялась. Однако большая часть солей смывается поступающей на поверхность водой, что приводит к непрерывному повышению концентрации воды, циркулирующей в испарительном конденсаторе. В связи с этим возникает опасность коррозии труб. Поэтому производят частичную замену циркулирующей воды свежей. Для этой цели на схеме предусматривают спуск-

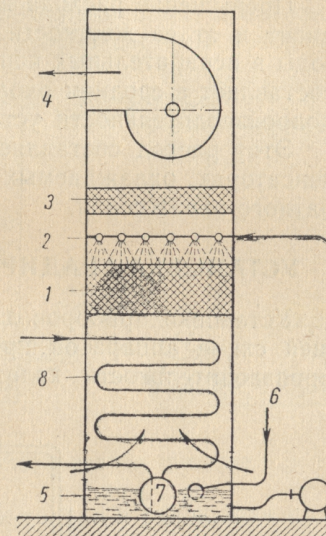


Рис. 101. Испарительный конденсатор с дополнительной поверхностью:

1 — дополнительная поверхность, 2 — оросительное устройство, 3 — элиминаторы, 4 — вентилятор, 5 — поддон, 6 — свежая вода, 7 — ресивер, 8 — змеевики конденсатора

ную трубку небольшого диаметра, через которую непрерывно удаляется вода, а на схеме, расположенной справа, предусматривают отвод небольшого количества воды, стекающей с поверхности охлаждения. В обеих схемах подача свежей воды регулируется поплавковым вентилем.

Кроме того, следует учитывать также увеличение расхода воды в виду неизбежного уноса капель вместе с воздухом.

Превышение расхода воды над теоретическим значением зависит и от ее жесткости. Однако можно считать, что расход воды в испарительных конденсаторах при малой солености воды составляет в среднем около 4 л/час на каждые 1000 ккал холодопроизводительности установки.

Этот расход составляет от 5 до 10% расхода воды в конденсаторах, охлаждаемых водой и работающих без систем обратного охлаждения.

УСТАНОВКА ГРАДИРЕН, АВТОМАТИКА И КОНТРОЛЬ

Установка приборов для обратного охлаждения воды в общей схеме аппаратов производится по-разному и зависит от производительности холодильной установки. Несколько отлич-

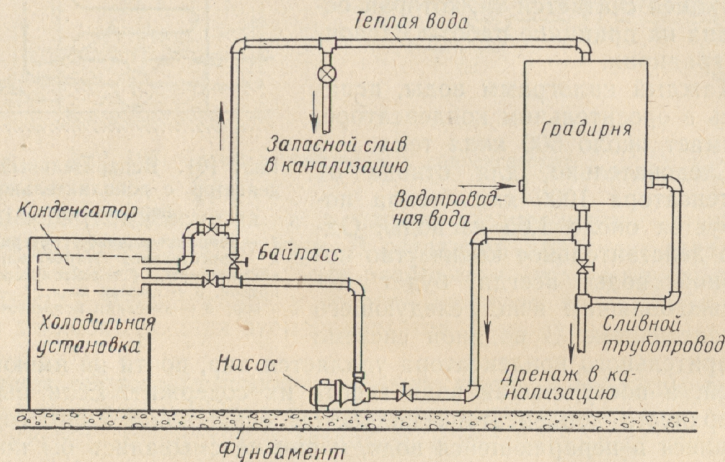


Рис. 102. Установка градирни крупной производительности для кондиционирования воздуха

чается также и схема трубопроводов. Наиболее типичная схема установки крупной производительности для кондиционирования воздуха приведена на рис 102.

Для установок малой производительности обычно не предусматривают байпас (используется для регулирования воды, проходящей через конденсатор) и дополнительный сливной трубопровод (служит для удаления воды в канализацию в случае переполнения установленного уровня ее в градирне). Остальные элементы схемы сохраняются.

Автоматический контроль за температурой охлаждаемой в градирнях воды осуществляется путем воздействия на привод вентилятора или путем регулирования подачи воды, поступающей в градирню. При использовании второй системы контроля

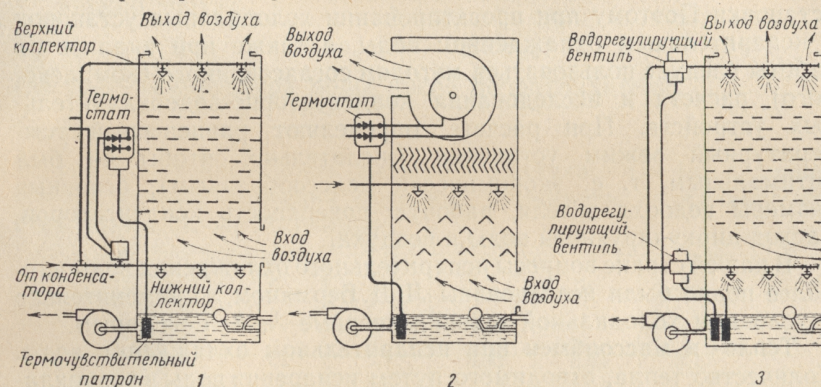


Рис. 103. Три типа контроля температуры воды в градирне

подача воды может регулироваться не только в отношении подведенного в градирню трубопровода, но и в отношении орошающего устройства.

На рис. 103 показаны три градирни, отличающиеся автоматическим контролем температур воды. В первой и третьей градирнях подача воды к форсункам осуществляется от двух коллекторов — верхнего и нижнего. В первой градирне подача воды в верхний коллектор не контролируется; при изменении температуры подача воды регулируется здесь только в нижний коллектор.

Во второй градирне изменение температуры охлажденной воды не меняет количества поступающей воды, а воздействует на электромотор, приводящий в действие вентилятор. При понижении температуры охлажденной воды ниже заданного предела электромотор выключается, а при повышении температуры он включается в цепь. Поддержание температуры на постоянном уровне здесь играет большую роль в точном регулировании температур воздуха, подаваемого кондиционирующей установкой.

В третьей градирне изменение температуры регулирует подачу воды в верхний и нижний коллектор.

Расчет конденсаторных и водоохладительных установок при испарительном охлаждении воды

При работе конденсаторов и водоохладителей (устройства для испарительного охлаждения воды в холодильных установках) устанавливается равновесный температурный режим, определяемый многими факторами, включая метеорологические условия — температуру и влажность воздуха, скорость его движения и др. Изменение указанных условий приводит при испарительном охлаждении воды к изменению режима работы водоохладителей, конденсаторов и, следовательно, всей холодильной установки. Поэтому при проектировании холодильных установок с испарительным охлаждением воды, а также при анализе их работы следует пользоваться методом согласованного (комплексного) расчета и исследования конденсаторно-водоохладительных устройств. При расчете определяют равновесный температурный режим установки (желательно, чтобы он был оптимальным, т. е. экономически целесообразным), основные размеры водоохладителя, рабочую поверхность конденсаторов, расход циркулирующей воды и воздуха.

В нашей стране вопросы испарительного охлаждения воды наиболее полно были исследованы Л. Д. Берманом, а применительно к условиям холодильной техники впервые А. А. Гоголиным.

Тепло- и массообмен при испарительном охлаждении воды. Количество тепла, отводимого путем испарения воды в водоохладителях, составляет обычно 70—90%. Остальное тепло отводится радиационным и конвективным теплообменом.

Влагообмен между водой и воздухом, как частный случай диффузионных процессов, аналогичен конвективному теплообмену, поэтому применяют два метода исследования испарительного охлаждения воды:

1. Прямой метод — базируется на использовании основных положений теории подобия и при вынужденном турбулентном движении приводит к критериальным уравнениям типа

$$Nu' = f(Re, Pr'),$$

где Nu' — диффузионный критерий Нуссельта;

$$Nu' = \frac{\beta l}{D},$$

где β — коэффициент массоотдачи;

l — определяющий геометрический размер;

D — коэффициент диффузии активного компонента влажного воздуха — водяного пара;

Pr' — диффузионный критерий Прандтля;

$$Pr' = \frac{\nu}{D},$$

где ν — кинематическая вязкость воздуха.

2. Косвенный метод — основан на приближенной зависимости коэффициента влагоперехода σ от коэффициента теплоотдачи α . Расчетное уравнение при этом имеет вид

$$Q = \psi \sigma F \Delta I_{\text{д}}, \quad (2)$$

где Q — общий тепловой поток (влажный и сухой);

ψ — поправочный коэффициент, учитывающий долю тепла жидкости, переходящего в воздух с испарившейся влагой.

Можно считать, что

$$\psi = 1,01 - 0,002 t_{w2}, \quad (3)$$

где t_{w2} — температура воды после водоохладителя.

По Льюису $\sigma = \frac{\alpha}{c_p}$;

где c_p — теплоемкость влажного воздуха; $\sigma \approx 4\alpha$, а точнее $\sigma = n\alpha$, причем значения n можно принимать по данным, составленным А. А. Гоголиным.

Δt	5	10	15	20	25
n	4,2	4,1	3,95	3,84	3,77

ΔI — перепад энтальпий воздуха, участвующего в теплообмене с водой;

$$\Delta I = I'' - I,$$

где I'' — средняя энтальпия воздуха в пограничном слое с водой (находится по средней температуре воды), ккал/кг сухого воздуха; I — средняя энтальпия воздуха, омывающего влажную поверхность водоохладителя, ккал/кг сухого воздуха.

Если воздух, имеющий относительную влажность $\phi < 1$, долгое время будет омывать с достаточной скоростью несменяемую пленку воды малой толщины, то последняя при адиабатном процессе тепло-и массообмена с воздухом приобретает температуру $t_{\text{ад}}$, которая остается неизменной при постоянных параметрах воздуха.

Эта температура, называемая теоретическим пределом охлаждения воды воздухом, может быть найдена из уравнения теплового баланса для 1 кг воздуха

$$I + (d'' - d)t_{\text{ад}} = I'',$$

где I, d — начальные параметры воздуха (d — влагосодержание, кг/кг сухого воздуха);

I'', d'' — конечные параметры воздуха при $\varphi = 1$;

$$t_{ад} = \frac{I'' - I}{d'' - d}.$$

Температура $t_{ад}$ при испарительном охлаждении воды в холодильных установках практически совпадает с температурой воздуха по мокрому термометру t_m , измеренной аспирационным психрометром. Поэтому степень эффективности водоохладителя можно выразить коэффициентом η , представляющим собой отношение действительного подохлаждения воды $\Delta t_w = t_{w1} - t_{w2}$, где t_{w1} и t_{w2} — начальная и конечная температура воды, к теоретическому (предельно-возможному) $\Delta t^*_{w} = t_{w1} - t_m$, т. е.

$$\eta = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{t_{w1} - t_m}. \quad (4)$$

Степень эффективности водоохладителя зависит от его конструктивных особенностей, плотности орошения или высоты дождя N_w (количество циркулирующей воды в $m^3/час$, которое приходится на $1 m^2$ водоохладителя в плане), скорости движения воздуха, влияния солнечной радиации, температуры воздуха по мокрому термометру, психрометрической разности температур и других факторов. Значения η колеблются в пределах 0,2—0,4 для брызгальных бассейнов; 0,4—0,7 — для вентиляторных градирен.

При ориентировочных расчетах температуру охлажденной воды находят по уравнениям:

$$t_{w2} = t_m + 3\Delta t_w,$$

для вентиляторных градирен

$$t_{w2} = t_m + 1,5\Delta t_w.$$

В качестве расчетной температуры воздуха по мокрому термометру можно принимать значения t_m , превышаемые для данной местности не более, чем пять дней в году (табл. 24).

Режим работы конденсаторов и водоохладителей. При проектировании холодильных установок с испарительным охлаждением воды основные расчетные величины (подохлаждение воды в водоохладителях, перепад температур в конденсаторе, расход циркулирующей воды) принимались долгое время без достаточных обоснований. Например, подохлаждение воды выбиралось в пределах $2-4^\circ$, перепад температур в конденсаторах — около 5° . При этом не было известно, насколько эти величины отвечают минимуму общих расходов (эксплуатационные расходы и амортизационные отчисления) и в какой степени они близки к своим оптимальным значениям.

Таблица 24

Расчетные значения t_m

Город	t_m	Город	t_m
Алма-Ата	19,0	Кривой Рог	19,4
Баку	23,3	Ленинград	17,1
Воронеж	20,1	Минск	20,7
Ворошиловград	19,4	Москва	18,5
Горький	20,0	Мурманск	14,9
Грозный	22,6	Новосибирск	19,2
Жданов	18,4	Ростов-на-Дону	19,9
Иркутск	16,8	Свердловск	17,9
Казань	18,3	Тула	20,6
Киев	18,8	Хабаровск	23,3
Краснодар	22,9	Харьков	23,3

Здесь трудность заключается в сложном характере взаимосвязи между указанными величинами.

Оптимальное значение перепада температур в конденсаторе нельзя определить без учета обоснованных оптимальной температуры конденсации, оптимального расхода циркулирующей воды и наиболее выгодного подохлаждения ее в водоохладителе.

Ниже приводится методика согласованного (комплексного) расчета конденсаторно-водоохладительных установок, предложенная В. З. Жаданом.

Оптимальный режим работы проточных конденсаторов при испарительном охлаждении воды может быть определен с помощью следующих формул:

Оптимальная температура конденсации

$$t_k = t_m + \sqrt{\frac{160 + t_0}{S_w \cdot \eta}} \left[a + \frac{1000 S_k}{k \cdot \tau_k} (b + 1) \right]. \quad (5)$$

Оптимальная температура воды после водоохладителя

$$t_{w2} = \frac{\left(\frac{k \tau_k a}{1000 S_k} + b \right) t_k + t_m}{\frac{k \tau_k a}{1000 S_k} + b + 1}, \quad (6)$$

где t_0 — температура испарения, $^\circ C$

$$a = \xi S_w + \frac{p S_w}{33 \eta_n} + \frac{S_w}{\tau_w},$$

где ξ — коэффициент добавления свежей воды, представляющий собой отношение количества добавляемой воды к общему расходу циркулирующей воды;

S_w — стоимость 1 м³ добавляемой воды, руб.;
 p — общий напор, развиваемый насосами, подающими воду через конденсатор в водоохладитель, *ати*;
 $S_э$ — стоимость 1 *квт-ч* электроэнергии, руб.;
 η_n — коэффициент полезного действия насосов;
 S_B — стоимость водоохладителя, отнесенная к 1 м³ циркулирующей воды в час, руб.;
 τ_B — срок службы водоохладителя, час;
 S_K — стоимость 1 м² поверхности теплообмена конденсатора руб.;

$$b = 2,3 \lg(t_K - t_m) \eta;$$

k — коэффициент теплопередачи конденсатора.
 $\text{ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$;

τ_B — срок службы конденсатора, в час.

Уравнение (5), в которое входит величина b , зависящая от t_K , решается методом последовательных приближений. При выборе значений t_K до решения уравнения (5) для средних и крупных холодильных установок можно пользоваться приближенной зависимостью

$$t_K = t_m + \sqrt{\frac{160 + t_0}{S_э \eta} \left(a + \frac{1800 S_K}{k \cdot \tau_K} \right)}. \quad (7)$$

Расхождение между принятым и вычисленным (конечным) значениями t_K порядка 0,5° допустимо.

Определив с помощью уравнений (5), (6) и (7) оптимальные значения t_K и t_{w2} , можно найти и остальные расчетные величины: начальную температуру воды, поступающей в водоохладитель t_{w1} , из уравнения (4), подогрев воды в конденсаторе $\Delta t = t_{w1} - t_{w2}$, расход циркулирующей воды $\omega = \frac{Q}{\Delta t w}$. Причем тепловую нагрузку конденсатора Q находят обычным способом или вычисляют с помощью приближенного уравнения, справедливого для средних и крупных аммиачных холодильных установок

$$Q = \frac{(160 + t_0) Q_0}{161 - 0,6 t_K + 1,7 t_0}. \quad (8)$$

Если на общую конденсаторную установку работают компрессоры с различной температурой испарения, то их холодопроизводительности суммируются, а температуру испарения установки находят как средневзвешенную величину.

При пользовании формулами (5) и (6) все перечисленные расчетные величины, а также логарифмический перепад температур в конденсаторе, поверхность теплообмена конденсатора, режим работы и основные размеры водоохладителя получаются оптимальными, т. е. отвечают минимуму общих расходов.

Работа установки средней производительности по оптимальному режиму может дать годовую экономию в сумме 500—700 руб. по сравнению с обычным режимом работы.

Исходные данные для расчетов и их результаты приведены в табл. 25 и 26.

Таблица 25

Исходные данные для расчетов

№ по пор.	t_m	t_0	$S_э$	η	ξ	S_w	S_B	τ_B	p	h_n	S_K	k	τ_K	Марка конденсатора
I	20	-30	0,02	0,04	0,1	0,4	10	100000	3	0,6	13	700	50000	150-КТГ
II	20	-30	0,02	0,04	0,05	0,4	10	100000	3	0,6	13	700	50000	150-КТГ
III	20	-30	0,02	0,04	0,1	0,2	10	100000	1,5	0,6	13	700	50000	150-КТГ
IV	20	-30	0,02	0,04	0,05	0,4	24	100000	3	0,6	22	700	50000	40-КЭ
V	24	-30	0,02	0,04	0,1	0,4	10	100000	3	0,6	13	700	50000	150-КТГ

Таблица 26

Результаты расчета

№ по пор.	a	b	t_K	t_{w2}	t_{w1}	Δt_K	Δt_w
I	0,071	0,966	31,28	30,74	26,44	2,0	4,3
II	0,051	0,907	29,72	29,10	25,46	1,9	3,6
III	0,036	0,846	28,35	27,64	24,58	1,8	3,1
IV	0,052	0,926	30,21	29,21	25,53	2,4	3,7
V	0,071	0,966	35,28	34,44	30,26	2,3	4,2

Анализ данных этих таблиц позволяет установить влияние отдельных факторов на экономичность работы конденсаторно-охлаждающей установки. Расчеты показывают, что принявшийся обычно перепад температур в конденсаторах (около 5°) был завышенным.

Может оказаться, что оптимальная температура конденсации будет слишком высокой (для аммиачной установки выше 35°). В этом случае при окончательном выборе условий работы конденсатора и водоохладителя необходимо учитывать требования техники безопасности и правила эксплуатации холодильных установок.

Оптимальное решение задачи для оросительного конденсатора еще не найдено. В связи с этим разработана вторая методика расчета, основанная на определении равновесного температурного режима конденсаторной и водоохладительной установок.

Средняя равновесная температура воды

$$t_w = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2}, \quad (9)$$

где t_{w2} — температура воды после водоохладителя, практически совпадающая с температурой воды, поступающей в конденсатор, если количество добавляемой свежей воды не превышает 5% и температура ее t_z отличается от t_{w2} не более, чем на 5°.

Если указанные условия не соблюдаются, необходимо в уравнение (9) вместо t_{w2} подставлять температуру смеси охлажденной и добавляемой воды t_m , которая выражается уравнением

$$t_m = (1 - \xi) t_{w2} + \xi t_z. \quad (10)$$

Условный коэффициент эффективности оросительного конденсатора, как водоохладителя, может быть представлен зависимостью

$$\eta_k = \frac{t_m - \left(t_{w1} - \frac{Q}{W} \right)}{t_m - t_m}. \quad (11)$$

С помощью уравнений (4), (9), (10) и (11) можно получить следующие формулы для определения равновесной температуры при испарительном ее охлаждении:

для проточного конденсатора без учета добавления воды

$$t_w = t_m + \frac{(2 - \eta) \Delta t_w}{2\eta}$$

для проточного конденсатора с учетом добавления воды

$$t_w = \frac{\eta(1 - \xi) t_m + \xi t_z + [1 - 0,5\eta(1 - \xi)] \Delta t_w}{\eta(1 - \xi) + \xi}; \quad (12)$$

для оросительного конденсатора без учета добавления воды

$$t_w = t_m + \frac{(2 - \eta) \Delta t_w}{2[\eta + (1 - \eta)\eta_k]}; \quad (13)$$

для оросительного конденсатора с учетом добавления воды

$$t_w = \frac{(d + 1)(\eta t_m e + \xi t_z)(ce + 1) \Delta t_w + \eta_k t_m}{2(1 - cde)}, \quad (14)$$

где $c = 1 - \eta$; $d = 1 - \eta_k$; $e = 1 - \xi$.

При выводе уравнения (14) предполагается, что свежая вода добавляется после водоохладителя.

Входящая в расчетные уравнения величина $\frac{Q}{W} = \Delta t_w$ может быть принята в пределах 3—5° для вентиляторных градирен и 1,5—3,5° для брызгальных бассейнов.

Уравнения позволяют получить исходные данные для выбора и расчета совместно работающих конденсаторов и водоохладителей. Ниже приводятся несколько примеров расчета.

Оросительный конденсатор и брызгальный бассейн. Это наиболее трудный, но широко распространенный случай для расчета. Здесь главная трудность заключается в обосновании коэффициентов η и η_k . По данным Л. Д. Бермана, для крупных брызгальных бассейнов значения η получаются в пределах 0,35—0,43. Однако они относятся к подохлаждению воды на 5—10°, которое не имеет места в холодильных установках. Временно можно пользоваться следующей методикой определения η и η_k . По данным А. А. Гоголина (табл. 27) выбирается подходящее значение коэффициента охлаждения

$$U = \frac{\Delta t_w}{I_m - I},$$

где I_m — энтальпия воздуха в пограничном слое с водой, ккал/кг сухого воздуха;

I — энтальпия атмосферного воздуха, ккал/кг сухого воздуха.

Приведенные в таблице данные относятся:

к скорости ветра 2 м/сек при отсутствии солнечной радиации;

к брызгальным бассейнам с форсунками Спрако, имеющими диаметр выходного отверстия 22 мм, при количестве форсунок 32—72 и высоте дождя 0,8 м/час;

к брызгальным бассейнам с жалюзи и высотой дождя 0,4 м/час;

к брызгальным бассейнам без жалюзи при подохлаждении воды в пределах 1—3°.

Таблица 27

Коэффициенты охлаждения брызгальных бассейнов

Брызгальные бассейны с жалюзи		Брызгальные бассейны без жалюзи	
напор, атм	U при w = 2 м/сек	напор, атм	U при w = 2 м/сек
0,4	0,41	0,3	0,48
0,5	0,48	0,4	0,57

Данные табл. 27 можно распространять только на аналогичные условия.

С учетом солнечной радиации

$$U_s = \frac{U}{1 + \frac{q_s}{1000 \cdot H_w \Delta t_w}}, \quad (15)$$

где q_s — напряжение солнечной радиации, $\text{ккал/м}^2\text{час}$ (в зависимости от географической широты значения q_s колеблются в пределах 300—450 $\text{ккал/м}^2\text{час}$).

Для оросительного конденсатора как водоохладителя можно ввести условный коэффициент охлаждения

$$U_k = \frac{4\alpha m F_k}{W}, \quad (16)$$

где m — фактор орошения, представляющий собой отношение водяной поверхности F_w к поверхности труб конденсатора F_k ;

$$m = 1,5 \div 2;$$

α — коэффициент теплоотдачи для воздуха, $\text{ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}$. Коэффициенты охлаждения U_s и U_k могут быть пересчитаны на коэффициенты эффективности η и η_k по приближенному уравнению

$$\eta = \frac{U_k}{1,35 - 0,025(t_m + \Delta t_w) + U_s}. \quad (17)$$

Для оросительного конденсатора $U_s = U_k$.

Общее подохлаждение воды Δt_w при использовании уравнения (17) может быть распределено между брызгальным бассейном и оросительным конденсатором следующим образом:

для брызгального бассейна $\Delta t'_w = (0,7 \div 0,8) \Delta t_w$;

для оросительного конденсатора $\Delta t''_w = (0,2 \div 0,3) \Delta t_w$.

Рекомендуемые значения высоты дождя приведены в табл. 28.

Таблица 28

Высота дождя в брызгальных бассейнах

Производительность W , $\text{м}^3/\text{час}$	Высота дождя H_w , м/час	
	бассейны с жалюзи	бассейны без жалюзи
250	0,55	0,33
500	0,66	0,43
1 000	0,81	0,57
1 500	0,90	0,67
2 000	0,96	0,75

Меньшие высоты дождя в брызгальных бассейнах без жалюзи объясняются большим расстоянием между крайними фор-

сунками и краем бассейна, необходимым для уменьшения уноса мелких капель воды. Чем меньше брызгальный бассейн, тем больше относительное влияние этого расстояния, поэтому высота дождя брызгального бассейна без жалюзи и с жалюзи с уменьшением его размеров соответственно уменьшается. Рассмотрим порядок расчета брызгального бассейна и оросительного конденсатора на конкретном примере.

Дано: расчетная температура воздуха по мокрому термометру $t_m = 17,7^\circ\text{С}$; напряжение солнечной радиации $q_s = 400 \text{ ккал/м}^2\text{час}$; скорость ветра $w = 2 \text{ м/сек}$; холодопроизводительность установки $Q_0 = 500\,000 \text{ ккал/час}$ при температуре испарения $t_0 = -33^\circ$.

Требуется рассчитать: равновесный температурный режим работы оросительного конденсатора и брызгального бассейна, полезную площадь брызгального бассейна F_b и поверхность теплообмена оросительного конденсатора F_k (без учета добавления свежей воды).

Расчет. Принимаем общее подохлаждение воды $\Delta t_w = \frac{Q}{w} = 3^\circ$, в том числе в брызгальном бассейне $\Delta t'_w = 3 \cdot 0,8 = 2,4^\circ$ и оросительным конденсаторе $\Delta t''_w = 3 \cdot 0,2 = 0,6^\circ$.

Приближенное значение температуры конденсации находим по уравнению

$$t_k = t_m + 10 = 17,7 + 10 = 27,7^\circ.$$

Тепловая нагрузка конденсатора Q согласно уравнению (8) составит 718 000 ккал/час .

Расход циркулирующей воды $W = \frac{718\,000}{3} = 239\,000 \frac{\text{кг}}{\text{час}}$, что для бассейна с жалюзи соответствует высоте дождя $H_w = 0,53$ (см. табл. 28).

Площадь брызгального бассейна $F_b = \frac{W}{H_w} = \frac{239\,000}{0,53} = 450 \text{ м}$. Напор воды в форсунках брызгального бассейна $p = 0,4 \div 0,6 \text{ ати}$. Принимаем $p = 0,5 \text{ ати}$. Производительность форсунки Спрако при диаметре выходного отверстия 22 м находим по уравнению $W_{\phi} = 8420 \sqrt{p} = 8420 \sqrt{0,5} = 5940 \text{ кг/час}$. Количество форсунок

$$z = \frac{W}{W_{\phi}} = \frac{239\,000}{5940} = 41.$$

Принимаем коэффициент охлаждения для брызгального бассейна с жалюзи без учета солнечной радиации $U_s = 0,48$ (см. табл. 27). С учетом солнечной радиации по уравнению (15) получим $U_s = 0,35$, что соответствует согласно уравнению (17) значению $\eta = 0,29$ при

$$\Delta t_w = \Delta t'_w = 2,4^\circ\text{С}.$$

Принимаем коэффициент теплопередачи оросительного конденсатора $k = 800 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}$ (эту величину необходимо обосновать) и арифметический перепад температур в конденсаторе $\Delta t'_k = 3,5^\circ$.

Приближенное значение поверхности теплообмена конденсатора

$$F_k = \frac{Q}{k \Delta t'_k} = \frac{718\,000}{800 \cdot 3,5} = 257 \text{ м}^2.$$

Принимаем фактор орошения $m = 2$, $\alpha = 14 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}$ (α необходимо также обосновать с помощью критериальных уравнений).

Условный коэффициент охлаждения оросительного конденсатора по уравнению (16) $U_k = 0,12$.

Условный коэффициент эффективности оросительного конденсатора по уравнению (17) при $\Delta t_w = \Delta t''_w = 0,6^\circ$ составляет $\eta_k = 0,12$.

Средняя равновесная температура воды по уравнению (13) $t_w = 24,4^\circ$.

Температура конденсации $t_k = t_w + \Delta t'_k = 24,4 + 3,5 = 27,9$. С помощью уравнений (4) и (9) находим средний логарифмический перепад температур в конденсаторе $\Delta t_k = 3,36^\circ$.

Уточненное значение тепловой нагрузки конденсатора при $t_k = 27,9^\circ$ по уравнению (8) $Q = 720\,000 \text{ ккал/час}$. Уточненное значение потребной поверхности теплообмена конденсатора

$$F_k = \frac{720\,000}{8000 \cdot 3,36} = 267 \text{ м}^2.$$

Проточный конденсатор и брызгальный бассейн. С помощью уравнений (5), (6) и (7) определяем оптимальные расчетные величины и находим площадь брызгального бассейна и поверхность теплообмена конденсатора, используя методику, которая была изложена выше.

Проточный конденсатор и вентиляторная градирня. Вентиляторные градирни могут быть капельные, пленочные и форсуночные. Исходные данные для расчета конденсаторно-водоохлаждающей установки получают с помощью уравнений (5), (6) и (7), причем степень эффективности градирни следует обосновать по опытным данным для градирни аналогичной конструкции при приблизительно одинаковых условиях работы. Для наиболее распространенной капельной вентиляторной градирни можно пользоваться данными табл. 29, полученными при скорости движения воздуха, отнесенной ко всей площади сечения градирни, 1,8—2,4 м/сек и температуре воздуха по мокрому термометру 20° .

Таблица 29

Степень эффективности вентиляторной капельной градирни

Высота дождя H_w , м/час	Степень эффективности		Высота дождя H_w , м/час	Степень эффективности	
	при $\Delta t_w = 4^\circ$	при $\Delta t_w = 6^\circ$		при $\Delta t_w = 4^\circ$	при $\Delta t_w = 6^\circ$
3	0,66	0,73	6	0,53	0,59
4	0,63	0,69	7	0,49	0,55
5	0,58	0,64	8	0,45	0,51

Основной расчетной величиной для капельной градирни является объем оросителя, который определяют по формуле

$$V = \frac{w \cdot \Delta t_w}{\psi \cdot \sigma_v \Delta I_{cp}} \text{ м}^3,$$

где ψ — поправочный коэффициент, который находят по формуле (3);

σ_v — объемный коэффициент влагоперехода:

$$\sigma_v = 635 (w_v \gamma_v)^{0,53} H_w^{0,39};$$

$w_v \gamma_v$ — весовая скорость воздуха, отнесенная ко всему сечению градирни;

ΔI_{cp} — средний логарифмический перепад энтальпий;

$$\Delta I_{cp} = \frac{\Delta I_{\max} - \Delta I_{\min}}{2,3 \lg \frac{\Delta I_{\max}}{\Delta I_{\min}}}.$$

При противотоке

$$\Delta I_{\max} = I'_1 - I_2, \quad \text{а} \quad \Delta I_{\min} = I'_2 - I_1,$$

где I'_1 и I'_2 — величины, которые находят по температурам воды I_{w1} и I_{w2} при $\varphi = 1$;

I_1 — энтальпия атмосферного воздуха;

I_2 — энтальпия воздуха, покидающего градирню, находят из уравнения теплового баланса

$$(I_2 - I_1) G = (t_{w1} - t_{w2}) W;$$

при этом можно допустить, что

$$\frac{G}{W} = 1,1.$$

Рабочую поверхность пленочной градирни определяют по уравнению (2).

Глава X

ФРЕОНОВЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

МАЛЫЕ И МЕЛКИЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Классификация и характеристика установок

В соответствии с принятой классификацией малые и мелкие холодильные установки подразделяются на:

- а) холодильные установки производительностью до 300 нккал/час , используемые для охлаждения шкафов;
- б) мелкие холодильные установки производительностью от 300 до 3000 нккал/час , применяемые для охлаждения прилавков, витрин и другого торгового оборудования;
- в) малые холодильные установки производительностью от 3000 до 30 000 нккал/час , широко используемые в торговле для охлаждения небольших складов.

Не совсем обычные условия эксплуатации, связанные с применением малых и мелких установок в торговых предприятиях и в быту, требуют, чтобы они были надежны, безопасны и бесшумны в работе, имели уменьшенные габариты и упрощенные схемы монтажных работ на различных объектах.

Указанные требования определили характерные особенности современных малых и мелких установок: агрегатирование, полная автоматизация, применение безвредных агентов.

Агрегатирование, т. е. конструктивное объединение на общей раме холодильного компрессора, двигателя и теплообменных аппаратов в разных комбинациях, дает возможность до минимума уменьшить габариты установки, а также значительно сократить стоимость и улучшить качество монтажных работ. Основные работы по монтажу трубопроводов для агента (осушка, проверка под давлением, достижение необходимой плотности всех соединений, заполнение маслом и агентом) производятся на заводе-изготовителе.

Изготовление типовых компрессор-конденсаторных агрегатов облегчает их монтаж в различных специализированных объектах (шкафах, прилавках, витринах, кузовах авторефриже-

раторов, охладителях жидкости и др.). К указанным объектам приспособляют лишь испарительную систему.

Для шкафов часто применяют комплексные агрегаты, которые включают все элементы холодильной машины, смонтированные на заводе-изготовителе. Отличительными конструктивными особенностями таких агрегатов является полная герметичность, которая образуется благодаря отсутствию сальников компрессора, запорных вентилей и разъемных соединений.

Для большей автономности комплексные агрегаты чаще всего выполняют с воздушными конденсаторами. Монтаж комплексных холодильных агрегатов с конденсаторами воздушного охлаждения сводится к установке их на месте и присоединении к электросети. Ремонт таких установок чаще всего сводится к замене вышедшего из строя агрегата.

Эксплуатация заключается в периодическом наблюдении за исправным действием автоматических приборов управления и их наладке, которую проводят механики.

В СССР и за рубежом в последние годы начинают быстро внедряться герметичные машины, холодопроизводительность которых достигает нескольких десятков тысяч ккал/час . Для уменьшения размеров машин применяют высокие числа оборотов (до 3500 об/мин).

Конструкции малых и мелких герметичных установок разнообразны. В первых герметичных установках в одном герметичном кожухе был заключен весь комплекс аппаратов, осуществляющих замкнутый холодильный цикл.

Такие холодильные установки, полностью встроенные в герметический кожух, не имели наружных трубопроводов и поэтому были герметичными и компактными.

Недостатки подобных конструкций — сложность и высокая стоимость, невозможность ремонта, трудность автоматизации.

Дальнейшее развитие конструкций герметичных установок шло по пути выделения самостоятельных узлов: компрессор с электродвигателем встраивали в кожух, образуя герметичную систему, а конденсатор, испаритель и регулируемую систему объединяли в другой (негерметичный) узел.

Из этих узлов таким образом составлялся компрессор-конденсаторный агрегат или комплексная установка, объединяющая все элементы, необходимые для осуществления цикла.

В настоящее время в эксплуатации находится много установок с так называемым открытым компрессором, т. е. с приводом от отдельного двигателя (машины типа ФАК Харьковского завода торгового машиностроения или ротационного типа рижского завода «Компрессор» и др.). Однако главным является развитие и внедрение компрессоров, закрытых в одном общем

кожухе с электродвигателем. Применение встроенного электродвигателя и устранение сальника позволяет увеличить число оборотов, сократить вес, габаритные размеры и уменьшить шум.

Наиболее современные и экономические машины — с вертикальным эксцентриковым валом и горизонтальными осями цилиндров компрессора. К ним относятся машины типа ФГК Харьковского завода торгового машиностроения.

Компрессор-конденсаторные агрегаты с подобными машинами и воздушными конденсаторами, обдуваемыми вентилятором, получаются весьма компактными.

Массовость производства и применения малых и мелких холодильных установок в большой степени усиливает значение мероприятий, направленных на снижение металлоемкости и затрат энергии для получения холода. Однако далеко не всегда удается совместить требования простоты и надежности с задачей снижения удельных расходов энергии на получение холода. Приведем несколько примеров. Известно, что в целях упрощения схем малые установки часто выполняют с разными температурами кипения, но с одним компрессором. В таких схемах давление всасываемого пара определяется низшей температурой кипения и, следовательно, приводит к увеличению удельного расхода энергии на получение холода при более высоких температурах.

Кроме того, для лабораторных установок малой производительностью часто применяют одноступенчатые машины при температурах испарения до -40° вместо использования двухступенчатых машин со сложными схемами, дающими возможность повысить холодильный коэффициент.

Применение воздушных конденсаторов, обеспечивающих автономность и простоту установки, приводит к значительному повышению температуры конденсации. Например, в установках для домашних кондиционеров для уменьшения размеров конденсаторов допускают превышение температуры конденсации над температурой окружающей среды $25-30^{\circ}$. Повышение разности температур допускают и для других теплообменных аппаратов малых и мелких холодильных установок.

Применяемые в современных агрегатах герметичные компрессоры с встроенным электродвигателем обладают важным преимуществом — у них отсутствует сальник вала. Однако энергетические коэффициенты таких машин ниже, чем у сальниковых.

В мелких установках с абсорбционной машиной в целях удобства эксплуатации и повышения безопасности допускают энергетически невыгодный электрообогрев генератора.

Особенности холодильников торговых предприятий

В торговых предприятиях применяют стационарные и сборные камеры, различные виды прилавков и наприлавочных витрин, стойки для продажи воды, соков, льдогенераторы пищевого льда и др.

Номенклатура холодильного оборудования для автоматов и магазинов, торгующих без продавцов, расширяется с каждым годом.

Условия хранения продовольственных товаров в мелких холодильниках предприятий торговли и общественного питания существенно отличаются от условий их хранения на крупных холодильниках. Это объясняется широким ассортиментом продуктов, малым количеством их по каждому виду и небольшими сроками хранения. В них разрешается группировать продукты для совместного хранения. При этом температуру в камерах можно поддерживать от -2 до 6° , т. е. на более высоком уровне, чем на крупных холодильниках с долгосрочным хранением.

Нормы загрузки на 1 м^2 площади камер составляют $125-250 \text{ кг}$, т. е. почти в 4 раза меньше, чем на крупных холодильниках.

Для крупных торговых предприятий холодильники строят в подвальном или полуподвальном этаже. Холодильник обычно имеет 3—5 камер общей емкостью 5—7 т. Емкость каждой камеры определяют по специальным нормам в зависимости от числа рабочих мест в магазине или объема товарооборота.

При малых емкостях строительство холодильников нецелесообразно, в этих случаях применяют охлаждаемые объекты заводского изготовления. Например, в СССР изготавливают два типа сборных холодильных камер с одним отделением — 1ХКР и с двумя отделениями — 2ХКР. Камеры собирают из стандартных щитов, состоящих из деревянного корпуса. Между досками корпуса проложена теплоизоляция.

Транспортируют камеры в разобранном виде. Собирают их на месте путем соединения щитов болтами. Каждую камеру обслуживает автоматический фреоновый агрегат (табл. 30).

Холодильные шкафы торгового типа с полезным объемом 500 л и выше применяются в предприятиях торговли и общественного питания. Охлаждаются шкафы с помощью индивидуальных комплексных фреоновых агрегатов. Однако в некоторых случаях используют схемы, в которых ряд шкафов охлаждается рассолом от центральной холодильной установки.

Конструктивные схемы шкафов с индивидуальными холодильными агрегатами отличаются по типу испарителей и по расположению агрегата «компрессор-конденсатор».

Таблица 30

Сборные камеры для торговых предприятий

Основные показатели	Марка камеры	
	1ХКР	2ХКР
Площадь камеры, m^2	3,2	8,7
Объем камеры, m^3	6,7	16,0
Емкость камеры, кг	500—600	1 500—1 700
Габариты, мм:		
длина	2 248	5 248
ширина	2 000	2 000
высота	2 394	2 394
Холодильный агрегат	ФАК-1,1	ФАК-1,5 АК-2ФВ-3/1,2
Поверхность ребристых батарей, m^2	1 × 10	2 × 10
Температура в камере, °C	0—4	0—4
Вес сборной камеры, кг	1 265	3 000

Наибольшее распространение получил тип шкафа, в котором охлаждающие ребристые испарительные змеевики расположены в верхней части шкафа, а компрессор-конденсаторный агрегат стоит отдельно.

В других типах компрессор-конденсаторный агрегат находится отдельно или в нижней неизолированной части шкафа, а охлаждающее устройство — сбоку в камере (испаритель-льдогенератор) или в задней стенке шкафа (воздухоохладитель).

В шкафах, где испаритель расположен около потолка, под испарителем устраивают поддон с трубкой для отвода талой воды.

В зависимости от величины шкаф имеет 4—6 дверей.

При проектировании и изготовлении шкафов и другого торгового оборудования придают большое значение не только их техническим качествам, но и общей архитектуре и внешнему виду.

Охлаждаемые прилавки применяют для продажи свежих и замороженных продуктов. При продаже свежих скоропортящихся продуктов используют прилавки с остекленной витриной. Полезный объем таких прилавков составляет от 600 до 3000 л.

Для продажи замороженных продуктов и мороженого применяют прилавки без витрин с полезным объемом от 60 до 6000 л.

Холодильные прилавки бывают:

- а) с охлаждением только нижней части, под витриной;
- б) с охлаждением только верхней части (наприлавочная витрина);

в) с охлаждением всего полезного объема.

В прилавках, где охлаждается только верхняя часть, фреоновый агрегат помещают в нижней неохлаждаемой части, а в остальных — около прилавка. Испарители фреоновых установок обычно медные, ребристые, луженые. Располагают их в верхней части прилавка или под полками для продуктов. Под испарительным змеевиком устанавливают металлический поддон и трубку с сифоном для отвода талой воды. Витрина обычно имеет несколько стекол, вмонтированных в раму так, чтобы между ними была воздушная прослойка.

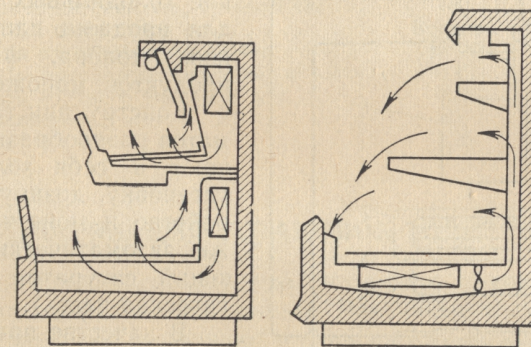


Рис. 104. Принципиальные схемы создания завес холодного воздуха в открытых витринах

Для предотвращения отпотевания и обмерзания стекла уплотняют мягкой резиной, не дающей возможности проникновения в прослойки паров воды из наружного воздуха.

При расчете остекленной витрины необходимо создавать такую изоляцию воздушными прослойками, чтобы на поверхности наружного стекла температура была выше точки росы внешнего воздуха.

Дверцы прилавка также делают с многослойным остеклением.

Для хранения и продажи замороженных продуктов применяют прилавки-контейнеры, в которых поддерживается температура — $12 \div -15^\circ$. Эти контейнеры обычно изготавливают без витрин. Охлаждение производится испарительными змеевиками, припаянными к поверхности внутреннего металлического кожуха.

Значительный интерес представляют охлаждаемые витрины открытого типа, используемые для отпуска товаров без помощи

продавца. Охлаждаемые в них продукты доступны для покупателей и защищены от нагревания завесой холодного воздуха.

Защитная завеса в витринах обеспечивается путем создания конвективных потоков или принудительной вентиляции (рис. 104).

Проектируют открытые охлаждаемые витрины главным образом на основании опытных данных, так как теоретический расчет чрезвычайно сложен.

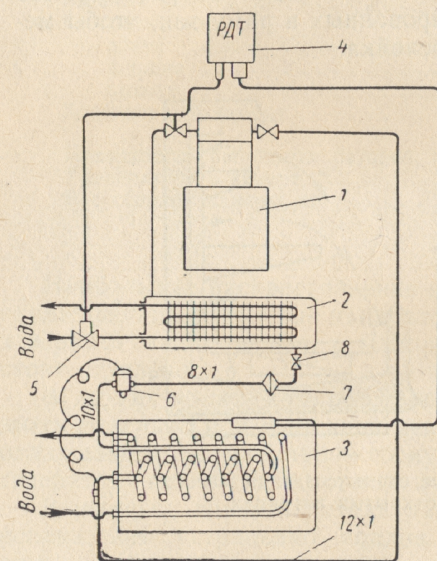


Рис. 105. Схема водоохладителя Харьковского завода торгового машиностроения:

1 — компрессор, 2 — конденсатор-ресивер, 3 — водоохладитель, 4 — регулятор давления и температуры, 5 — водорегулирующий вентиль, 6 — терморегулирующий вентиль, 7 — фильтр, 8 — запорный жидкостной вентиль

Реле давления РДТ-1 автоматически останавливает компрессор, если вода охладится до 6—8°. При теплении воды компрессор снова включается.

Автоматическая регулировка подачи воды на конденсатор осуществляется водорегулирующим вентилем ВРВ-1,5, увеличивающим подачу воды при повышении температуры конденсации.

Для предотвращения замерзания воды, давление в испарителе поддерживается не ниже 1,8—2,0 атм.

Перспективным в развитии торгового оборудования является широкое внедрение холодильных автоматов для продажи напитков, соков, молока, фасованных продуктов, мороженого и др.

Конструкции таких автоматов разнообразны и включают в себя холодильную установку, дозирующее устройство и монетник, а также автоматически действующий сатуратор (технологическая часть).

В качестве примера рассмотрим схему холодильной части водоохладительной установки, которая применяется в автоматах для продажи газированной воды в сатураторных установках (рис. 105 и табл. 31).

Водоохладитель состоит из двух цилиндрических змеевиков, залитых алюминием. Внутренний змеевик является испарителем фреона, а наружный — водоохладителем.

Таблица 31

Техническая характеристика водоохладителей

Показатели	Марки водоохладителя	
	ВОМ-35	ВОМ-60
Количество воды, охлаждаемой с 25 до 5°, л/час	35	60
Марка компрессора	2ФВ-4/4,5	2ФВ-4/4,5
Число оборотов	450	650
Холодопроизводительность, ст. ккал/час	700	1100
Охлаждение конденсатора	Водяное	Водяное
Расход воды на конденсатор, л/час	До 200	До 270
Поверхность фреонового змеевика, м²	0,12	0,17
Поверхность водяного змеевика, м²	0,16	0,2
Зарядка фреоном-12, кг	2,5	2,5
Зарядка маслом ХФ-12, кг	1,25	1,25

АВТОМАТИЗАЦИЯ УСТАНОВОК ТОРГОВОГО ТИПА

Характерной особенностью установок торгового типа является их полная автоматизация. Различные схемы автоматического управления применяют в зависимости от конкретных условий и требований поддержания температурного режима, а также числа объектов охлаждения.

В установках торгового типа с одним охлаждаемым объектом используют фреоновые агрегаты, обслуживающие шкаф, прилавок, витрину, сборную камеру и т. д.

Заданная температура в охлаждаемой камере поддерживается с помощью прессостата, присоединенного к всасывающему вентилю компрессора. Температура регулируется автоматическим пуском и остановкой компрессора. Правильное заполнение агента испарителя осуществляется с помощью терморегулирующего вентиля. Защита компрессора от повышения давления обеспечивается включателем максимального давления, присоединенного к нагнетательному вентилю.

Прессостат и выключатель максимального давления иногда объединяют в один общий прибор, который называется реле давления РД.

Опыт эксплуатации малых холодильных агрегатов показал, что вопросы защиты компрессора от недопустимого повышения давления должны решаться в зависимости от способа охлаждения конденсатора.

В установках с водяным охлаждением конденсатора временное прекращение подачи воды вызывает быстрый рост давления

и тогда выключатель максимального давления (ВМД) останавливает компрессор. Ввиду возможных перебоев в подаче воды установка ВМД считается обязательной.

В малых установках с воздушным охлаждением конденсаторов опасность аварии, вызванная недопустимым повышением давления в конденсаторе, практически исключена и поэтому для машин, у которых часовой объем менее $10 \text{ м}^3/\text{час}$, правилами техники безопасности разрешается установка агрегатов без выключателей максимального давления.

Включение и выключение двигателя производится магнитным пускателем. Для защиты двигателя от перегрузки применяют тепловые биметаллические реле, включенные в две фазы двигателя. В герметических компрессорах размыкание происходит при повышении температуры обмотки двигателя выше установленной нормы.

При воздушном охлаждении конденсатора от электровентилятора двигатель последнего присоединяют к контактам магнитного пускателя так, чтобы остановка и пуск компрессора и вентилятора происходили одновременно.

В установках с водяным охлаждением конденсатора устраивают водорегулирующий или соленоидный двухпозиционный вентиль, включаемый магнитным пускателем.

В установках торгового холодильного оборудования, где температура охлаждения объекта выше 0° , удаление инея достигается одновременно с регулированием температуры кипения методом пуска и остановки компрессора с помощью прессостата. При этом прессостат настраивают на давление пуска, соответствующее температуре кипения на $1-1,5^\circ$ выше нуля. После пуска компрессора температура стенок испарителя понижается до $-8 \div -12^\circ$ и на них оседает иней. Оттайка происходит после остановки компрессора в период, когда температура стенки испарителя достигает выше 0° . Сложнее осуществляется оттайка в тех случаях, когда температура камеры выше 0° , но работа холодильной установки управляется камерным термостатом. Здесь возможны случаи, когда при остановке компрессора температура в испарителе не успевает подняться выше температуры таяния инея. Для обеспечения оттайки в таких схемах применяют разные методы; чаще всего кроме камерного термостата устанавливают прессостат. Термостат останавливает компрессор при достижении нижнего предела температуры в камере, а прессостат пускает компрессор только после того, как температура паров в испарителе станет выше 0° . Вместо прессостата может быть использован термостат испарителя.

Применяется также датчик времени — программный регулятор, который периодически останавливает компрессор на время, необходимое для оттаивания испарителей открытого торгового

холодильного оборудования с принудительной циркуляцией воздуха.

Настройку датчика времени производят в зависимости от времени года, рода продуктов, режима эксплуатации. В установках, где температура в объекте ниже 0° , оттайку испарителей производят путем подвода к ним тепла. Это чаще всего делается с помощью переключения линии нагнетания горячих паров с конденсатора на испаритель.

В некоторых установках применяют системы с наружным обогревом змеевиков электронагревательными приборами.

При программной автоматической оттайке с помощью датчика времени необходимо исходить из следующих основных требований:

1. Периодическое включение системы оттайки не должно сильно снижать экономичность установки. Обогрев испарителя должен производиться не чаще чем это требуется по условиям образования инея.

2. Оттаивание испарителя должно осуществляться за короткое время, чтобы не допустить повышения температуры охлаждаемого объекта выше допускаемых пределов.

3. Компрессор должен быть защищен от гидравлического удара, возможного из-за выдавливания жидкого фреона из змеевиков испарителя во всасывающую линию компрессора.

Применение датчика, который через определенные равные промежутки времени включает системы оттайки, может привести к тому, что процессы будут происходить реже или чаще, чем это требуется по условиям осаждения инея. Во избежание этого явления некоторые системы автоматизации предусматривают включение датчика времени только в часы работы машины. В других системах сроки оттайки устанавливают в зависимости от частоты и продолжительности открывания дверцы холодильника.

Ухудшение теплопередачи испарителя из-за покрытия поверхности инеем вызывает понижение температуры испарения до установленного предела, при котором дополнительный термостат испарителя останавливает компрессор. Пуск машины в этой схеме осуществляется только после удаления инея. Такая схема энергетически выгодная, но требует применения большего количества автоматических приборов.

Установки с несколькими охлаждаемыми объектами и с одним компрессором применяют главным образом с целью уменьшения стоимости оборудования.

Использование агрегатов увеличенной производительности дает также некоторое преимущество вследствие более высокого к. п. д. компрессора по сравнению с малыми машинами, обслуживающими отдельные объекты. Следует иметь в виду, что если

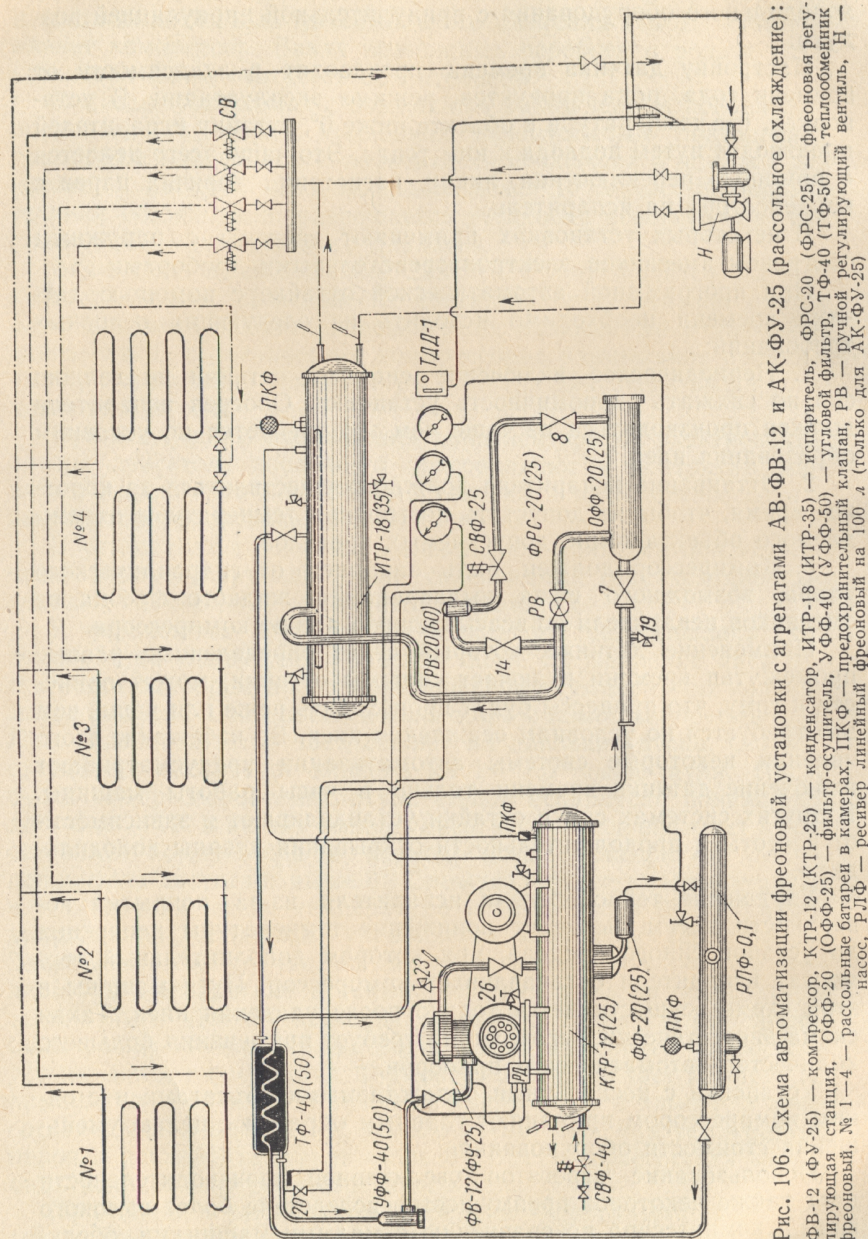


Рис. 106. Схема автоматизации фреоновой установки с агрегатами АВ-ФВ-12 и АК-ФУ-25 (расольное охлаждение): ФВ-12 (ФУ-25) — компрессор, КТР-12 (КТР-25) — конденсатор, ИТР-18 (ИТР-35) — испаритель, ФРС-20 (ФРС-25) — фреоновый теплообменник, УФФ-40 (УФФ-50) — фильтр-осушитель, УФС-40 (УФС-50) — угловой фреоновый теплообменник, ТДД-1 — термодатчик, ПКС — предохранительный клапан, РВ — ручной регулирующий клапан, Н — насос, ПДФ — ресивер линейный фреоновый на 100 л (только для АК-ФУ-25)

обслуживаемые объекты имеют разные температуры, то при определении мощности компрессора рекомендуется исходить из того, что вся холодопроизводительность достигается при наиболее низкой температуре. Это обстоятельство приводит к тому, что у рассматриваемых установок энергетическая экономичность обычно все же меньше, чем при системе отдельных агрегатов.

Для получения удовлетворительных энергетических и общих технико-экономических показателей необходимо, чтобы не менее половины всей потребной холодопроизводительности составляла нагрузка объекта с более низкой температурой.

У выхода из испарителя камеры с более низкой температурой устанавливают специальный обратный клапан. Его назначение — не дать возможности фреону переходить из испарителя с более высокой температурой кипения в испаритель низкого давления в период остановки.

При отсутствии такого клапана могут иметь место переполнение испарителей низкого давления и гидравлические удары при пуске компрессора.

Установки холодопроизводительностью 10—30 тыс. ккал/час часто выполняют с расольной системой охлаждения. Одна из типовых схем автоматизации такой установки с АК-ФВ-12 и АК-ФУ-25 показана на рис. 106. Заданная температура рассола в испарителе поддерживается с помощью датчика температуры ТДД-1, термобаллон которого погружен в рассольный бак. Датчик управляет пуском и остановкой компрессора.

Охлажденный рассол из испарителя подается в камерные батареи с помощью рассольного насоса через соленоидные вентили СВ, управляемые камерными датчиками температуры.

Насос останавливается только тогда, когда во всех камерах температура достигает заданного предела. Повышение температуры хотя бы в одной камере приводит к открыванию соленоидного вентиля и пуску рассольного насоса.

Пары фреона из испарителя ИТР-18 (ИТР-35) через регенеративный теплообменник ТФ-40 (ТФ-50) и угловой фреоновый фильтр УФФ-40 (УФФ-50) засасываются компрессором и поступают в кожухотрубный конденсатор КТР-12 (КТР-25). Жидкий фреон проходит через фильтр ФФ-20 (ФФ-25), проходит через теплообменник и поступает через терморегулирующий вентиль ТРВ-20 (ТРВ-60) в испаритель.

Возможен также переход на ручное регулирование.

Для полного прекращения доступа фреона в испаритель при остановке компрессора перед ТРВ устанавливают соленоидный вентиль СВФ-25. Силикагелевый осушитель фреона ОФФ-20 является одновременно жидкостным фильтром. Угловой вентиль предназначен для заполнения системы фреоном.

На конденсаторе установлен предохранительный клапан ПКФ-12, который при давлении 12,5 *ати* перепускает фреон в испаритель; предохранительный клапан на испарителе выпускает фреон в атмосферу только при давлении выше 18,5 *ати*.

Автоматизация установок приводит к улучшению температурного режима в камерах и к увеличению производительности труда обслуживающего персонала. Достаточно указать, что для обслуживания 5—6 установок, работающих круглые сутки, требуется только один механик-наладчик.

Мелкие установки, в том числе и домашние шкафы, как правило, выполняют в виде полностью автоматизированных комплексных агрегатов. Конструкции и схемы этих агрегатов весьма разнообразны, а монтаж и эксплуатация сводятся к несложным операциям.

Характерные особенности фреоновых установок малой производительности с поршневыми компрессорами описаны ниже.

ОСОБЕННОСТИ ФРЕОНОВЫХ УСТАНОВОК

В настоящее время фреон применяется во всех областях холодильной техники. Однако наибольшее применение он получил в установках малой производительности.

Холодильные агенты группы фреонов обладают многими характерными чертами, определившими конструктивные отличия фреоновых машин от аммиачных. Вопросы эксплуатации и монтажа фреоновых установок связаны со следующими общими специфическими особенностями фреонов:

1. Взаимной растворимостью фреона и масла.
2. Способностью фреонов к проникновению через малейшие неплотности.
3. Почти полной нерастворимостью воды во фреоне.

Эти особенности привели к необходимости обеспечения правильной циркуляции масла в системе вместе с холодильным агентом, созданию новых методов определения и устранения утечек агента через неплотности, а также включение в систему осушителей, фильтров и теплообменников.

Свойства масел и маслофреоновых растворов

Смазка холодильных машин имеет свои отличительные особенности в связи со специфическими условиями работы, при которых масло находится длительное время в соприкосновении с холодильным агентом, применяющимся в широких пределах давления и температуры. При этом неизбежно взаимодействие между агентом и маслом, приводящее к изменению его важных

физических и химических свойств. Особенно это важно для фреоновых машин.

Все типы машин целесообразно разделить на два класса: машины с внешним двигателем;

машины бессальниковые, герметизированные с электродвигателем, встроенном в картер компрессора.

В бессальниковых машинах большая часть тепла, выделяющаяся при работе двигателя, передается смеси агента и масла, находящейся в картере.

Если в машинах с внешним двигателем температура в картере редко превышает 40—50°, то в машинах со встроенным двигателем она доходит до 100—110°.

Герметизированные машины должны работать много лет без ремонта и смены масла. Это приводит к особым требованиям в отношении химической устойчивости применяемой смазки.

До широкого распространения фреоновых машин обычно применяли универсальное масло типа фригус или веретенное-2, извлекаемое из нафтяных необработанных оснований методом тщательной очистки.

Для работы фреоновых машин потребовалось масло повышенной начальной вязкости и большой химической стабильности.

Вместо одного унифицированного масла для всех холодильных машин и любых агентов заводы в настоящее время производят подбор масла в зависимости от типа машин, агента и режима работы.

Для машин, работающих на фреоне-12 и фреоне-22 применяют масла марок ХФ-12 и ХФ-22, а для аммиачных машин — марки ХА (табл. 32).

В условиях эксплуатации в масле могут происходить реакции разложения, полимеризации, окисления, которые ухудшают его свойства. При этом нестабильные фракции превращаются в смолы, асфальты и даже в твердые частицы кокса.

Продукты реакции загрязняют систему, вызывают коррозию, нарушают смазку, засоряют фильтры, маслопроводы и проходные отверстия регулирующих вентилях.

Поэтому одним из важных показателей масла считается его цвет и прозрачность. Слабоокрашенные и прозрачные масла обычно содержат мало непредельных и наименее устойчивых углеводородов.

Вредной примесью в масле и агенте является вода. Во фреоновых установках из-за нерастворимости воды в агенте происходит закупорка льдом дроссельных вентилях и трубок. Однако главное отрицательное действие состоит в том, что присутствие воды во всех случаях вызывает ускорение коррозии.

Таблица 32

Характеристика смазочных масел

Показатели	Марка масла		
	ХА	ХФ-12	ХФ-22
Вязкость кинематическая при 50° ..	11,5—14,5	18	24,5—28,4
Вязкость условная при 50°, °Е	—	—	3,5—4
Температура вспышки в открытом тигле (не ниже), °С	160	160	125
Температура застывания (не выше), °С	—40	—40	—58
Температура помутнения в смеси с Ф-12 (не выше), °С	—	—28	—76
Цвет по стеклу № 2 (не менее), мм	—	25	—
Кислотное число мг КОН на 1 г масла (не более)	0,14	0,03	0,05
Стабильность, осадок после окисления (не более), %	—	0,005	—
Стабильность, кислотное число после окисления (не более)	—	0,05	—
Испытание на коррозию	Выдерживает		—

Содержание влаги в масле должно составлять не более 20 частей на миллион частей масла. Аналогичные требования предъявляются и к холодильным агентам.

Для удаления воды из масла применяют различные методы: фильтрацию через бумагу, центрифугирование, вымораживание, испарение под вакуумом из масляных пленок.

Необходимо иметь в виду, что обезвоженное масло чрезвычайно гигроскопично и способно поглощать влагу из воздуха в количестве до 1,0% по весу. Поэтому масло, идущее на пополнение системы, должно содержаться в герметической таре и как можно меньше соприкасаться с наружным воздухом.

При наличии масла в фреоновой холодильной установке происходит до сих пор недостаточно исследованное явление — так называемое «покрытие медью».

В результате сложной химической реакции медь из медных частей трубопровода или обмоток двигателя постепенно переходит в раствор масла с агентом, а затем покрывает тонким слоем стальные поверхности. Больше всего осаждается меди на чистых шлифованных поверхностях трения. Для предотвращения этого явления производят тщательное высушивание агента, масла и всех частей холодильной системы.

В холодильной установке масло находится в растворе с агентом. Эти растворы могут быть насыщенными, когда жидкая и паровая фаза находятся в контакте и в термодинамическом равновесии или в состоянии переохлаждения.

Растворы, близкие к состоянию насыщения, образуются в картере, ресивере и всасывающей линии.

В переохлажденном состоянии раствор находится в жидкостном трубопроводе и переохладителе.

Ввиду ничтожной испаряемости масла и сравнительно низких температур в различных частях холодильной установки можно считать, что концентрация (по маслу) паровой фазы практически равна нулю.

По характеру взаимодействия с маслом все агенты делятся на две основные группы: агенты с ограниченной растворимостью; агенты с неограниченной растворимостью.

Холодильные агенты первой группы в состоянии насыщения и при переохлаждении растворяются в масле в небольших количествах; дальнейшее добавление агента или масла приводит к расслоению жидкости на два слоя, из которых один насыщен маслом и другой — агентом. Расположение слоев зависит от удельного веса.

К агентам с ограниченной растворимостью относятся аммиак, сернистый ангидрид, уголекислота, фреон-13, фреон-14 и др.

Агенты второй группы в переохлажденном состоянии взаимно растворяются в маслах в любых количествах, образуя однородную жидкость. В состоянии насыщения количество агента, растворяющегося в масле, зависит от температуры и давления. Чем ниже температура и давление, тем больше фреона растворено в масле. При заданном давлении температура кипения масло-фреонового раствора всегда выше, чем чистого агента.

К агентам с неограниченной растворимостью относятся фреон-12, фреон-11, фреон-21, хлорметил и др.

Свойства насыщенных растворов этих агентов приводятся в t, p, ξ -диаграммах.

На рис. 107 приведена такая диаграмма для насыщенного раствора фреона-12 и нефтяного масла.

Имеются агенты, обладающие промежуточными свойствами между первой и второй группами. К ним относится фреон-22. Такие агенты неограниченно растворяются в масле только при высоких температурах. При температурах ниже так называемой критической начинается разделение жидкости на два слоя. Свойства раствора фреона-22 и нефтяного масла приведены на рис. 108. Точка F характеризует неустойчивое состояние, при котором смесь разделяется на слои с концентратами, соответствующим точкам m и n . Соотношение весов слоев при этом равно отношению отрезков Fn и mF .

При перемещении точки F влево (добавление агента) состав слоев не меняется, а при совпадении точки F с точкой m остается лишь один слой, богатый агентом.

Точка n характеризует предельное состояние раствора с максимальным содержанием масла при данной температуре и давлении.

Область, лежащая между пограничными кривыми, определяет зону несмесимости. Это положение справедливо лишь для спокойного состояния раствора.

При температурах выше критической (вне пограничных кривых) свойства рассматриваемых растворов аналогичны свойствам второй группы агентов.

Например, точка H характеризует состояние насыщенного раствора в области полной растворимости. При той же концентрации, но при температуре t_F раствор расслаивается.

Применение различных сортов масла может существенно изменять количественные соотношения растворов.

Тяжелые сорта масел с большим содержанием парафина имеют более высокие критические температуры растворения (см. рис. 108). Отнесение агентов к группам по растворимости имеет условный характер, так как взаимная растворимость зависит от типа масла и температуры.

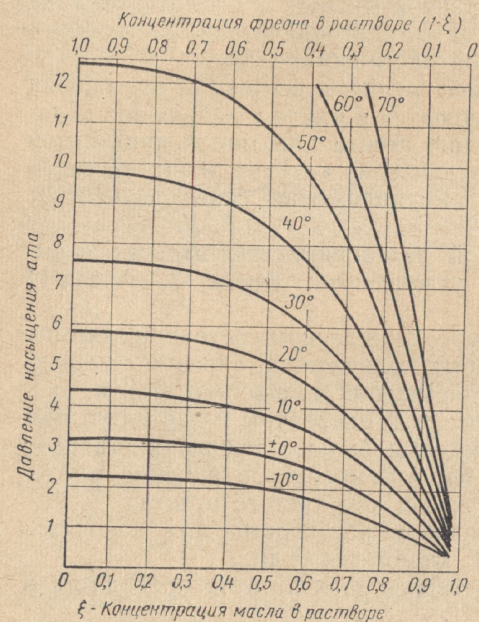


Рис. 107. Кривые кипения раствора фреона-12 в масле

Сорт масла влияет также на скорость абсорбционного фреона в масле при определенном давлении и температуре.

Применение тяжелых масел снижает скорость абсорбции. Для получения состояния насыщения требуется значительное время (не менее 5—7 час.), несмотря на то, что в первый период соприкосновения агента с маслом процесс протекает интенсивно и приводит к заметному увеличению объема жидкой части раствора. Для фреона-12 практически после окончания абсорбции объем смеси равен сумме объемов компонентов (в жидкой фазе). Для фреона-22 объем смеси меньше суммы объемов агента и масла, и это уменьшение достигает величины порядка 50—60%.

Одним из важнейших показателей масла является его вязкость, определяющая условия работы пар трения и величины допускаемых удельных давлений в подшипниках.

Вязкость чистых органических масел зависит от температуры: чем выше температура, тем ниже вязкость.

При растворении в масле фреонов вязкость раствора значительно снижается. Это характерно для всех фреонов. На рис. 109 приведена вязкость маслофреоновых растворов в состоянии насыщения при разных температурах и, следовательно, разных давлениях в зависимости от концентрации фреона.

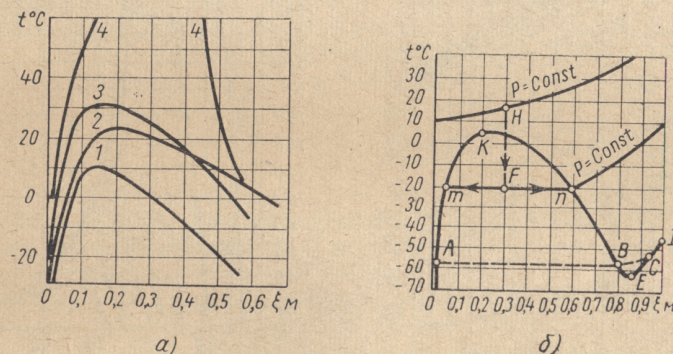


Рис. 108. Пограничные кривые растворимости для растворов фреона-22 с маслом:

а — кривые растворения и зоны несмесимости для раствора фреона-22 с разными типами масел: 1 — нафтовое, 2 — нафтово-парафиновое, 3 — парафиновое; б — кривые растворения и застывания: AKE — кривые растворения, ED — кривая застывания, K — критическая точка, D — точка застывания чистого масла

При постоянных давлениях зависимость вязкости маслофреонового раствора от температуры носит сложный характер, так как с повышением температуры вязкость стремится понизиться. Однако ввиду уменьшения концентрации фреона имеется тенденция к понижению вязкости раствора. В связи с этим кривая, характеризующая изменение вязкости маслофреонового раствора, при повышении температуры имеет максимум, определенный для каждого давления.

На рис. 110 показано изменение вязкости раствора масла и фреона-12 в зависимости от температуры для разных давлений в картере холодильного компрессора. С понижением температуры текучесть масла уменьшается и при так называемой температуре застывания оно теряет текучесть под действием силы тяжести. При растворении фреонов точка застывания значительно снижается (для фреона-12 на 15—35°).

У холодильных агентов с неограниченной растворимостью при увеличении содержания фреона температура застывания понижается до температуры застывания чистого агента.

Температура помутнения, при которой начинается выпадение парафинистых частиц, зависит не только от состава масла, но и от содержания фреона в растворе, и она понижается с увеличением его концентрации.

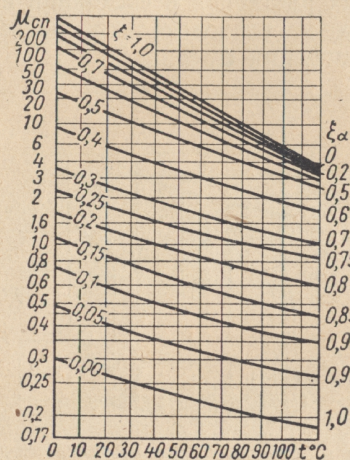


Рис. 109. Вязкость раствора масла и фреона-12

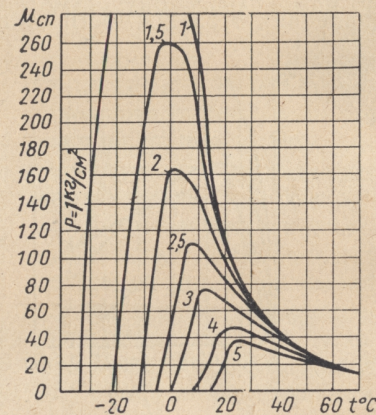


Рис. 110. Изменение вязкости маслорефреонового раствора в картере компрессора при условии $p = \text{const}$

Естественно, что одним из существенных требований, предъявляемых к маслам, является низкая температура помутнения. При содержании парафинов в масле около 0,4% температура помутнения близка к -20° .

Циркуляция масла

При работе поршневого компрессора смазочное масло увлекается нагнетаемым паром и таким образом попадает в аппараты и трубопроводы. На величину уноса масла влияют следующие факторы:

- износ поршневых колец;
- износ цилиндра;
- интенсивный барботаж, получающийся как следствие чрезмерного переполнения картера смазочным маслом;
- неправильная регулировка давления нагнетания смазочного масла (при системе принудительной смазки);

д) износ мотылевых подшипников или увеличенные зазоры, через которые на цилиндрическое зеркало попадает большое количество масла, подаваемого под давлением через сверления в коленчатом валу.

В прямоточных компрессорах иногда наблюдается интенсивный унос масла в тех случаях, когда нижнее маслосъемное кольцо поршня при движении его к верхней мертвой точке слишком близко подходит к нижней кромке всасывающего окна цилиндра. Уплотняющие кольца, обращенные к полости сжатия, устанавливают в поршневых кольцевых канавках с радиальным и осевым зазором. При движении поршня происходит изменение направления ускорения сил инерции, которые, суммируясь с силами трения колец о зеркало цилиндра, перекачивают кольца в пределах осевого зазора. Масло, находящееся в зазорах, вытесняется частично в полость сжатия. Это явление носит название наносного действия поршневых колец. Не меньшую роль здесь играет затягивание масляной пленки внешней поверхности колец.

При износе цилиндра, а также при неправильном выполнении масляных канавок на поршне насосное действие увеличивается при перекачивании самого поршня в пределах образовавшихся зазоров.

В нижней части поршня проходного типа имеется одно или два маслосъемных кольца, которые предназначены для удаления с поверхности цилиндра излишков масла, появляющегося на стенке цилиндра вследствие забрызгивания (особенно при барботажной системе смазки).

Имели место случаи, когда маслосъемные кольца не выполняли своих функций из-за недостаточного проходного сечения сверлений маслоотводных, вследствие чего снимаемое острой кромкой масло не имело достаточного прохода для сброса в картер.

Если нижнее маслосъемное кольцо подходит слишком близко к нижней кромке всасывающего окна цилиндра, то масло, которое при ходе поршня вверх гонит перед собой масляный клин, подходит близко (на 2—4 мм) к нижней кромке всасывающего окна, а оттуда с парами агента засасывается в цилиндр и выбрасывается из компрессора в систему.

Увеличение уноса масла из-за переполнения картера имеет место в аммиачных и особенно во фреоновых машинах (из-за увеличения объема масла при растворении в нем фреона).

Для уменьшения уноса масла принимают следующие меры: производят расточку цилиндров и замену колец по новому диаметру; регулируют давление масла так, чтобы оно не превышало давление всасывания более чем на 0,8—1,2 кг/см²; регулируют расстояние нижнего маслослизывающего кольца от кромки вса-

сывающего окна; регулируют зазоры или перезаливают мотылевые подшипники; увеличивают количество или диаметр сверлений в поршне под маслосъемными кольцами; уменьшают количество масла в картере компрессора.

Перечисленные выше причины уноса и связанные с этим мероприятия по устранению чрезмерного выброса масла не исчерпывают всех случаев. Для современных аммиачных прямооточных бескрейцкопфных компрессоров обычно считают нормальный унос масла в количестве 3—5 г в час на каждые 1000 ккал/час номинальной холодопроизводительности.

Точных данных относительно уноса масла во фреоновых машинах нет. Однако считают, что при хорошем состоянии компрессора и правильной регулировке количество масла, попадающее в систему, составляет от 0,1 до 2% от количества циркулирующего агента. В других случаях унос масла через конденсатор достигает величин порядка 5% и выше. Тем не менее известно, что во фреоновых машинах величины уноса масла гораздо значительнее, чем в аммиачных.

Это объясняется тем, что из-за малой объемной холодопроизводительности фреона объем циркулирующего агента при прочих равных условиях больше, чем в аммиачных машинах, и, следовательно, в систему попадет больше масла.

В поршневой машине масло уносится из цилиндра в жидком виде (туман, капли). Перенос масла в виде пара настолько ничтожен, что им можно пренебречь; при температурах раствора 80° и давлении 7,5 ата концентрация масла в паре не достигает 0,02%.

Если установка имеет маслоотделитель, то сравнительно крупные капли масла в нем задерживаются, а мелкие проникают в конденсатор, смешиваются с жидким холодильным агентом, который через регулирующий клапан попадает в испаритель. Если масло не находится в растворе, то его можно выпустить из испарителя наружу.

При агентах с неограниченной растворимостью масло из испарителя возвращается в компрессор вместе с засасываемым паром.

При работе на агентах с ограниченной растворимостью масло удаляют из маслоотделителя, конденсатора и испарителя.

При любой системе испарителей для нормальной работы полностью автоматизированной холодильной машины необходимо соблюдение следующих условий: во-первых, при установившемся режиме количество масла, выбрасываемого компрессором за единицу времени, должно за тот же период возвратиться в картер машины; во-вторых, концентрация масла, возвращаемого в картер, должна приближаться к концентрации масла в картере.

При несоблюдении первого условия картер может опустошиться, а при несоблюдении второго условия, т. е., если в картер будет попадать масло с большей концентрацией фреона, чем в масле картера, то при смешении произойдет дополнительное испарение, вспенивание и взбучание смазывающей жидкости. Это, в свою очередь, повлечет за собой интенсификацию уноса масла и возможно гидравлические (масляные) удары.

Для правильной работы фреоновой машины должны выполняться соотношения

$$G_F \xi_F = G_R \xi_R; \quad (1)$$

$$\xi_R \approx \xi_v, \quad (2)$$

где G_F — количество агента и масла выталкиваемого компрессором в течение часа, кг/час;

ξ_F — концентрация (по весу) масла в растворе при выходе из ресивера конденсатора;

G_R — остаточная жидкость, не испарившаяся в испарителе, кг/час;

ξ_R — концентрация масла в остаточной жидкости;

ξ_v — концентрация масла в картере компрессора.

Для того чтобы в картер поступила жидкость с необходимым содержанием масла, производят дополнительное испарение фреона из остаточной жидкости.

Например, для соблюдения условия (2) необходимо дополнительно испарить

$$\Delta G = G_R \left(1 - \frac{\xi_R}{\xi_v} \right). \quad (3)$$

Чем ближе по значению ξ_R к ξ_v , тем меньше дополнительное испарение ΔG . Для уменьшения необходимого дополнительного ΔG после испарителя следует сокращать количество масла, выбрасываемого компрессором.

Дополнительное испарение обычно осуществляют во всасывающем трубопроводе или в специальном теплообменнике. Последний использовать значительно выгоднее энергетически, так как дополнительное испарение агента производят за счет переохлаждения жидкости перед регулирующим клапаном.

Влияние масла на работу холодильной установки

Абсорбция фреона в масле часто является причиной опасного переполнения картера масла фреоновым раствором, чему способствует повышение давления и охлаждение картера при

длительной остановке машины. При пуске машины из-за повышения температуры и падения давления возможно бурное вспенивание и унос масла из картера.

При этом могут возникнуть гидравлические «масляные» удары в цилиндре.

Вскипание маслофреонового раствора при большом содержании фреона может нарушить нормальную работу масляного насоса. При работе на фреоне-22, когда картер остановленной машины охлаждается до температуры ниже 0°, возможно расслоение раствора. При этом всасывающий патрубок масляного насоса погружается в слой раствора с весьма малым содержанием масла.

Абсорбция агента в масле может нарушить нормальную смазку машины при уменьшении вязкости маслофреонового раствора.

Кроме того, маслофреоновая смесь, попадая на горячие трущиеся детали машины, вспенивается и выделяет фреон, в результате чего разрушается смазывающая пленка.

Возгонке способствует не только повышенная температура трущейся пары, но и явления отрыва (кавитации) пленки, которые имеют место даже при работе на чистом масле в подшипниках быстроходных машин, работающих с большой нагрузкой.

При этом образуются места с разреженным давлением, в которых из маслофреонового раствора интенсивно испаряется фреон. Одновременно происходит частичное разрушение пленки и ухудшение работы смазки.

Для фреоновых машин важно, чтобы все детали их нагревались равномерно. При выполнении этого условия масло не будет насыщаться фреоном и, кроме того, не будет происходить возгонка на горячих поверхностях трения.

Если в аммиачных установках для отвода теплоты трения иногда устраивают охлаждение картера компрессора, то для фреоновых установок такое решение является неприемлемым.

Температура масла в картере фреоновых установок должна быть значительно ближе к температуре подшипников и других пар трения, чем это допускается в машинах, работающих на агентах с ограниченной растворимостью.

Необходимость возврата масла в картер компрессора вместе с всасываемым паром вызывает дополнительные энергетические и объемные потери, связанные с балластным доиспарением фреона в машине. Этим обстоятельством в значительной мере объясняется полезное применение предварительного перегрева всасываемого пара во фреоновых установках с целью повышения коэффициента подачи компрессора (включение в схему установки регенеративных теплообменников).

Попадающее в аппараты фреоновых установок масло ухудшает теплопередачу, так как, находясь в растворе с агентом, оно увеличивает его вязкость и уменьшает теплопроводность.

В прямоточных испарителях по мере испарения фреона и увеличения концентрации масла температура кипения раствора повышается, в связи с чем некоторая часть испарителя работает с уменьшенной тепловой нагрузкой.

Превышение температуры кипения раствора над температурой кипения чистого агента при одном и том же давлении создает кажущийся перегрев. Это учитывают при настройке терморегулирующих вентилей.

При работе низкотемпературных машин на холодильных агентах типа фреон-22 из-за неполной смесимости наблюдается оседание и застывание масла на теплопередающих поверхностях. Возможны также неполадки, связанные с выпадением парафинов в узких сечениях регулирующих вентилей или капиллярных дроссельных трубок. Ниже приводится описание основных методов, применяемых на практике для обеспечения надежной циркуляции масла во фреоновых установках.

Распределение масла в различных испарителях

Испарители без циркуляции и без смешения. К таким испарителям относится прямоточный тип с верхней подачей жидкости и нижним отводом пара. По мере продвижения по змеевику G_R уменьшается по линейному закону, а ξ_R возрастает по гиперболе, так как

$$\xi_R = \frac{G_F \xi_F}{G_R} = \frac{\text{const}}{G_R}.$$

Из рис. 111 видно, что быстрый рост концентрации остаточной жидкости (по маслу) наблюдается только в «хвостовой» части испарителя. Концентрация остаточной жидкости на выходе зависит от настройки терморегулирующего вентиля, который настраивают на температуру перегрева паров, выходящих из испарителя при данном давлении.

По кривой, расположенной справа, можно судить, например, о том, что при «перегреве» на 6° по сравнению с температурой испарения чистого фреона-12 количество остаточной жидкости в паре составляет около 4% от всего веса G_R при $\xi_R = 0,5$ и $\xi = 2\%$. Таким образом, настройка ТРВ фиксирует количество и концентрацию остаточной жидкости.

Увеличение перегрева уменьшает G_R , увеличивает ξ_R , но одновременно при этом ухудшает использование испарителя, так как уменьшается средняя разность температур Δt_{cp} между

агентом и воздухом и, следовательно, нагрузка $q_F = k\Delta t_{\text{ср}}$. Кроме того, при установке ТРВ на меньший перегрев получается лишь некоторое улучшение использования испарителя, так как начинает быстро расти G_R (особенно при больших ξ_R) и большая часть холодопроизводительности будет теряться при доиспарении во всасывающем трубопроводе. Одновременно возникает опасность, что при недостаточном доиспарении во всасывающем трубопроводе часть G_R с малым ξ_R попадет в картер компрессора и вызовет вспенивание, что, в свою очередь, приведет к увеличению уноса масла в систему.

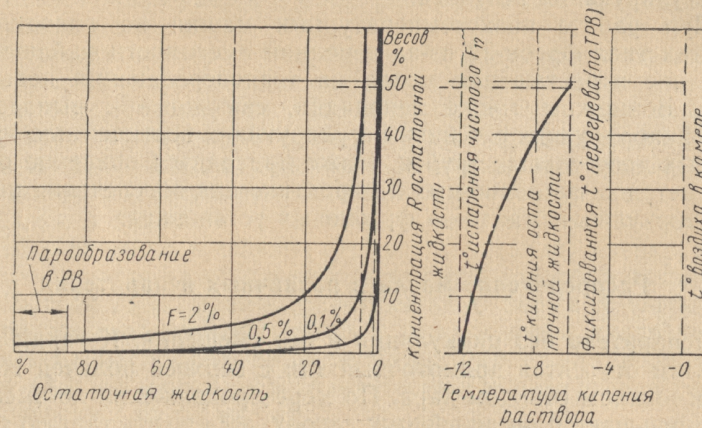


Рис. 111. Процесс изменения состояния кипящего раствора в испарителях прямооточного типа с верхней подачей фреона-12

Применение регенеративного теплообменника на всасывающей стороне позволяет уменьшить необходимый перегрев в испарителе и потери холодопроизводительности после него, а также улучшить условия смазки машины и объемные и энергетические коэффициенты.

Особенно желательно применение теплообменника тогда, когда компрессор выбрасывает много масла в систему.

Следует однако отметить, что теплообменник создает на всасывании дополнительное сопротивление, из-за чего иногда отказываются от его применения.

Испарители с циркуляцией и смешением по всему объему. К этому типу относятся кожухотрубные испарители затопленного типа, широко применяемые для всех агентов. При использовании агентов с ограниченной растворимостью масло собирается внизу или всплывает на поверхность; это зависит от соотношения удельных весов.

При использовании агентов с неограниченной растворимостью образуется однородный раствор, в котором концентрация масла постепенно возрастает.

Возврат масла в компрессор из фреоновых кожухотрубных испарителей осуществляется методом эжектирования части жидкости во всасывающую линию компрессора. Для достижения стационарного режима возврата масла необходимо, чтобы

$$G_K \xi_K = x G_R \cdot \xi_{\text{исп}},$$

где G_K — весовое количество жидкости, поступающее в испаритель из конденсатора, кг/час;

ξ_K — концентрация масла в жидкости, идущей в испаритель;

x — доля жидкости, эжектируемой во всасывающий трубопровод;

$\xi_{\text{исп}}$ — установившаяся концентрация масла в испарителе, отсюда

$$x = \frac{\xi_K}{\xi_{\text{исп}}} \text{ кг/кг.}$$

Уменьшение величины x возможно за счет уменьшения ξ_K , т. е. снижения уноса масла в систему, или за счет увеличения концентрации масла в испарителе. Последнее невыгодно, так как для достижения заданной температуры кипения надо снижать давление, что повлияет на эффективность работы компрессора (уменьшается холодопроизводительность). На практике обычно поступают таким образом, чтобы удовлетворительные результаты получались при небольших значениях x (не более 0,01). При этом, чтобы избежать потерь холодопроизводительности и обеспечить сухой ход компрессора, отводимую жидкость направляют в регенеративный теплообменник.

Из приведенного выше соотношения можно сделать вывод, что удовлетворительная работа фреоновой машины с испарителями затопленного типа возможна только в тех случаях, когда концентрация ξ_K мала, т. е. выброс масла в систему из компрессора невелик или когда на нагнетательной стороне установлен эффективный маслоотделитель. Для поддержания малой концентрации масла в испарителе нужно увеличить x . Но это приводит к необходимости устройства больших теплообменников. Возможность увеличения доли x ограничена и тем, что в регенеративном теплообменнике переохладение жидкости имеет свой предел охлаждения.

Удаление нужного количества остаточной жидкости из затопленных испарителей осуществляется уносом пены и капелек вместе с отсасыванием паром, а также отводом части потока жидкого холодильного агента. Отвод жидкости первым способом

может быть осуществлен только при условии пенообразования в испарителе.

Опыт показывает, что образование пены получается только при достаточной тепловой нагрузке и будет тем интенсивнее, чем меньше вязкость применяемого масла.

Количество уносимых капель в большей степени зависит от напряженности парового пространства. При чистом фреоне и малых тепловых нагрузках в паре могут находиться во взвешенном состоянии только очень малые капли, которые успевают там испариться. Для маслофреонового раствора даже при малых тепловых нагрузках малые капли могут уноситься паром. При колебаниях нагрузки унос может достигать значительных размеров.

Отсюда следует, что удовлетворительный возврат жидкости с паром возможен только при равномерных нагрузках испарителя, т. е. при постоянном соответствии между холодопроизводительностью и подводом тепла.

В установках, где для регулирования применяют методы периодического пуска и остановки компрессора, отвод жидкости с паром неравномерен.

На регулярность возврата масла с паром влияют не только колебания нагрузки, но и абсолютное ее значение. Если коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждаемого тела низкий (охлаждатели масла и пр.), то малое значение тепловой нагрузки не гарантирует возврат масла с пеной. Считают, что рациональным методом для осуществления возврата масла является интенсификация теплопередачи в испарителе.

Имеет также значение конструкция ввода пара во всасывающую магистраль. Она должна быть выполнена так, чтобы не было падения скорости или изменения направления в движении капель, т. е., чтобы не происходило осушение всасываемого пара.

Если подключить всасывающий трубопровод к наиболее высокой точке парового пространства, то часть жидкости осядет. Если сделать отвод к нижней точке, то можно опасаться уноса слишком большого количества жидкости и возникновения от этого гидравлических ударов.

Следует иметь в виду, что пополнение испарителя регулируется автоматами, поэтому высота точки отбора пара должна соответствовать типу регулирующего устройства. Если установлен ПРВ высокого давления, то нехватка холодильного агента в системе отражается на заполнении испарителя, отчего возврат масла может ухудшиться.

В связи с этим предпочитают использовать ПРВ низкого давления или электромагнитные вентили с датчиком от поплавка, гарантирующим нужный уровень в испарителе.

В испарителях с наружной циркуляцией и отделителем жидкости всасывающую линию подключают к отделителю жидкости так, чтобы взвешенные частицы жидкости, находящиеся в паре, не отделялись. Для этого скорость паров в отделителе принимают не меньше чем 1,5—1,7 м/сек. Отделитель жидкости в таких системах по существу имеет назначение не отделителя, а ресивера, выравнивающего наполнение жидкостью аппарата подобно сборнику агента при конденсаторе.

При использовании терморегулирующих вентилей в системах с циркуляционными испарителями чувствительный патрон обычно располагают за регенеративным теплообменником, так как в самом испарителе остаточная жидкость практически не перегрета по сравнению с температурой испарения. Установка патрона за теплообменником приводит к тому, что терморегулирующий вентиль реагирует на подвод жидкости не к испарителю, а к теплообменнику.

Однако такое расположение патрона может создавать нежелательные колебания уровня в испарителе, что, в свою очередь, еще больше усилит нерегулярность и колебания в уносе. Для ликвидации этого положения теплообменник выполняют с определенным запасом поверхности.

В некоторых схемах описанные выше колебания уровня жидкости в испарителе при сильно меняющейся тепловой нагрузке используют для обеспечения регулярного возврата масла с пеной. Здесь отсос влажного пара даже при уменьшившейся нагрузке получается за счет повышения уровня жидкости в испарителе и приближения его к всасывающему паровому патрубку. В такой схеме переохлаждению в теплообменнике подвергается не весь жидкий фреон, а лишь некоторая постоянная часть его, отвечающая от жидкостной линии.

Заполнение испарителя зависит от терморегулирующего вентилей, чувствительный патрон которого установлен за теплообменником. Такой автомат поддерживает постоянным перегрев пара за теплообменником и поэтому при падении тепловой нагрузки и уменьшении уноса капель он будет пропускать в испаритель больше жидкости. Повышение уровня жидкости в испарителе увеличит напряжение парового пространства и вызовет необходимый унос жидкости в паровую линию.

В тех случаях, когда по характеру эксплуатации нельзя избежать неравномерности в тепловой нагрузке испарителей и неравномерного уноса жидкости, отделитель жидкости устанавливают на линии всасываемого пара. Пар идет в основной теплообменник, а жидкость направляют в теплообменник регенеративного типа. Из указанного теплообменника чистое масло возвращается в компрессор принудительно. Система является

достаточно эффективной для крупных установок с нерегулярным тепловым режимом работы испарителей.

Используемые методы возврата остаточной жидкости с паром еще не совершенны.

Однако существенное улучшение может быть достигнуто применением метода ответвления части жидкости из циркуляционного контура, причем из зоны, где концентрация масла максимальна. Ответвленный поток направляется в теплообменник, выполняющий функции испарителя, который переохлаждает агент, идущий из конденсатора.

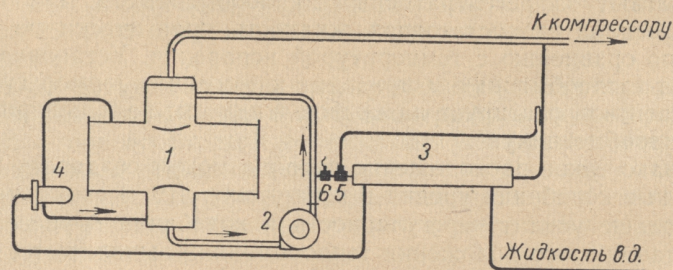


Рис. 112. Схема отвода масла из оросительного испарителя методом ответвленного потока:

1 — оросительный испаритель, 2 — циркуляционный насос, 3 — теплообменник, 4 — ПРВ низкого давления, 5 — терморегулирующий вентиль, 6 — соленоидный вентиль

При такой системе проходное сечение теплообменника не должно обеспечивать пропуск всего потока пара. Поэтому здесь можно допускать более высокие скорости, улучшающие теплопередачу и предотвращающие залегание масла.

На рис. 112 показана схема, используемая для отвода масла из фреонового испарителя оросительного типа, циркуляция в котором создается специальным насосом. Регулирование количества ответвленной жидкости осуществляется автоматически.

Для испарителей затопленного типа с ПРВ низкого давления и равномерной эксплуатационной нагрузкой применяют простое эжектирование части жидкости из испарителя в линию главного всасывающего паропровода.

Маслоотделители

В малых установках, работающих на фреоне-12, маслоотделители не принимают по следующим причинам:

а) маслоотделитель с системой автоматического возврата масла в картер значительно усложняет и удорожает холодильную установку;

б) применение для малых установок испарителей прямоточного типа надежно обеспечивает регулярный возврат масла;

в) возврат масла в картер при нужных кондициях осуществляется с помощью теплообменника.

В установках, работающих на фреоне-22 с ограниченной растворимостью минерального масла на стороне низкого давления, возникают затруднения в связи с застыванием масла и выделением парафина. Особенно это относится к низкотемпературным установкам, для которых оказывается необходимым устанавливать маслоотделитель.

Чтобы избежать этого, в настоящее время проводятся исследования по использованию новых синтетических масел, неограниченно растворяющихся во фреоне-22.

Хорошие результаты показала эксплуатация установок с синтетическим маслом из бутилового эфира поликремниевой кислоты, не имеющим с фреоном-22 зоны несмесимости и обладающим низкой температурой застывания. Кроме того, удовлетворительный результат дает применение небольших добавок фреона-12 к фреону-22. Полученные таким образом азеотропные смеси сохраняют положительные свойства фреона-22, но значительно понижают критическую температуру растворения минерального масла, сокращая зону несмесимости.

Уменьшение выброса масла в систему улучшает работу всей установки независимо от рода фреона. Поэтому средние и крупные установки оснащены маслоотделителями.

Конструкции фреоновых маслоотделителей еще не совершенны. Для лучшего маслоотделения следует охлаждать пар в маслоотделителе. При этом мелкие капли, насыщаясь фреоном, увеличивают свою массу и легче отделяются. Однако ввод в картер компрессора масла, насыщенного фреоном, нежелателен, так как это вызывает вспенивание.

Приемлемыми для использования являются специальные системы, в которых отделенное холодное масло перед вводом в компрессор специально подогревается с отводом испарившегося фреона во всасывающую линию. Такие маслоотделители имеют сложную конструкцию и дороже обычных.

Для агентов с ограниченной растворимостью (например, фреон-13) применение маслоотделителей обязательно, но не вызывает вышеописанных затруднений. (Некоторые фирмы, применяя маслоотделители для фреона-12 и фреона-22, делают попытки использовать парафинистые сорта минеральных масел с целью увеличения зоны несмесимости и уменьшения абсорбции фреона в отделяемом масле).

Полное отделение масла в маслоотделителях практически неосуществимо. Поэтому даже при их использовании приходится

обеспечивать периодический или непрерывный возврат масла из испарителей.

Если маслоотделитель присоединить около компрессора, то всю остальную нагнетательную линию можно выполнить из труб большего сечения, так как для переноса очень небольшого количества масла, оставшегося в газе после маслоотделения, чрезмерно большая скорость не требуется.

Установка маслоотделителя также уменьшает пульсацию газа и, следовательно, вибрацию трубопровода.

ОСОБЕННОСТИ УСТРОЙСТВА ФРЕОНОВЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

Вся система фреоновых трубопроводов должна обеспечивать не только циркуляцию агента, но и полный возврат уносимого масла в картер компрессора. Прокладка трубопроводов без учета конкретных особенностей данной установки, т. е. взаимного расположения машин и аппаратов и их типов, может привести к аварии.

Рассмотрим основные принципы устройства систем трубопроводов для машин, работающих на фреоне-12 и фреоне-22.

При проектировании и монтаже жидкостных линий необходимо учитывать, что холодильный агент находится в состоянии, близком к кипению. Сопротивления течению жидкости могут вызвать падение давления, достаточное для перехода жидкости в состояние парожидкостной эмульсии. Это может произойти также и вследствие падения статического давления из-за уменьшения высоты столба жидкости при ее подаче в испарители, расположенные выше конденсатора.

Преобразование жидкости в эмульсию вызывает значительное увеличение объема, может нарушить режим работы дросселирующих вентилей и вызвать перебои в подаче жидкости, поступающей в змеевик испарителя.

Падение давления при движении жидкости зависит от соответствия диаметра трубопровода фактической производительности установки, протяженности линий, местных сопротивлений, разности уровней между конденсатором и регулирующим вентилем, а также от удельного веса циркулирующего агента.

Для того чтобы падение давления не вызывало образования эмульсии, целесообразно предусмотреть соответствующее переохладение жидкости на несколько градусов ниже температуры конденсации. Удовлетворительные результаты получаются в установках с теплообменником, где жидкий агент переохлаждается за счет перегрева паров, поступающих из испарителя. Это особенно важно для установок, в которых агент необходимо

подавать к испарительным батареям, находящимся на значительной высоте.

Для фреона-12 можно считать, что подъем на высоту 1 м сопровождается падением статического давления на 0,127 ат/м, а для фреона-22 — на 0,115 ат/м. При разности уровней между конденсатором и регулирующим вентилем не более 3 м достаточно переохладить фреон на 5—6°, чтобы предупреждать его вскипание.

Если несколько испарителей находятся один под другим с разностью уровней 9 м, а конденсатор или ресивер находится внизу, то следует устанавливать регулирующие вентили непосредственно у ввода жидкости в испарители.

Такая система позволяет равномерно распределять эмульсию по испарителям, так как пар, образовавшийся в каждом вертикальном участке трубопровода, перейдет в свой испаритель через ближайший регулирующий вентиль.

Нагнетательный трубопровод предназначен не только для передачи сжатого газа, но и для транспортировки введенного в систему масла от компрессора к конденсатору.

Большой удельный вес фреона требует применения труб сравнительно большого сечения, чтобы не допускать больших потерь давления. Потери напора на нагнетательной стороне не должны быть выше 0,14—0,15 ата.

Необходимо учитывать, что транспортировка масла в газовой струе возможна только при наличии достаточной ее скорости. Опытным установлено, что для передачи капель масла по вертикальному трубопроводу скорость пара должна быть 7,5 м/сек.

Для горизонтальных труб минимальная скорость составляет 3,5 м/сек; она может быть уменьшена при условии установки трубопровода с уклоном вниз по течению.

Для компрессор-конденсаторных агрегатов при коротком нагнетательном трубопроводе передача масла какой-либо сложности не представляет. Однако практикуют монтаж установок, в которых конденсаторы удалены от компрессоров, а иногда и не находятся с ними в одной плоскости. Для выяснения общих условий правильного монтажа нагнетательного фреонового трубопровода рассмотрим несколько примеров таких схем.

Если конденсатор находится на одном уровне с компрессором или ниже последнего, то подающая линия на горизонтальных участках должна иметь небольшой уклон вниз для облегчения стока масла.

В том случае, когда конденсатор расположен выше головки компрессора, следует применять такие разводки нагнетательного трубопровода, которые обеспечивают в период нагнетания транспортировку масла к конденсатору и не дают обратный слив

его в головку компрессора в период, когда в компрессоре осуществляется всасывание.

На рис. 113 показаны две схемы разводки, из которых схема *a* пригодна в тех случаях, когда конденсатор расположен не более чем на 3 м выше компрессора.

Схема *б* приемлема для случаев, когда конденсатор располагают на значительной высоте над компрессором.

Применение сифонных маслоуловителей на длинной вертикальной линии предохраняет компрессор от стекания масла; накапливаясь в одной ловушке, масло передается к следующей верхней ловушке, которую располагают на высоте не более 9 м от первой.

Первую сифонную ловушку иногда выполняют так, как показано на схеме *б* пунктиром, заглубляя ее в пол и прикрепляя к нему. Крепление ловушки к полу уменьшает вибрацию длинного нагнетательного трубопровода.

Радиус закругления сифона делают по возможности малым, чтобы уменьшить объем сифонов и не задерживать много масла в системе.

При параллельной работе двух компрессоров на одну нагнетательную линию часто применяют схему соединения, изображенную на рис. 114.

Однако эта схема не совершенна, так как пульсации газа,

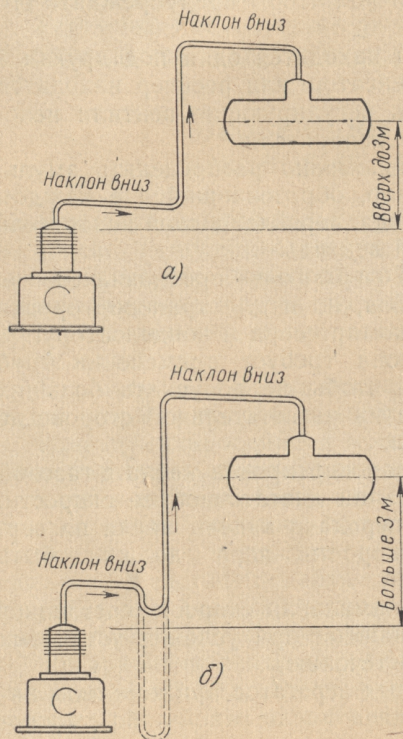


Рис. 113. Схемы разводки нагнетательных трубопроводов

вызываемые работой каждого компрессора, вызывают большую вибрацию трубопровода. Кроме того, при выключении одного компрессора часть разводки к нему будет действовать как ловушка для масла. Это может привести к повреждению компрессора при пуске и нарушить правильный маслооборот работающей машины.

На рис. 115 показаны приемлемые варианты схем параллельной работы компрессоров на один конденсатор, в которых ликвидированы недостатки схемы, изображенной на рис. 114.

Если установка имеет несколько конденсаторов, то их не следует объединять уравнительными линиями (рис. 115).

Если уравнительная линия на нагнетательных трубопроводах будет длинной, то при остановке одного из компрессоров подача сжатого пара в конденсаторы станет неравномерной. В результате может оказаться, что в конденсаторах будут разные давления, которые приведут к прорыву пара в жидкостную линию.

На рис. 116 изображена правильная разводка трубопроводов для случаев верхнего (пунктиром) и нижнего расположения конденсаторов.

Для удовлетворительной работы необходимо, чтобы газовая уравнительная линия была короткой и не образовывала большого сопротивления течению газа.

На практике используют варианты присоединения компрессоров к испарительным конденсаторам, расположенным наверху.

Наибольшие трудности возникают в установках с регулируемой производительностью в связи с необходимостью поддержания в нагнетательном трубопроводе скорости, достаточной для переноса масла.

Если использовать трубопровод малого сечения, то при больших нагрузках недопустимо возрастет сопротивление нагнетанию. Поэтому применяют двухтрубную систему (рис. 117), состоящую из труб разного диаметра. Устройство такой системы предусматривает нормальную работу обеих нагнетательных труб при полной мощности установки.

При уменьшенных мощностях в сифоне трубы большого диаметра оседает масло и блокирует пропуск газа через нее. Дальнейшее обслуживание системы будет выполняться только трубой малого диаметра, в которой скорости будут достаточными для переноса масла. Такая система обладает способностью саморегулировки.

Всасывающий трубопровод служит для возврата масла вместе с парами фреона из испарителей в компрессор. Масло не должно передвигаться вдоль трубопровода в виде жидкостной пробки, так как это может привести к поломке клапанов компрессора.

Сопротивления на всасывающей стороне компрессора отрицательно сказывается на объемных и энергетических показателях машины. Поэтому скорость пара во всасывающем трубопроводе

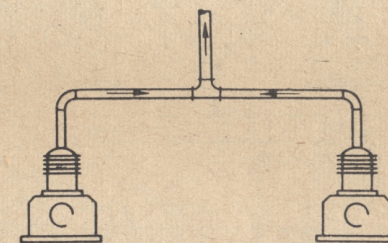


Рис. 114. Нерекомендуемая схема нагнетательных трубопроводов

воде должна быть умеренной. Однако для обеспечения регулярного возвращения масла в компрессор трубопровод рассчитывают на такие скорости, которые обеспечивали бы транспортировку масла с горизонтальных и вертикальных участков.

Минимально необходимая скорость должна быть: в горизонтальных участках — 4,5 м/сек, в вертикальных — 7,5—8 м/сек.

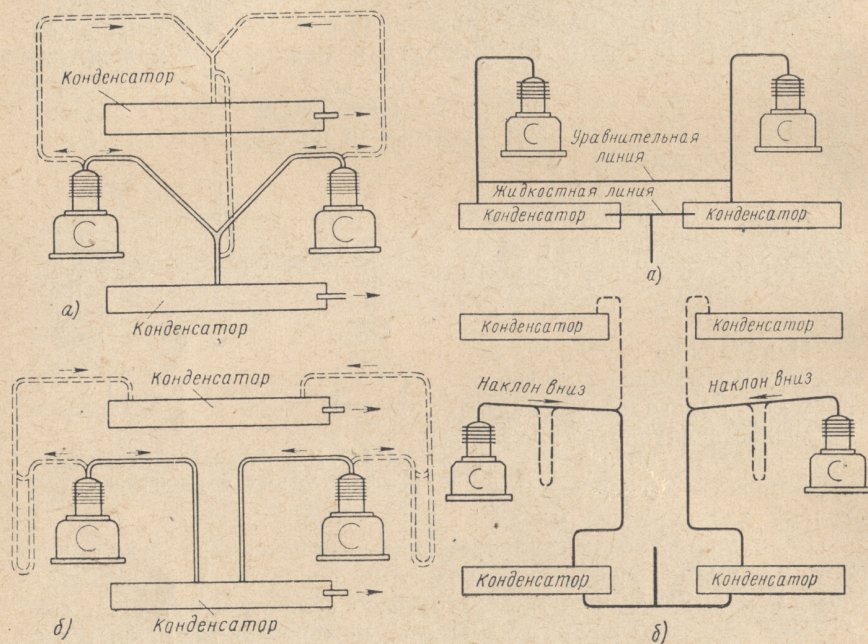


Рис. 115. Рекомендуемые варианты схем разводки нагнетательных трубопроводов при параллельной работе двух компрессоров на один конденсатор:

а — схемы с объединением трубопроводов, б — схемы с раздельными трубопроводами

Сопротивление всасывающей линии не должно превышать условного эквивалентного снижения температуры испарения на 1°. Это означает, что допустимое сопротивление всасывающей линии должно быть очень небольшим. Действительно, для фреона-12 падение температуры насыщения на 1° при температуре 0° составляет около 0,1 атм.

Чем ниже исходная температура, тем меньшим будет допускаемый перепад давления.

Рис. 116. Примеры схем разводки нагнетательных трубопроводов при использовании нескольких конденсаторов:

а — неправильно, б — правильно

При температуре -20° соответствующий перепад составит только 0,06 атм. Ему должна соответствовать также малая скорость фреона и она может оказаться недостаточной для переноса масла в вертикальных трубах. Сохранение общего небольшого перепада давлений достигается за счет уменьшения скоростей в горизонтальных участках, которые делают наклонными вниз для свободного стекания масла. На этих линиях не делают тупики и сифоны, способствующие задержанию масла. В вертикальных трубоподъемниках должна быть повышенная скорость.

На рис. 118 показано правильное устройство всасывающих линий от двух испарителей, расположенных один под другим, с подачей жидкости в каждый в верхней части. Отводящие пар трубопроводы устраивают так, чтобы жидкость из одного испарителя не могла перетекать в другой. Общий всасывающий трубопровод имеет внизу сифон для сбора жидкости. Сифон опущен ниже места присоединения уравнивательной линии, соединенной с терморегулирующим вентилем. Это делают для того, чтобы работа компрессора не вызвала вибрации вентилей. Сифон должен иметь как можно меньший радиус закругления, чтобы не могли образовываться большие жидкостные пробки, способные вызвать аварию клапанов при пуске компрессора. Компрессор часто устанавливают выше испарителя. Если высота расположения испарителя превышает 9 м, то необходимо через каждые 9 м делать сифон.

Последний предупреждает стекание масла вниз в тот период, когда компрессор не производит всасывания. Частицы масла временно собираются на промежуточных уровнях и при последующем ходе всасывания перемещаются вверх по трубе.

В настоящее время распространены системы, в которых несколько испарителей присоединяются к одной общей всасывающей линии. При этом на каждом испарителе имеется соленоидный запорный вентиль, установленный на жидкостной линии.

Главной задачей при устройстве этих систем является предотвращение скапливания масла и фреона в бездействующих испарителях. Всасывающую магистраль наклоняют вниз по тече-

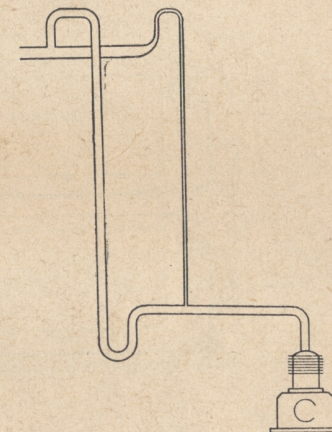


Рис. 117. Нагнетательный трубопровод фреонного компрессора с регулируемой производительностью

нию. Верхние испарители оснащают сифонами с вертикальными трубами, равными высоте испарителя.

Ввод всасывающих линий от испарителей в общую магистраль производят через небольшие сифоны, за исключением конечного испарителя, который непосредственно присоединяют к всасывающей линии. Разводка трубопровода должна обеспечивать возможность временного выключения из работы любого испарителя.

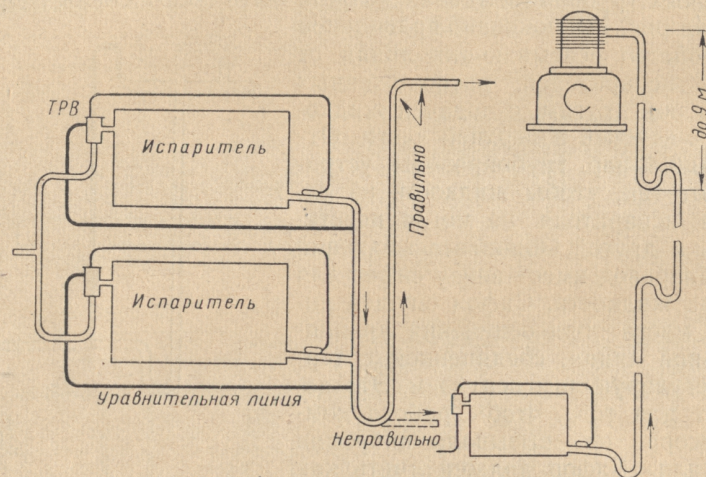


Рис. 118. Схема всасывающих трубопроводов фреоновых установок

В системах с регулируемой холодопроизводительностью при минимуме производительности скорость в трубопроводах может не обеспечивать транспортировку масла. Проектировать трубопроводы из расчета на достижение нужной скорости при любых нагрузках крайне невыгодно, так как это вызовет чрезмерно большое дросселирование и шумную работу.

Для сохранения необходимых скоростей при переменных режимах следует применять двухлинейную систему трубопровода (рис. 119). Каждую из всасывающих линий рассчитывают на достижение минимально необходимой «транспортной» скорости (7,5 м/сек) при условии, если работающим будет один испаритель.

При пониженной производительности масло постепенно собирается в нижнем сифоне и создает гидравлический затвор, блокирующий одну из труб; по другой трубе масло будет нормально подаваться вверх.

Несколько более сложный способ выключения одной из труб состоит в установке специального соленоидного вентиля, кото-

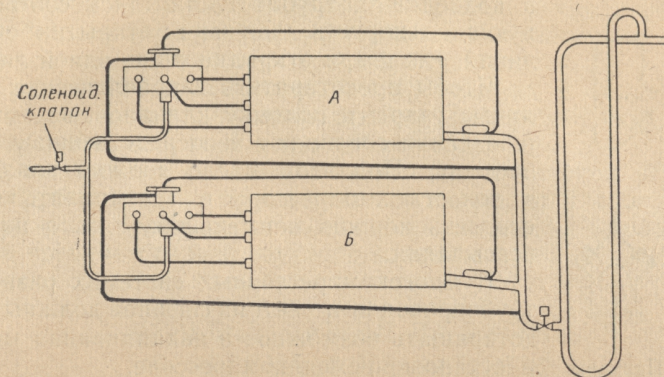


Рис. 119. Всасывающий трубопровод (двухлинейная система)

рый присоединен к системе так, чтобы при снижении мощности компрессора ниже некоторой нормы одна из труб перекрывалась.

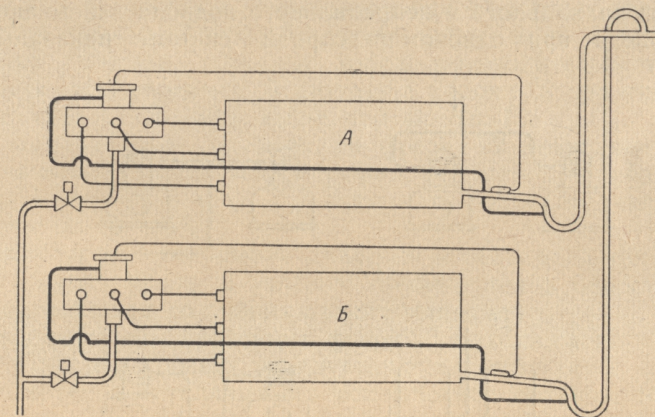


Рис. 120. Схема всасывающих трубопроводов при испарителях А и Б, подключенных к одному компрессору с регулируемой производительностью

Другое решение этой задачи показано на рис. 120. Здесь компрессор переменной производительности засасывает пар от двух испарителей, каждый из которых имеет свой жидкостной соленоидный вентиль.

В указанной системе целесообразно всасывающую линию от каждого испарителя вести к главной магистрали так, чтобы в подводящих трубах достигались соответствующие скорости, как при открытии обеих линий, так и при открытии лишь одной линии.

Чтобы предотвратить гидравлические масляные удары и поломку клапанов, всасывающие линии соединяют непосредственно у компрессора. При этом масло должно попадать в полость компрессора в тот момент, когда скорость поршня наименьшая, т. е. в начале всасывания.

В многокомпрессорных системах разводка трубопроводов и система сифонов должны предотвращать возможность накопления масла в остановившемся компрессоре.

Аварии машин иногда происходят из-за неправильных разводов всасывающих труб, в результате чего масло может из сифонов и мешков обильно поступать в машину, переполняя рабочую полость компрессора в период максимальной скорости поршня.

Схемы правильного и неправильного подвода всасывающего трубопровода при однокомпрессорной системе показаны на рис. 121.

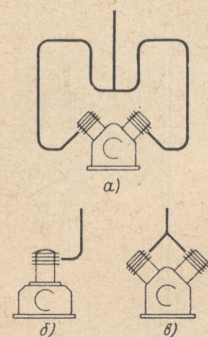


Рис. 121. Примеры схем всасывающих трубопроводов при однокомпрессорной установке:

а — неправильная, б и в — правильные

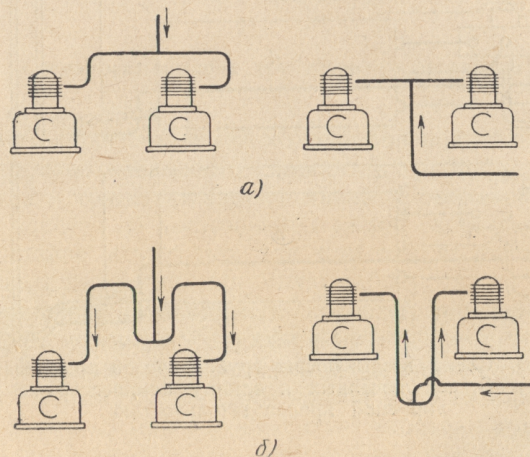


Рис. 122. Примеры схем всасывающих трубопроводов при двухкомпрессорных системах с верхней и нижней разводкой труб:

а — неправильная, б — правильная

При однокомпрессорной системе сифоны на всасывающей линии у компрессора не требуются.

При многокомпрессорных системах применение сифонов может обеспечить регулярный и нормальный возврат масла даже в том случае, если одна из машин бездействует.

На рис. 122 показаны схемы правильных и неправильных подводов всасывающей линии при двухкомпрессорных системах с применением верхней и нижней разводки.

В правильных схемах линии отвода от главной всасывающей трубы должны присоединяться сверху или сбоку, но не снизу, чтобы уменьшить возможность скопления масла у патрубков временно бездействующей машины.

ПЕРЕВОД МАШИН НА РАБОТУ С ФРЕОНА-12 НА ФРЕОН-22

При эксплуатации малых и низкотемпературных установок вместо фреона-12 начинают широко применять фреон-22. Это дает возможность увеличить холодопроизводительность компрессора в 1,6—1,7 раза и снизить примерно на 6% удельный расход электроэнергии. Повышение эффективности работы холодильных установок является результатом благоприятных термодинамических свойств фреона-22, сочетающего низкое отношение давлений с высокой объемной холодопроизводительностью, которая присуща аммиаку. Теплоотдача фреона-22 при кипении и конденсации на 25—30% выше, чем фреона-12.

Указанные выше особенности фреона-22 позволяют также сократить поверхность теплопередачи ребристых испарителей и конденсаторов на 6—8%, а у аппаратов с жидкими теплоносителями — на 10—15%.

Ввиду малого отношения давлений и невысоких температур конца сжатия фреон-22 успешно применяется в одноступенчатых машинах для получения низких температур.

По химическим свойствам фреон-22 приближается к фреону-12. При нормальных эксплуатационных условиях фреон-22 не реагирует с металлами, за исключением сплавов, содержащих более 2% Mg или Al. Особенности влияния агентов на уплотняющие материалы оцениваются процентом набухания и экстрагирования ими масел и агентов.

Опыт показал, что почти для всех уплотняющих материалов набухаемость от фреона-22 гораздо выше, чем от фреона-12. Фреон-22 так же, как и фреон-12, не воспламеняется, не взрывается и термически стабилен. При концентрациях меньше 20% он не имеет запаха, а при более высоких концентрациях обладает слабым запахом эфира.

Фреон-22 лучше растворяет воду, чем фреон-12. При концентрациях воды во фреоне-22, равной 25 мг/кг, можно работать при температурах испарения порядка -80° , не опасаясь закупорки дроссельного вентиля льдом.

Существенное значение имеют особенности раствора фреона-22 и минерального масла, рассмотренные выше.

При переводе установки на работу с фреоном-22 необходимо электродвигатель (при отсутствии резерва мощности) заменить на другой, в 1,6 раза более мощный. Если условия эксплуатации таковы, что возможно расслоение раствора в испарителе, то следует установить маслоотделитель и обеспечить возврат из него масла в картер. Во избежание коксования масла теплообменник не должен приводить к чрезмерно высоким температурам в конце сжатия (не выше 100°). Кроме того, необходимо усилить охлаждение цилиндров и снизить температуру конденсации. Желательно также применить новое масло. Испаритель и конденсатор должны быть проверены на возможность работы в новых условиях или заменены в связи с увеличением холодопроизводительности. Для машин средней и крупной производительности следует также провести предварительную проверку прочности с учетом новых условий эксплуатации.

Глава XI

ВОДНЫЙ ЛЕД

Льдотехника охватывает широкую область применения холода, относящуюся к производству искусственного и заготовке естественного водного льда. К ней также относится получение так называемого сухого льда из углекислоты.

Водный лед как аккумулятор естественного холода был известен с давних времен.

В настоящее время, несмотря на широкое распространение других способов охлаждения, водный лед продолжает широко применяться в различных отраслях народного хозяйства.

Отличительными особенностями водного льда являются небольшие затраты, связанные с его заготовкой, а также значительная аккумулирующая способность, позволяющая использовать лед в относительно теплые периоды времени. На действующих холодильниках представляется возможным искусственный водный лед вырабатывать за счет резервной производительности холодильных установок, где его накапливают в ледохранилищах, а затем расходуют в периоды наибольшего потребления холода.

Основными потребителями льда являются рыболовные суда и вагоны-ледники, перевозящие скоропортящиеся продукты на большие расстояния, а также пищевая промышленность, торговые предприятия и сельское хозяйство. Лед применяется для быстрого охлаждения ряда ценных сортов ягод и плодов на месте их сбора и при транспортировке. Его широко используют как продукт питания в торговле — мясной, молочной, кондитерской и других отраслях пищевой промышленности.

В последнее время естественный лед стали применять при строительстве плотин и гидроэлектростанций и других сооружений.

Большое распространение естественный лед получил в установках с льдосоляным охлаждением.

В большинстве районов страны водный лед заготавливается из водоемов намораживанием, а также путем строительства специальных градиен, ледохранилищ и ледников.

В южных районах, где заготовка естественного льда затруднена, лед вырабатывают с помощью льдогенераторов.

ОСНОВЫ ЛЬДОТЕХНИКИ

Физические основы процессов образования льда

Возможны два случая образования льда при охлаждении воды: первый, когда в воде отсутствуют кристаллы льда или ядра для их образования, второй — когда в охлаждаемой воде они имеются. Каждый из них имеет свои особенности образования льда. В первом случае процесс льдообразования отличается большой сложностью и еще недостаточно изучен. Вместе с тем можно отметить ряд важных свойств кристаллизации жидкостей, которые с известным приближением распространяются и на процесс льдообразования.

Во втором случае процесс льдообразования более простой и позволяет определить количественные зависимости толщины и скорости намораживания льда от условий охлаждения воды и установить таким образом степень влияния отдельных факторов на этот процесс.

В холодильной технике льдообразование почти всегда протекает в условиях, когда имеются необходимые предпосылки для возникновения кристаллов льда. Рассмотрим особенности льдообразования при охлаждении воды без наличия кристаллов льда. Для этих условий можно распространить следующие свойства кристаллизации жидкостей. Образование твердой фазы из жидкой начинается только в отдельных точках — центрах кристаллизации. В свою очередь, образование первичных центров кристаллизации возможно только при переохлаждении жидкости. Переохлаждение жидкости — это разность температур между температурой плавления твердой фазы и температурой, при которой выделяются первые кристаллы. После появления кристаллов температура жидкости возрастает до температуры плавления. Необходимость переохлаждения вызывается тем, что возникающие группировки (диспергированные кристаллы) с упорядоченным размещением молекул, близким к структуре кристаллов твердой фазы, неустойчивы. Эти группировки в соответствии с квазикристаллическим строением жидкости непрерывно разрушаются под воздействием теплового движения молекул. С понижением температуры жидкости ниже точки плавления это воздействие теплового движения молекул уменьшается.

Однако эти группировки, представляющие собой только несколько молекул с правильной кристаллической ориентировкой, остаются неустойчивыми и в условиях переохлаждения. Кристаллическая группировка становится устойчивой только тогда, когда в ней содержится несколько сот молекул. Образование такой группировки не может происходить самопроизвольно: оно требует содержания в жидкости твердых частиц. Стабильность этих групп, образующих устойчивое «начало», может возникнуть только на поверхности раздела жидкости и твердых частиц, так как здесь имеется пленка жидкости, обладающая особыми свойствами молекулярной ориентации, отличающими ее от остальной массы жидкости.

Процесс кристаллизации жидкости можно представить аналогично химической реакции синтеза, при которой к существующей решетке кристалла присоединяются атомы или ионы жидкости с выделением энергии — скрытой теплоты кристаллизации.

При оседании иона на различных участках растущего кристалла выделяется определенное количество энергии, пропорциональное действующим силам притяжения и потенциалу. Так как положение молекул в кристалле должно отвечать минимуму потенциальной энергии, определяющему устойчивое их расположение в кристалле, то и рост кристалла в различных направлениях будет неодинаковым. Содержание в жидкости посторонних примесей, неравномерно отлагаемых на поверхности кристаллов по мере их роста, а также различие условий теплоотдачи этих поверхностей на различных их участках, вызывают еще большую неравномерность роста кристаллов в переохлажденной жидкости.

При этом выделяемая скрытая теплота кристаллизации поглощается жидкостью, вызывая повышение ее температуры.

Процесс кристаллизации вследствие этого чаще всего определяется условиями отдачи тепла с поверхности кристаллов в окружающую среду.

При движении воды у охлаждаемой стенки первые кристаллы должны выделяться в виде тонкого слоя льда, так как у нее находится пленка жидкости, обладающая свойствами молекулярной организации, необходимыми для образования устойчивых группировок. В тепловом отношении жидкость у стенки также наиболее подготовлена (наиболее переохлаждена), поэтому для дальнейшего роста кристаллов, требующего отвода теплоты кристаллизации, имеются необходимые условия теплопередачи в охлаждаемую среду. Наиболее благоприятные условия будут тогда, когда теплопередающая стенка по структуре своей поверхности приближается к структуре кристаллов льда и когда теплопередача через стенку проходит интенсивно. Поэтому шероховатые металлические стенки, особенно медные,

при интенсивном охлаждении создают более благоприятные условия для образования первых кристаллов льда, чем гладкие и полированные, особенно стеклянные при медленном их охлаждении. Опыт, проведенный еще Гей Люссаком, показал, что медленно охлаждаемая дистиллированная вода в стеклянной пробирке может переохлаждаться на 10—15°. При этом опыте поступление в воду центров кристаллизации извне было исключено.

Наоборот, при охлаждении воды в металлических формах или в других интенсивных водоохладителях наблюдается переохлаждение ее у стенки, не превышающее нескольких сотых градуса.

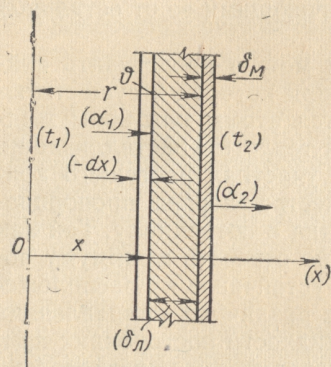


Рис. 123. Процесс намораживания льда у плоской стенки

Толщина слоя у охлаждаемой стенки в зависимости от условий охлаждения воды и ее движения обычно составляет десятые доли миллиметра. Поэтому при интенсивном охлаждении воды с температурой выше 0° у металлической стенки образуется тонкий сплошной слой льда и переохлаждение воды резко падает до тысячных градуса (практически можно считать, что переохлаждение отсутствует). При этом температура поверхности льда θ_0 на границе с водой в течение всего дальнейшего процесса ее охлаждения остается постоянной и равной 0°.

Действительно, температура плавления льда при одной атмосфере не может быть выше 0°, так как известно, что иметь твердую фазу вещества в перегретом состоянии невозможно. С другой стороны она может понижаться лишь на тысячные доли градуса, т. е. практически температура льда на границе может быть принята равной 0°.

Эта важная особенность процесса намораживания льда у охлаждаемой стенки, омываемой водой, позволяет получить сравнительно простые зависимости динамики намораживания льда в воде плюсовой температуры и получить расчетные формулы.

Теплопередача и льдообразование у охлаждаемых стенок

Тепловой поток, поступающий от воды на поверхность льда.

Рассмотрим условия теплообмена между водой, слоем льда, стенкой и охлаждающей средой (рис. 123). При этом будем считать, что температура воды $t_1 > 0^\circ$, а температура холодильного агента $t_2 < 0^\circ$.

В определенный момент времени τ_i у теплопередающей стенки имеется слой льда толщиной $(\delta_{\text{л}})_i$. Коэффициент теплопровод-

ности слоя льда $\lambda_{\text{л}}$, металлической стенки — $\lambda_{\text{м}}$. Толщина стенки равна $\delta_{\text{м}}$. Коэффициент теплоотдачи от воды к поверхности льда α_1 , от стенки к холодильному агенту — α_2 .

Тепловой поток, поступающий от воды на поверхность льда, состоит из суммы конвективного теплового потока q_1 , вызываемого разностью температур жидкости t_1 , температуры θ_0 , поверхности льда и теплового потока q_2 , который образуется в результате работы гидравлических сопротивлений при движении воды у охлаждаемой стенки.

В условиях естественной циркуляции воды тепловой поток $q_2 = 0$. При этом количество тепла, поступающего от воды на 1 м² теплопередающей поверхности, определяют из выражения

$$q_1 = \alpha_1 (t_1 - \theta_0) \text{ ккал/м}^2 \text{ час.} \quad (1)$$

При движении воды в результате работы сил трения выделяется количество тепла q_2 , которое можно определить по формуле

$$q_2 = \frac{p w_1 \cdot 3600}{427} \text{ ккал/м}^2 \text{ час,} \quad (2)$$

где p — напряжение силы трения при движении воды у стенки, кг/м²;

w_1 — скорость движения воды, м/сек.

На основании положений об единстве процессов переноса тепловой и механической энергии академиком Лейбензоном Л. С. установлена следующая приближенная зависимость между напряжением силы трения p и коэффициентом теплоотдачи α_1

$$p = \frac{\alpha_1 w_1 \left(2 + \frac{1}{\text{Pr}} \right)}{3c_p} \text{ кг/м}^2. \quad (3)$$

Подставляя значение p , в формуле (2), получим

$$q_2 = \frac{2,81 \cdot \alpha_1 \cdot w_1^2 \left(2 + \frac{1}{\text{Pr}} \right)}{c_p} \text{ ккал/м}^2 \text{ час,} \quad (4)$$

где Pr — критерий Прандтля;

c_p — массовая теплоемкость ($c_p = c_v \cdot g$, где c_v — весовая теплоемкость, g — ускорение силы тяжести).

Полное количество тепла, поступающего от воды на 1 м² теплопередающей поверхности льда, составит

$$q_0 = q_1 + q_2 = \alpha_1 \left[(t_1 - \theta_0) + \frac{2,81 \cdot w_1^2 \left(2 + \frac{1}{\text{Pr}} \right)}{c_p} \right] \text{ ккал/м}^2 \text{ час.} \quad (5)$$

Эквивалентная температура водного потока $t_{\text{экв}}$ равна

$$t_{\text{экв}} = \frac{2,81 \cdot w^2 \left(2 + \frac{1}{\text{Pr}} \right)}{c_p} ^\circ \text{C.} \quad (6)$$

Тогда выражение (5) будет иметь вид

$$q_0 = \alpha_1 (t_1 - \theta_0 + t_{\text{экр}}) \text{ ккал/м}^2 \text{ час.} \quad (7)$$

Если ввести дополнительное понятие «приведенной температуры», равной

$$t_{\text{прив}} = t_1 + t_{\text{экр}}, \quad (6a)$$

то из формулы (7) получим выражение, определяющее полный тепловой поток, который поступает от воды на поверхность льда, т. е.

$$q_0 = \alpha_1 (t_{\text{прив}} - \theta_0) \text{ ккал/м}^2 \text{ час.} \quad (8)$$

Таким образом, для определения полного количества тепла, поступающего от воды на поверхность льда конвективным путем и в результате выделения тепла работы сил трения, достаточно действительную температуру воды t_1 заменить «приведенным» ее значением $t_{\text{прив}}$ и тепловой поток определить так же, как и для случая естественной циркуляции воды.

Условия намораживания льда. Чтобы замороженный на охлаждаемой стенке слой льда не плавился под воздействием теплового потока q_0 , поступающего из воды на его поверхность, необходимо тепло отводить в охлаждаемую среду. Для этого нужно преодолеть тепловое сопротивление, равное

$$\frac{1}{K_1} = \frac{\delta_{\text{л}}}{\lambda_{\text{л}}} + \frac{\delta_{\text{м}}}{\lambda_{\text{м}}} + \frac{1}{\alpha_2} \text{ м}^2 \text{ час}^\circ \text{С/ккал.}$$

Тогда условия намораживания льда у стенки будут следующими: лед намораживается, если

$$\alpha_1 (t_{\text{прив}} - \theta_0) < K_1 (\theta_0 - t_2); \quad (9a)$$

наступает равновесие, при котором толщина льда достигает своего максимального значения $(\delta_{\text{л}})_{\text{max}}$ для заданных условий теплопередачи, т. е.

$$\alpha_1 (t_{\text{прив}} - \theta_0) = K_1 (\theta_0 - t_2); \quad (9б)$$

лед плавится, когда тепловой поток q_0 , поступающий от воды на поверхность льда, превышает тепловой поток q_3 , отводимый в охлаждающую среду, т. е. когда

$$\alpha_1 (t_{\text{прив}} - \theta_0) > K_1 (\theta_0 - t_2). \quad (9в)$$

Плавление льда прекратится, если с уменьшением толщины льда тепловой поток q_3 , отводимый в охлаждающую среду, станет равным тепловому потоку q_0 , поступающему от воды на поверхности льда. Максимальное значение толщины льда $(\delta_{\text{л}})_{\text{max}}$ находим из выражения (9б), т. е.

$$(\delta_{\text{л}})_{\text{max}} = \left[\frac{\theta_0 - t_2}{\alpha_1 (t_{\text{прив}} - \theta_0)} - \left(\frac{\delta_{\text{м}}}{\lambda_{\text{м}}} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right] \lambda_{\text{л}}. \quad (10)$$

Пользуясь выражением (10), получим следующие условия льдообразования у охлаждаемой стенки. Лед намораживается, если $\delta_{\text{л}} < (\delta_{\text{л}})_{\text{max}}$. Лед плавится при $\delta_{\text{л}} > (\delta_{\text{л}})_{\text{max}}$. Это происходит до тех пор, пока его значение не станет равным $(\delta_{\text{л}})_{\text{max}}$ для рассматриваемых условий теплопередачи. С помощью выражения (10) можно установить влияние условий теплопередачи на величину намораживаемого льда у плоской охлаждаемой стенки, омываемой водой.

Намораживание льда у стенки будет тем значительней, чем ниже температура и интенсивней теплопередача охлаждающей среды. Значение $(\delta_{\text{л}})_{\text{max}}$ будет тем меньше, чем выше температура воды и интенсивней теплоотдача от нее к поверхности льда. Причем в условиях принудительного движения воды влияние скорости на процесс намораживания льда выражается через значение коэффициента теплоотдачи α_1 и эквивалентную температуру, определяемую с помощью выражения (6).

Величина эквивалентной температуры воды зависит от ее скорости и составляет:

w	0,1	0,2	0,5	1,0	1,5	2,0
$t_{\text{экр}}$	0,006	0,024	0,15	0,6	1,35	2,4

В табл. 33 и графиках (рис. 124) приведены изменения расчетных значений $(\delta_{\text{л}})_{\text{max}}$ в зависимости от температуры воды и коэффициента теплоотдачи α_1 от воды к поверхности льда.

Таблица 33

Изменения $(\delta_{\text{л}})_{\text{max}}$ от условий теплопередачи у охлаждаемой стенки

t_1	0,05	0,1	0,2	0,5	1	4	10
$(\delta_{\text{л}})_{\text{max}}$	0,80	0,40	0,20	0,08	0,04	0,01	0,003
α_1	150	300	500	1000	2000	5000	—
$(\delta_{\text{л}})_{\text{max}}$	1,33	0,67	0,40	0,20	0,10	0,04	—

Здесь $\delta_{\text{м}} = 0,005 \text{ м}$; $\lambda_{\text{м}} = 40 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{С}$; $\lambda_{\text{л}} = 2 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{С}$; $t_2 = -20^\circ \text{С}$; $\alpha_2 = 3000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{С}$. Для $(\delta_{\text{л}})_{\text{max}} = f(t_1)$ при $\alpha_1 = 1000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{С}$; для $(\delta_{\text{л}})_{\text{max}} = f(\alpha_1)$ при $t_1 = 0,2^\circ \text{С}$.

Для условий естественной циркуляции воды значение коэффициента теплоотдачи от воды к поверхности льда находят по формуле А. Г. Ткачева.

Коэффициент теплопередачи. В тех случаях, когда у теплопередающей стенки намораживается лед, пользоваться известными выражениями, определяющими коэффициент теплопередачи, нельзя, так как они справедливы только при отсутствии агрегатных изменений в охлаждаемой жидкости. При намораживании льда у стенки значение коэффициента теплопередачи определяют следующим образом.

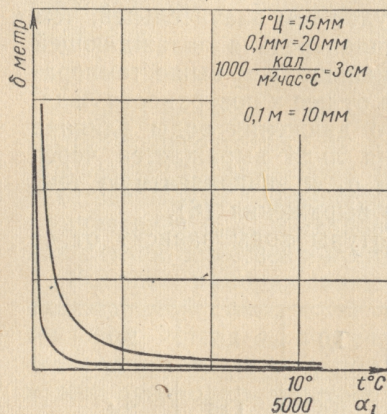


Рис. 124. Кривые зависимости максимальной толщины льда от температуры воды и коэффициента теплоотдачи

Так как температура на поверхности льда, которая омывается водой, составляет $\Theta_0 = 0^\circ$, то тепловой поток, поступающий в охлаждающую среду, равен

$$q_3 = \frac{\theta_0 - t_2}{\delta_l/\lambda_l + \delta_m/\lambda_m + 1/\alpha_2} \text{ ккал/м}^2 \text{ час.}$$

Если значение q_3 разделить на разность температур между охлаждаемой и охлаждающей средами, то можно получить выражение для коэффициента теплопередачи льдогенераторов и водоохладителей в следующем виде

$$k = \frac{\theta_0 - t_2}{(t_1 - t_2) \cdot (\delta_l/\lambda_l + \delta_m/\lambda_m + 1/\alpha_2)} \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{C.} \quad (11)$$

Время намораживания льда. Рассмотрим процесс намораживания льда с момента времени τ_i , которому соответствует состояние, представленное на рис. 123. К этому моменту времени толщина льда у стенки достигает значения δ_{li} . За время $d\tau_i$ у единицы поверхности образуется лед толщиной dx , в связи с

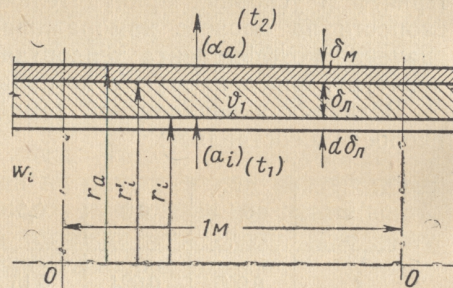


Рис. 125. Процесс намораживания льда у цилиндрической стенки

чем потребуется отвести в охлаждающую среду количество тепла dQ_2

$$dQ_2 = \rho dx \cdot 1.$$

За это же время от воды на поверхность льда поступит количество тепла

$$dQ_1 = (t_{\text{прив}} - \theta_0) \alpha_1 d\tau_i.$$

Таким образом, полное количество тепла dQ , которое должно быть отведено за время $d\tau_i$, в охлаждающую среду, составит

$$dQ = dQ_1 + dQ_2 = (t_{\text{прив}} - \theta_0) \alpha_1 d\tau - \rho dx \cdot 1. \quad (12a)$$

Указанное количество тепла должно пройти через слой образовавшегося льда $(\delta_l)_i$ и металлическую стенку δ_m и его определяют из выражения

$$dQ = \frac{(\theta_0 - t_2) d\tau}{\frac{(\delta_l)_i}{\lambda_l} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ ккал/час.} \quad (12б)$$

Приравняв правые части выражений (12a) и (12б), получим дифференциальное уравнение льдообразования у плоской стенки. Разделяя переменные и интегрируя в пределах от 0 до δ_l , получим расчетное выражение, с помощью которого определяют время намораживания льда у охлаждаемой плоской стенки, т. е.

$$\tau = \frac{\rho}{(t_{\text{прив}} - \theta_0) \alpha_1} \left\{ \delta_l + \frac{\lambda_l (\theta_0 - t_2)}{\alpha_1 (t_{\text{прив}} - \theta_0)} \ln \left[1 - \frac{\delta_l}{(\delta_l)_{\text{max}}} \right] \right\} \text{ час,} \quad (12)$$

где ρ — скрытая теплота льдообразования, отнесенная к единице объема намораживаемого льда, равная 72000 ккал/м³;

$t_{\text{прив}}$ — приведенная температура воды, определяемая с помощью выражения (6) и (6a); при естественной циркуляции воды $t_{\text{эвк}} = 0$, а $t_{\text{прив}} = t_1$;

$(\delta_l)_{\text{max}}$ — максимальная толщина льда, определяемая из выражения (10). Если температура воды $t_1 = 0^\circ$, то время намораживания льда у плоской стенки находят из выражения (13), которое получают так же, как и выражение (12),

$$\tau = \frac{\rho \delta_l}{(\theta_0 - t_2)} \left(\frac{\delta_l}{2\lambda_l} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \text{ час.} \quad (13)$$

Таким же образом получают расчетную формулу (14) для времени намораживания льда в воде, температура которой у внутренней поверхности охлаждаемой трубы составляет 0° , т. е.

$$\tau = \frac{\rho}{2(\theta_0 - t_2)} \left\{ \frac{r_i^2}{\lambda_l} \ln \frac{r_i}{r_a} - \left(\frac{1}{2\lambda_l} + \frac{1}{\lambda_m} \ln \frac{r_a}{r_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot r_a} \right) \right\} [(r_i)^2 - r_a^2] \text{ час.} \quad (14)$$

В табл. 34 и на графике (рис. 126) приведены расчетные значения времени намораживания льда у плоской и цилиндрической охлаждаемых стенок при температуре воды 0° и температуре испарения $t_2 = -20^\circ$, полученных по формулам (13) и (14).

Таблица 34

Время намораживания льда у охлаждаемых плоской и цилиндрической стенок при $\delta_m = 0,005$ м, $\lambda_m = 40$ ккал/м час, $^\circ\text{С}$, $a_2 = 3000$ ккал/м² час $^\circ\text{С}$, $t_2 = -20^\circ$

Внутренний радиус поверхности льда, r_i м; $r'_i = 0,25$ м	0,001	0,01	0,02	0,05	0,07	0,1	0,15	0,16	0,17	0,2	0,23	0,25
Время намораживания льда τ_1 , час	28,1	28,15	27	22,7	19,6	15,2	7,7	6,4	5,7	2,03	0,38	0
$r'_i = 0,5$ м	0,001	0,01	0,1	0,135	0,22	0,25	0,33	0,4	0,45	0,49	0,5	
τ_i	122	112	93,4	66,4	55	45	22,8	8,4	2,28	0,024	0	
$(\delta_{л})_i$	0,5	0,4	0,315	0,18	0,15	0,17	0,1	0,05	0,01	0,005	0,001	
τ_i	226	144	39,5	70,7	56,6	26,3	9,16	2,33	0,106	0,024	0,0026	

Зависимость времени намораживания льда на наружной поверхности охлаждаемой трубы имеет следующий вид:

$$\tau = \frac{-\rho}{2(\theta_0 - t_2)} \left\{ \frac{r'_i}{\lambda_l} \ln \frac{r'_i}{r_a} - \left(\frac{1}{2\lambda_l} - \frac{1}{\lambda_m} \ln \frac{r_a}{r_i} - \frac{1}{a_2 r_a} \right) \right\} (r'_i - r_a^2) \text{ час}, \quad (15)$$

где r'_i — радиус поверхности льда, омываемой водой;

r_a — наружный радиус трубы;

r_i — внутренний радиус трубы.

Приведенные выше расчетные зависимости процесса намораживания льда у охлаждаемых плоской и цилиндрической стенок позволяют произвести тепловой расчет различных типов льдогенераторов, водоохладителей и других жидкостных охладителей, у теплопередающей поверхности которых происходит переход жидкой фазы в твердую. С их помощью можно в одних случаях ускорять процесс намораживания льда, а в других случаях — замедлять выделение у стенок твердой фазы охлаждаемой жидкости.

В качестве примера практического применения полученных расчетных зависимостей и дополнительного выявления особенностей теплопередачи при переходе жидкости в твердую фазу, рассмотрим процесс охлаждения воды и льдообразования в льдогенераторе снежного льда. Описание конструкции льдогенератора приведено на стр. 343.

Для упрощения выводов предполагаем, что теплопередающая втулка льдогенератора имеет цилиндрическую форму. Тогда

условия теплопередачи и льдообразования в ней могут быть представлены следующей схемой, показанной на рис. 127.

Вода поступает в аппарат через сечение О с температурой $(t_1)_0$ и охлаждается в первой зоне (0—I) до температуры $(t_1)_I$, при которой температура поверхности стенки в сечении I снижается до 0° . Значение температуры $(t_1)_I$ находят из выражения (10), приравняв $(\delta_{л})_{\max}$ к нулю. В этой зоне охлаждение воды и протяженность зоны определяют по обычным формулам теплопередачи.

Вторая зона (I—II) характерна тем, что у ее теплопередающей стенки происходит намораживание льда. Причем толщина его возрастает с понижением температуры воды и в конечном сечении II значение $(\delta_{л})_{\max}$ достигает величины зазора между резцом и втулкой. Тепловой поток, вызывающий охлаждение

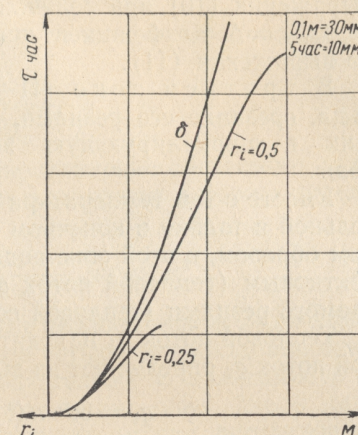


Рис. 126. Время намораживания льда у плоской стенки и трубы

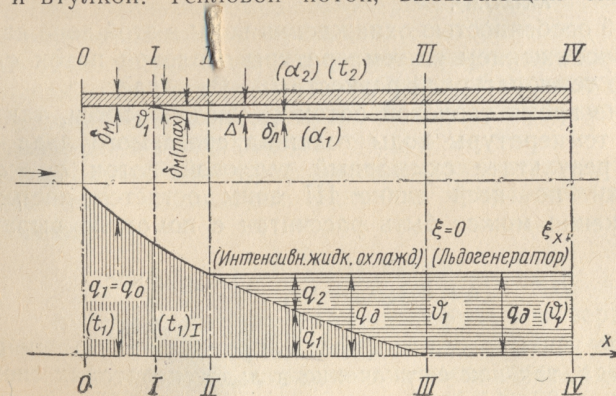


Рис. 127. Процесс теплопередачи и льдообразования льдогенератора снежного льда

жидкости, циркулирующей в аппарате, определяют из выражения

$$q_1 = [(t_1)_{cp} - \theta_0] a_1 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}. \quad (16)$$

Нижнюю границу II данной зоны находят по значению температуры воды (t)_п, которую предварительно определяют из выражения (10) при величине зазора между резцом и втулкой $(\delta_{\text{л}})_{\text{max}} = \Delta$. Коэффициент теплопередачи для этой зоны находят из выражения (11).

В третьей зоне (II—III) происходит намораживание льда, срезание его резцами, плавление частиц льда, поступающих в циркулирующую воду и интенсивное охлаждение воды.

Вместе с тем температура воды в этой зоне остается положительной и только в конечном сечении зоны III падает до 0°. Таким образом, в этой зоне вода охлаждается двумя путями: конвективным (тепловой поток q_1) и за счет плавления льда, срезаемого резцами (тепловой поток q_2).

Тепловой поток q_1 находят так же, как и для II зоны. Тепловой поток q_2 определяют из выражения

$$q_2 = 60 \cdot n \cdot (\delta_{\text{л}})_{\text{ср}} \cdot \rho \text{ ккал/м}^2 \text{ час}, \quad (17)$$

где n — число оборотов вала в минуту;
 $(\delta_{\text{л}})_{\text{ср}}$ — средняя толщина льда, срезаемого за один оборот, которую находят с помощью выражения (12);
 ρ — объемная скрытая теплота льдообразования, ккал/м³.

Важной особенностью охлаждения воды в этой зоне является то, что с понижением ее температуры тепловой поток q_1 соответственно температурной разности $t_1 - \theta_0$ падает.

В то же время тепловой поток q_2 увеличивается, так как с падением температуры воды толщина срезаемого льда возрастает. В результате суммарный тепловой поток $q_0 = q_1 + q_2$ практически по всей длине III зоны остается постоянным и приближенно может быть рассчитан с помощью выражения

$$q_0 = \frac{\theta_0 - t_2}{\Delta/\lambda_{\text{л}} + \delta_{\text{м}}/\lambda_{\text{м}} + 1/\alpha_2} \text{ ккал/м}^2 \text{ час}. \quad (18)$$

Здесь не учитывается тепловое сопротивление толщины срезаемого льда, так как ее значение в льдогенераторах снежного льда при $n = 180$ об/мин не превышает сотых долей миллиметра. В то же время величина зазора между резцом и втулкой составляет около 0,5—0,8 мм.

Четвертая зона (III—IV) представляет собой интенсивный льдогенератор, температура воды в котором остается неизменной и равной 0°. Здесь все тепло отводится на процесс льдообразования, в результате чего получается смесь воды и снежного льда. По мере движения смеси к выходу из льдогенератора концентрация ее возрастает.

Удельную производительность льдогенератора (его IV зоны) находят из выражения

$$g_{\text{л}} = (\delta_{\text{л}})_{\text{ср}} \cdot n \cdot 60 \cdot 1 \text{ м}^3/\text{час м}^2,$$

где $(\delta_{\text{л}})_{\text{ср}}$ — толщина срезаемого льда в этой зоне, определяемая из выражения

$$\tau_{\text{б ср}} = \frac{1}{60 \cdot n} = \frac{\rho \cdot \delta_{\text{л ср}}}{\theta_0 - t_2} \left(\frac{\delta_{\text{л ср}}}{2\lambda_{\text{л}}} + \frac{\Delta}{\lambda_{\text{л}}} + \frac{\delta_{\text{м}}}{\lambda_{\text{м}}} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \text{ час}. \quad (19)$$

Если не учитывать тепловое сопротивление срезаемого льда, то удельную производительность льдогенератора можно определить с помощью выражения

$$g_{\text{л}} = \frac{\theta_0 - t_2}{(\Delta/\lambda_{\text{л}} + \delta_{\text{м}}/\lambda_{\text{м}} + 1/\alpha_2) \cdot \rho} \text{ м}^3/\text{час м}^2. \quad (20)$$

При рассмотрении общего случая теплообмена в льдогенераторе снежного льда имели место все четыре зоны. Однако одновременное их существование необязательно. В зависимости от условий теплопередачи могут отсутствовать одна, две и даже три зоны. Наличие и протяженность их можно регулировать, изменяя условия теплопередачи — температуру и расход поступающей воды, температуру испарения, зазор между резцом и втулкой, число оборотов вращения резцов и т. д.

Используя приведенные выше формулы теплопередачи, для любого типа льдогенератора можно рекомендовать необходимый режим рациональной эксплуатации.

При этом затруднения могут возникнуть тогда, когда процесс льдообразования нельзя приравнять к варианту использования плоской или цилиндрической стенки, например при замораживании воды в льдоформах.

В этом случае для определения продолжительности замораживания воды используют одну из приближенных формул Р. П. Планка

$$\tau = \frac{A \cdot b}{t_2} (b + B) \text{ час}, \quad (21)$$

где b — меньшая сторона льдоформы в ее верхней части;
 A и B — коэффициенты, определяемые по соотношению сторон поперечного сечения формы с помощью данных, приведенных в табл. 35.

Таблица 35

Коэффициент	Соотношение сторон				
	1	1,5	2	2,5	4
A	3120	4060	4540	4830	5320
B	0,036	0,030	0,026	0,024	0,023

Пример. Рассчитать льдогенератор трубчатого льда производительностью $G = 5$ т/сутки при следующих условиях: температура воды $t_1 = 0^\circ$; температура испарения холодильного агента $t_2 = -10^\circ$; диаметр труб $57 \times 3,5$ мм; высота труб $h = 3$ м; продолжительность оттаивания $\tau_2 = 10$ мин.

Принимаем, что лед следует намораживать до толщины слоя $\delta = 0,012$ м.

Определяют время намораживания льда указанной толщины по уравнению

$$\tau_1 = \frac{\rho}{2t_2} \left[\frac{r_i^2}{\lambda_l} \ln \frac{r_i^1}{r_i^2} - \left(\frac{1}{2\lambda_l} + \frac{1}{\lambda_m} \ln \frac{r_a}{r_i^1} + \frac{1}{\alpha_a r_a} \right) (r_i^2 - r_i^1) \right] =$$

$$= \frac{72000}{2(-10)} \left[\frac{0,013^2}{1,9} \ln \frac{0,025}{0,013} - \left(\frac{1}{2 \cdot 1,9} + \frac{1}{40} \ln \frac{0,0285}{0,025} + \frac{1}{300 \cdot 0,0285} \right) \times \right.$$

$$\left. \times (0,025^2 - 0,013^2) \right] = 0,42 \text{ часа,}$$

т. е. время намораживания льда τ_1 составляет около 25 мин.

Рассчитывают производительность 1 пог. м трубки льдогенератора по уравнению

$$g = \frac{\pi (d_i^2 - d_a^2) \gamma \cdot 24}{4 (\tau_1 + \tau_2)} = \frac{3,14 (0,05^2 - 0,026^2) \cdot 0,9 \cdot 24}{4 (0,167 + 0,433)} = 0,0516 \text{ т/сутки,}$$

где γ — объемный вес льда, т/м³;
 $(\tau_1 + \tau_2)$ — время цикла, час.

Находят необходимое число труб льдогенератора

$$n = \frac{G}{g \cdot h} = \frac{5}{0,0516 \cdot 3} = 32,4, \text{ или } 33 \text{ трубы.}$$

СПОСОБЫ ЗАГОТОВКИ И ХРАНЕНИЯ ЕСТЕСТВЕННОГО ВОДНОГО ЛЬДА

В СССР применяют три основных способа заготовки естественного льда: из водоемов (прудов, озер, рек); послойным намораживанием; путем намораживания воды в градириях в виде сосулек. Используют также и комбинированный способ, когда основная заготовка льда ведется послойным намораживанием, а другой способ намораживания применяют как вспомогательный. Комбинированный способ позволяет ускорять процесс намораживания и облегчать заготовку льда в районах с недостатком суровой зимой.

Выбор способа зависит от климатических условий, назначения и объема заготовки, расположения и санитарного состояния

водоемов, наличия водопровода, условий транспортировки, условий хранения и характера потребления льда.

В США и Канаде естественный лед заготавливают из водоемов. В СССР наиболее широкое распространение получили послойное и комбинированное намораживание. Это объясняется успешным решением вопросов механизации заготовки льда, а также резким снижением транспортных расходов и ускорением процесса намораживания.

Заготовка льда из водоемов. Этот способ заготовки применяют в тех случаях, когда по климатическим условиям в течение зимы лед в водоеме достигает толщины 25 см и более. При небольших объемах заготовки толщина намораживаемого льда может быть до 15 см.

Необходимые данные о толщине льда и возможности его намораживания предварительно находят в климатологических справочниках и затем уточняют путем запроса соответствующей метеорологической станции или льдопункта.

Толщину ледяного покрова $\delta_{\text{л}}$, намерзающего в реке в течение зимы льда, определяют по формуле Быдина

$$\delta_{\text{л}} = 2 \sqrt{\Sigma t} \text{ см,}$$

где Σt — сумма отрицательных среднесуточных температур за зимний период времени.

Промышленная заготовка льда из водоемов возможна при температуре в январе не выше -5° и осуществляется в конце зимы до наступления оттепели.

Водоем должен быть расположен вдали от жилья, предприятий и не должен быть заболоченным.

В процессе вымораживания воды происходит бактериологическое самоочищение льда, однако оно не бывает полным. Поэтому при выделении водоема от органов здравоохранения необходимо получить разрешение на его эксплуатацию. В процессе заготовки льда необходимо осуществлять систематический бактериологический контроль за состоянием льда в водоеме.

Лед в водоемах обычно бывает плотный, однородный (удельный вес 0,907—0,917), чистый, прозрачный, легко выпиливается на стандартные плиты, удобные для транспортировки, длительного хранения в бунтах и реализации. Стоимость такого льда при близко расположенных водоемах и наличии механизации процессов заготовки невелика. Расстояние водоема от ледохранилища должно быть не более 3—5 км; подъездные пути должны позволять перевозку льда автогужевым транспортом. Разработка водоема сравнительно проста и отличается рядом специфических особенностей.

При выборе водоема необходимо обращать внимание на очертание берега, который облегчал бы транспортировку льда.

Эксплуатация ледяного поля состоит в систематическом удалении снежного покрова. При несвоевременном удалении снега в толще льда образуются снежные прослойки (наслуз), ухудшающие качество льда. Снег с ледяного поля удаляют с помощью специальных скребков к берегу или собирают его в отдельные валы, расположенные друг от друга на расстоянии до 90 м. Убирают снег вручную, либо с помощью тужевой или авто-тяги.

Необходимая толщина ледяного покрова $\delta_{\text{л}}$ пресных водоемов исходя из условий прочности должна составлять: для одного человека (0,1 т) — 5 см; группы людей, расположением их в ряд по одному при минимальном расстоянии друг от друга, равном 5—10 м — 7 см; всадника (0,5 т) — 10 см; автомашины весом 3,0 т — 17 см; автомашины весом 6,5 т — 24 см.

Величину $\delta_{\text{л}}$ определяют для больших грузов приближенно по формуле

$$\delta_{\text{л}} = 10 \sqrt{g} \text{ см,}$$

где g — нагрузка, т.

При значительных осадках снега очистку ледяного поля осуществляют путем затопления ледяного покрова водой через отверстия, создаваемые в толще льда с последующим ее замораживанием.

После намораживания льда в достаточном количестве производят разметку ледяного поля. Разметка состоит в проведении по вехам двух взаимно перпендикулярных линий, по которым поле размечают на прямоугольники размером 1 × 1,75 м. Затем ледяное поле разрезают на блоки. Из воды блоки извлекают баграми, после чего их переворачивают и дополнительно подмораживают. С ледяного поля блоки перемещают транспортером в ледохранилище или автомашины.

Для разделки ледяного поля, транспортировки льда и его укладки на хранение применяют различные методы механизации, значительно облегчающие трудоемкие процессы и обеспечивающие рентабельность заготовки льда из водоемов. В настоящее время способ заготовки льда из водоемов применяют как вспомогательный к способу заготовки льда послойным намораживанием.

Заготовка льда послойным намораживанием. Этот способ заключается в постепенном наливании и замораживании тонких слоев воды, образующих ледяной массив — бунт льда значительной толщины (4—5 м). Послойное намораживание применяют в тех случаях, когда в период заготовки льда (январь — февраль) температура наружного воздуха достигает ниже -10° . При температурах от -5 до -10° послойное намораживание

осуществляют с добавлением льда, получаемого на дополнительных площадках.

Место для площадки выбирают с учетом достаточной удаленности ее от сточных и грунтовых вод и других загрязнений.

Площадку выравнивают с уклоном от середины к краям на 2 см на каждый метр ширины. По периметру площадки прорывают канаву со стоком. Площадку засыпают шлаком толщиной 15 см и более, а затем делают на ней настил из досок или хвороста; настил покрывают слоем чистого снега в 10 см и более, который утрамбовывают. По всей поверхности снега разбрызгивают воду, которая после подмораживания образует сплошную ледяную корку, предохраняющую поступление воды через настил. Если площадка не засыпана шлаком, то грунт под основанием площадки предварительно пропитывают и промораживают на глубину 0,25—0,5 м. Поливку грунта производят несколько раз с перерывами, необходимыми для промораживания грунта. При этом на 1 м² площади расходуют примерно 30 л воды. Чем глубже будет проморожен грунт, тем меньше будут потери от таяния льда при его последующем хранении в бунте. Затем по периметру площадки устанавливают деревянные переносные борта высотой 0,25—0,5 м, выполненные из досок толщиной 2—3 см. Между досками не должно быть щелей. Снаружи борта укрепляют упорами. При намораживании льда на высоту бортов последние переносят на новый уровень ледяного поля с уступом от края примерно на высоту борта. Иногда вместо деревянных бортов используют снежные валы высотой 0,5 м.

В период намораживания льда поливку воды производят периодически с доведением толщины слоя воды от 2 до 20 мм в зависимости от температуры воздуха. При непрерывном намораживании в течение суток толщина льда в зависимости от температуры наружного воздуха достигает следующих размеров:

температура воздуха, $^{\circ}\text{C}$	— 5	— 10	— 15	— 20
толщина льда, намораживаемого за сутки, мм	16,5	33	49,5	66,0

При наличии ветра намораживание льда происходит быстро. Ускорение намораживания происходит также и при предварительном охлаждении воды до 0° путем ее распыления. Здесь особенно заметно ускоряется процесс намораживания при температурах до -10° .

Наиболее эффективным и значительно ускоряющим процесс послойного намораживания является добавление на площадку кускового льда, который предварительно получают путем замораживания воды на дополнительных площадках или с помощью наклонных плоскостей и градилен. Заготовку льда на дополнительных площадках ведут способом послойного намораживания:

толщина льда здесь достигает 0,5—1 м. Полученный лед дробят и равномерно разбрасывают по всей поверхности основного ледяного поля до получения слоя 10—15 см. С понижением температуры воздуха до -20° и ниже толщину слоя кускового льда увеличивают и обычно доводят до 20 см. После этого слой кускового льда постепенно заливают водой и послойно замораживают. Процесс послойного намораживания с использованием льда, за-

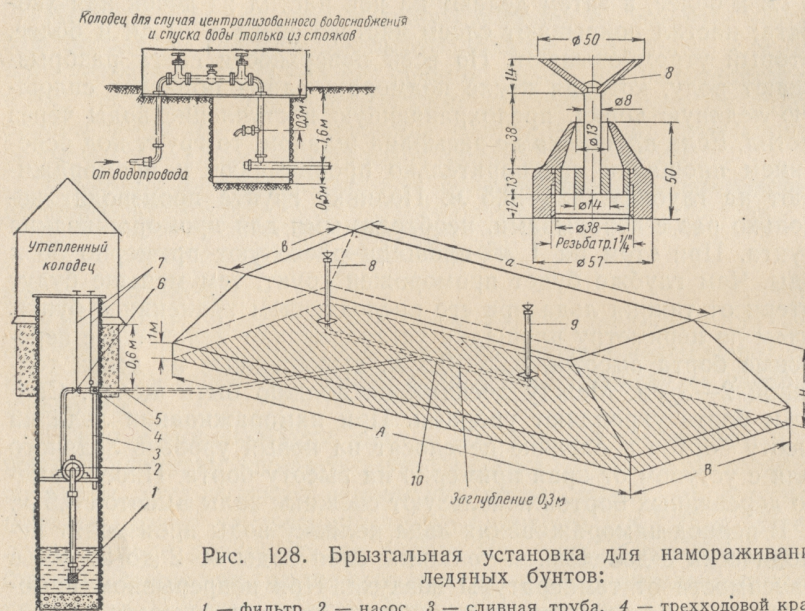


Рис. 128. Брызгальная установка для намораживания ледяных бунтов:

1 — фильтр, 2 — насос, 3 — сливная труба, 4 — трехходовой кран, 5 — магистраль $\phi 2$, 6 — вентиль, 7 — удлинитель к крану и вентиле, 8 — форсунка, 9 — стойка $\phi 1\frac{1}{2}$, 10 — коллектор

готовляемого на дополнительных площадках, ускоряется по сравнению с обычным способом на 100—150%. Его можно широко использовать при наличии средств механизации выкалывания льда на дополнительных и основных площадках.

В настоящее время при заготовке льда послойным намораживанием механизированы такие трудоемкие процессы, как поливка с распылением воды на ледяной площадке, распиловка, колка и дробление льда, получаемого на дополнительных площадках, а также доставка льда на основную ледяную площадку.

В СССР широко распространен метод механизированного намораживания льда на площадке с помощью форсуночной установки, предложенной Н. Т. Кудряшовым (рис. 128).

Монтируют указанные установки следующим образом. В траншее глубиной 0,5 м, расположенной вдоль большой оси

площадки, укладывают магистральный трубопровод с ответвлениями и отводами. Расстояние между ответвлениями составляет 10 м. Отводы устанавливают в кирпичных колодцах с деревянными крышками; в верхней части их делают переходные муфты, к которым присоединяют составные стояки из полутораймовых труб. Стояк состоит из трех трубок длиной 1,6 м каждая (по мере роста ледяного бунта трубки наращивают). На верхний конец трубки навинчивают форсунку. Располагают форсунки на расстоянии 4—5 м друг от друга.

Магистральную трубу выводят за пределы бунта в водопоглощающий колодец, располагаемый под утепленной будкой, и подключают к городскому водопроводу с установкой задвижки лудло, водомера и манометра.

В вертикальном участке магистральной трубы, проходящей через колодец, имеется пробковый кран, предназначенный для спуска воды из стояков во время перерыва подачи воды форсункам.

Форсуночные установки предназначены для намораживания ледяных бунтов емкостью 1000 т и более. Установка обслуживается одним человеком. Работа установки состоит в периодической подаче воды через форсунки, из которых она разбрызгивается и замерзает на площадке бунта. Продолжительность каждого периода орошения составляет 5—10 мин.; перерывы между орошениями — от 1 до 4 час.

Если давление перед форсунками недостаточное (менее 1—1,2 ат), то дополнительно устанавливают центробежный насос.

По сравнению с наливным способом намораживания льда данная установка ускоряет процесс намораживания, облегчает труд, сокращает расход рабочей силы и снижает стоимость льда до 50%.

Заготовка льда намораживанием сосулек в градирнях. Этот способ применяют в районах с неустойчивыми зимами. Градирия представляет собой трехъярусную этажерку высотой 6 м. К стойкам через каждые 2 м прикреплены обвязочные рамы, на которые через каждые 30 см уложены жерди диаметром 10—13 см. Жерди каждого яруса по отношению к нижнему расположены таким образом, чтобы струи воды, падающей с верхнего яруса, разбрызгивались и ударялись о нижние и этим увеличивали бы поверхность орошения. В верхней части градирни установлены форсунки, а по периметру — наклонные деревянные щиты для защиты воды от ветра.

Капли воды охлаждаются в воздухе и, попадая на жерди, намораживаются в виде сосулек. Объем сосулек достигает в течение трех суток при температуре воздуха $-2 \div -3^{\circ}$ до 50% всего рабочего объема градирен. После этого лед скалывают и направляют в ледохранилище.

Способы хранения естественного льда. Естественный лед обычно хранят в ледохранилищах временного типа — бунтах.

Наиболее широкое распространение бунты получили при промышленной заготовке естественного льда, которая ведется в значительном объеме.

Применение такого типа ледохранилищ позволяет ограждать лед от воздействия внешних теплопритоков и атмосферных осадков, обеспечивать свободный отвод из бунта талой и дождевой воды, а также создавать необходимые санитарные условия для хранения льда.

При этом должны быть созданы соответствующие условия для удобной выемки и отгрузки льда, уменьшения стоимости теплоограждающего покрова, использования местных изоляционных материалов. Эксплуатация бунта должна быть обеспечена необходимыми противопожарными мероприятиями.

Бунт представляет собой ледяной массив, намороженный послойно или путем заготовки льда из водоемов, покрытый изоляционным материалом. Основание бунта выполняют так же, как и основание площадки для заморозки льда послойным намораживанием. Наружной поверхности ледяного массива придают форму, удобную для покрытия изоляционным слоем. Для этого уступы льда скалывают, сколотым льдом покрывают верхнюю часть бунта, а затем подмораживают его. После этого поперек бунта внахлестку укладывают соломенные маты толщиной около 5 см и длиной 4—6 м. Иногда вместо соломенных используют камышитовые маты. На поверхность матов насыпают опилки и утрамбовывают их. У подошвы бунта устанавливают подпорные щиты. Толщину слоя опилок у основания для предупреждения сползания принимают от 1 до 2 м, а толщину основного изоляционного слоя в зависимости от района расположения бунта — от 0,5 до 1 м.

Внешние теплопритоки, проникающие через изоляционный слой на поверхность ледяного массива, вызывают таяние льда. В результате имеют место потери льда, определяемые общим количеством тепла, проникающего в бунт за время его эксплуатации. Это количество тепла Q определяют из выражения

$$Q_{\text{л}} = F_{\text{с}} \cdot k \cdot t_{\text{н}} \cdot 24N \text{ ккал/сезон},$$

где $F_{\text{с}}$ — средняя за сезон величина теплопередающей поверхности бунта (при равномерном потреблении льда в сезоне поверхность бунта составляет около 50—60% от первоначальной: в действительности она достигает 60—80%);

k — коэффициент теплопередачи изоляционного слоя, приближенно равный $k = \frac{\lambda}{\delta}$ ккал/м²час°С, где λ — коэффициент теплопроводности изоляционного материала,

который с учетом увлажнения опилок и соломы в матах равен 0,21 ккал/м час°С;

$t_{\text{н}}$ — средняя за сезон температура наружного воздуха, одновременно определяющая соответствующую температурную разность между внешней средой и поверхностью льда, °С;

N — продолжительность сезона хранения льда, сутки.

Полное количество тепла $Q_{\text{л}}$, проникающего в ледяной массив бунта за сезон хранения и вызывающего соответствующие потери льда, определяют из выражения

$$Q_{\text{л}} = G_{\text{л}} 80 \cdot 1000 \text{ ккал/сезон},$$

где $G_{\text{л}}$ — потери льда, т.

Потери льда за сезон хранения для бунтов средней емкости составляют: для южной полосы — до 30%, средней — 20%, северной — до 10%.

В приведенном выше расчете потерь льда не учитывались теплопритоки, проникающие через грунт. Указанный расчет будет правильным при условии хорошего предварительного промораживания грунта, укладки изоляционного шлакового слоя и своевременного укрытия бунтов изоляцией.

Для снижения потерь и облегчения процесса выработки льда в бунте применяют различные механизмы для выколки льда и подачи его на автомашины или в вагоны-ледники.

Эксплуатация бунта имеет ряд недостатков: загрязняемость льда вследствие соприкосновения его с изоляционным материалом; затруднения в механизации работ при укрытии изоляционного слоя и при выборке льда; большие потери вследствие таяния льда под влиянием внешних теплопритоков; тщательный уход и надзор за укрывочным изоляционным материалом; большая площадь основания бунта.

Однако по сравнению с ледохранилищами постоянного типа бунты имеют ряд важных преимуществ: малая стоимость и простое устройство, возможность использования недорогих изоляционных материалов и облегченной системы механизации, возможность приближения бунта к месту потребления льда, сокращение наружной теплопередающей его поверхности по мере выработки льда, изменение размеров бунта в зависимости от объема заготовки льда (табл. 36).

Основными преимуществами ледохранилищ постоянного закрытого типа по сравнению с бунтами являются: меньшие внешние тепло- и влаготпритоки (при надлежащей изоляции), лучшие санитарные условия хранения льда, уменьшенная огнеопасность. Однако вследствие больших затрат на строительство и менее благоприятных условий намораживания и

Таблица 36

Основные размеры бунтов

Количество заготавливаемого льда, т	Высота ледяного массива, м	Длина, м	Ширина, м	Площадь основания, м ²
100	2,75	8	6	48
250	3,0	15	8	120
500	3,5	25	8	200
1000	4,0	35	10	350
2000	4,2	50	12	600
3000	4,2	60	15	900
4000	4,4	70	16	1100
5000	4,5	80	17	1360
6000	5,0	80	19	1500
7000	5,0	90	19	1710
10000	5,5	100	23	2300

складирования льда постоянные ледохранилища широкого распространения не получили.

В настоящее время их используют в основном при заготовке льда в градирнях.

ПРОИЗВОДСТВО ИСКУССТВЕННОГО ВОДНОГО ЛЬДА

По способу охлаждения аппараты для производства льда подразделяются на две группы:

- льдогенераторы рассольного охлаждения;
- льдогенераторы непосредственного испарения.

Льдогенераторы рассольного охлаждения

Льдогенераторы блочного льда. Наиболее распространенным типом льдогенераторов рассольного охлаждения является так называемый льдогенератор блочного льда (рис. 129). Этот тип льдогенератора представляет собой бак, заполненный рассолом с температурой около -10° . Рассол охлаждается в испарителе, установленном в баке вдоль продольной стенки.

Испаритель льдогенератора состоит из вертикалотрубной секции.

От основной части бака он отделен промежуточной стенкой, образующей карман, в который поступает отепленный льдоформами рассол, циркулирующий с помощью мешалок.

Для лучшей циркуляции рассола мешалки размещены в горловинах дополнительной торцевой стенки, образующей попечный карман. Таким образом, сначала рассол циркулирует в

баке и охлаждает льдоформы, а затем поступает в карман испарителя, где он охлаждается, и затем снова возвращается в основную часть бака для охлаждения льдоформ.

Льдоформы скомплектованы в секции, состоящие из 10—20 форм, их заполняют из специального наполнительного устройства (дозатора) водой, а затем опускают в рассол. По мере охлаждения воды в формах происходит намораживание льда. При этом секции периодически перемещают с помощью толкающего механизма с таким расчетом, чтобы в конце бака процесс намораживания льда в формах был закончен. Далее секцию льдоформ с помощью подъемного механизма вынимают

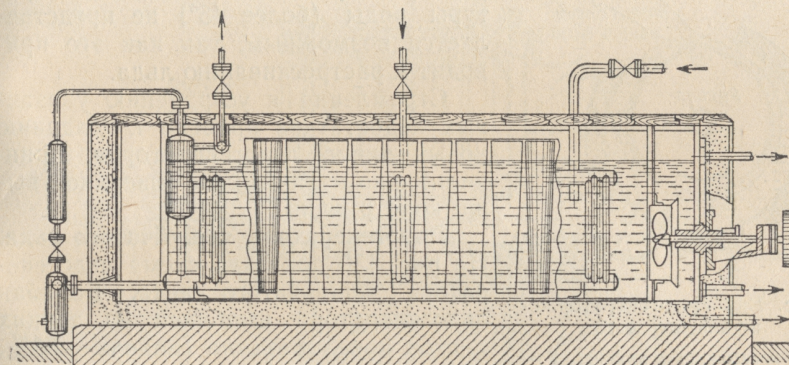


Рис. 129. Льдогенератор блочного льда

из рассола и опускают в оттаивательный бачок, в который предварительно заливают воду с температурой около 40° . После пребывания льдоформ в теплой воде в течение 1,5—2 мин. блоки льда легко отделяются и с помощью опрокидывающего устройства направляются в ледохранилище.

Льдоформы изготовляют из листовой стали толщиной 1,5—2 мм. Горизонтальное сечение льдоформы — квадратное или прямоугольное. Для лучшего удаления блоков льда сечение формы сверху несколько расширяют. Вес блоков льда колеблется от 5 до 50 кг и более. Наибольшее распространение получили блоки весом 25 кг. Продолжительность замораживания воды в льдоформах в зависимости от веса блока составляет 8—24 час.

Для ускорения процесса льдообразования применяют предварительное охлаждение воды в специальных водоохладителях. С этой же целью часто недомораживают блок, так как замораживание его сердцевины протекает наиболее медленно.

Основные недостатки льдогенераторов блочного льда: медленный процесс замораживания воды в льдоформах; наличие необходимого температурного перепада между рассолом и холодильным агентом (около 5°); расход электроэнергии, связанный с подогревом воды для оттайки льдоформ; наличие потерь льда при оттайке льдоформ; трудности механизации трудоемких процессов; наличие потерь льда при оттайке льдоформ.

Ускорить процесс намораживания льда в льдоформах путем значительного снижения температуры рассола (ниже -15°), также процесс оттайки льдоформ путем чрезмерного повышения температуры воды (более 45°) не представляется возможным, так как это приводит к растрескиванию льда.

Стремление к устранению указанных недостатков привело к созданию новых типов льдогенераторов, принципиально отличных от описанной выше конструкции.

Льдогенераторы чешуйчатого льда. На рис. 130 показана схема льдогенератора чешуйчатого льда. Барабан льдогенератора выполнен из тонких листов монельметалла (никель — 68%, медь — 28%, марганец — 2%, железо — 2%). Во внутреннюю полость барабана поступает холодный и удаляется отепленный рассол. Снаружи барабан омывается водой, которая охлаждается, замерзает и в месте установки деформирующего ролика отделяется в виде чешуек льда. Барабан вращается медленно. За один оборот его намораживается слой льда толщиной около 3 мм. При диаметре барабана 2,3 м и длине 4,1 м производительность льдогенератора достигает 10 т/сутки.

Ввиду сложности изготовления указанные льдогенераторы в СССР распространения не получили.

Льдогенераторы непосредственного испарения

Льдогенератор чешуйчатого льда. На мясокомбинатах применяют льдогенераторы чешуйчатого льда конструкции УкрНИИХИ.

В стальном барабане, частично погруженном в воду, через полый вал циркулирует кипящий аммиак. На наружной поверхности барабана намораживается лед, который отделяется с по-

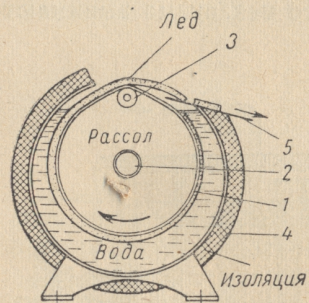


Рис. 130. Льдогенератор чешуйчатого льда:

1 — вращающийся цилиндр, 2 — полый вал с подачей рассола, 3 — деформирующий ролик, 4 — кожух льдогенератора, 5 — льдо-скат в бункер

мощью плотно прилегаемого стального ножа и поступает в бункер льда.

Производительность льдогенератора при диаметре барабана 700 мм, длине 900 мм и числе оборотов 8 об/мин составляет 200—300 кг/час.

Указанный льдогенератор отличается простотой конструкции, не требует дополнительного охлаждения рассола и работает при сравнительно низкой температуре испарения. Существенным недостатком льдогенератора является замедленный процесс намо-

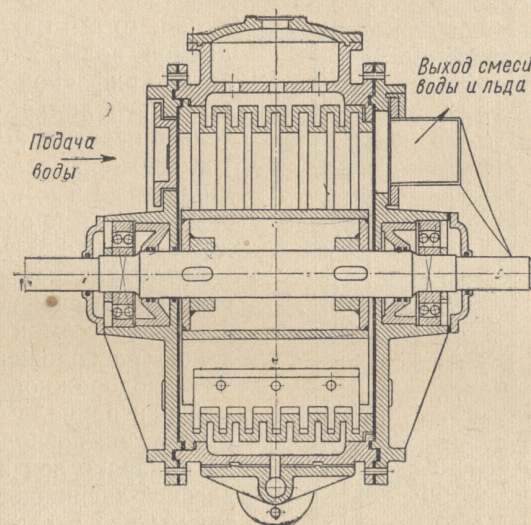


Рис. 131. Льдогенератор снежного льда

раживания льда вследствие того, что только нижняя часть барабана омывается кипящим аммиаком и водой, а его большая верхняя часть внутри охлаждается парами и, кроме того, снаружи на ее поверхности происходит переохлаждение льда.

Льдогенераторы снежного льда. Льдогенератор снежного льда получил широкое распространение (рис. 131). Цилиндр и чугунная рифленая втулка его образуют рубашку, в которой кипит аммиак, поступающий из отделителя жидкости. Внутри втулки вращается вал с лопатками и насаженными на них резцами, прилегающими к внутренней ее поверхности. Во втулку циркуляционным насосом подается вода, которая захватывается лопатками, омывает втулку, охлаждается, замораживается и срезается резцами. Смесь воды и снежного льда выносится из льдогенератора на сетку бака сборника холодной воды или в приемник брикет-пресса. В первом случае на сетке остается

снежный лед, а вода циркуляционным насосом возвращается в льдогенератор. Во втором случае в брикет-прессе образуется чевицеобразный лед, который поступает в бункер, а вода возвращается в льдогенератор на повторное охлаждение.

В обоих случаях в сборник холодной воды с помощью поплавкового вентиля подается свежая вода.

Вследствие наличия небольшого зазора между резцом и втулкой льдогенератора, большого числа оборотов вала (180—

200 об/мин), хороших условий теплоотдачи со стороны кипящего аммиака и охлаждаемой воды, а также развитой рифленой поверхности объем аппарата сравнительно невелик. Льдогенератор снежного льда с длиной цилиндра 1,5 м и диаметром 0,8 м имеет производительность около 25 т/сутки.

Автоматизированные льдогенераторы снежного льда с брикет-прессом и бункером льда, расположенные над железнодорожной платформой или причалом рыболовных судов, позволяют удобно подавать лед в карманы вагонов-ледников или в трюмы для пересыпки рыбы льдом. В последнем случае лед иногда изготавливают из морской воды.

Льдогенераторы снежного льда большой производительности освоены в СССР, но широкого распространения не получили. В настоя-

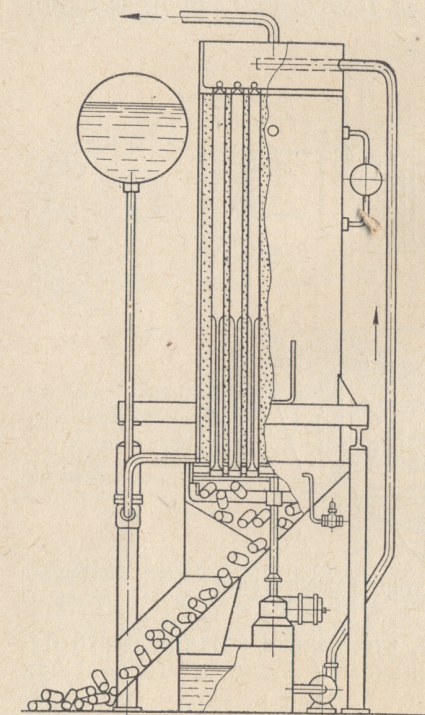


Рис. 132. Льдогенератор трубчатого льда

щее время выпускаются льдогенераторы снежного льда с вертикальным расположением цилиндра, охлаждаемого фреоном-12, производительность его 100 кг/час; диаметр цилиндра 416 мм; высота — 625 мм.

Льдогенераторы трубчатого льда. В послевоенный период широкое распространение получили льдогенераторы трубчатого льда (рис. 132), которые по конструкции напоминают вертикальные кожухотрубные конденсаторы. Пространство между кожухом и трубками заполняют кипящим аммиаком. Вода,

стекая по внутренней поверхности трубок, охлаждается, и лед намораживается в виде трубок. Когда толщина их достигает 10—15 мм, процесс охлаждения прекращается. После этого вентиль отсоса паров из льдогенератора перекрывают, а жидкий аммиак перекачивают с помощью горячих паров в специальный сборник. В следующем цикле аммиак самотеком возвращается обратно в кожух льдогенератора. Этими же парами производится оттайка льда у трубчатой поверхности. Лед после этого опускается вниз и срезается ножом, расположенным заподлицо с нижней трубной доской льдогенератора, и попадает в бункер. При трубках диаметром 57 × 3,5 мм время одного цикла при продолжительности процесса оттаивания около 10 мин. составляет примерно 40 мин. Льдогенератор вырабатывает трубки льда заданной высоты и толщины. Льдогенератор полностью автоматизирован и при производительности 10 т/сутки имеет следующие габариты: высоту 3,9 м, длину 2,9 м, ширину 1,9 м.

Для уменьшения потерь при оттаивании льда трубки льдогенератора делают прямыми, с гладкой внутренней поверхностью. При оттаивании следует обеспечить интенсивный обогрев нижней трубной доски, иначе удаление льда будет затруднено.

В последние годы получили распространение льдогенераторы непосредственного испарения, представляющие собой льдоформы с рубашкой, в которой кипит аммиак. В формы вставляют вертикально расположенные по всей высоте одну или несколько трубок, которые охлаждаются кипящим аммиаком (рис. 133). В результате на внутренней поверхности льдоформы и наружной поверхности опущенных в них трубок происходит одновременное намораживание льда. Вследствие этого процесс льдообразования ускоряется в несколько раз по сравнению с намораживанием льда в формах тех же размеров рассольных льдогенераторов.

Генератор блочного льда с пленочным намораживанием. Генератор непрерывного производства блочного льда пленочного намораживания представляет собой льдоформу, имеющую рубашку, в которой кипит аммиак. Нижняя часть формы имеет вид четырехгранной пирамиды, вершину которой имеет отверстие с толкателем. При ходе толкателя вверх лед отрывается от стенок формы. В образовавшийся зазор между льдом и стенкой формы поступает вода, которая быстро замерзает, после чего следует новое выталкивание. В результате из формы выходит сплошной ледяной блок квадратного сечения. Производительность такого льдогенератора высокая, так как основное тепловое сопротивление весьма мало.

Дальнейшее усовершенствование данного типа льдогенератора заключалось в замене механического выталкивания льда гидравлическим. При этом способе лед выталкивается непосред-

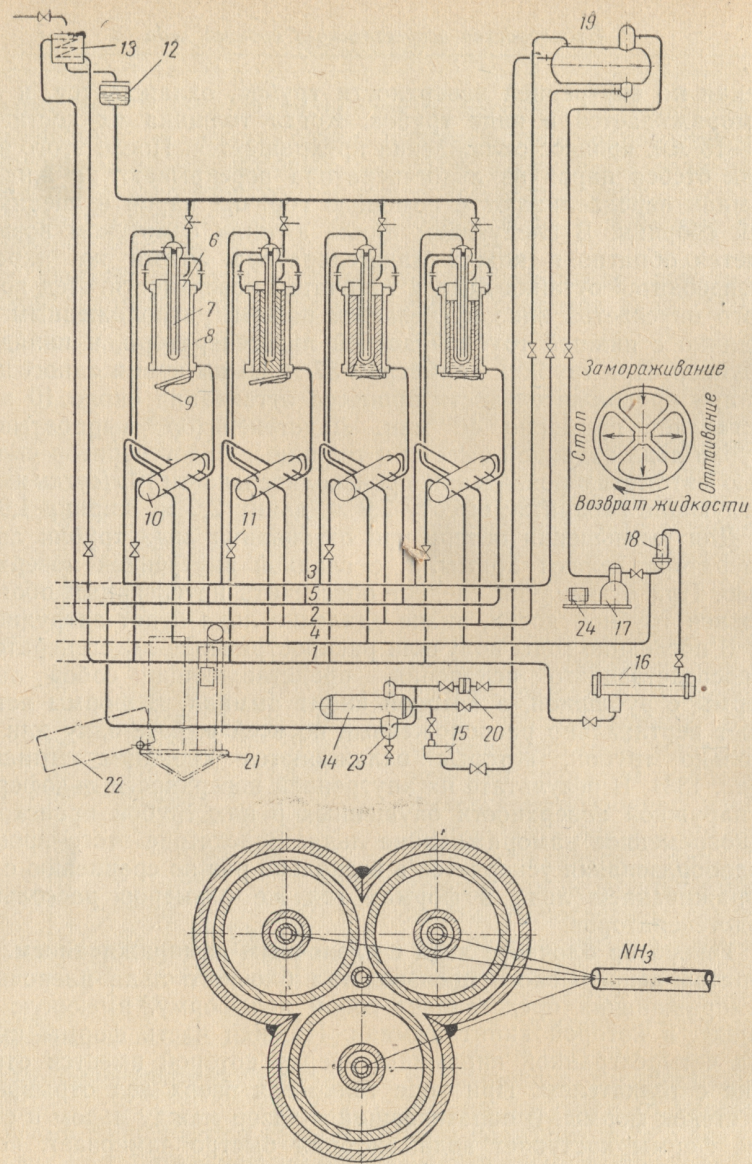


Рис. 133. Схема установки для производства льда по методу Вильбушевича:

1 — жидкостная линия, 2 — всасывающая линия, 3 — спускная циркуляционная линия, 4 — оттаивательная линия, 5 — возврат жидкости из монжуса, 6 — батарея льдогенераторов, 7 — внутренний испаритель, 8 — внешний испаритель, 9 — клапан выдачи льда, 10 — многоходовой переключатель, 11 — регулирующий вентиль, 12 — наполнительное устройство, 13 — охладитель воды, 14 — монжус, 15 — поплавковый регулятор, 16 — конденсатор, 17 — компрессор, 18 — маслоотделитель, 19 — отделитель жидкости, 20 — предохранительная пластинка, 21 — льдоприемник, 22 — льдоскат, 23 — спуск грязи, 24 — электродвигатель

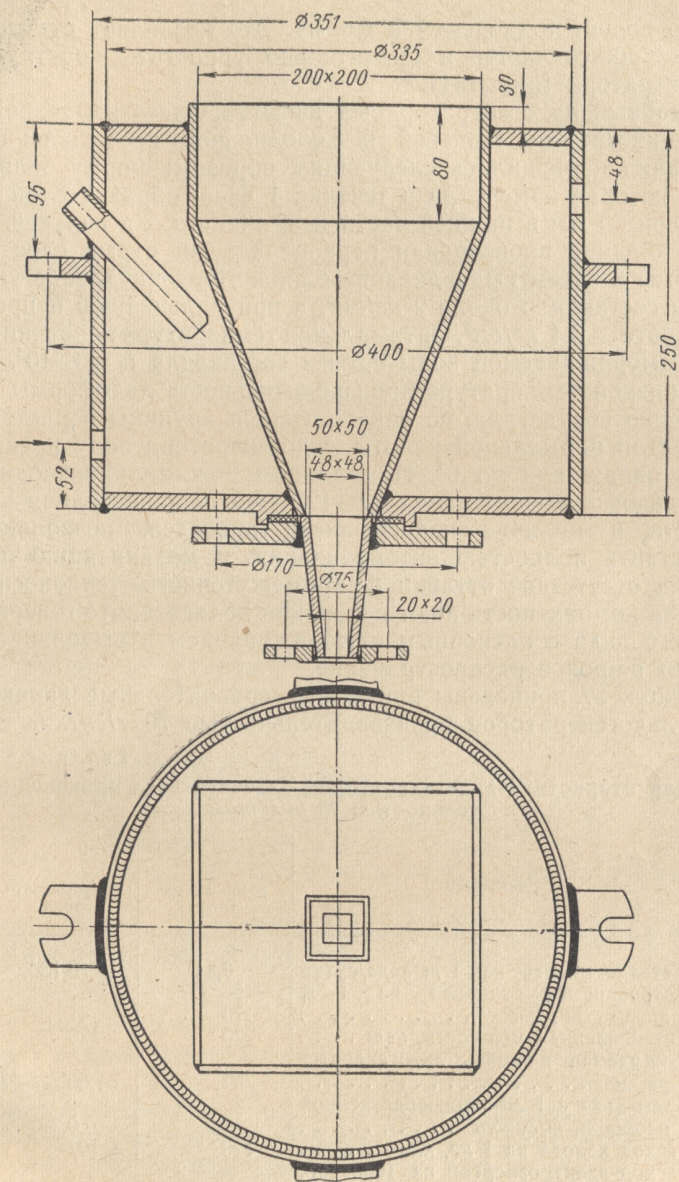


Рис. 134. Льдогенератор блочного льда непрерывного действия пленочного намораживания

ственно водой, подаваемой в форму. Это позволяет отказаться от движущихся частей и значительно упростить конструкцию льдогенератора (рис. 134).

Подобный льдогенератор был испытан Одесским технологическим институтом пищевой и холодильной промышленности. Испытания проводились следующим образом: форму заливали водой, которая замерзала в течение 1 часа, образуя слой льда толщиной 60 мм в нижней части и 30—35 мм — в верхней. При такой толщине производили первоначальный отрыв слоя льда от формы и затем выдавливание блока. Первоначальное усилие отрыва составляло около 2 кг/см^2 , а при дальнейшей непрерывной работе — $0,4 \text{ кг/см}^2$. Оптимальная температура испарения при слое вымораживаемой воды 0,5 мм составляла $t_0 = -10^\circ$. При более низкой температуре производительность льдоформы соответственно возрастала, но лед получался хрупким и растрескивался. Для нормальной работы льдогенератора воду предварительно охлаждали до 0° . При данном режиме производительность льдоформы достигала 10—12 кг/час. Значительная интенсивность и наличие непрерывного процесса, позволяющего осуществить полностью автоматизацию и механизацию производства, отсутствие оттайки и промежуточного теплоносителя, большая компактность дают основания полагать, что генераторы блочного льда с пленочным намораживанием и выталкиванием получают широкое распространение.

В табл. 37 приведены примерные сравнительные характеристики льдогенераторов производительностью 70 т/сутки.

Таблица 37

Характеристика льдогенераторов блочного льда производительностью 70 т/сутки

Показатели	Льдогенератор	
	рассольного типа	непрерывного типа
Металлоемкость на 1 т льда/сутки	0,34	0,13
Потребляемая энергия на 1 т льда/сутки, кВт-ч	70	41
Установленная мощность, кВт	220	128
Занимаемая площадь льдогенератора, м ²	250	85
Съем льда с 1 м ² производственной площади, т/сутки	0,3	0,88
Расход холода на 1 кг, ккал	128	101
Расход электроэнергии на 1000 раб. ккал, кВт-ч	0,384	0,317
Съем льда с 1 м ² замороженной поверхности, т/сутки	0,14	3,00
Коммерческая себестоимость льда, руб.	6	3,3

Глава XII

ЛЕДЯНОЕ И ЛЬДОСОЛЯНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЛЕДЯНОГО И ЛЬДОСОЛЯНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Максимальная холодопроизводительность аккумуляторов холода определяется их массой и разностью теплосодержаний: конечной при температуре окружающей среды и начальной. Водный лед имеет сравнительно высокую удельную холодопроизводительность, обусловленную значительным количеством тепла, необходимого для таяния. При этом основная часть холодопроизводительности получается при постоянной низкой температуре таяния.

Холодопроизводительность водного льда определяют по формуле

$$Q_0 = G(-0,5t_0 + 80 + t) \text{ ккал},$$

где G — количество льда, кг;

0,5 — теплоемкость льда, ккал/кг $^\circ\text{C}$;

t_0 — температура переохлажденного льда, $^\circ\text{C}$;

80 — теплота плавления льда, ккал/кг;

t — температура талой воды, отводимой в окружающую среду, $^\circ\text{C}$.

Потери холода (в связи с отводом талой воды) при температуре среды $t_{\text{ср}}$ составляют

$$\Delta Q_0 = G(t_{\text{ср}} - t) \text{ ккал}.$$

Для холодильников, в которых требуется поддержание постоянной низкой температуры, указанные потери холода достигают 10—20%.

Недостаток ледяного охлаждения — трудность регулирования температуры в объекте. Кроме того, таяние водного льда происходит при температуре 0° , между тем во многих случаях требуется более низкая температура.

Для снижения температуры таяния применяют смеси льда с солью или эвтектический лед, который представляет собой замерзший раствор.

При смешении G_b кг воды с G_c кг соли образуется рассол с концентрацией соли

$$\xi = \frac{G_c}{G_b + G_c}.$$

Для раствора хлористого натрия в воде состояние в эвтектической точке характеризуется $t_{эв} = -21,2^\circ$ и $\xi_{эв} = 0,224$.

Если составить рассол эвтектической концентрации, то после его охлаждения до $t_{эв}$ замерзание будет проходить при постоянной температуре, равной $t_{эв}$.

Падение температуры образовавшегося эвтектического льда начнется только после вымерзания всего рассола. Эвтектический лед получают путем замораживания растворов криогидратной концентрации в специальных закрытых сосудах, называемых зероторами.

В настоящее время имеется достаточное количество эвтектических растворов, обеспечивающих требуемую температуру плавления (табл. 38).

Таблица 38

Характеристика эвтектических растворов

Химический состав соли	Весовой % соли в эвтектике	Температура замерзания, $^\circ\text{C}$	Скрытая теплота таяния, ккал/кг
Сернокислый магний	19,0	— 3,9	58,2
Сернокислый цинк	27,2	— 6,5	50,9
Хлористый калий	19,7	— 11,1	71,9
Нашатырь	18,7	— 15,8	68,4
Азотнокислый аммоний	36,9	— 18,5	57,5
Поваренная соль	22,4	— 21,2	56,4
Хлористый кальций	29,9	— 55,0	50,8

При подводе тепла к замерзшему рассолу процесс будет протекать в зависимости от начальной концентрации.

Если рассол имел эвтектичную концентрацию, то вся теплота плавления будет подводиться при постоянной температуре, т. е. так же, как это имеет место для чистого льда.

Рассматриваемая бинарная смесь подчиняется правилу фаз Гиббса и общим термодинамическим зависимостям.

Состояние термодинамического равновесия фаз бинарной системы полностью определяется двумя параметрами, например: температурой и концентрацией или теплосодержанием и концентрацией.

При льдосоляном охлаждении все процессы протекают при постоянном давлении. Поэтому количества подводимого или от-

водимого тепла могут быть определены по разности теплосодержаний в начале и конце процесса.

Для удобства расчетов используют i, ξ — диаграмму, составленную для наиболее употребляемой смеси $\text{NaCl} - \text{H}_2\text{O}$. Бардахом и А. Генисом на основании данных по теплоемкости воды, соли и теплоте растворения (рис. 135).

Ниже приводится методика использования указанной диаграммы.

Пример 1. Охлаждающая смесь состоит из $G_{\text{л}} = 800$ кг льда температуры $t_{\text{л}} = -5^\circ$ и $G_c = 200$ кг соли температуры $t'_c = 20^\circ$. Требуется определить число калорий холода, полученное в результате полного таяния смеси, если температура удаляемого рассола $t_p = -5^\circ$.

Концентрация смеси

$$\xi_{\text{см}} = \frac{G_c}{G_{\text{л}} + G_c} = \frac{200}{800 + 200} = 0,2.$$

На левой оси (лед) и на правой (соль) находим по температурам точки, соответствующие начальным состояниям компонентов.

Соединив найденные точки прямой, находим пересечение этой прямой с линией $\xi_{\text{см}} = 0,2$ и соответствующее теплосодержание смеси $i_{\text{см}} = 65,2$ ккал/кг.

Принимаем, что концентрация удаляемого раствора $\xi_p = \xi_{\text{см}}$.

Теплосодержание удаляемого раствора находим по точке пересечения изотермы раствора $t_p = -5^\circ$ с линией $\xi_{\text{см}} = 0,2$; находим $i_p = -1,7$ ккал/кг.

Холодопроизводительность всей смеси при условии полного таяния

$$Q_{\text{см}} = [-1,7 - (-65,2)] \cdot (800 + 200) = 63\,500 \text{ ккал}.$$

Следует учитывать, что повышение концентрации соли вызывает не только снижение температуры, но и уменьшение холодопроизводительности смеси (табл. 39).

Пример 2. Найти теплосодержание охлаждающей смеси при температуре $t_{\text{см}} = -10^\circ$, состоящей из $G_{\text{л}} = 1300$ кг льда и $G_c = 200$ кг соли при условии, что рассол, образовавшийся после смешения льда с солью, удален;

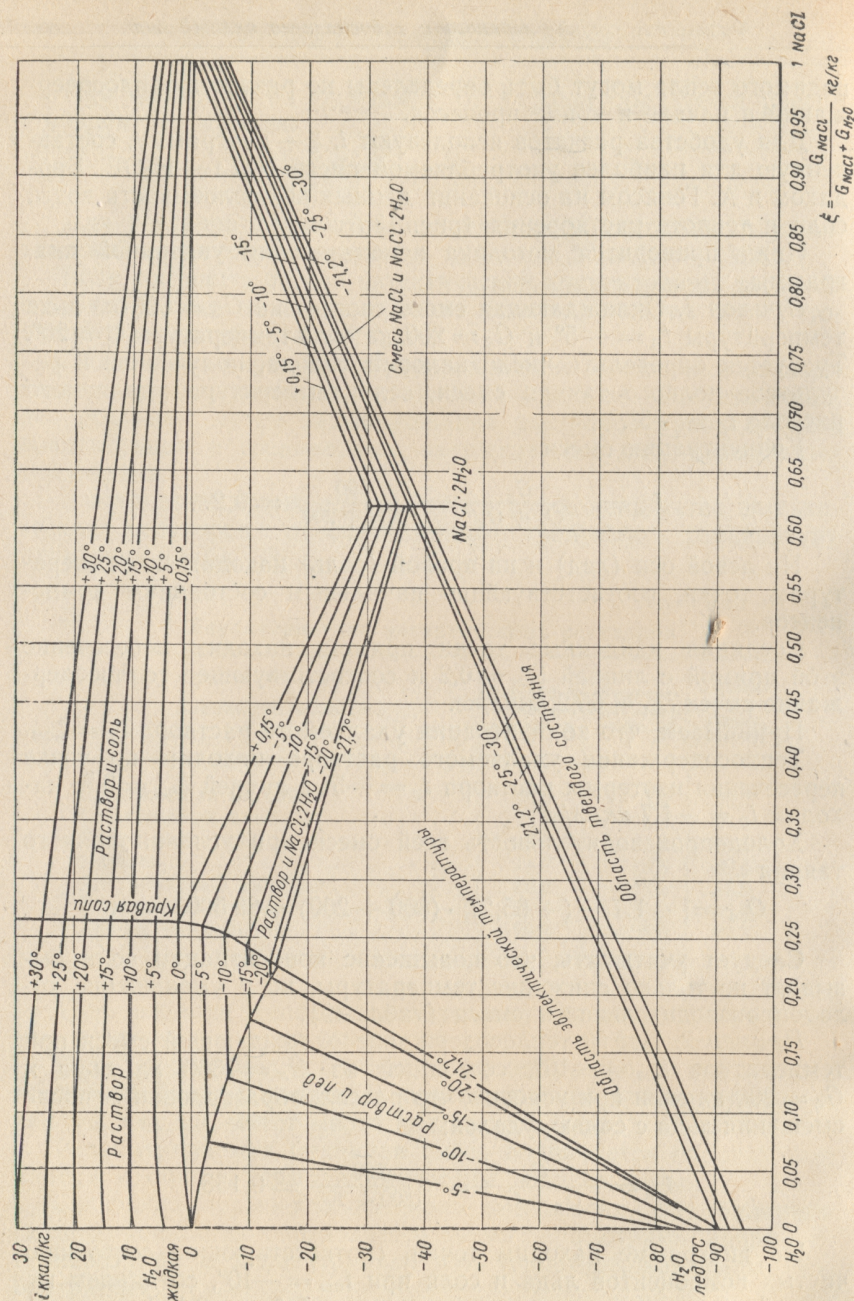
$$\xi_{\text{см}} = \frac{G_c}{G_{\text{л}} + G_c} = \frac{200}{1300 + 200} = 0,133.$$

На диаграмме находим точки, соответствующие состоянию чистых компонентов льда и соли при $t_{\text{см}} = -10^\circ$, соединяем их прямой и в точке пересечения с линией $\xi_{\text{см}} = 0,133$ находим $i_{\text{см}} = 73,8$ ккал/кг.

Таблица 39

Холодопроизводительность смеси в зависимости от концентрации соли

Количество соли в % от веса льда	Температура охлаждения смеси, °C	Холодопроизводительность смеси, ккал/кг
6	— 3,5	77
8	— 4,9	76
10	— 6,1	75
12	— 7,5	74
14	— 8,0	72
16	— 10,5	70
18	— 12,1	68
20	— 13,7	66
22	— 15,2	63
24	— 16,9	60
26	— 18,6	57
28	— 19,9	53

Рис. 135. Диаграмма ξ, i для раствора $\text{H}_2\text{O} - \text{NaCl}$

При расчетах систем льдосоляного охлаждения главным является температура таяния смеси.

В циркуляционной системе, в которой рассол орошает соль, находящуюся в отдельном сосуде, процесс непосредственного перемешивания льда с солью отсутствует. (Этот вопрос подробно изложен ниже, при расчете охлаждающих систем типа фрегат.) Однако для приготовления льдосоляных смесей процесс непосредственного перемешивания льда с солью необходим. При адиабатическом смешении льда с солью система стремится прийти в состояние термодинамического равновесия. Чем мельче лед и соль и чем равномернее составлена смесь, тем скорее и полнее протекает процесс перехода из состояния неравновесного в состояние равновесия.

Рассмотрим условия составления смеси из мелких частиц льда и соли.

Для определения начальной температуры смеси с помощью i, ξ -диаграммы требуется найти ту изотерму, которая проходит через точку начального состояния. В зависимости от начальных температур льда и соли и концентрации компонентов точка начального состояния может находиться в области «раствор и лед», на изотерме эвтектической температуры ($-21,2^\circ$) или в области эвтектической температуры.

Если точка, характеризующая состояние смеси, попадает в область «раствор и лед», то температура равновесного состояния определяется изотермой, проходящей через эту точку. Смесь при этом состоянии имеет температуру более низкую, чем

начальные температуры компонентов. При этом процесс прихода в равновесное состояние является как бы «самоохлаждением» с образованием некоторого количества раствора.

Доля образовавшегося раствора определяется отношением прямых отрезков изотермы от оси $\xi = 0$ до точки состояния смеси ко всей длине изотермы от оси $\xi = 0$ до кривой льда.

В описанном состоянии вся соль находится в растворе и его концентрация определяется по точке пересечения изотермы с кривой льда.

При подводе тепла лед тает, концентрация раствора уменьшается, изменение температуры и концентрации раствора протекает по криоскопической кривой льда.

После того, как весь лед растает, процесс протекает только в области раствора.

Точка, характеризующая образовавшуюся смесь, может находиться и на изотерме $-21,2^\circ$ (эвтектическая температура).

Так, например, если начальная температура компонентов льда и соли составляет 0° , то минимальная концентрация, при которой смесь будет иметь эвтектическую температуру, равна $\xi = 0,041$. При этой температуре образуется рассол, в котором содержится вся соль и нерастающий лед. Долю рассола и льда определяют по отношению отрезков.

При расположении точки начального состояния в области эвтектической температуры образуется смесь, состоящая из раствора эвтектической концентрации, нерастающего льда и нестворившейся соли.

Долю g'_p рассола, образовавшегося после смешения, отнесенную к 1 кг смеси, определяют по уравнению Бардаха Гениса для смеси $\text{NaCl} - \text{H}_2\text{O}$

$$g'_p = \frac{i_{\text{см}} + 86,23_{\text{см}} + 90,6}{56,82} \text{ кг/кг.}$$

Рассмотрим далее условия приготовления смеси из крупных кусков льда и соли. При смешивании дробленого льда с крупной солью происходит сложный процесс одновременного растворения с выделением теплоты растворения и орошением льда рассолом.

В местах контакта с солью должна установиться эвтектическая температура, соответствующая условию их равновесного существования.

Образующийся рассол стекает по льду и в местах соприкосновения льда с раствором устанавливается температура, которая зависит от концентрации стекающего раствора и соответствует температуре на криоскопической кривой.

Поверхность соприкосновения льда и соли обычно меньше, чем поверхность соприкосновения раствора и льда.

В этих условиях температура смеси неодинакова в разных частях смеси, но средняя температура близка к той, которая получается под влиянием орошения льда рассолом. Обычно ее принимают за температуру, которая должна установиться при орошении рассолом с концентрацией ξ_p (температура на криоскопической кривой льда).

Если принять, что смесь тает равномерно, т. е. соотношение соли и льда при холодоотдаче остается постоянным, то

$$\xi_p = \xi_{\text{см}}.$$

Для того чтобы на i, ξ -диграмме найти эту температуру, нужно определить изотерму, проходящую через точку пересечения линии $\xi_{\text{см}}$ с криоскопической кривой.

Количество рассола g'_p , образующегося на 1 кг исходной смеси, приближенно определяют по формуле, составленной на основании совместного рассмотрения теплового и материального баланса процесса

$$g'_p = \frac{i_{\text{см}} - \xi_{\text{см}}(i'_c - i'_l) - i_l}{i'_p - \xi_p i'_c - (1 - \xi_p) i'_l},$$

где i'_l, i'_c, i'_p — соответственно теплосодержания льда, соли и раствора при температуре, которую приобрела смесь.

Кроме методов расчета с помощью i, ξ -диаграммы известны приближенные формулы. Например, температура смеси льда и соли $t_{\text{см}} = -0,7 x$,

где x — содержание соли в процентах к весу льда; холодопроизводительность смеси льда и соли

$$q = 80 + t_{\text{см}} \text{ ккал/кг};$$

объемный вес смеси дробленого льда и соли

$$\gamma = 500 + 5x \text{ кг/м}^3.$$

Приведенные формулы удобно использовать при ориентировочных расчетах.

Часовая холодопроизводительность установки с ледяным и льдосоляным охлаждением зависит от условий теплопередачи от охлаждаемой среды к поверхности льда.

Коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности водного льда зависит от разности температур и скорости воздуха.

При естественной циркуляции воздуха и разностях температур от 5 до 15° коэффициент теплоотдачи находится в пределах $3,5 - 8,0 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{C}$.

При принудительной циркуляции со скоростью воздуха 2 м/сек и при тех же пределах разностей температур коэффициенты теплоотдачи имеют значение от 10 до 20 ккал/м²час°С.

Значительное увеличение теплоотдачи получают при использовании жидких хладоносителей, соприкасающихся с поверхностью льда. Так, например, при расчетах практическое значение теплоотдачи от воды к поверхности льда принимают приблизительно 100 ккал/м²час°С.

Естественно, что часовую холодопроизводительность, т. е. количество тепла, подводимого ко льду за час, можно увеличивать за счет развития поверхности соприкосновения теплоносителя со льдом. В этом отношении использование льда создает хорошие возможности. Поверхность кусков льда размером около 10 см составляет 25—30 м²/м³ при объемном весе его примерно 500 кг/м³.

КЛАССИФИКАЦИЯ ХОЛОДИЛЬНИКОВ И СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

По конструктивным особенностям ледяные и льдосоляные холодильники подразделяются на следующие группы: ледяные склады, ледники, льдосоляные холодильники и склады, малые холодильники (шкафы, прилавки, контейнеры, кондиционеры, охладители жидкости и др.).

По системам охлаждения и методам передачи тепла ко льду холодильники подразделяются на следующие категории:

- холодильники с конвективной передачей тепла от воздуха к стенам ледяных карманов или танков;
- холодильники с льдосоляными воздухоохладителями;
- холодильники с рассольной насосной системой типа фригатор;
- холодильники с рассольной самотечной системой инж. Клейменова;
- холодильники с зероторным охлаждением.

Применяются также системы, в которых охлаждение продуктов достигается непосредственным контактом (перемешиванием) их с охлаждающей смесью или через теплопроводные прослойки.

Кроме того, имеется ряд устройств, которые следует отнести к смешанному типу охлаждения.

Ледяные склады и ледники

Ледяные склады. Лед, являясь аккумулятором холода, одновременно может быть применен и в качестве строительного материала. Эту особенность льда используют для создания экономичных холодильных складов в районах с длительным зим-

ним периодом. Большой интерес представляют ледяные склады, построенные целиком из льда (склады системы М. М. Крылова, А. Ф. Канаева и др.).

Сооружают ледяные склады способом намораживания или методом укладки крупных блоков льда, полученных в водоемах. Это в первую очередь зависит от климатических условий района.

Наибольшее распространение получили склады конструкции М. М. Крылова, которые вполне пригодны для хранения различных скоропортящихся продуктов, в том числе фруктов и овощей.

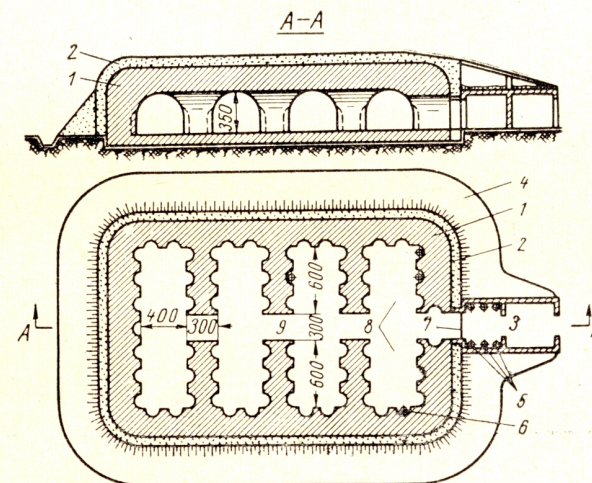


Рис. 136. Ледяной склад системы Крылова:

1 — лед, 2 — изоляция, 3 — тамбур, 4 — откос, 5 — приборы льдосоляного охлаждения, 6 — ниша для прибора охлаждения, 7 — пол, 8 — камера, 9 — коридор

Ледяные склады строят двух типов: надземные, устраиваемые на поверхности земли, и заглубленные в землю. Величина заглубления зависит от грунтовых условий и высоты стояния подземных вод.

Ледяной склад состоит из трех частей (рис. 136), из которых основной является ледяной массив с продольными коридорами и камерами для хранения продуктов по бокам. Для защиты от таяния ледяной массив укрывают теплоизоляционным слоем из опилок, стружек, торфа и других материалов толщиной 1—1,5 м; сверху изоляции укладывают маты, которые с наступлением теплых дней обмазывают глиной и белят.

В торцовой части устраивают тамбур, предохраняющий склад от проникновения внутрь тепла при погрузочно-разгрузочных работах.

До сооружения склада подготавливают специальную площадку, на которой с наступлением морозов намораживают слой льда (основание) толщиной 0,8—1,0 м.

Стены и своды намораживают с помощью специальной опалубки из досок или плетней.

Толщина стен и сводов зависит от размеров склада. Обычно толщину продольных стен принимают равной 2 м, а торцовых и внутренних, разделяющих камеры друг от друга, — 3 м.

Сооружать склады можно и из крупных блоков льда, но при этом необходимо тщательно забивать ледяной мелочью щели и заливать их водой.

Чтобы поддерживать в ледяном складе температуру ниже 0°, применяют льдосоляное охлаждение. Для этих целей лед выкалывают из пола, набивают в бочки, установленные в специальных нишах, и перемешивают его с солью в количестве до 5—10%. В ряде случаев отрицательные температуры получают путем «присаливания» ледяного пола.

С наступлением похолоданий потери льда восполняют методом дополнительного намораживания.

В табл. 40 даны основные размеры ледяных складов конструкции Крылова для хранения овощей и плодов.

Таблица 40

Основные размеры ледяных складов системы М. М. Крылова
(по данным Союзгипроторга)

Емкость склада, т		Основание ледяного массива, м ²	Число камер	Площадь камер, м ²	Площадь коридора, м ²	Площадь тамбура, м ²	Площадь застройки, м ²	Объем льда, м ³	Объем укрытия склада, м ³	Общий объем склада, м ³	Льдосоляное охлаждение	
огурцы в бочках	картофель в закрытых										расход льда, м ³ /2	расход соли, т/год
60	85	17 × 21	4	112	33	25,2	767	1910	1022	2970	250	25
100	140	24 × 21	6	144	54	25,2	973	2367	1351	4014	300	30
135	185	31 × 21	8	192	75	25,2	1179	2868	1517	5001	350	35
250	340	49 × 21	12	566	129	42,2	1862	4368	1598	7760	460	46
500	670	57 × 72	21	660	306	118,1	2965	6883	2620	13817	800	80

Кроме складов системы Крылова, применяют ледяные бунты с камерами. До замораживания ледяного бунта устраивают деревянную опалубку для одной — двух камер в северной его части. Благодаря опалубке в толще бунта образуется пустота, ко-

торую используют для камер. У входа делают утепленный тамбур с изоляционными дверями (рис. 137). Над слоем льда устраивают изоляцию.

В летний период температура в камере поддерживается от 0 до 2° при относительной влажности воздуха около 100%.

Камеры используют для кратковременного хранения продуктов.

Ледники. Для хранения скоропортящихся пищевых продуктов применяют ледники различного типа. Ледник состоит из камер для хранения продуктов и помещения для запаса льда, за счет таяния которого происходит понижение температуры.

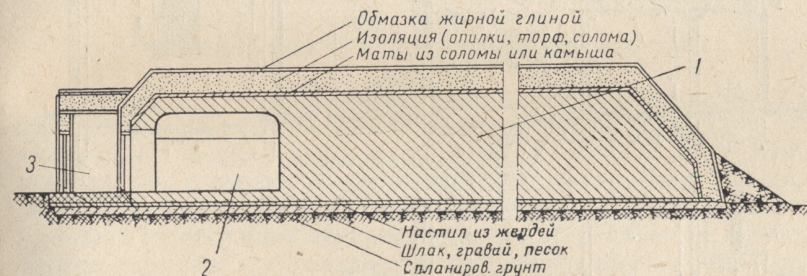


Рис. 137. Ледяной бунт с камерой:

1 — ледяной бунт, 2 — камера, 3 — тамбур

По устройству ледники бывают трех типов: с нижним, боковым и верхним расположением помещения для льда.

Наиболее простыми являются ледники с нижним расположением льда. Однако, несмотря на простоту и низкую стоимость строительства, ледники обладают рядом существенных недостатков: хранение продуктов непосредственно на льду приводит к их загрязнению; отсутствует равномерность охлаждения всей массы продуктов; затруднена циркуляция и обмен воздуха.

Ледники с боковым расположением льда имеют наибольшее распространение. Они представляют собой надземное или заглубленное здание, в котором запас льда и вся масса хранимых продуктов находится на одном уровне. Материалом стен здания ледника может быть камень, кирпич, дерево и другие строительные материалы, стойкие к действию влаги.

В зависимости от взаимного расположения камер и помещений для запаса льда ледники строят с внутренним, наружным и боковым расположением камер. Перед камерами устраивают утепленный тамбур для предотвращения воздухообмена.

На рис. 138 показан типовой ледник с боковым расположением камеры и задней загрузкой льда, разработанный Гипросельхозом.

Температура воздуха в камерах таких ледников может быть доведена до 2—4° при влажности воздуха около 90%. Для циркуляции воздуха в стенах между камерой и помещением запаса льда устраивают два ряда отверстий: нижний и верхний. Через

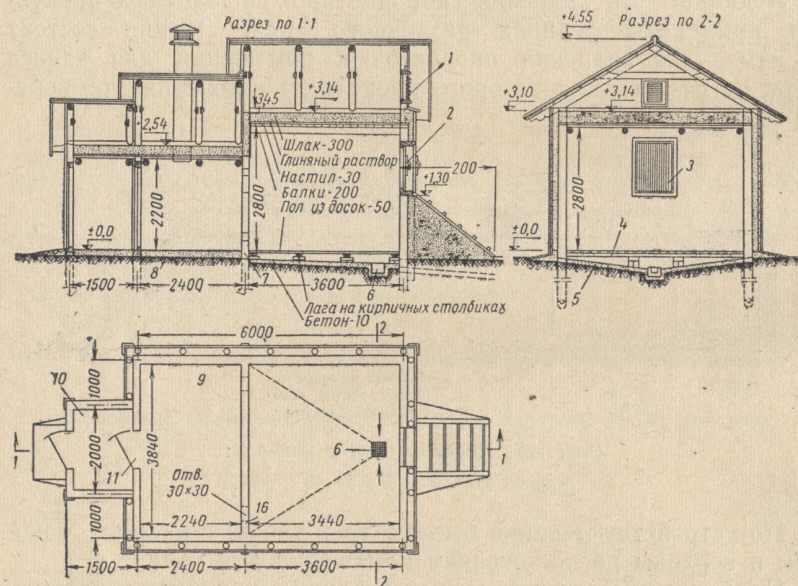


Рис. 138. Ледник с одной камерой:

1 — жалюзи, 2 — люк с двумя крышками, 3 — крышки люка, 4 — пол из досок, 5 — бетон, 6 — приямок, 7 — обшивка, 8 — утрамбованный грунт, 9 — камера хранения, 10 — тамбур, 11 — утепленные двери

нижний ряд отверстий в стенах холодный воздух проходит в камеры, охлаждает продукты и теплым выходит через верхний ряд отверстий в помещении со льдом, где вновь охлаждается. Отвод талых вод производится по специальной водоотводной трубе в фильтрующий колодец, устраиваемый за пределами ледника.

Для обеспечения лучшей циркуляции воздуха в камере более рационально применять верхнее расположение льда.

Над камерами хранения устраивают прочное перекрытие, на которое укладывают массу льда. Вследствие сложности и дороговизны строительных конструкций ледники такого типа строятся сравнительно редко.

Расход льда для ледника на охлаждающий сезон

$$G = \frac{Q_0 k}{80 \cdot 1000} \text{ ккал/сезон},$$

где Q_0 — расход холода в течение сезона хранения ккал/сезон;

$80 \cdot 1000$ — холодопроизводительность одной тонны, ккал/т;
 k — коэффициент запаса льда (обычно не менее 1,2).

Объем помещения для запаса льда в леднике с учетом его объемного веса и плотности укладки

$$v = \frac{G}{0,9 \cdot 0,85} \text{ м}^3.$$

Холодильники с льдосоляным охлаждением

Холодильник с льдосоляным охлаждением представляет собой ряд камер для хранения скоропортящихся продуктов, оборудованных специальными карманами, в которые загружается лед или лед с солью. В зависимости от планировки холодильника карманы располагают вдоль наружных и внутренних стен. Карманы изготовляют деревянными или металлическими. Деревянные карманы представляют собой вертикальные рейки, прикрепленные к каркасу, или горизонтальные планки, укрепленные на рамке в виде жалюзи. Металлические карманы изготовляют из сортовой стали.

Кроме карманов применяют специальные бункеры, сделанные из гладкой или волнистой оцинкованной стали.

Решетчатые карманы и металлические бункеры дают возможность получить в камерах низкие температуры, достаточные для замораживания мяса, птицы, рыбы и других продуктов.

На рис. 139 показан холодильник с решетчатыми карманами. Стены холодильника могут быть кирпичные, каменные, деревянные и др. В полу, потолочном перекрытии и стенах устраивают соответствующую изоляцию.

Загрузку льда или смеси льда и соли производят через люки, выходящие в чердачном помещении.

В чердачном помещении лед и соль поднимают лебедкой.

Решетчатые карманы и бункеры делают шириной от 250 до 400 мм на расстоянии от 100 до 200 мм от стены и 400 мм над полом камеры.

Вода или рассол, образующиеся при таянии льда, отводятся через устроенные в полу камер лотки в канализацию или в фильтрующий колодец.

Иногда холодильник располагают ниже площадки, на которой заложены ледяные бунты. Это дает возможность при

помощи вагонетки по насыпи или эстакаде завозить лед непосредственно в чердачное помещение к карманам.

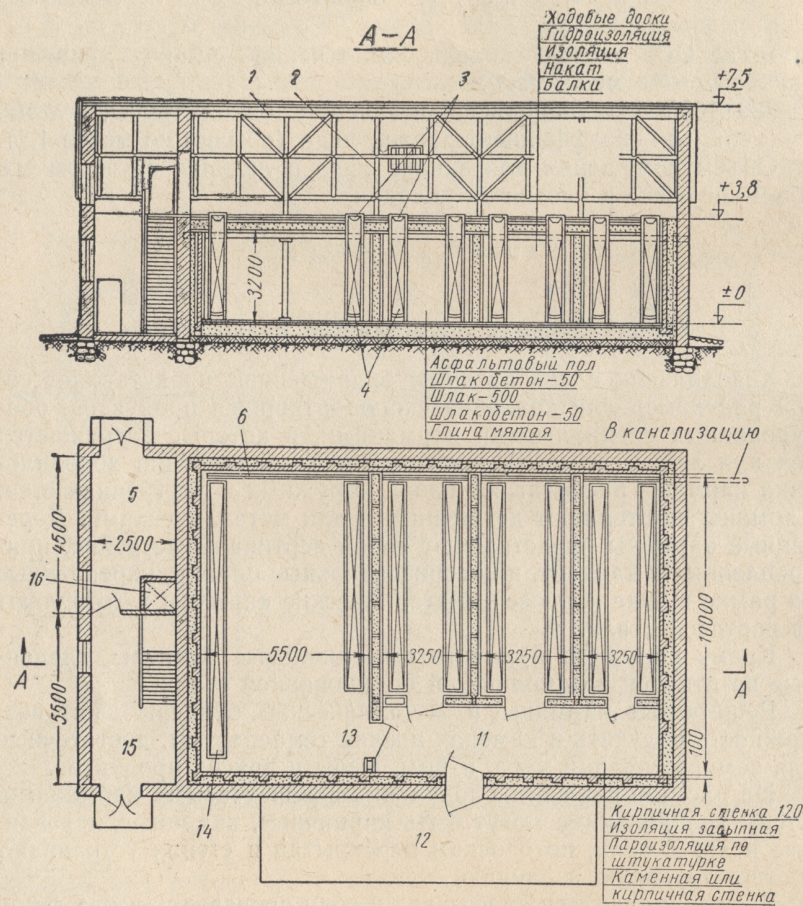


Рис. 139. Холодильник с льдокарманным охлаждением:

1 — прогон, 2 — стойки, 3 — люк для загрузки, 4 — решетчатые карманы, 5 — склад соли, 6 — лоток для рассола, 7 — камера молочная, 8 — камера мясная, 9 — камера рыбная, 10 — камеры различных продуктов, 11 — коридор, 12 — платформа, 13 — изоляционные двери, 14 — решетчатые карманы двоянные, 15 — помещение для загрузки льда, 16 — подъемник

Суточный расход льда и соли подсчитывают по формуле

$$G = \frac{Q_0}{q_0} \text{ кг/сутки,}$$

где Q_0 — расход холода для камеры или холодильника, ккал/сутки;

q_0 — холодопроизводительность 1 кг смеси льда и поваренной соли, ккал/кг.

При расчете размеров карманов для загрузки льда учитывают только боковую поверхность, участвующую в охлаждении, без нижней части, в которой располагают водоотводящий лоток. Необходимая площадь карманов

$$F_k = \frac{Q_0}{24\alpha(t_k - t_0)} \text{ м}^2,$$

где Q_0 — расход холода для камеры, ккал/сутки;

α — коэффициент теплоотдачи, равный 8—9 ккал/м²час°С;

$t_k - t_0$ — разность между температурой воздуха камеры и смесью льда с солью, которая применяется при расчетах равной 5—8°С.

Холодильники с рассольным охлаждением

В холодильниках с рассольным охлаждением вместо карманов устанавливают батареи, внутри которых циркулирует холодный рассол, получившийся в результате смешения льда и соли в специальном баке (генераторе холода).

Холодильники с рассольным охлаждением дают возможность создать лучшие санитарные условия для хранения продуктов и облегчают труд обслуживающего персонала, так как лед загружается здесь в одном месте. Схема рассольного охлаждения системы фригатор показана на рис. 140.

Генератор холода представляет собой бак, выполненный из металла, бетона, кирпича или другого материала. На высоте одной четверти от низа бака устанавливают решетку, на которую периодически загружают дробленый лед. В верхней части бака смонтирована труба с оросителем для разбрызгивания отепленного рассола над массой льда, находящейся в баке.

Охлажденный рассол стекает в нижнюю часть бака под решетку. Пройдя специальный фильтр, рассол при помощи насоса

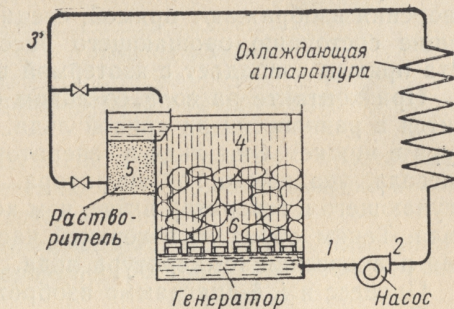


Рис. 140. Принципиальная схема типа фригатор

циркулирует через батареи, установленные в камерах холодильника.

Для восстановления концентрации рассол пропускают через концентратор.

Концентратор представляет собой бачок, установленный около бака, куда засыпается необходимое количество соли. При прохождении отепленного рассола через концентратор происходит насыщение рассола солью. Режим работы камер зависит от количества рассола, проходящего через концентратор.

При расчете охлаждающих систем типа фригатор используют i, ξ -диаграмму. При этом исходят из того, что количество получаемого холода Q_0 при полном расходе компонентов зависит только от разности теплосодержания загруженных компонентов и удаляемого рассола.

Поэтому основным расчетным уравнением для холодопроизводительности является

$$Q_0 = G_p i_p - (G_{\text{л}} i_{\text{л}} + G_{\text{с}} i_{\text{с}}) \text{ ккал/час},$$

где $G_{\text{л}}$ и $G_{\text{с}}$ — израсходованное количество льда и соли в час.

При построении в i, ξ -диаграмме процесса работы исходят не из начального состояния компонента (до загрузки), а из условий работы при установившемся стационарном режиме. Из диаграммы можно видеть, что температура рассола в процессе растворения в нем соли меняется незначительно. Процесс растворения изображают прямой, соединяющей точки, соответствующие состоянию орошающего рассола и растворяемой соли. Эта прямая совпадает с изотермой в области раствора.

При контакте рассола со льдом система лед — рассол находится в равновесии на кривой льда. Это означает, что температура в нижнем слое льда в генераторе будет равна температуре рассола, уходящего из генератора. Концентрация рассола, поступающего в генератор выше, чем концентрация уходящего рассола. Таким образом, в верхней части господствует более низкая равновесная температура льда.

Процесс в i, ξ -диаграмме изображен на рис. 141.

Для построения процесса должны быть заданы температура рассола, выходящего из генератора t_1 (точка 1), и рассола, поступающего в растворитель t_3 (точка 3, рис. 141).

Разность $t_1 - t_3$ зависит от принятого нагрева рассола в батареях камер, потерь холода, теплового эквивалента работы насоса.

Точку 1 определяют пересечением кривой льда с изотермой t_1 ; этим определяют и концентрацию ξ_1 .

Если в процессе холодоотдачи в рассол не поступает влага, то

$$\xi_1 = \xi_3.$$

Точку 5 (состояние соли) определяют по пересечению изотермы t_3 с линией $\xi = 1$.

Процесс растворения соли изображен прямой 3—5.

Если принять, что температура $t_{\text{с}}$ льда в генераторе равна температуре выходящего рассола, то $t_{\text{с}} = t_1$.

Процесс охлаждения рассола в генераторе изображен прямой 4—6, проходящей через точку 1 (точки 6 и 1 известны).

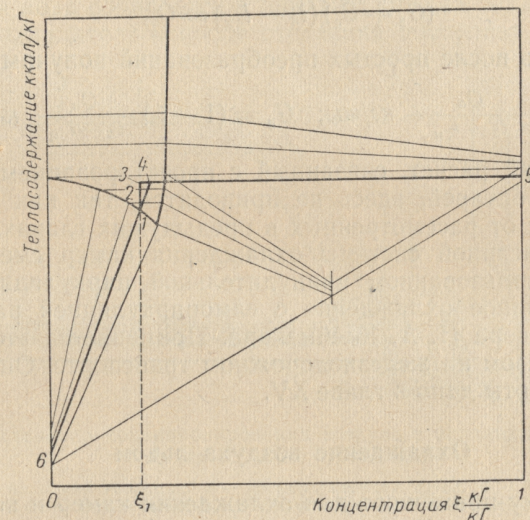


Рис. 141. Процесс схемы фригатор в i, ξ -диаграмме

Точку 4, характеризующую состояние рассола, орошающего лед, определяют по пересечению продолжения прямой 6—1 и прямой, проходящей через точки 3—5.

Учитывая тепловой эквивалент работы насоса $Q_{\text{н}}$, определяем увеличение теплосодержания рассола вследствие работы насоса

$$\Delta i = \frac{Q_{\text{н}}}{G_p}.$$

Отложив это значение на линии постоянной концентрации вверх от точки 1, получим точку 2 — состояние рассола за насосом.

После окончания построения процесса приступают к расчету основных показателей.

Количество циркулирующего рассола

$$G_{\text{р.р}} = \frac{Q_0}{i_3 - i_1} \text{ кг/час}.$$

Количество добавляемой соли G_c и льда G_l в час определяют исходя из того, что

$$\frac{G_c}{G_l + G_c} = \xi_3.$$

Невыполнение этого равенства означает нестационарные условия с накоплением льда или соли.

Если

$$(G_l + G_c)(i_3 - i_{cm}) = Q_0,$$

где $i_{cm} = i_1$, то после простых преобразований получим

$$G_c = \xi_3 \frac{Q_0}{i_3 - i_{cm}} \text{ кг/час}; \quad G_l = (1 - \xi_3) \frac{Q_0}{i_3 - i_{cm}} \text{ кг/час}.$$

Дальнейший расчет, связанный с проектированием рассольной системы батарей, здесь не приводится, так как он ничем не отличается от рассмотренных в предыдущих главах.

Кроме описанной системы охлаждения камер смесью льда и соли с использованием принудительной циркуляции применяют льдосоляное охлаждение с самоциркуляцией рассола по системе инженера И. А. Клейменова. Применяется эта система главным образом на железнодорожном транспорте. Описание ее принципа работы дано в главе XV.

Охлаждение воздуха льдом

Эту систему применяют для охлаждения камер и кондиционирования воздуха. При охлаждении камер используют генераторы холода, представляющие собой изолированный бак, имеющий в верхней части загрузочную шахту с уклоном и две вертикальные решетки, отстоящие друг от друга на 200—300 мм. Из бака льдосоляная смесь попадает вниз, в пространство между решетками. Вентилятор продувает воздух через решетки и лед, образующийся в генераторе холода рассол периодически удаляют.

Система обеспечивает хорошие условия теплоотдачи ко льду и циркуляцию воздуха в камере. Недостаток системы: при неравномерной плотности льдосоляной смеси образуются «окна», нарушающие нормальную работу воздухоохладителя.

За рубежом лед используют в кондиционерах с фреонной системой, при которой воздух охлаждается рассолом или талой водой, после чего отепленная вода или рассол снова подается насосом в форсунки и разбрызгивается над льдом в генераторе холода.

Основным недостатком ледяных кондиционеров такого типа является трудоемкость доставки льда и его загрузки.

В СССР климатические условия позволяют намораживать лед в бунтах и использовать их летом для кондиционирования воздуха и охлаждения камер.

Методика эксплуатации ледяных установок разработана В. А. Бобковым в 1950 г. и успешно применяется в молочной промышленности (рис. 142).

Зимой лед замораживают на бетонной площадке с бортами, а весной его прикрывают изоляцией из антисептированных опилок. Талая вода собирается в приемке, откуда подается насосом в воздухоохладитель и после отепления поступает через перфо-

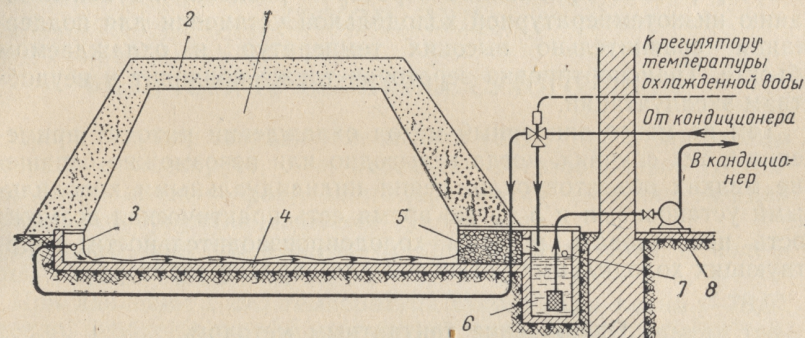


Рис. 142. Установка кондиционирования воздуха с использованием ледяного бунта по методу Бобкова:

1 — лед, 2 — насыпная изоляция, 3 — перфорированная труба, 4 — бетонная площадка, 5 — гравийный фильтр, 6 — приемок, 7 — переливное отверстие, 8 — центробежный насос

рированную трубку к противоположной части бунта. Вода, стекая по бетонной площадке, постепенно подмывает ледяной массив, который по мере таяния оседает. За лето стает 2—3,5 м.

Установки системы В. А. Бобкова экономичны и могут найти широкое применение в средней полосе СССР, Урале, Сибири и других местах с холодной зимой и жарким летом.

Зероторное охлаждение

Зероторы представляют собой герметически закрытые сосуды, заполненные раствором солей в воде. Охлаждающее действие зероторов основано на использовании скрытой теплоты плавления эвтектического льда. При таянии эвтектика температуры остается постоянной в отличие от таяния льда при смешении его с солью.

Зероторы должны удовлетворять следующим основным требованиям: быстрота замораживания, легкость и механическая

прочность, удобство в эксплуатации, стойкость в отношении коррозии, неадовитость соли и невысокая стоимость.

Применяют зероторы прямоугольные и круглые. Поверхность их выполняют развитой с помощью гофр или ребер.

Замораживают зероторы на специальных зарядных станциях, камерах или воздушной среде при температуре воздуха -25° . Замораживание в рассольных ваннах ускоряет процесс зарядки, но вызывает сильную коррозию.

Метод зероторного охлаждения энергетически невыгоден, так как для зарядки зеротора требуется низкотемпературный холод.

Непрерывное применение зероторов равносильно использованию низкотемпературной холодильной установки для поддержания сравнительно высоких температур в охлаждаемом объекте. Транспортировка зероторов также приводит к неудобствам эксплуатации.

Тем не менее описанный метод охлаждения находит применение в тех случаях, когда невыгодно или невозможно оснащение мелких объектов охлаждения индивидуальными холодильными установками и в то же время есть практическая возможность использовать резервы холодопроизводительности существующих холодильных установок для зарядки зероторов.

Охлаждение контактным методом

Пресный лед, льдосоляные смеси и морской лед широко применяют для контактного охлаждения и замораживания различных продуктов. Наибольшее значение этот метод имеет для рыбной промышленности.

Льдосоляное замораживание экономично и доступно для использования на рыбопромысловых судах и плавучих базах.

Метод замораживания состоит в послойной укладке рыбы и льдосоляной смеси. При этом достигается хороший тепловой контакт и быстрый отвод тепла от рыбы. Подобный метод применяют для перевозки охлажденной рыбы на судах-рефрижераторах.

Большое значение имеет применение площадок, разработанных ВНИХИ для буртового хранения овощей с помощью льда и снега. Использование снежного укрытия буртов позволяет создать условия хранения, близкие к оптимальным, и сохранить овощи с октября по июль.

Искусственное снегование осуществляют с помощью специальных снеговальных машин. Проведение указанных мероприятий помогает решению проблемы хранения огромных масс овощей путем использования дешевого естественного холода.

Глава XIII

СУХОЙ ЛЕД

ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СУХОГО ЛЬДА

Сухой лед, или твердая углекислота (CO_2), при атмосферном давлении сублимирует, т. е. переходит в газообразное состояние, минуя жидкую фазу. Благодаря этому свойству твердая углекислота получила название сухого льда.

Удельный вес его зависит от способа получения и колеблется в пределах $1,3\text{--}1,6 \text{ кг/дм}^3$.

При давлении 1 ата температура сухого льда равна $-78,9^{\circ}$, а тепло, необходимое для полного его испарения (скрытая теплота сублимации) — 137 ккал/кг .

Как холодоноситель или охлаждающее средство сухой лед значительно эффективнее водного льда. Полная холодопроизводительность 1 кг сухого льда, получаемая с учетом использования холода паров, которые образуются при сублимации и отеплении их до 0° , составляет 152 ккал/кг , что в $1,9$ раза выше холодопроизводительности 1 кг водного льда.

В смеси сухого льда с эфиром можно получить температуру -100° , а при создании вакуума — значительно ниже.

На рис. 143 приведена диаграмма фазовых состояний углекислоты. Участок 1 диаграммы является областью твердой фазы углекислоты, участок 2 — областью жидкости, участок 3 — газовой областью (перегретого пара). Пограничные линии между этими агрегатными состояниями представляют совокупность точек, в которых могут находиться в термодинамическом равновесии какие-либо две фазы: твердое тело и пар (кривая AB), жидкость и пар (кривая BC) или жидкость и твердое тело (кривая BD).

Кривая AB показывает давления насыщенных паров твердой углекислоты. Из диаграммы видно, что при давлениях ниже $5,28 \text{ ата}$ (или температурах ниже $-56,6^{\circ}$) углекислота может находиться лишь в твердой и газообразной фазах. Следовательно, только при этих давлениях возможна сублимация

твердой углекислоты. Температура сублимации является функцией давления.

Кривая BC представляет давление насыщенных паров жидкой углекислоты. Сверху эта кривая ограничена критической точкой C , имеющей параметры $p_{kp} = 74,96 \text{ ата}$ и $t_{kp} = 31^\circ$.

Кривая BD характеризует плавление (затвердевание) углекислоты. В отличие от аналогичной кривой для водного льда эта кривая имеет положительный наклон к оси абсцисс.

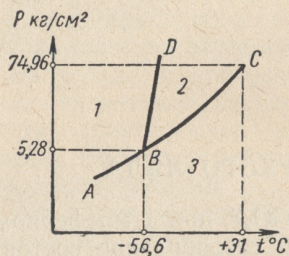


Рис. 143. Диаграмма p, t для углекислоты

В точке B пересекаются три кривых равновесных состояний углекислоты. Эта точка характеризует такое состояние углекислоты, при котором находятся в термодинамическом равновесии одновременно три фазы. Параметрами этой точки, называемой тройной точкой, являются $p = 5,28 \text{ ата}$ и $t = -56,6^\circ$.

При давлениях выше $5,28 \text{ ата}$ и подводе тепла твердая углекислота, как и водный лёд, последовательно переходит в жидкую, а из жидкой — в газообразную фазу. При давлениях ниже $5,28 \text{ ата}$ жидкой фазы углекислоты не существует.

Сведения о параметрах i и s углекислоты имеются в $p-i$ и $T-s$ диаграммах.

Однако эти диаграммы не позволяют судить о количественном соотношении фаз в тройной точке. Следовательно, они не дают возможности также определить энтальпию или энтропию углекислоты. В этом случае требуются дополнительные расчеты. Так, например, для определения энтальпии трехфазной смеси имеются два уравнения:

$$i' \cdot x + i'' \cdot y + i''' \cdot z = i; \quad (1)$$

$$x + y + z = 1, \quad (2)$$

где i — энтальпия трехфазной смеси;

i', i'', i''' — энтальпии соответственно жидкой, газообразной и твердой фаз;

x, y, z — весовые доли этих фаз.

Зная весовые доли каких-либо других фаз, нетрудно рассчитать энтальпию углекислоты в тройной точке.

По тепловым диаграммам для углекислоты легко определить теплоту сублимации сухого льда при различных давлениях, его холодопроизводительность, теплоту плавления в тройной точке и т. д. Например, теплоту сублимации при заданном давлении ($p = 5,28 \text{ ата}$) определяют как разность энтальпий равновесных

паровой и твердой фаз углекислоты. Холодопроизводительность 1 кг твердой углекислоты будет равна разности энтальпий парообразной углекислоты, имеющей давление и температуру охлаждаемой среды, и твердой углекислоты. Теплота плавления (или замерзания) углекислоты в тройной точке равна разности энтальпий жидкой и твердой углекислоты при давлении $5,28 \text{ ата}$. Значение теплоты плавления в тройной точке составляет $46,76 \text{ ккал/кг}$. Для давлений выше $5,28 \text{ ата}$ и температур выше $-56,6^\circ$ теплота плавления практически мало отличается от теплоты плавления в тройной точке.

Теплоемкость твердой углекислоты в диапазоне температур $-57^\circ \div -110^\circ$ определяют с помощью уравнения

$$c = 0,4 - 0,00283T - 0,0000125T^2 \text{ ккал/кг}^\circ\text{C}. \quad (3)$$

Теплопроводность ее при $\gamma = 1,4 \text{ кг/дм}^3$ равна примерно $0,33 \text{ ккал/м}^\circ\text{C}$.

ИСТОЧНИКИ СЫРЬЯ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА СУХОГО ЛЬДА

Для получения сухого льда требуется чистый углекислый газ. Сырьевыми источниками для получения углекислого газа служат природная углекислота, углекислота спиртового и метанового брожения, углекислота разложения карбонатов, углекислота синтеза аммиака, углекислота дымовых газов топлива и др.

При выборе источника сырья для производства углекислоты учитывают:

а) количественный и качественный составы сырого газа, определяющие размеры и стоимость аппаратуры газовой части завода и возможность очистки сырого газа от примесей;

б) удаленность сырьевого источника от пунктов потребления углекислоты;

в) первоначальные затраты на строительство завода;

г) стоимость воды и электроэнергии.

Лучшим сырьем для заводов сухого льда является углекислота спиртового брожения (почти 100%-ный углекислый газ). За ней идут экспанзерные газы заводов синтетического аммиака (до 88% CO_2), углекислота метанового брожения и дымовые газы известково-обжигательных печей. Последнее место по качеству исходного сырья и первое по его количеству занимает углекислота дымовых газов топлива (10—16% CO_2).

Однако большинство заводов СССР применяют именно этот вид сырья. Это объясняется тем, что указанные заводы строились в основном при предприятиях, которые являются главными потребителями сухого льда, например при хладокомбинатах, имеющих цехи мороженого.

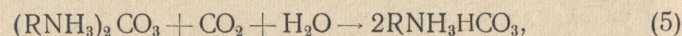
Рассмотрим кратко технологические схемы производства жидкой углекислоты на базе некоторых основных сырьевых источников.

Углекислота из дымовых газов топлива. Углекислота из дымовых газов топлива вследствие ее малого содержания в продуктах сгорания (10—18% CO_2) представляет один из наименее концентрированных источников для производства сухого льда. Основным недостатком заводов сухого льда, работающих на углекислоте дымовых газов топлива, является высокая стоимость их строительства и эксплуатации (специальная котельная, громоздкая очистительная аппаратура, высокосортное топливо). Преимущество заводов заключается в том, что их можно строить в непосредственной близости от главных потребителей сухого льда. Естественно, что потери от сублимации и транспортные расходы при этом сводятся к минимуму.

При строительстве заводов на территории потребителя, например на хладокомбинатах, используют общую котельную, в одном из котлов которой для получения качественного дымового газа сжигают специальные сорта топлива, не содержащие большого количества серы и летучих веществ. В большинстве случаев таким топливом служат антрацит или кокс, продукты горения которых содержат соответственно до 14—16% и 18% CO_2 .

На заводах сухого льда и жидкой углекислоты для поглощения CO_2 из дымовых газов раньше применяли водные растворы углекислого калия (поташа) и натрия (сода). В настоящее время они заменены моноэтаноламином ($\text{CH}_3\text{CH}_2\text{OHNH}_2$), обладающим более высокой поглощательной способностью.

При температурах 25—40° водный раствор амина абсорбирует углекислоту.



где $R = \text{CH}_2\text{CH}_2\text{OH}$.

При повышении температуры раствора до 105° и выше реакции протекают в обратном направлении и из раствора выделяется углекислый газ, т. е. происходит десорбция углекислоты.

Высокие поглощательные свойства амина делают перспективным использование дымовых газов, образующихся при сгорании низкосортного угля, торфа и сланцев, например дымовых газов ТЭЦ, содержащих 10—12% CO_2 .

Необходимо отметить, что при использовании амина требуется тщательная очистка дымовых газов от примесей. Продукты горения топлива (смолистые вещества, зола, сернистые соединения) и кислород вызывают окисление, химическое связывание и полимеризацию амина. Это приводит к химическим

потерям и значительному снижению его поглощательной способности. Этот процесс также увеличивает механические потери и усиливает корродирующее воздействие амина на аппаратуру.

На рис. 144 показана схема производства жидкой углекислоты из дымовых газов. Из котла 1 газы по дымоходу подаются в водяной скруббер 2, заполненный насадкой из кусков кокса или известняка. Поднимаясь по скрубберу, газы отмываются от механических примесей и отдают тепло и большую часть SO_2 охлаждающей воде.

Охлажденные и отмытые газы из водяного скруббера, пройдя отбойный слой и золоуловитель 3, засасываются эксгаустером 4 и подаются в нижнюю часть содового скруббера 5. В содовом скруббере установлена насадка из керамических колец, орошаемая 3—5%-ным раствором соды. Проходя снизу вверх навстречу стекающему раствору соды, газы оставляют в нем сернистый ангидрид, который соединяется с углекислым натром и образует сульфит и бисульфит. Для улавливания взвешенных частиц содового раствора, увлекаемых газами, в верхней половине скруббера имеется насадка из керамических колец, орошаемая водой, а над ней — неорошаемый отбойный слой из таких же колец, предназначенный для улавливания брызг воды.

Из содового скруббера дымовые газы, содержащие 10—15% CO_2 , направляются при температуре около 30° в абсорбер 7, в котором происходит поглощение углекислого газа раствором, подаваемым в абсорбер центробежным насосом 10.

Соединяясь с углекислым газом, часть амина переходит в карбонат и бикарбонат амина согласно реакциям (4) и (5).

Насыщенный углекислым газом амин накапливается в нижней части абсорбера и насосом подается в теплообменник 11. Дымовые газы с остатками углекислого газа (до 1% CO_2) проходят в верхней части абсорбера через колпачковые тарелки, в которых циркулирует вода, и оставляют в ней частицы раствора амина, унесенного потоком дымовых газов. После этого дымовые газы проходят через отбойный (неорошаемый) слой керамических колец, предназначенный для улавливания брызг воды с амином, и выбрасываются в атмосферу.

В теплообменнике 11 насыщенный углекислым газом раствор амина подогревается за счет тепла, отнимаемого от слабого раствора амина, идущего из десорбера, и затем поступает в верхнюю часть десорбера 12 на орошение керамической насадки. Пройдя насадку, раствор по трубопроводу сливается в нижний отсек десорбера, называемый генератором (кипятильником).

Генератор выполнен в виде кожухотрубного аппарата. Внутри труб генератора снизу вверх движется насыщенный раствор амина, обогреваемый водяным паром. Углекислый газ, десорбирующийся из раствора по уравнениям (4) и (5), проходит

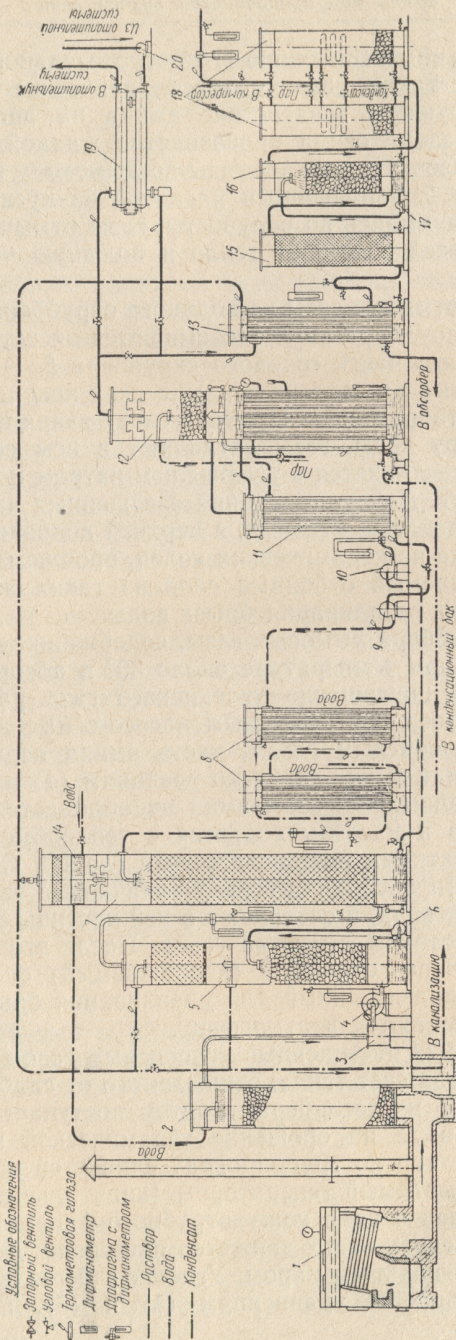


Рис. 144. Схема производства жидкой углекислоты из дымовых газов:

1 — паровой котел, 2 — скруббер, 3 — золоуловитель, 4 — эксгаузер, 5 — содовый скруббер, 6 — насос для содового раствора, 7 — абсорбер, 8 — холодильник раствора, 9 — бак для раствора, 10 — насосы для раствора, 11 — теплообменник, 12 — десорбер, 13 — холодильник газа, 14 — холодильник дымовых газов, 15 — угольный фильтр, 16 — колонка с раствором перманганата калия, 17 — насос для раствора перманганата калия, 18 — очистительная колонка, 19 — бойлер, 20 — циркуляционный насос

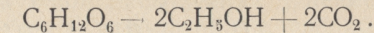
сначала через орошаемую насыщенным раствором насадку и через две колпачковые тарелки, а затем поступает в холодильник газа 13.

Слабый раствор амина, уходящий из десорбера, направляется для охлаждения в теплообменник 11, затем в холодильник 8 и после него — в абсорбер для очередного насыщения углекислотой.

После десорбера углекислый газ проходит через холодильник 13, газгольдер (на схеме не показан), угольный фильтр 15, очищается от паров 1%-ным раствором перманганата калия в колонке 16 и в одной из колонок с активированным углем 18, после чего поступает в суходную установку.

Углекислота спиртового брожения. Почти чистый углекислый газ является побочным продуктом спиртовых, пивоваренных и некоторых других заводов.

Брожение сахара с образованием в качестве конечных продуктов этилового спирта и углекислоты следует по уравнению



Теоретически при брожении 1 кг сахара образуются 0,511 кг спирта и 0,489 кг углекислого газа. Практически из-за неполноты процесса брожения и побочных реакций выход спирта и углекислого газа оказывается ниже, причем весовые количества последних остаются примерно равными.

Углекислый газ, предназначенный на производство жидкой углекислоты и сухого льда, не должен содержать воздуха и пахучих примесей (альдегидов, сивушных масел и др.). Для того чтобы в углекислом газе не было воздуха, используют герметические бродильные чаны. В начальный период брожения углекислота в этих чанах содержит большое количество воздуха и поэтому ее выбрасывают в атмосферу. В период главного брожения, когда в чане не остается воздуха, углекислота под небольшим избыточным давлением направляется в газгольдер, а из него — на дальнейшую переработку. Для удаления из углекислого газа примесей применяют физико-химические или химические методы обработки углекислоты брожения.

Схема производства жидкой углекислоты из продуктов спиртового брожения показана на рис. 145.

Ряд бродильных чанов 1 со спиртоотделителями 2 подключают к трубопроводу А. Сырой углекислый газ из трубопровода А направляется в промывную башню 3, где орошается циркуляционной водой, подаваемой насосом 4. Значительная часть спирта, содержащегося в газе, растворяется в промывной воде и в последующем используется в дистилляционной установке или для залива бродильных чанов перед пуском их в работу.

После промывки углекислый газ проходит через влагоотделитель 5 в газгольдер 6, откуда засасывается компрессором 7 и сжимается до давления 3,5—4 *ата*. Пройдя водяной холодильник 8 и маслоотделитель 9, сжатый газ попадает в колонку 10 с раствором марганцевокислого калия, где происходит окисление всех вредных примесей. Далее газ отмывается от продуктов

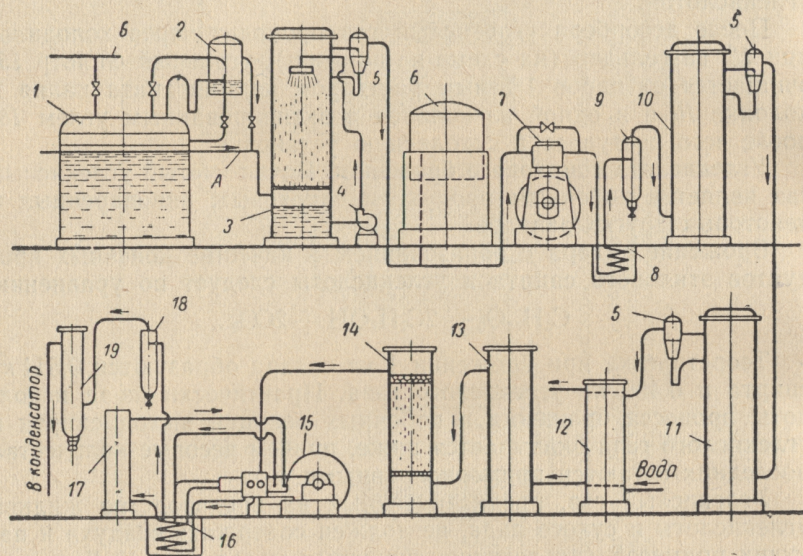


Рис. 145. Схема производства жидкой углекислоты из продуктов спиртового брожения:

1 — броильный чан, 2 — спиртоотделитель, 3 — промывная башня, 4 — насос, 5 — влагоотделитель, 6 — газгольдер, 7 — одноступенчатый компрессор, 8 — водяной холодильник, 9 — маслоотделитель, 10 — очистительная колонка, 11 — промывная колонка, 12 — водяной холодильник, 13 — колонка с хлористым кальцием, 14 — колонка с активированным углем, 15 — трехступенчатый компрессор, 16 — водяные холодильники, 17 — колонка с хлористым кальцием, 18 — маслоотделитель, 19 — силикателевый фильтр; А — общий газовый трубопровод, Б — трубопровод в атмосферу

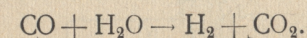
окисления в промывной колонке 11, заполненной водой или содовым раствором, освобождается от капельной влаги в отделителе жидкости, охлаждается в водяном холодильнике 12 и осушается в колонке 13 безводным хлористым кальцием. Окончательная очистка газа от пахучих примесей и продуктов окисления осуществляется активированным углем в колонке 14.

Полностью очищенный таким образом углекислый газ поступает в компрессорную установку для сжатия, ожижения и превращения в сухой лед.

Значительное количество углекислоты спиртового брожения можно получить также и на пивоваренных заводах (30—50 г

углекислоты на 1 л пива). Для очистки сырого углекислого газа, образующегося при брожении пивного сусла, используется технологическая схема, приведенная на рис. 145. Однако сырой газ содержит в этом случае ряд дополнительных примесей — уксусную и янтарную кислоты, фурфурол, эфиры, глицерин и сероводород, для удаления которых требуется большое количество химических веществ.

Углекислота синтеза аммиака. Углекислый газ получается в значительном количестве на заводах синтетического аммиака (до 2,5 т на тонну аммиака) в результате обработки воздушно-водяного генераторного газа водой в присутствии катализатора. Окись углерода, содержащаяся в генераторном газе, переходит в углекислоту по реакции



Для удаления углекислоты из газовой смеси ее промывают водой в специальных башнях, работающих под давлением 17—19 *ата*. Затем вода, насыщенная углекислотой и другими газами, направляется в гидротурбину, где при расширении до атмосферного давления из воды выделяются растворенные в ней газы. Эти так называемые экспансерные газы содержат 85—88% CO_2 (по объему), 15—12% $\text{N}_2 + \text{CO}$ и некоторое количество сероводорода (2—4 г/м³).

Технологическая схема получения углекислоты из экспансерного газа состоит из устройства для очистки его от сероводорода с помощью окислов железа и компрессорной установки. После сжатия смесь направляется в конденсатор, где углекислота ожижается, а неконденсирующиеся газы (N_2 , H_2 , CO) выпускаются в атмосферу с рекуперацией холода дросселирования. Полученную жидкую углекислоту используют для производства сухого льда или хранят в баллонах.

Природная углекислота. Природной или естественной углекислотой обычно насыщены некоторые подземные воды, выходящие на поверхность земли в виде минеральных источников.

Жидкую углекислоту (CO_2) получают из такой воды по технологической схеме, показанной на рис. 146.

Газированная вода под давлением выходит из скважины 1 и после дросселирования направляется в сосуд 2. Чистый углекислый газ, выделившийся из воды вследствие падения давления, из сухопарника попадает в осушитель 3, заполненный активированным древесным углем, а затем в трехступенчатый компрессор 4, в котором сжимается до давления 60—70 *ата*. В конденсаторе 6 углекислый газ ожижается и направляется в генератор сухого льда или в баллоны.

При недостаточном давлении воды, выходящей из скважины, степень извлечения углекислого газа в сосуде 2 снижается.

В этом случае между сосудом 2 и осушителем 3 устанавливают вакуум-насос.

Обедненную от углекислого газа воду используют для охлаждения конденсатора углекислотного компрессора, а также для приготовления минеральных вод и напитков.

Производство углекислоты из естественных источников отличается невысоким расходом электроэнергии, простотой эксплуатации оборудования, небольшим количеством обслуживающего персонала.

К недостаткам производства относятся: большие затраты на сооружение и эксплуатацию скважины, отдаленность месторождения углекислоты от пунктов ее потребления. Последнее об-

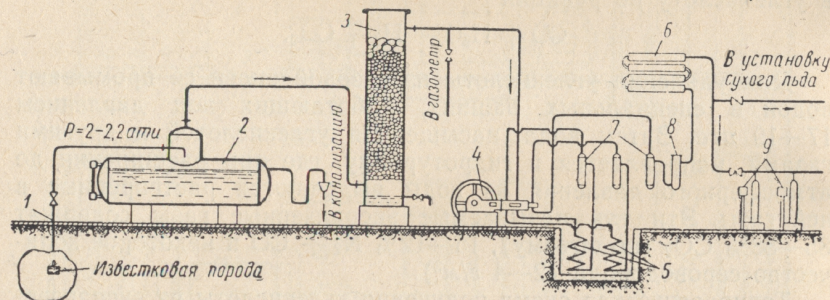
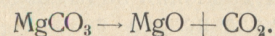
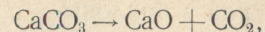


Рис. 146. Схема производства жидкой углекислоты из природных источников: 1 — газовая скважина, 2 — расширительный сосуд, 3 — осушитель, 4 — компрессор, 5 — водяные холодильники, 6 — конденсатор, 7 — маслоотделители, 8 — фильтр, 9 — весы

стоятельство имеет решающее значение, так как затраты на перевозку сухого льда до места потребления, а также потери от сублимации при хранении и транспортировании получаются такими, что использовать этот источник для производства углекислоты оказывается экономически невыгодным.

Углекислота из природных карбонатов. Распространенные в природе кальциевые и магниевые соли угольной кислоты — карбонаты кальция и магния (CaCO_3 , MgCO_3) — содержат значительные количества углекислоты и поэтому представляют сравнительно дешевый сырьевой источник для производства углекислоты.

При получении негашеной извести, цемента и магнезии из карбонатов последние подвергают обжигу в специальных печах. При этом выделяется большое количество углекислого газа, уходящего вместе с дымовыми газами



Очистка сырого газа обжигательных печей производится по технологической схеме очистки дымовых газов топлива. Высокое содержание углекислоты в дымовых газах обжигательных печей (например, до 40% по объему в газах, образующихся при обжиге извести) позволяет выполнить очистительную аппаратуру более компактной и, следовательно, более дешевой, чем аппаратура сухоледных установок такой же производительности, работающих на дымовых газах топлива.

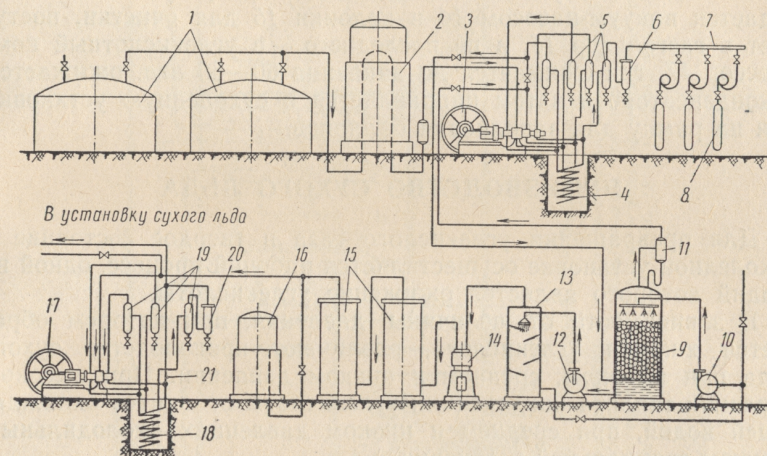


Рис. 147. Схема ВНИИХИ разделения сырого метанового газа на метан и углекислоту:

1 — метановые танки, 2 — газгольдер, 3 — четырехступенчатый компрессор, 4 — водяные холодильники, 5 — маслоотделители, 6 — силикагелевый фильтр, 7 — наполнительная раampa, 8 — баллоны, 9 — абсорбер, 10 — насос, 11 — влагоотделитель, 12 — водяная турбина, 13 — десорбер, 14 — вакуум-насос, 15 — очистительные колонки, 16 — газгольдер, 17 — трехступенчатый компрессор, 18 — водяные холодильники, 19 — маслоотделители, 20 — силикагелевый фильтр, 21 — конденсатор

Углекислота метанового брожения. Сырой метанистый газ, образующийся при метановом брожении сточных вод на городских биологических станциях, содержит 50—60% метана, 25—38% углекислоты, 0—5,5% водорода, 2,9—4% азота и следы сероводорода. Высокое содержание углекислоты в сыром газе и близость потребителей сухого льда делают весьма рентабельным его производство на городских биологических станциях.

Технологическая схема ВНИИХИ разделения сырого метанового газа на метан и углекислоту показана на рис. 147.

Сырой газ из метановых танков 1 поступает в газгольдер 2 и, пройдя фильтр, попадает в компрессор 3. После второй ступени сжатия газ при давлении 17—18 ата направляется в

абсорбер 9, где происходит поглощение его водой, подаваемой насосом 10.

Метан высокой концентрации выходит из башни через влагоотделитель 11, засасывается третьей ступенью компрессора, дожимается до давления 150—160 *ата* и поступает на рампу 7 для заполнения баллонов.

Вода, насыщенная углекислым газом, проходит из башни 9 в водяную турбину 12, а затем — в вакуумный десорбер 13, где из нее выделяется углекислый газ. Из десорбера углекислый газ подается вакуум-насосом 14 в колонки 15 для очистки, поступает в газгольдер 16, а из последнего — в углекислотный компрессор 17, где сжимается до давления 60—65 *ата*, охлаждается в конденсаторе и затем направляется в сухоледную установку или на рампу для заполнения баллонов.

ПРОИЗВОДСТВО СУХОГО ЛЬДА

Для превращения углекислого газа в твердое состояние в сухоледной установке осуществляется рабочий процесс, одной из стадий которого является ожижение углекислоты.

В зависимости от величины давления, при котором образуется жидкая углекислота, различают производство сухого льда при высоком, среднем и низком давлении. При высоком давлении теплота конденсации углекислоты отводится охлаждающей водой, при среднем и низком давлениях — холодильным агентом специальной установки.

Промышленный сухой лед изготовляют путем прессования влажной снегообразной углекислоты, получаемой при давлении около 5,28 *ата*, или методом замораживания жидкой углекислоты в льдогенераторах.

Получение углекислоты при высоком давлении. Схема производства сухого льда при высоком давлении показана на рис. 148. Углекислый газ сжимается в основном компрессоре 1 до давления 65—70 *ата*, охлаждается в конденсаторе 6 и поступает в батарею жидкой углекислоты 7. Из батареи углекислота направляется в двухсекционный двухтрубный теплообменник 8, где переохлаждается и затем дросселируется до давления 25—30 *ата*.

Пары дросселирования через первую секцию теплообменника 8 засасываются ступенью высокого давления дополнительного компрессора 9. Остаточная после дросселирования жидкая углекислота, имеющая температуру $-6 \div -12^\circ$, накапливается в одном из промежуточных сосудов 11. Второй сосуд 11 является резервным и используется при выключении первого сосуда для освобождения жидкой углекислоты от водного льда.

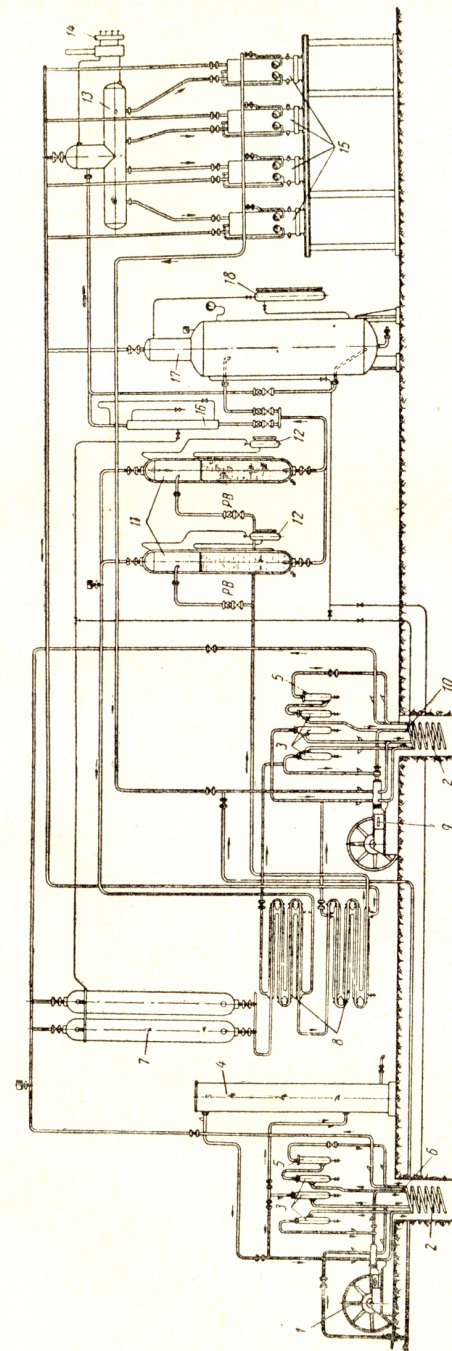


Рис. 148. Схема производства сухого льда при высоком давлении:

1 — основной компрессор, 2 — водяные холодильники, 3 — масляный отделитель, 4 — колонка с хлористым кальцием, 5 — фильтр с силикагелем, 6 — конденсатор, 7 — батарея жидкой углекислоты, 8 — теплообменник, 9 — дополнительный компрессор, 10 — конденсатор, 11 — промежуточные сосуды, 12 — водяная турбина, 13 — вакуумный десорбер, 14 — вакуум-насос, 15 — колонки для очистки, 16 — газгольдер, 17 — углекислотный компрессор, 18 — ртутный указатель уровня.

Для накопления междуоперационного запаса жидкой углекислоты, позволяющего продолжать выпуск сухого льда при перебоях в работе котельной или газовой части завода, а также в целях форсирования производства в дни максимальной потребности в сухом льде, в схеме предусматривается ресивер жидкой углекислоты, в котором поддерживается давление 16—17 *ата*. Ресивер, как и промежуточные сосуды, имеет изоляцию. Пары, образующиеся в нем вследствие теплопритоков из окружающей среды, отсасываются последней ступенью дополнительного компрессора или отводятся в газгольдер.

После второго дросселирования давление жидкой углекислоты понижается примерно до 9 *ата*, а ее температура — до —44°. Смесь жидкости и пара направляется в промежуточный сосуд 13.

Пары второго дросселирования через вторую секцию теплообменника 8 поступают в ступень среднего давления компрессора 9. Жидкая углекислота из промежуточного сосуда 13 идет в поочередно работающие льдогенераторы 15.

Льдогенератор представляет двухстенный стальной сосуд, внутренняя полость которого используется для образования из жидкой углекислоты блоков сухого льда, а внешняя является газовой рубашкой. Внутренняя и внешняя полости генератора сообщаются двумя отверстиями, закрываемые диафрагмами. Сверху аппарат имеет газовую и жидкостную линии, связывающие его с промежуточным сосудом 13, снизу — откидное дно для выемки готового блока сухого льда.

Наполнение генератора жидкой углекислотой производится при закрытых диафрагмах. После наполнения газовая рубашка подключается к первой ступени дополнительного компрессора 9, медленно открываются диафрагмы, наступает процесс третьего дросселирования углекислоты и генерации сухого льда. Сначала лед появляется в диафрагмах, а затем в полости генератора. Когда давление в последнем становится равным атмосферному, отсос паров из газовой рубашки прекращают и через откидное дно аппарата удаляют готовый блок льда весом 40—45 кг.

Пары из генератора и промежуточных сосудов сжимаются в дополнительном компрессоре до давления 65—70 *ата*, сжимаются в конденсаторе 10 и направляются в батарею 7, где объединяются с углекислотой, выходящей из конденсатора 6 основного компрессора 1.

Охлаждение паров углекислоты по ступеням сжатия и очистка их от смазочного масла в обоих компрессорах осуществляется в водяных холодильниках 2, маслоотделителях 3, силикагелевых фильтрах 5 и колонках 4, заполненных хлористым кальцием.

По условиям работы сухоледной установки можно использовать один компрессор вместо двух, который будет выполнять функции основного и дополнительного компрессора.

На рис. 149 показан рабочий процесс или так называемый цикл сухоледной установки высокого давления. Здесь точка 2 соответствует состоянию углекислого газа при давлении P_{02} , поступающего в первую ступень дополнительного компрессора из льдогенератора, точка 0 — сухому льду и точки 4 и 8 — со-

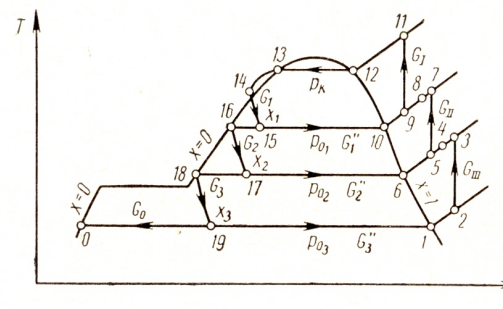


Рис. 149. Рабочий процесс сухоледной установки высокого давления (получение сухого льда в льдогенераторах)

стоянием газа на выходе из теплообменников при давлениях P_{02} и P_{01} ; G_1, G_2 и G_3 отвечают часовым количеством жидкой углекислоты по ступеням дросселирования.

Расчет процесса удобно вести по заданной суточной производительности G_0^* завода сухого льда. Предположим, что дополнительный компрессор работает τ часов в сутки. Тогда производительность его по сухому льду составит

$$G_0 = \frac{G_0^*}{\tau} \text{ кг/час.} \quad (6)$$

Количество паров углекислоты, отходящих из льдогенератора в первую ступень компрессора, будет

$$G_3'' = \frac{G_0 \cdot x_3}{1 - x_3} \text{ кг/час,} \quad (7)$$

где x_3 — степень сухости паров в процессе льдообразования.

Количество жидкой углекислоты, направляемой в льдогенераторы,

$$G_3 = G_0 + G_3'' \text{ кг/час.} \quad (8)$$

Количество пара, образующегося при дросселировании жидкой углекислоты от давления P_{01} до давления P_{02} (процесс 16—17),

$$G_2'' = \frac{G_3 \cdot x_2}{1 - x_2} \text{ кг/час}, \quad (9)$$

где x_2 — степень сухости паров при втором дросселировании.

Количество жидкой углекислоты при давлении P_{01} (состояние 16)

$$G_2 = \frac{G_3}{1 - x_2} \text{ кг/час}. \quad (10)$$

Количество пара, образующегося при дросселировании переохлажденной жидкой углекислоты от давления P_K до P_{01} (процесс 14—15),

$$G_1'' = \frac{G_3 \cdot x_1}{1 - x_1} \text{ кг/час}, \quad (11)$$

где x_1 — степень сухости пара после первого дросселирования.

Количество паров углекислоты, поступающих в компрессор, следующие:

$$\left. \begin{aligned} &\text{в цилиндр низкого давления} \dots\dots\dots G_{III} = G_3''; \\ &\text{« « среднего «} \dots\dots\dots G_{II} = G_3'' + G_2''; \\ &\text{« « высокого «} \dots\dots\dots G_I = G_3'' + G_2'' + G_1'' = G_1 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

По величинам G_I , G_{II} , G_{III} и удельным объемам пара в точках 9, 5 и 2 определяют теоретические часовые объемы, а с учетом коэффициентов подачи по ступеням сжатия — действительные часовые объемы цилиндров дополнительного компрессора. После этого рассчитывают теоретическую и действительную мощность, расходуемые на привод компрессора.

Производство сухого льда при среднем давлении. Технологическая схема ВНИХИ для производства сухого льда при среднем давлении показана на рис. 150.

Углекислый газ поступает из газовой части завода в одноступенчатый компрессор 1, сжимается до 8—9 ата, направляется в водяной холодильник 2, маслоотделитель 3, колонку с хлористым кальцием 4 и в компрессоре 5 сжимается до давления 17—20 ата.

Сжатый газ проходит водяной холодильник 6, маслоотделитель 7, силикагелевый фильтр 8, вымораживатель влаги 9 и поступает в конденсатор-испаритель 10, где газ сжижается. Тепло конденсации углекислоты воспринимается аммиаком, подаваемым в аппарат 10 при температуре $-25 \div -30^\circ$ из холодильной установки.

Жидкая углекислота из ресивера 11 дросселируется до давления 8—9 ата, направляется в промежуточный сосуд 12, а из него в льдогенераторы. Пары первого дросселирования отсасываются компрессором 5, пары льдогенераторов — компрессором 1.

При производстве сухого льда методом прессования углекислота подается в полость пресса под давлением около 5,28 ата. Пары дросселирования отсасываются специальным

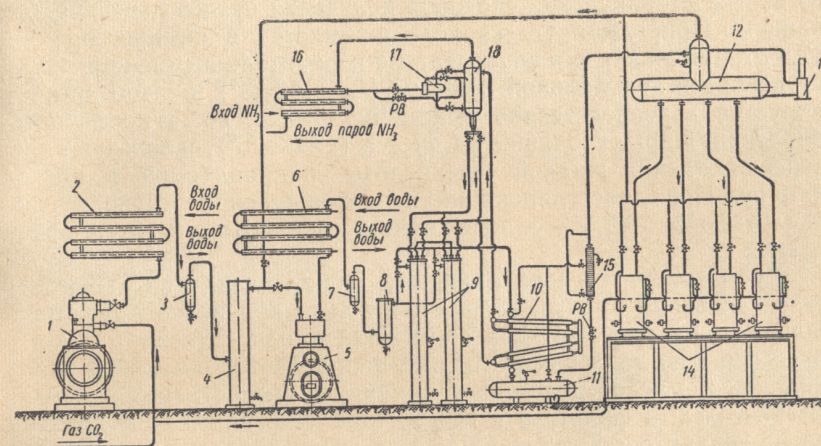


Рис. 150. Схема ВНИХИ производства сухого льда при среднем давлении:

1 — компрессор первой ступени, 2 — водяной холодильник, 3 — маслоотделитель, 4 — колонка с хлористым кальцием, 5 — компрессор второй ступени, 6 — водяной холодильник, 7 — маслоотделитель, 8 — силикагелевый фильтр, 9 — вымораживатель влаги, 10 — конденсатор-испаритель, 11 — ресивер жидкой углекислоты, 12 — промежуточный сосуд, 13 — водяной указатель уровня, 14 — льдогенераторы, 15 — воздухоотделитель, 16 — аммиачный теплообменник, 17 — ПРВ, 18 — отделитель жидкого аммиака

компрессором, в котором сжимаются до давления в промежуточном сосуде. Пары из полости пресса направляются в компрессор 1.

Преимущество установки среднего давления по сравнению с установками высокого давления состоит в меньших потерях углекислоты через неплотности в аппаратах и коммуникациях (отсутствует батарея для хранения жидкой углекислоты при давлении 65—70 ата и промежуточный сосуд при давлении 25—28 ата). Однако схема усложнена специальной холодильной установкой.

Для расчета рабочего процесса производства сухого льда при среднем давлении используют формулы (6)—(10) или (14)—(21).

Количество холода, заимствуемого от аммиачной (фреоновой) установки, составит

$$Q_0 = G \cdot \Delta i \text{ ккал/час}, \quad (13)$$

где G — количество углекислоты, направляемой в конденсатор-испаритель, кг/час;

Δi — перепад энтальпий углекислоты в конденсатор-испарителе, ккал/кг.

Из зарубежных схем наибольший интерес представляет один из новых американских способов получения сухого льда прессованием. Природная углекислота сжимается в компрессоре до 17,5 ата, сжимается в конденсаторе-испарителе аммиачной двухступенчатой холодильной машины ($t_0 = -33,5^\circ$) и затем дросселируется непосредственно в камеру пресса до атмосферного давления. Пары, уходящие из пресса ($t \approx -75^\circ$), используют для переохлаждения жидкой углекислоты, направляемой в пресс-камеру. При дросселировании переохлажденной жидкой углекислоты около 42,5% ее переходит в снег, который затем прессуют.

Производство сухого льда при низком давлении. Технологическая схема производства сухого льда при низком давлении показана на рис. 151. Газ сжимается в одноступенчатом компрессоре 1 до давления 9—10 ата, направляется в водяной холодильник 2, маслоотделитель 3, колонку с хлористым кальцием 4, силикагелевый фильтр 5 и вымораживатель влаги 6. В конденсатор-испарителе 7 газ сжимается и затем направляется в льдогенераторы для получения блоков сухого льда. Из льдогенераторов газ поступает в компрессор 1.

Холод, необходимый для вымораживания влаги из углекислого газа и сжижения его, получают от компрессионной или абсорбционной холодильной установки. Для конденсации углекислоты при давлениях 9—10 ата температура кипения холодильного агента в конденсатор-испарителе должна составлять $-48 \div -45^\circ$.

Дальнейшее снижение давления конденсации углекислоты может быть достигнуто при использовании холода, генерируемого при более низких температурах, например в холодильных установках с трехступенчатым сжатием агента или в каскадных холодильных машинах. Эти установки, как известно, имеют сравнительно сложную конструкцию.

В последнее время создана лабораторная установка для получения кристаллического сухого льда из газообразной углекислоты при атмосферном давлении (рис. 152).

Генератором холода в установке служит холодильная машина Филиппа 1. Холод передается фреону-22, а от него — трихлорэтилену, находящемуся в открытой ванне 2. Циркуляция

фреона и трихлорэтилена осуществляется с помощью насосов 3 и 5. Сосуд для замораживания углекислого газа 6 (генератор сухого льда) заполняется углекислотой из баллона 7, давление которой снижается до атмосферного регулирующим вентилем 8. Поступление углекислоты в генератор регистрируется указателем 9.

Генератор представляет цилиндр, внутри которого находятся две трубы. Трихлорэтилен подается во внутреннюю трубу и, пройдя по междутрубному пространству, покидает генератор.

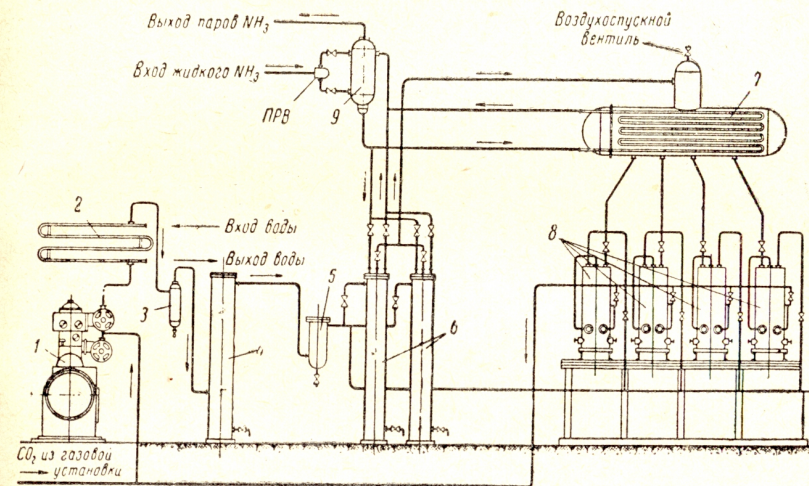


Рис. 151. Схема производства сухого льда при низком давлении:

1 — компрессор, 2 — водяной холодильник, 3 — маслоотделитель, 4 — колонка с хлористым кальцием, 5 — силикагелевый фильтр, 6 — вымораживатель влаги, 7 — конденсатор-испаритель, 8 — льдогенераторы, 9 — отделитель жидкого аммиака, ПРВ — поплавковый регулирующий вентиль

Наружная труба имеет закрытое дно и продольные ребра. На внешней поверхности этой трубы и ее ребрах осуществляется замораживание газообразной углекислоты трихлорэтиленом, охлажденным до $-95 \div -110^\circ$.

В течение трех часов работы генератора толщина слоя льда достигает 15 мм. После этого машину Филиппа останавливают и включают нагревательный элемент 10. Отопленный трихлорэтилен используют для оттаивания сухого льда с целью отделения его от рабочей поверхности генератора.

Сухой лед, удаляемый из генератора, имеет плотность кристаллического льда ($\gamma = 1,6 \text{ кг/дм}^3$) и в отличие от льда, получаемого в обычных генераторах и прессформах, может быть прозрачным.

Получение сухого льда прессованием снегообразной углекислоты. При этом способе получения сухого льда углекислый газ, идущий из газовой части завода¹, сжимается в основном компрессоре до давления 65—70 ата и направляется в конденсатор. Жидкая углекислота подвергается двухкратному дросселированию: сначала в промежуточном сосуде до давления около 20 ата, а затем в камере пресса до давления, равного примерно 5,28 ата.

Пары дросселирования отсасываются двухступенчатым компрессором, сжимаются до давления в конденсаторе, сжижаются в нем и вновь подвергаются дросселированию.

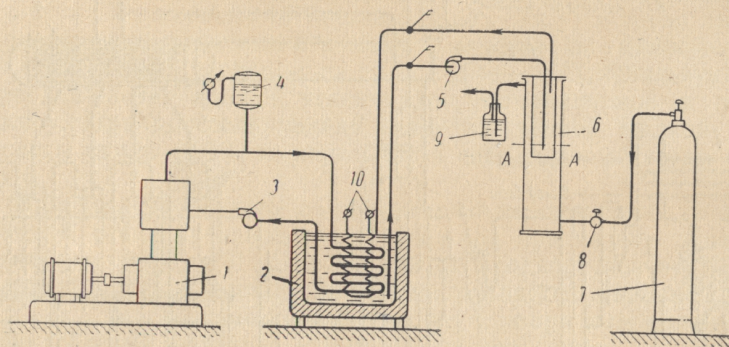


Рис. 152. Схема лабораторной установки для получения сухого льда при атмосферном давлении:

1 — холодильная машина Филиппа, 2 — хладоизолированная ванна с трихлорэтиленом, 3 — циркуляционный насос для фреона-22, 4 — расширительный сосуд для фреона-22, 5 — циркуляционный насос для трихлорэтилена, 6 — генератор сухого льда, 7 — баллон с жидкой углекислотой, 8 — регулирующий вентиль, 9 — пузырьковый указатель, 10 — нагревательный элемент

В полости пресса образуются три фазы углекислоты. Пары углекислоты отсасываются первой ступенью дополнительного компрессора. По истечении некоторого времени в полости пресса накапливаются углекислотный снег с 20—25%-ным содержанием жидкой углекислоты. Подачу углекислоты в полость пресса прекращают и снижают в нем давление до атмосферного, выпуская газ в газгольдер. Затем приводится в работу пресс, который уплотняет снегообразную углекислоту в твердый блок с удельным весом до 1,5 кг/дм³.

Прессовым методом получают блоки сухого льда весом от 10 до 100 кг.

¹ Газовой частью завода называется участок технологической схемы, находящейся от источника сырья до первой ступени углекислотного компрессора.

На рис. 153 показан рабочий процесс установки высокого давления, работающей по методу прессования снегообразной углекислоты. Пусть величина G_0 соответствует часовой производительности дополнительного компрессора установки по сухому

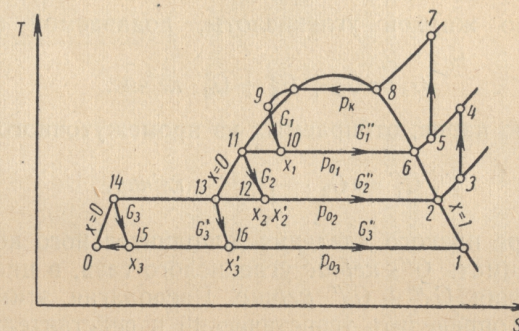


Рис. 153. Рабочий процесс сухоледной установки высокого давления (прессовой метод получения сухого льда)

льду; G_3 и G_3^* — часовым количествам твердой и жидкой углекислоты, остающимся в прессформах после прекращения их питания. Можно записать, что

$$G_0 = G_3 \cdot (1 - x_3) + G_3^* (1 - x'_3) \text{ кг/час}, \quad (14)$$

где x_3 и x'_3 — степень сухости паров, образующихся при дросселировании твердой и жидкой углекислоты.

Количество паров, отводимых из прессформ

$$G_3'' = G_3 \cdot x_3 + G_3^* \cdot x'_3 \text{ кг/час}. \quad (15)$$

Разделив уравнения (14) и (15) на величину $G_3 + G_3^*$ и введя обозначение $\alpha = \frac{G_3}{G_3 + G_3^*}$, получим

$$G_3'' = G_0 \cdot \frac{\alpha \cdot x'_3 + (1 - \alpha) \cdot x_3}{\alpha (1 - x'_3) + (1 - \alpha) \cdot (1 - x_3)} \text{ кг/час}. \quad (16)$$

Здесь $\alpha = 0,20 \div 0,25$.

Аналогичным образом из уравнения (14) определяют количество влажного снега $G_3 + G_3^*$, идущего на получение сухого льда, т. е.

$$G_3 + G_3^* = G_0 \cdot \frac{1}{\alpha \cdot (1 - x'_3) + (1 - \alpha) \cdot (1 - x_3)} \text{ кг/час}. \quad (17)$$

Количество паров, образующихся при дросселировании жидкой углекислоты в процессе (11)—(12), определяют по уравнению

$$G_2'' = G_3 \cdot \frac{x_2}{1 - x_2} + G_3^* \cdot \frac{x'_2}{1 - x'_2} \text{ кг/час}. \quad (18)$$

Учитывая уравнение (17), найдем

$$G_2'' = G_0 \cdot \frac{\alpha \cdot \frac{x_3'}{1-x_3'} + (1-\alpha) \cdot \frac{x_3}{1-x_3'}}{\alpha(1-x_3') + (1-\alpha) \cdot (1-x_3)} \text{ кг/час.} \quad (19)$$

Количество жидкой углекислоты, подаваемой в полость пресса

$$G_2 = G_3 + G_3^* + G_2'' \text{ кг/час.} \quad (20)$$

Количество паров, отбираемых из промежуточного сосуда

$$G_1'' = G_2 \cdot \frac{x_1}{1-x_1} \text{ кг/час.} \quad (21)$$

В цилиндре низкого давления дополнительного компрессора требуется сжимать G_3'' кг/час углекислого газа, в цилиндре высокого давления $G_3'' + G_2''$ кг/час. Располагая этими величинами, можно определить теоретический и действительный часовые объемы цилиндров компрессора, а затем работу, расходуемую на его привод.

ПРИМЕНЕНИЕ СУХОГО ЛЬДА

Сухой лед как эффективное охлаждающее средство широко применяется во многих отраслях народного хозяйства (табл. 41).

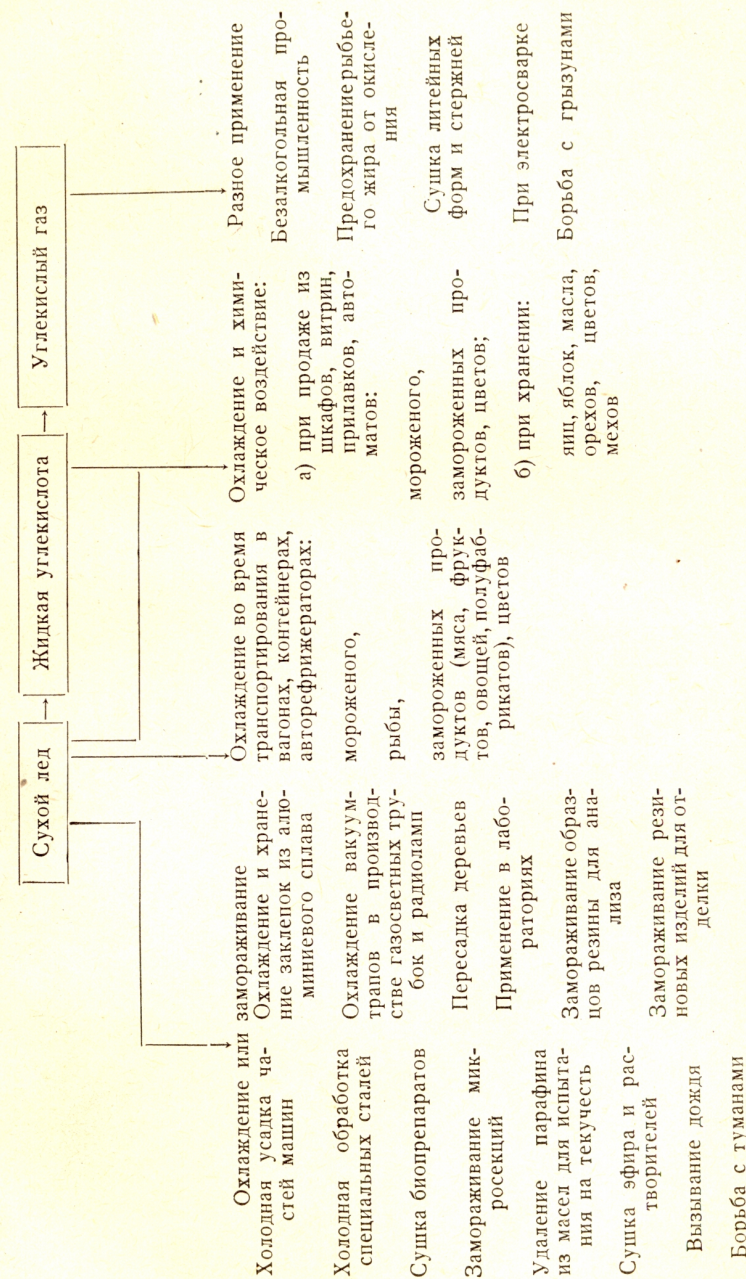
Главными потребителями сухого льда являются мясо-молочная, пищевая и многие другие отрасли промышленности. Особенно большое значение имеет сухой лед при транспортировании, хранении и продаже мороженого.

Сухой лед применяют в машиностроении для холодной посадки деталей, термической обработки некоторых специальных сталей, при низкотемпературных испытаниях машин и агрегатов. В химической промышленности его успешно используют при обработке пластических масс, а также производстве красителей, резины и взрывчатых веществ. В научно-исследовательских лабораториях сухой лед применяют при низкотемпературных испытаниях контрольно-измерительных приборов и аппаратов специального назначения. В медицине его используют при лечении некоторых болезней и в производстве ценных лечебных биопрепаратов, например пенициллина.

Следует отметить, что весьма серьезным препятствием для расширения областей применения сухого льда продолжает оставаться его сравнительно высокая стоимость. Так, например, для получения 1 т сухого льда из дымовых газов требуется: 0,7—1,2 т условного топлива, 7—8 т греющего пара, около 700 квт-ч электроэнергии, 7—8 кг 100%-ного моноэтаноламина и около 200 м³ воды.

Таблица 41

Области применения сухого льда



Наиболее рациональным путем для снижения стоимости льда является строительство сухоледных заводов на базе нефтеперерабатывающих, химических, спиртовых и других производств, где технологические процессы сопровождаются выделением газовых смесей с большим содержанием углекислого газа. В ряде случаев целесообразно эксплуатировать заводы и на базе продуктов сгорания топлива.

Актуальными продолжают оставаться работы по исследованию и дальнейшему улучшению технологических процессов производства жидкой углекислоты и сухого льда, по совершенствованию аппаратов и автоматизации производства. В СССР значительные работы в этой области выполнены ВНИИ, Гипрохолодом, а также Московским и Ленинградским хладокомбинатами.

Глава XIV

ХОЛОДИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Холодильный транспорт — совокупность средств, позволяющих поддерживать нормальный температурно-влажностный режим при перевозке скоропортящихся грузов. В зависимости от путей сообщения холодильный транспорт подразделяется на железнодорожный, водный и автомобильный.

Конструкции холодильных установок для этих видов транспорта различны. Однако у них имеются общие черты:

- а) минимальные вес и габариты установок и изоляции (чтобы не снижать полезной грузоподъемности и грузоместности транспортных средств);
- б) надежная работа при разных климатических условиях;
- в) приспособлены для работы в условиях крена, качки и тряски;
- г) поддерживают стационарный режим хранения и обеспечивают достаточно быструю подготовку охлаждаемого помещения к приему грузов;
- д) удовлетворяют повышенным требованиям безопасности (особенно при совмещении рефрижераторных и пассажирских перевозок).

Технология хранения грузов и соответствующие нормы имеют также свои особенности.

Так как перевозки скоропортящихся грузов на холодильном транспорте являются звеном непрерывной холодильной цепи, то в нем поддерживают тот же режим, который является обязательным для стационарных холодильников. Однако отступления от этих нормативов допускаются в целях уменьшения размеров холодильной установки и экономии эксплуатационных расходов особенно в тех случаях, когда перевозки кратковременны.

ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЙ ХЛАДОТРАНСПОРТ

Перевозки скоропортящихся грузов по железным дорогам СССР характеризуются большой дальностью, достигающей до нескольких тысяч километров. Климатические условия перевозок также разнообразны. Например, при летних перевозках температура наружного воздуха может меняться от 17—20 до 30—45°.

При перевозке скоропортящихся грузов на железнодорожном хладотранспорте используют изотермические вагоны с льдосоляным или машинным охлаждением.

Удельный вес вагонов с машинным охлаждением невелик. Однако этот вид транспорта приобретает все большее значение для перевозки скоропортящихся продуктов. Например, в США число вагонов с машинным охлаждением составляло в 1956 г. менее 2% вагонов-ледников.

Заслуживает внимания опыт перевозки скоропортящихся грузов по железной дороге в контейнерах-автоприцепах с целью ускорения доставки груза и ликвидации перевалочных работ. Контейнеры-автоприцепы, охлаждаемые сухим льдом, грузят на открытые железнодорожные платформы. Для охлаждения контейнера длиной около 10 м и шириной около 1,5 м в металлический бак загружают около 270 кг сухого льда. Вентиляторы, установленные над баком, создают циркуляцию воздуха, обеспечивающую равномерную температуру внутри контейнера. Газообразная углекислота удаляется наружу через отверстия в полу контейнера.

При перевозке мороженных или охлажденных грузов в последние годы начали применять специальные изотермические контейнеры, охлаждаемые фреоновыми агрегатами небольшой производительности.

Вагоны-ледники

Вагоны-ледники охлаждают льдом или смесью водного льда с поваренной солью.

Они имеют следующее оборудование: карманы для льда или льдосоляной смеси, вентиляционные устройства, приспособления для подвески мясных туш и укладки груза, сливные устройства для спуска рассола или талой воды, изоляционную конструкцию, ограждающую от теплопритоков стены, пол и крышу вагона. Изоляционный материал находится между внешней и внутренней обшивкой вагона.

Кузов вагона почти не содержит металлических частей. Средний коэффициент теплопередачи его составляет около 0,6 ккал/м²час°С. Решетчатые карманы для льда устраивают у торцовых стен. Чаще всего их выполняют деревянными или

металлическими. С помощью льдосоляной смеси можно получить температуру внутри вагона —6° (в летнее время).

Широкое распространение получают вагоны-ледники с принудительной циркуляцией воздуха, обеспечивающей более равномерную температуру (рис. 154). Вентиляторы засасывают воздух из нижней части вагона и нагнетают его в карманы. Затем через отверстия, расположенные в верхней части, охлажденный воздух поступает сверху вниз. Во время движения вагона вращение вала вентиляторов передается ременной передачей от фрикционного колеса из твердой резины, а при длительных стоянках используют электромотор.

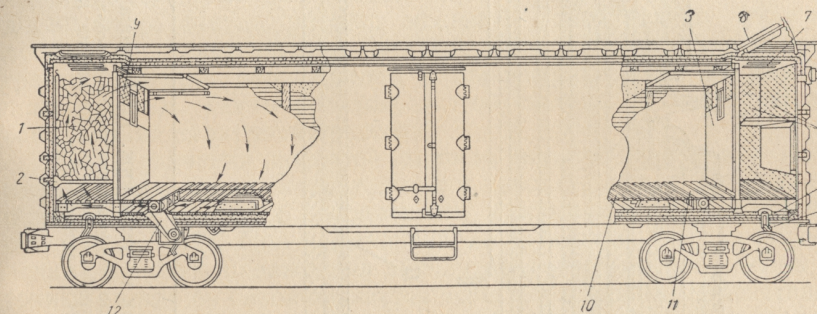


Рис. 154. Вагон-ледник с принудительной циркуляцией воздуха:

1 — пристенный карман, 2 — решетка, 3 — внутренняя стенка кармана, 4 — решетка кармана, 5 — сифон, 6 — спуск воды, 7 — люк, 8 — крышка люка, 9 — отверстие для выхода воздуха, 10 — напольные решетки, 11 — кожухи вентиляторов, перекрытые воздушным каналом, 12 — привод к вентиляторам

Стремление понизить температуру в изотермических вагонах и иметь равномерное распределение температур во всем объеме без применения машинного охлаждения привело к созданию льдосоляного охлаждения с естественной циркуляцией холодного рассола по трубам. Такая система была предложена инж. Клейменовым и, как показали испытания, позволила получить внутри вагона температуру до —12° при наружной температуре воздуха 30° (рис. 155).

Генераторами холода являются льдосоляные баки, в которых рассол поддерживается на уровне около 600 мм. Баки соединены между собой трубой, проходящей под напольной решеткой вагона. По решетке рассол переливается из первого генератора во второй. Концентратор рассола расположен на крыше вагона, в изолированном баке.

Охлаждающие батареи состоят из ребристых труб, большая часть которых расположена под потолком, а меньшая — вдоль продольных стен вагона. Трубы по концам соединены парал-

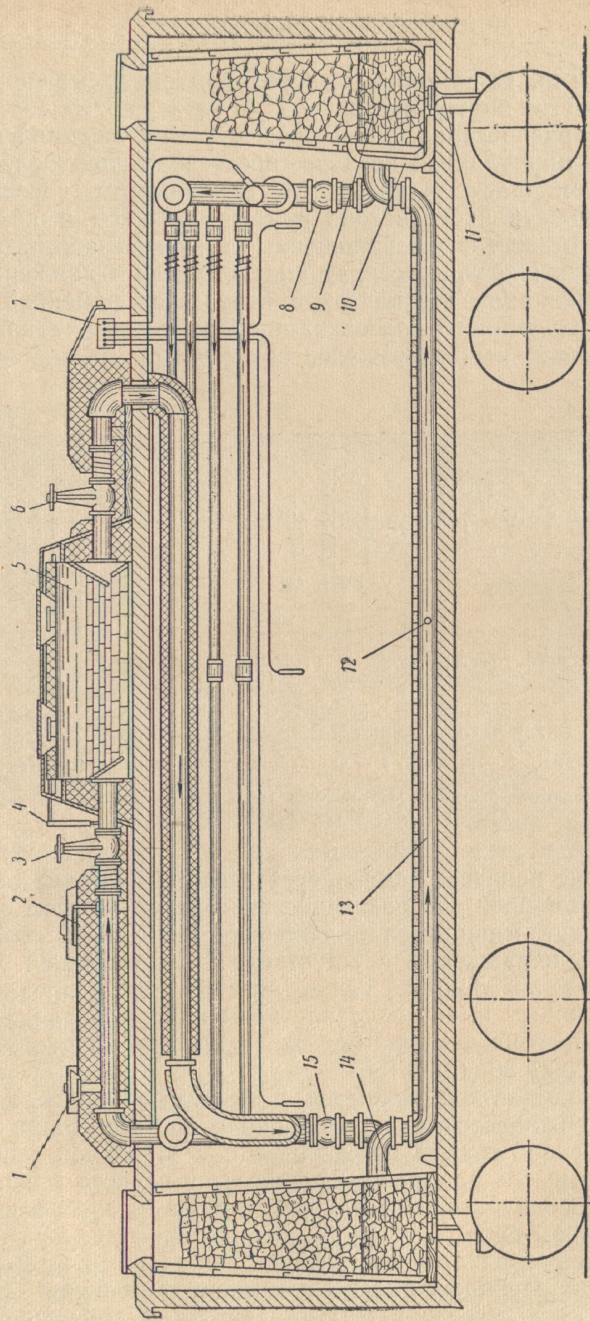


Рис. 155. Вагон-ледник системы инж. Клейменова

1 — наливной затвор, 2 — ртутный термометр, 3 и 6 — задвижки, 4 — указатель уровня рассола, 5 — солеконцентратор, 7 — ртутный термометр, 8 и 15 — задвижки, 9 — холодогенератор № 2, 10 — сливная труба, 11 — сифон, 12 — пробка для слива рассола, 13 — соединительный трубопровод, 14 — холодогенератор № 1.

лельно в два коллектора. Холодогенераторы, батарея и концентратор рассола соединены между собой трубами. Кроме того, концентратор рассола соединен с помощью изолированной обратной трубы с холодогенератором № 1, а холодогенератор — с коллектором батареи.

Циркуляция рассола осуществляется по трубам вследствие разности удельных весов рассола и благодаря разрежению, образующемуся в концентраторе. Насыщенный солью рассол и, следовательно, более тяжелый опускается вниз и поступает в холодогенератор № 1. Здесь концентрация рассола вследствие таяния льда понижается, и рассол охлаждается. Далее рассол переливается по нижней соединительной трубе во второй холодогенератор, откуда раствор меньшей концентрации (более легкий) поступает вверх в батарею. Проходя по трубам и нагреваясь, рассол направляется в концентратор, где он насыщается солью. Таким образом, в этой системе осуществляется естественная циркуляция рассола.

Для увеличения полезной емкости вагонов-ледников в последние годы машиностроительными заводами были построены и испытаны вагоны с потолочными баками для льдосоляной смеси (рис. 156). При нормальной эксплуатации вагонов потолочные приборы охлаждения заполнены рассолом на $\frac{3}{4}$. Избыточный рассол из баков сливается через специальные устройства, расположенные около торцовых стен. Трубы для слива рассола оканчиваются гидравлическими затворами, расположенными над полом вагона. Вагоны оборудованы системой отопления от котла. Вследствие хорошей изоляции (коэффициент теплопередачи равен 0,31) и потолочной системе охлаждения разность температур наружного воздуха и воздуха в вагоне достигает 42—44°. Разность температур воздуха в различных местах вагона не превышает 2,4°. Вагоны-ледники с потолочными приборами охлаждения имеют то преимущество, что они позволяют эффективнее использовать площадь пола, чем вагоны, карманы которых расположены у стен. Кроме того, длина вагона с потолочными баками увеличена с 13,51 до 17 м.

Основными недостатками вагонов-ледников являются трудность получения низких температур и возможность движения только по тем направлениям, где имеются льдопункты и специальные сооружения для обеспечения вагонов льдом.

В связи с этим на железных дорогах СССР большое количество старых вагонов-ледников переоборудуется системой потолочного охлаждения. Это позволяет значительно сократить количество транзитных льдопунктов и улучшить условия перевозки скоропортящихся грузов.

Для перевозки некоторых грузов зимой (овощи, фрукты, минеральные воды, вина и др.) применяют вагоны-ледники, пред-

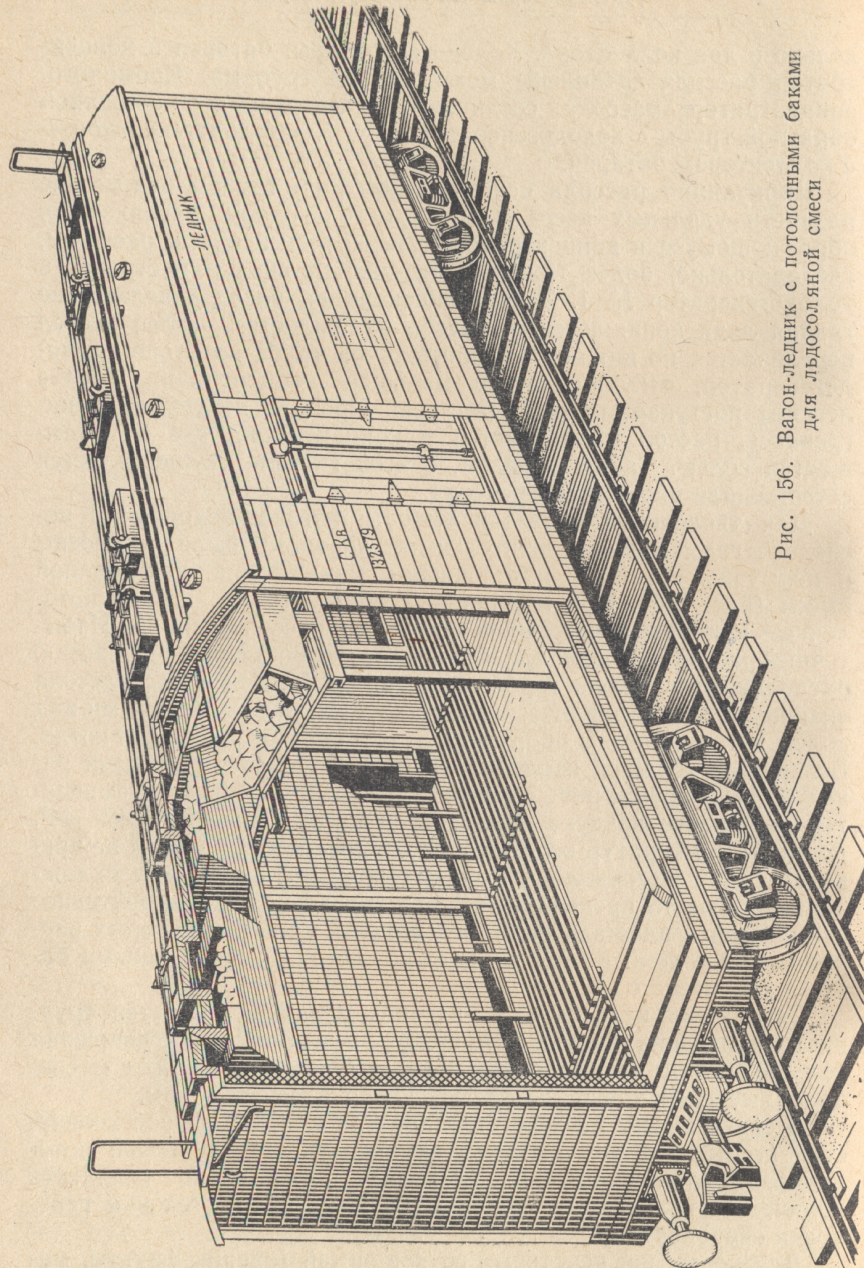


Рис. 156. Вагон-ледник с потолочными баками для льдосоляной смеси

варительно утепленные изоляцией (соломой, матами, ватными одеялами и другими материалами).

При перевозках молока и молочных продуктов применяют специальную тару. При перевозках живой рыбы используют специальные вагоны с охлаждением льдом летом и с отоплением зимой. Иногда эти вагоны имеют приспособление для искусственного обогащения воды кислородом.

Для обслуживания вагонов-ледников на железных дорогах имеются специальные льдопункты и заводы искусственного льда. В большинстве случаев для этой цели льдопункты используют естественный лед, заготавливаемый зимой. Льдопункты располагают на расстоянии 350—400 км один от другого. На них имеются ледохранилища, хранилища соли, эстакады и приспособления для погрузки льда и соли в вагоны-ледники.

Процесс выколки льда на них механизирован (применяют пневматические и электрические отбойные молотки). Льдопункты выполняют также функции контроля погрузки груза, определения его качества, а также обеспечение отправки груза со станции после выгрузки.

Качество грузов при перевозках сохраняется также потому, что по пути организован контроль за их продвижением и обслуживанием.

В грузовых помещениях вагонов при перевозке мороженных грузов поддерживают температуру: не выше -6° , охлажденных грузов — от 0 до 2° , прочих грузов от 0 до 6° .

Вагоны-ледники, груженные охлажденными скоропортящимися грузами (мясо, птица, копченые и соленые продукты и др.), подвергают систематическому проветриванию свежим воздухом. Чаще всего это осуществляют на льдопунктах во время стоянки поезда при помощи переносных вентиляторов.

Для ускорения оборота вагонов и улучшения условий перевозки скоропортящихся грузов иногда комплектуют рефрижераторные поезда.

Несмотря на простое устройство вагонов-ледников, имеется тенденция к переходу на машинное охлаждение вагонов.

Вагоны с машинным охлаждением

Машинное охлаждение вагонов или поездов создает более лучшие условия хранения грузов, чем льдосоляное. Оно позволяет регулировать температуру применительно к конкретным условиям перевозки и дает возможность увеличивать скорость движения; устраняются стоянки вагонов для загрузки льдом, а также непроизводительные перевозки льда в вагонах, отпадает необходимость в льдопунктах и ледохранилищах.

Однако для применения изотермических вагонов с машинным охлаждением на железной дороге должна быть хорошая ремонтная база.

В настоящее время для вагонов с машинным охлаждением применяют фреоновые агрегаты, приводимые в действие от электродвигателей или двигателей внутреннего сгорания.

В некоторых вагонах холодильный агрегат и двигатель располагают под вагоном, что позволяет рациональнее использовать их грузовую площадь.

На рис. 157 и 158 показаны план машинного отделения одного из современных рефрижераторных вагонов и конструкция испарителя-воздухоохладителя. Машинное отделение расположено в конце вагона, во всю его ширину, занимая по длине 3,1 м. Полезная длина охлаждаемого кузова 10,1 м, ширина 2,51 м, высота 2,2 м.

Под рамой вагона расположены баки с запасом топлива для дизеля на 17 суток.

Охлаждение осуществляется двумя фреоновыми автоматизированными агрегатами общей холодопроизводительностью 15 000 ккал/час при температуре внутри вагона -18° и температуре наружного воздуха 38° (рис. 159). Оба кон-

Рис. 157. План машинного отделения вагона с энергетическим и холодильным оборудованием:

1 — дизель-генератор, 2 — компрессоры с электродвигателями в герметичных кожухах, 3 — ресивер жидкого фреона, 4 — конденсатор с воздушным охлаждением, 5 — пульт управления, 6 — испаритель-воздухоохладитель

денсатора охлаждаются воздухом от одного вентилятора с электромотором мощностью 5 л. с. Для оттаивания воздухоохладителя и подогрева вагона в зимний период используют электронагреватели.

Грузовое помещение охлаждается испарителем-воздухоохладителем, выполненным из ребристых змеевиков. Вентиляторы воздухоохладителя имеют общую производительность $5900 \text{ м}^3/\text{час}$. Энергетическое оборудование вагона состоит из дизеля мощностью 30 л. с., непосредственно соединенного с генератором трехфазного тока. Испытания показали, что практически внутри

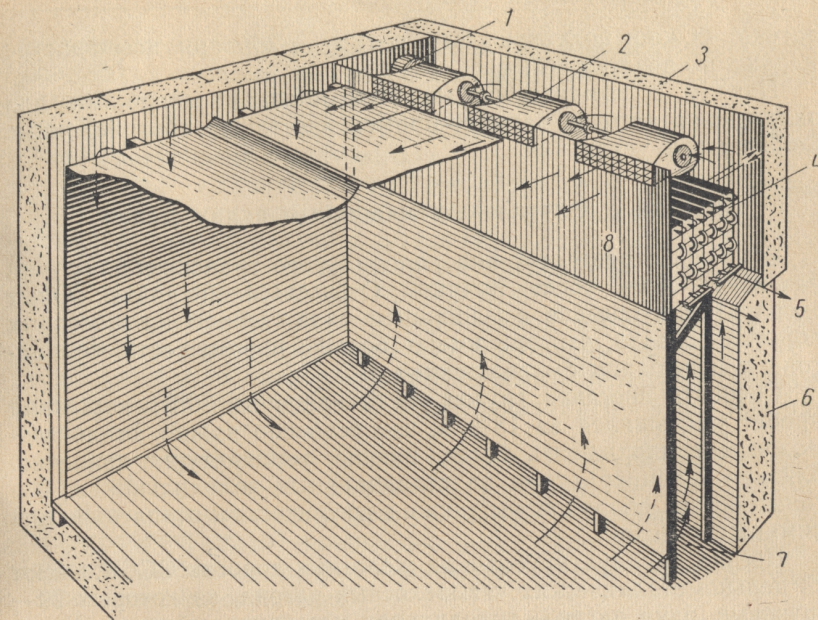


Рис. 158. Испаритель-воздухоохладитель вагона с машинным охлаждением: 1 — электродвигатель, 2 — вентиляторы, 3 и 6 — изолированные стенки, 4 — испаритель, 5 — машинное отделение, 7 — всасывающий воздушный канал, 8 — переставная стенка

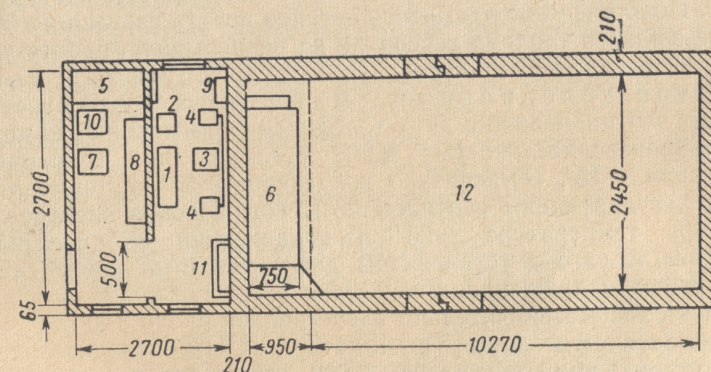


Рис. 159. План вагона, охлаждаемого фреоновой установкой: 1 — дизель, 2 — генератор, 3 — электродвигатель, 4 — компрессоры, 5 — конденсатор, 6 — испаритель-воздухоохладитель, 7 — кресла, 8 — электропит, 9 — щит с манометрами, 10 — стол, 11 — регулирующая станция, 12 — грузовое помещение вагона

вагона можно получить температуру -20° при температуре наружного воздуха 30° .

Наряду с компрессорными холодильными машинами для охлаждения вагонов находят применение также абсорбционные холодильные установки.

Поезда с центральным машинным охлаждением

В нашей стране этот вид холодильного транспорта получил развитие лишь после Великой Отечественной войны. Опыт эксплуатации поездов с машинным охлаждением на железных дорогах показал, что они имеют больше преимуществ, чем вагоны с льдосоляным охлаждением.

Скорость доставки грузов увеличилась на 30%, порожний пробег уменьшился на 18% и, что особенно важно, стало возможным поддерживать более низкие температуры хранения, близкие к температурам на стационарных холодильниках. Вагоны поездов оборудованы также электрическим отоплением для зимних перевозок.

Поезда, эксплуатируемые на железных дорогах СССР, имеют 23 цельнометаллических четырехосных вагона, из которых 20 — грузовые, один вагон — холодильное машинное отделение, один вагон — дизель-электростанция, один вагон — для обслуживающего персонала.

Холодильные установки позволяют при температурах наружного воздуха $35-45^{\circ}$ поддерживать в вагонах температуру до -12° . Общая грузоподъемность вагонов поезда составляет 600 т. Запас жидкого топлива рассчитан на непрерывную работу установки в течение восьми суток.

Вагон-холодильное машинное отделение служит для размещения двух холодильных аммиачных компрессоров производительностью 88000 ккал/час (при температуре испарения -15° , температуре конденсации 30° и температуре перед регулирующим вентилем 25°). Потребление электроэнергии при температуре -20° и конденсации 38° составляет 37 кВт-ч. В вагоне установлены два аммиачных конденсатора воздушного охлаждения. Вследствие этого поверхность охлаждения их весьма значительна и составляет около 1600 м². Воздух продувается двумя вентиляторами. Производительность каждого из них составляет 38000 м³/час при сопротивлении 65 мм рт. ст. Мощность электромотора вентилятора составляет 14 кВт; забор воздуха с крыши вагона позволяет при движении поезда увеличить его поступление. Два испарителя, охлаждающие рассол, имеют общую поверхность 76 м². Два рассольных центробежных насоса производительностью по 35 м³/час находятся на одном валу с электромоторами мощностью 8 кВт. На

крыше вагона имеется два резервных рассольных бака емкостью по 850 л каждый и два изолированных бака-компенсатора емкостью (по 100 л).

Компрессоры и двигатели установлены на общей раме, которая закреплена к полу вагона.

Вагон-электростанция оборудован двумя главными дизель-генераторами трехфазного тока мощностью по 75 кВт и одним вспомогательным дизель-генератором мощностью 38 кВт.

Электрическая схема дает возможность использовать каждый генератор для любого потребителя.

Холод, вырабатываемый аммиачными компрессорами, передается через рассолопроводы изотермическим вагонам.

Вагоны оборудованы потолочными четырехсекционными рассольными батареями из оребренных труб общей площадью 230 м².

Для регулирования подачи рассола к батареям на подводящем рассолопроводе установлены электромагнитные вентили.

Для зимнего отопления в вагонах установлены шесть электропечей общей мощностью 6 кВт. Для подачи рассола от одного вагона к другому имеются специальные рассольные междвагонные соединения.

В каждом вагоне осуществляется побудительная циркуляция воздуха, что создает равномерное распределение температур. Замер температур во всех вагонах производится в вагоне — машинном отделении. Возможны изменения температур и в каждом из вагонов.

Опыт эксплуатации охлаждаемых поездов показал преимущество этой системы перевозки. Кроме отмеченных выше положительных сторон, следует указать на то, что для такого типа поездов требуется значительно меньшее число обслуживающего персонала. Например, в то время как каждый вагон с машинным охлаждением должен обслуживаться одним механиком, в холодильном поезде достаточно иметь одного механика на три вагона.

Однако поезда с центральным рассольным охлаждением имеют и ряд недостатков. Расцепка вагонов в них связана с потерей рассола в виду несовершенства рассольных соединений. Система непосредственного испарения, которая может быть применена в отдельных вагонах, требует примерно на 25—30% меньших затрат холода.

Наблюдались также трудности при работе с воздушным охлаждением конденсаторов при высокой температуре наружного воздуха (около 30°).

Опыт эксплуатации поездов показал необходимость тщательной очистки поверхности охлаждения конденсаторов от пыли и

загрязнений. Несмотря на отмеченные недостатки, перевозки грузов с помощью указанных поездов получают широкое применение на железнодорожном транспорте.

ВОДНЫЙ ХЛАДОТРАНСПОРТ

Общие сведения

Являясь важным звеном непрерывной холодильной цепи, водный транспорт приобретает с каждым годом все большее значение. При этом развитие водного транспорта идет как по линии увеличения количества судов, так и по пути технического усовершенствования средств охлаждения.

Искусственный холод на судах начали применять раньше, чем на других видах транспорта. Развитие рефрижераторного флота обусловлено рядом экономических и технических достоинств. Рефрижераторный тоннаж стоит дешевле равной емкости железнодорожных вагонов-ледников. Его можно использовать в прямом и обратном рейсе и перевозить скоропортящиеся и обычные грузы. Кроме того, при перевозке грузов на рефрижераторных судах обеспечивается требуемый температурный и влажностный режим хранения.

Водный хладотранспорт подразделяется на морской и речной. Морской состоит из рефрижераторных судов, обслуживающих экспорт и импорт грузов, перевозки их по морским путям внутри страны, а также доставку отдельных продуктов при смешанном железнодорожно-водном сообщении. Кроме того, специальные промысловые суда-рефрижераторы применяют для замораживания и сохранения рыбы дальнего морского лова. Речной хладотранспорт состоит из рефрижераторных судов, осуществляющих перевозки скоропортящихся грузов по рекам. Морские и речные рефрижераторные суда подразделяются:

по назначению — на грузовые, товаро-пассажирские и промысловые (рыбоморозильные и траулеры);

по роду главных двигателей — на пароходы, теплоходы, дизель-электроходы и турбоэлектроходы.

Кроме того, для перевозки скоропортящихся продуктов применяются также буксирные несамоходные баржи-рефрижераторы.

Перевозки грузов на рефрижераторных судах характеризуются большой длительностью и различными климатическими условиями.

Кроме того, морские рефрижераторные суда нередко предназначаются не только для перевозки, но и для холодильной обработки скоропортящихся грузов. В настоящее время эксплуа-

тируются и строятся сотни крупных и средних рефрижераторных рыбоморозильных траулеров, судов для перевозки рыбы и китового мяса, а также специализированных судов для перевозки фруктов (в том числе бананов).

Планировка и устройство рефрижераторных судов

Грузовые помещения на этих судах приспособлены для перевозки определенных скоропортящихся продуктов. Большинство судов имеет охлаждаемые трюмы универсального характера, система охлаждения и устройства которых рассчитаны на перевозку различных грузов. В отдельных случаях строят полностью специализированные суда, например для перевозки бананов из тропиков на континент.

К специализированным грузовым рефрижераторным судам относятся также малотоннажные рефрижераторные суда (200—400 т), предназначенные для перевозки небольших партий грузов в пределах одного морского бассейна. Такие суда связывают базисные портовые холодильники с районами побережья, потребляющими или производящими скоропортящиеся пищевые продукты.

Специализированные рефрижераторные суда имеют несколько большую скорость хода, чем большинство современных сухогрузных судов. Увеличенные скорости движения этих судов обеспечивают быструю перевозку охлажденных грузов, длительное пребывание которых на судне невозможно. Вследствие отсутствия помещений для «сухого груза» специализированные рефрижераторные суда часто идут в обратный рейс незагруженными. Погрузка же любого груза (генерального) в рефрижераторные трюмы не всегда допустима.

С точки зрения скорости, регулярности и санитарных условий пассажирские суда являются наиболее приемлемыми для перевозок скоропортящихся грузов. Однако при организации на пассажирских судах таких перевозок возникает ряд затруднений. В порту, где происходит загрузка, и в порту, где происходит выгрузка всей партии скоропортящихся грузов, пассажирское судно должно обязательно останавливаться у причала холодильника. Но это, в свою очередь, затрудняет пассажирские операции судна.

При планировке рефрижераторного машинного отделения и вспомогательных помещений руководствуются правилами Регистра СССР. Согласно этим правилам, обособление рефрижераторных машинных отделений от главной машины является обязательным только при использовании аммиачных холодильных машин. Однако для сосредоточения в главном машинном отделении значительного количества холодильных машин необ-

ходим дополнительный обслуживающий персонал, что не всегда является рациональным. В этом случае выгоднее выделить холодильные машины в самостоятельное рефрижераторное отделение, которое не требует такой значительной высоты, как главное машинное отделение, и поэтому может быть поднято выше и устроено в виде выгородки соседних помещений.

Расстановку машин и аппаратов производят таким образом, чтобы имелась возможность их быстро и удобно разбирать, собирать и чистить. Особое внимание обращают при этом на выемку коленчатых валов компрессоров, возможность внутренней очистки трубок теплообменных аппаратов и удобство обслуживания при работе.

Все аппараты, управляющие подачей холода в грузовые помещения, а также все указатели измерительных приборов, сигнализирующие тепловое состояние трюмов, должны быть сконцентрированы в рефрижераторном машинном отделении.

Речной рефрижераторный теплоход типа «Адмирал Нахимов» грузоподъемностью 1000 т имеет шесть рефрижераторных трюмов общим объемом 3357 м³. Холодильная установка состоит из двух аммиачных холодильных компрессоров — четырехцилиндрового и двухцилиндрового. Общая холодопроизводительность компрессоров составляет 300000 ккал/час. Система охлаждения трюмов — рассольная. Все управление установкой сосредоточено в рефрижераторном машинном отделении, обособленном от других судовых помещений. На рис. 160 показана принципиальная схема аммиачных трубопроводов установки теплохода «Адмирал Нахимов».

Советский Союз обладает огромными рыбными богатствами и быстро растущим рыбопромысловым флотом.

Так, в 1957 г. общая емкость трюмов рыбных рефрижераторов составила около 180000 т, а суточная производительность морозильных аппаратов — 2800 т. В рыбной промышленности СССР эксплуатируется около 300 крупных производственных и рыболовных рефрижераторных судов. Имеются траулеры, совмещающие функции рыбодобывающих судов с рыбоперерабатывающими предприятиями. Это достаточно крупные суда водоизмещением свыше 2000 т (без груза).

На флагманских судах китобойных флотилий Советского Союза, которые представляют собой крупнейшие корабли-заводы по переработке жира и мяса и базы для китобойных судов, имеются мощные холодильные установки, обслуживающие рефрижераторные трюмы и скороморозильные аппараты.

Построенная на Николаевском судостроительном заводе им. Носенко и вступившая в эксплуатацию в 1959 г. китобойная база «Советская Украина» водоизмещением 42000 т оборудована крупнейшей в мире судовой холодильной установкой. Про-

изводительность ее составляет около 4500000 ккал/час. Она обеспечивает холодом рефрижераторные трюмы, установки для кондиционирования воздуха в жилых помещениях и обслуживает мощные автоматизированные скороморозильные аппараты, замораживающие блоки китового мяса.

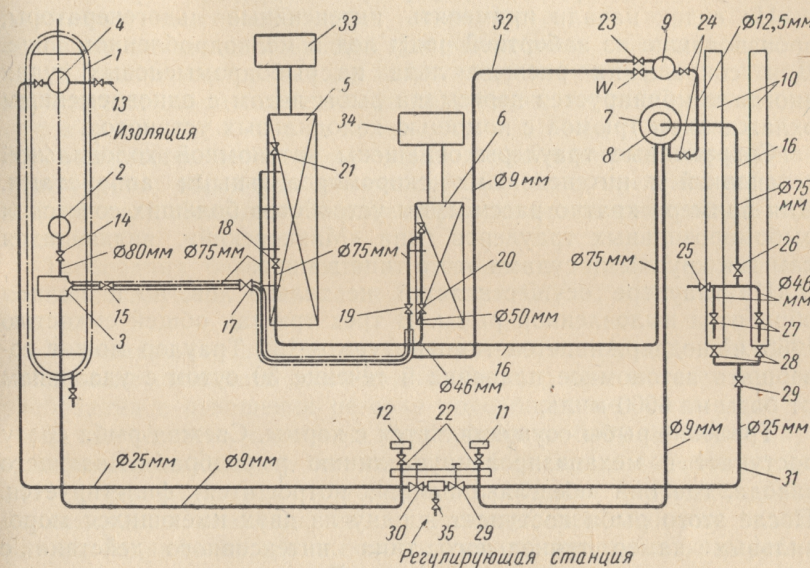


Рис. 160. Принципиальная схема аммиачных трубопроводов теплохода «Адмирал Нахимов»:

1 — кожухотрубный испаритель поверхностью 80 м², 2 — сухопарник, 3 — грязевик, 4 — масляный горшок, 5 — четырехцилиндровый компрессор, 6 — двухцилиндровый компрессор, 7 — маслоотделитель, 8 — обратный клапан, 9 — маслосборитель, 10 — элементный конденсатор 50 м², 11 и 12 — манометры, 13 — вентиль для выпуска загрязнений из испарителя, 14 и 15 — запорные вентили, 16 — нагнетательная магистраль, 17—20 — запорные вентили, 21 — байпасный вентиль, 22 — запорный вентиль диаметром 6 мм, 23 — вентиль для выпуска масла, 24 — запорные вентили, 25 — вентиль для выпуска воздуха, 26—29 — запорные вентили, 30 — регулирующий вентиль, 31 — жидкостная магистраль, 32 — труба для отсоса аммиака из маслосборителя, 33 — электродвигатель 50 квт, 34 — электродвигатель 35 квт, 35 — вентиль с ниппелем для присоединения баллона при зарядке аммиаком

Для сохранения улова рыболовецкие суда раньше использовали естественный или искусственный лед, принимаемый с берега. Обычно этот лед дробили и им пересыпали улов.

По мере механизации и интенсификации лова, увеличения размеров судов и удаления мест добычи от мест сдачи рыбы условия организации лова и переработки рыбы в рыболовной промышленности изменились. Выходя в рейс, суда не возвращаются с уловом до конца путины. В район лова выходят более крупные суда-матки, которые снабжают ловеческие суда продо-

вольствием, снастями, горючим, льдом и принимают у них лов. Накопив значительное количество рыбы, суда-матки доставляют ее периодически на берег, выполняя таким образом функции транспортных судов. Часто они выполняют также функции разделки, упаковки и заморозки рыбы. Иногда эти суда выполняют и ловецкие функции (траулеры дальнего лова).

На судах начали применять интенсивные льдогенераторы, производящие из забортной воды лед в мелкодробленном виде. Для сокращения расхода льда на рыбопромысловых судах иногда комбинируется пересыпка рыбы льдом с одновременным охлаждением трюмов с помощью холодильных установок.

Современные траулеры оснащены автономной холодильной установкой и интенсивными скороморозильными аппаратами. Для примера кратко рассмотрим устройство больших советских рыбоморозильных траулеров типа «Маяковский», являющихся самыми крупными судами этого типа в мире.

На траулере осуществляется не только лов, но и полная обработка выловленной рыбы. В трех трюмах общей емкостью 1355 м³ поддерживается температура —18°. Траулер может совершать автономное плавание в течение 30 суток с удалением от базы на 6000 миль.

Треление рыбы осуществляется с кормы. Свежая рыба сразу поступает в механизированную линию рыбообрабатывающего завода, где она обезглавливается, потрошится, филетируется. После этого рыба поступает в одну из двух имеющихся морозильных камер туннельного типа интенсивного действия с аммиачными воздухоохладителями. Двери камер приводятся в действие с помощью масляного гидропривода.

Температура воздуха в морозилке составляет —36°. Рыба на противнях замораживается в ней в течение 3,5—4 час. до —18°. Суточная производительность морозилок достигает 30—35 т. Готовая продукция грузится в трюмы, оборудованные рассольным охлаждением.

Холодильная установка состоит из трех аммиачных четырехцилиндровых компрессоров двухступенчатого сжатия типа ДАУ-80.

Холодопроизводительность каждого компрессора составляет около 80000 ккал/час при $t_0 = -40^\circ$ и температуре конденсации 25°. Два компрессора предназначены для охлаждения морозилок и один — для охлаждения трюмов.

Электроэнергия для холодильной установки, рыбозавода и других вспомогательных механизмов вырабатывается тремя дизельгенераторами общей мощностью 660 кВт.

Главный двигатель траулера обеспечивает скорость судна 12,9 узла.

Особенности судовых холодильных установок

Каждый тип судна имеет свои особенности, связанные с условиями эксплуатации. Это, в свою очередь, определяет выбор схем и конструкций холодильных установок.

С целью сокращения веса и габаритов на современных судах применяют высокооборотные компрессоры с вертикальным угловым и звездообразным расположением цилиндров и с углубленным картером (для избежания отказа в работе масляного насоса из-за оголения всасывающего патрубка при качке судна).

Ввиду того, что наклон судна в продольном направлении (дифферент) обычно не превышает 10—15°, а крен может быть в 3—4 раза большим, компрессоры устанавливают вдоль оси судна.

Требования безопасности и надежности судовых установок регламентируются правилами Регистра СССР, имеющими силу закона.

Учитывая, что в ряде случаев стоимость груза значительно превышает стоимость всего судна, Регистр предъявляет особые требования в отношении резерва холодопроизводительности.

В соответствии с этим на судах должно быть не менее двух компрессоров, которые при совместной работе в течение не более 18 час. покрывают суточную потребность в холоде. Этим гарантируется возможность поддержания необходимого температурного режима при выходе из строя одного из компрессоров, а также возможность остановки одной из машин для мелкого текущего ремонта.

Резерв холодопроизводительности необходим также для быстрого охлаждения трюмов перед приемкой груза. Для рыбоморозильных судов применяют гибкие многокомпрессорные схемы, в которых возможно агрегатирование компрессоров для получения двухступенчатого сжатия в период заморозки улова и переход на работу по схеме одноступенчатой установки в период хранения и транспортировки груза.

Применяются также компактные специализированные двухступенчатые машины типа ДАУ-80, которые при необходимости могут работать по схеме одноступенчатого сжатия.

Судовые кожухо-трубные конденсаторы и испарители изготавливаются с учетом условий возможной качки. Например, конденсаторы должны иметь патрубки для жидкого агента на обоих концах. Испарители, ресиверы, мокрые воздухоохладители и другие сосуды с жидкостью должны иметь специальные перегородки для гашения ударов при качке и уменьшения поверхности свободного уровня.

При использовании морской воды принимают меры для предотвращения коррозии, используя морскую латунь для труб, биметаллические трубные решетки, протекторы и др.

Все большее применение на судах получают фреоновые установки и холодильный агент — фреон-22. Правилами Регистра их разрешается устанавливать в главном машинном отделении судна.

Аммиачные установки из-за ядовитости агента разрешается устанавливать только в специальном, изолированном помещении с герметичными дверьми и с соблюдением других специальных правил техники безопасности.

На пассажирских и товаро-пассажирских судах аммиачные установки устанавливают редко.

При необходимости в ремонте во время рейса схема трубопроводов должна обеспечивать перепуск агента из конденсатора в испаритель, должна обеспечивать и быстрый выпуск холодильного агента за борт при аварии. В аммиачных установках выпускной патрубков располагают ниже ватерлинии, чтобы аммиак поглощался водой.

Особенностью фреоновых установок является такая ступенчатая система аварийного выпуска, при которой сначала соединяются испаритель и конденсатор, а затем, если после этого давление повысится выше допустимого, откроется предохранительный клапан для выпуска фреона за борт.

Судовые системы охлаждения по принципу те же, что и стационарные, но выбор системы и ее исполнение должны производиться с учетом специальных требований.

Ввиду возможных остановок компрессора желательно, чтобы система обладала способностью аккумулировать холод. При вибрации корпуса не должны появляться течи и пропуски; коммуникации для холодильного агента и холодоносителей не должны снижать безопасности судна из-за прокладки труб через водонепроницаемые переборки. Большое значение имеют также вес и габариты охлаждающих приборов, а также простота и надежность регулирования их работы.

Преимущества системы непосредственного охлаждения в судовых условиях такие же, как и в стационарных холодильниках. Однако система непосредственного испарения в судовых установках имеет ряд серьезных недостатков. Во-первых, система охлаждения обладает малой аккумулирующей способностью. Во-вторых, регулирование равномерной холодоотдачи всех змеевиков представляет значительные трудности. Регулирование режима в одной камере отражается на режиме других камер и требует частых перерегулировок.

Однако в судовых условиях эти недостатки не являются решающими. Качка, различное распределение грузов и работа

механизмов подвергают корпус судна переменным деформациям и непрерывной вибрации. Эти специфические условия судовой эксплуатации являются крайне неблагоприятными для обеспечения установки от утечек холодильного агента через фланцевые и муфтовые соединения.

Поэтому протяженность трубопроводов холодильного агента в большинстве случаев ограничивают пределами рефрижераторного машинного отделения.

Для небольших провизионных камер и отдельных трюмов на нерефрижераторных судах применяют непосредственное испарение, используя фреон-12 и фреон-22. Эту систему используют также и на рыболовных судах.

На рис. 161 показана система непосредственного охлаждения фреоном судовых провизионных камер. Установка обслуживает четыре провизионные камеры и льдогенератор. Для автоматического регулирования температуры в камерах имеются камерные термостаты, управляющие пуском и остановкой компрессора. Подача фреона в змеевики осуществляется через ручной или терморегулирующий вентиль. Соленоидные вентили закрывают доступ жидкого фреона при остановке компрессора.

Опыт многолетней эксплуатации подобных установок на судах показал надежность автоматики и простоту обслуживания.

При рассольном охлаждении, в соответствии с правилами Регистра СССР, холодильная установка судна должна быть снабжена двумя независимо работающими рассольными насосами, каждый из которых должен иметь полную потребную производительность. При наличии нескольких независимых систем циркуляции рассола допускается наличие только одного резервного насоса.

Каждая рассольная линия, идущая из охлаждаемых помещений к испарителям, которые расположены в рефрижераторном машинном отделении, должна иметь регулирующие приспособления (вентили) в самом машинном отделении. Кроме того, запорные вентили устанавливают на каждой линии при входе и выходе из насосного коллектора.

Наличие запорных вентилей предотвращает стекание рассола из системы обратно в испарительный бак при остановке рассольного насоса, вследствие чего емкость змеевиков используется для увеличения аккумулирующей способности системы.

Система рассольного охлаждения должна предусматривать обводной трубопровод для циркуляции рассола через испаритель, минуя батареи камер, чтобы обеспечить быстрое охлаждение рассола при пуске машины.

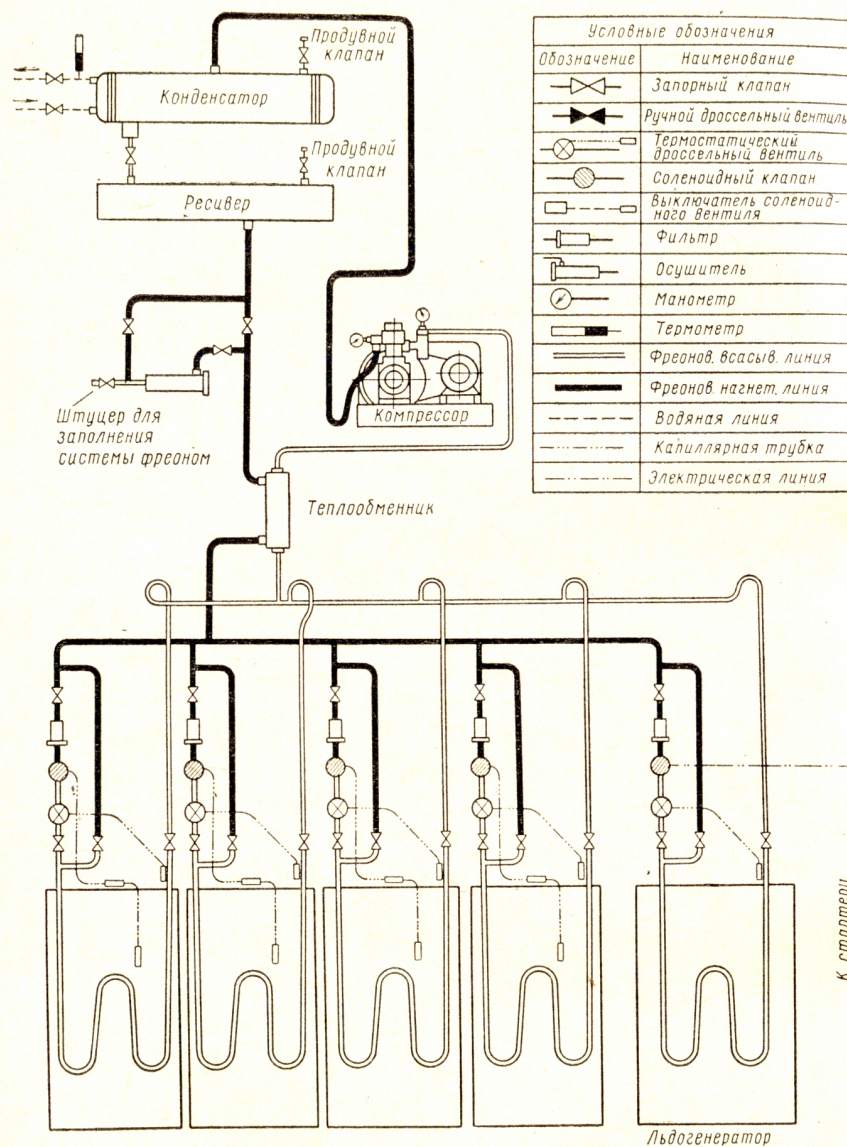


Рис. 161. Система непосредственного охлаждения фреоном провизонных камер и льдогенератор

Обводной трубопровод часто комбинируют с включением в схему специального бака, устанавливаемого для удобства на открытой палубе и служащего для приготовления свежего рассола или повышения его концентрации.

В крупных судах, перевозящих замороженный и охлажденный груз, применяют многотемпературные рассольные системы. Эти системы имеют целью обеспечить для каждой категории камер умеренную разность температур рассола и воздуха; при увеличении разности увеличивается выпадение на трубах инея и, кроме того, по ходу рассола в разных местах камеры устанавливается неравномерная температура воздуха.

При регулировании температурного режима количеством рассола возникают затруднения в отношении рассольных насосов. Если в целях взаимозаменяемости все насосы будут иметь одинаковую производительность, то при малой производительности, необходимой для камер с высокой температурой, они будут работать в невыгодных условиях. Если насосы будут иметь различную производительность, то возникают затруднения при изменении соотношения в загрузке камер грузами различной температуры.

Указанные условия эксплуатации стимулировали развитие многотемпературных рассольных схем. При этих схемах целесообразно применение холодильной установки с двумя температурами испарения, что дает заметную энергетическую выгоду по сравнению с установкой, работающей на одну наиболее низкую температуру.

Одним из важнейших преимуществ применения воздухоохлаждателей является возможность устройства их вне трюмов, что исключает порчу груза рассолом при пропусках соединений трубопроводов. Устранение охлаждающих поверхностей из трюма целесообразно и потому, что оттайка их становится возможной в любой момент. При этом не наблюдается опасность заливания талой водой и опадения снеговой шубы с подпалубных змеевиков во время рейса. Трюмы не загрязняются талой водой при разгрузке и их эксплуатация по этой причине значительно улучшается.

Причинами перехода к воздушному охлаждению являются перевозка фруктов и стремление достигнуть возможно большей универсальности трюмов.

Фрукты часто грузят без предварительного охлаждения на берегу. Если они не будут достаточно быстро охлаждены и не будет обеспечена достаточная смена воздуха помещения, в котором происходит накопление углекислоты, то наступают процессы, приводящие к порче фруктов.

Кроме того, при перевозке фруктов необходимо создать возможность понижения влажности воздуха для того, чтобы противодействовать появлению плесеней.

Этим требованиям больше всего удовлетворяет воздушное охлаждение.

Воздуховоды при воздушной системе не только соединяют воздухоохладители с трюмами, но и проходят в трюмах, где их используют для равномерной подачи и отвода воздуха.

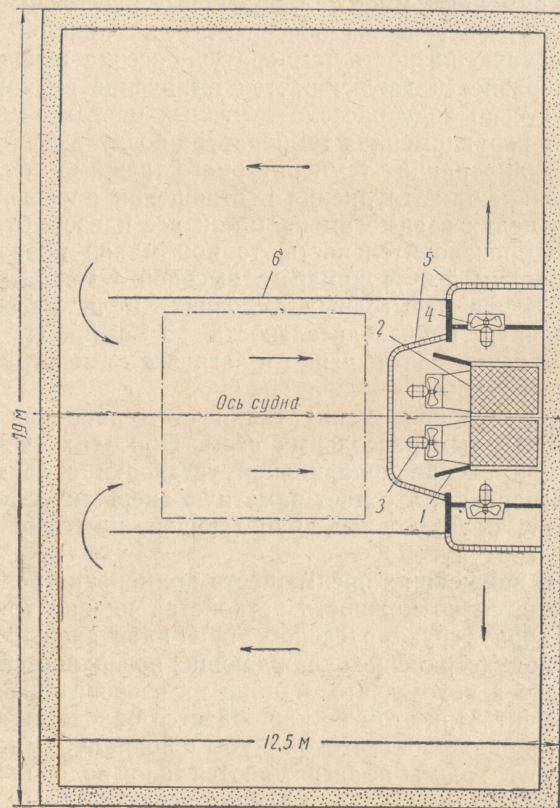


Рис. 162. Бесканальная система воздушного охлаждения:

1 — заслонки для перепуска воздуха, 2 — воздухоохладители, 3 — вентиляторы воздухоохладителей, 4 — циркуляционный вентилятор, 5 — жалюзи для впуска и выпуска воздуха, 6 — съемные парусиновые щиты

Вследствие значительных теплопритоков кратность циркуляции воздуха в судовых установках значительно выше, чем в стационарных и она достигает 20—30. Поэтому воздуховоды получаются большого сечения. Разводка таких воздуховодов на судне обычно вызывает серьезные затруднения.

В настоящее время в судовых установках применяют так называемую бесканальную систему воздушного охлаждения (рис. 162). В охлаждаемом трюме монтируют воздухоохладители и вентиляторы, создающие два потока воздуха. Параллельно бортам в трюме располагают парусиновые перегородки для уменьшения проходного сечения воздуха. Через воздухоохладитель пропускают только часть воздуха (30—40%), а остальной воздух проходит через байпас, регулируемый заслонкой.

Изоляция рефрижераторных трюмов. Расчет теплопритоков

Наличие изоляции, уменьшающей полезную грузоподъемность, невыгодно отражается на рентабельности работы судна.

На речных рефрижераторных судах, например, груз в виде изоляции достигает 30—40% общего водоизмещения судна. Потери кубатуры трюмов на морских судах на изоляцию составляют 15—20% полезного объема.

Судовая изоляция должна обладать высокими изолирующими свойствами. Ее конструкция должна занимать минимальный объем и иметь возможно меньший вес. Особенно это существенно для малых судов. Вес изоляции, приходящийся на единицу кубатуры трюма, зависит не только от материала изоляции, способа крепления, но и от размеров трюма. С увеличением размеров трюма вес изоляции, приходящийся на единицу кубатуры, уменьшается. Ориентировочные значения этой величины для материала типа пробки:

для малых рефрижераторных камер и провизионных камер — от 120 до 180 кг/м³.

для трюмов небольших рефрижераторных судов водоизмещением до 2000—3000 т — от 60 до 90 кг/м³;

для средних рефрижераторных судов водоизмещением до 5000—6000 т — от 40 до 60 кг/м³;

для трюмов крупных рефрижераторных судов водоизмещением 6000 т и выше — от 30 до 50 кг/м³.

Эта величина включает не только вес самого изоляционного материала, но также и вес деревянной внутренней обшивки, вес брусев для крепления изоляции и других деталей.

Изоляция бортов и палуб судна представляет собой конструкцию, пересеченную во многих местах металлом шлангоутов, бимсов и других креплений, образующих набор корпуса.

Металлические профили набора, имеющие высокую теплопроводность, являются своеобразными тепловыми мостиками, способствующими теплопритоку из внешней среды внутрь трюма.

Поэтому изоляционный слой настилают выше набора корпуса таким образом, чтобы профили не выступали внутрь трюма.

Такая конструкция, называемая «нормальной», является наиболее распространенной (рис. 163).

При высоких профилях набора изоляционный слой иногда обходит его (так называемая изоляция с высадками).

Иногда встречаются конструкции, в которых между слоями изоляции или между листом обшивки (или палубы) и изоляции оставляют воздушные прослойки. Однако такая конструкция себя не оправдывает, так как наличие воздушного слоя приводит к увлажнению материала изоляции вследствие диффузии паров воды. Кроме того, слой воздуха толщиной в несколько сантиметров теряет изоляционные свойства.

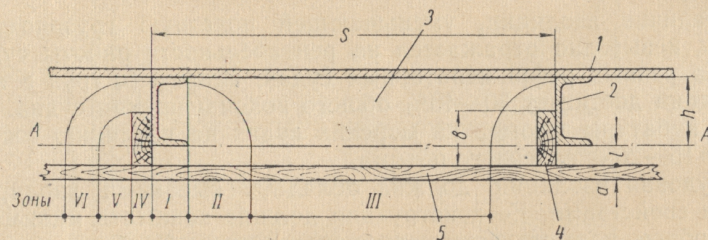


Рис. 163. Схема «нормальной» изоляции борта (разбивка на расчетные зоны):

1 — металлический борт судна, 2 — шпангоут, 3 — изоляционный материал, 4 — деревянный брусок, 5 — обшивка из шпунтованных досок

Вертикальные поверхности изоляции защищаются деревянными рейками от возможного повреждения грузом. В тех местах, где изоляция может быть повреждена при погрузке (люки), ее защищают оцинкованными железными листами.

Хорошим материалом для изоляции трюмов рефрижераторных судов является пробка, обладающая высокими изоляционными свойствами, повышенной стойкостью и негигроскопичностью. Однако сравнительно высокая стоимость пробки привела к поискам других эффективных материалов, которые могли бы ее заменить.

Из числа известных изоляционных материалов находят применение стекловата, мипора, алюминиевая фольга и ряд сыпучих изоляционных материалов, обладающих низкой теплопроводностью. Общий недостаток этих видов изоляции — постепенное ухудшение их изоляционных свойств вследствие усадки под влиянием неизбежных сотрясений и вибраций.

Новейшие пенопластические изоляционные материалы, по-видимому, найдут в ближайшем будущем широкое применение в транспортных холодильных установках. Особенно целесооб-

разно применение пеноуретанов, предохраняющих металлическую поверхность от коррозии.

Расчет коэффициента теплопередачи изоляции рефрижераторных трюмов значительно сложнее, чем обычной многослойной стенки, вследствие наличия тепловых мостиков, образованных металлическим набором корпуса.

Для определения коэффициента теплопередачи может быть применен способ, разработанный инж. Иоэльсоном и инж. Ниточкиным. Сущность способа заключается в том, что конструкцию изоляции разбивают на ряд зон. В пределах зон учитывают теплоток, идущие от наружной обшивки корпуса и от металлических частей профиля внутрь трюма.

При этом условно считают, что все металлические поверхности внутри конструкции имеют температуру, равную наружной, и что тепловые потоки, идущие от металлических профилей через изоляцию внутрь трюма, следуют по дугам круга.

На рис. 163 показан пример такой разбивки на шесть зон изоляции борта судна. Принятая в расчете условность позволяет аналитически рассчитать коэффициент теплопередачи. (Подробный расчет приводится в специальной литературе.)

Вычислив значения теплопроводности отдельных зон по уравнениям, выведенным на основе сделанных допущений, можно получить значение общего коэффициента теплопередачи по формуле, где $k_I \rightarrow k_{VI}$ — теплопроводности зон, $\text{ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{C}$; s — расстояние между шпангоутами (шпация), м.

$$k = \frac{k_I + k_{II} + k_{III} + k_{IV} + k_V + k_{VI}}{s} \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{C}, \quad (1)$$

Так как значение k , вычисляемое указанным способом, не учитывает теплопритока через мелкие металлические детали (гвозди, болты для крепления и т. д.), а также ввиду того, что из-за увлажнения теплопроводность изоляции может быть несколько выше, значение расчетного коэффициента теплопередачи всей конструкции увеличивают на 15—20%.

Вследствие того, что переборки и палубы судов, отделяющие смежные рефрижераторные трюмы, большей частью металлические, здесь имеет место дополнительный теплоприток вдоль металлических листов через изоляцию в камеры. Поэтому эти поверхности покрывают изоляционным материалом. Изолируют обычно переборки и палубы, отделяющие одно рефрижераторное помещение от другого. При этом одну сторону покрывают изоляцией полностью, а другую изолируют только частично по периметру, образуя так называемый риббанд (рис. 164).

Тепловой поток, идущий по металлической конструкции, увеличивает теплоприток в камере.

Не останавливаясь на выводе формулы, укажем только, что полное часовое количество тепла, приходящее извне в обе прилегающие камеры на 1 пог. м периметра, может быть определено из следующего соотношения:

$$Q = (t_n + t_{тр}) k \sqrt{\frac{a\lambda_{ж}}{k}} \operatorname{th} B \sqrt{\frac{k}{a\lambda_{ж}}}, \quad (2)$$

где t_n — наружная температура борта;

$t_{тр}$ — температура в трюме;

k — суммарный коэффициент теплопередачи изоляции обеих сторон палубы (или переборки);

a — толщина металлической палубы или переборки;

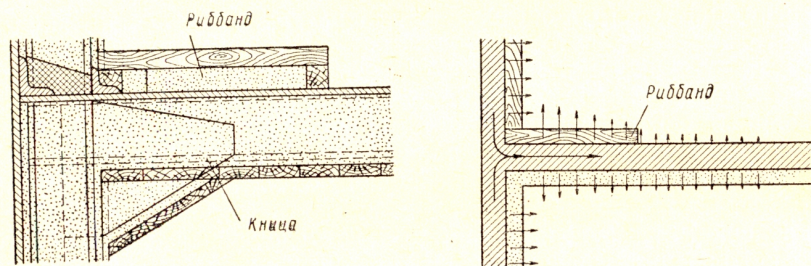


Рис. 164. Конструкция изоляции с риббандом палубы (справа показана схема теплопритоков)

$\lambda_{ж}$ — коэффициент теплопроводности железа;

B — ширина палубы или переборки;

th — знак гиперболического тангенса.

По этой формуле можно рассчитать теплоприток, если обе камеры имеют одну и ту же температуру.

Более точные значения коэффициентов теплопередачи получаются из опыта, в частности с помощью метода электротепловой аналогии. Численные значения коэффициента теплопередачи, учитывающего теплопритоки не только через изоляцию, но и через детали крепления корпуса, колеблются в широких пределах. При ориентировочных подсчетах можно считать, что общий коэффициент равен 0,3 — 0,6 ккал/м²час°С.

Для определения тепловых притоков через изоляцию необходимо, кроме коэффициента теплопередачи, знать также температуры наружных поверхностей (борта, днища, палуб и переборок).

Если температуры бортов и днища, находящихся ниже ватерлинии, можно принимать равными температуре заборной воды, то температуры надводной части могут быть приняты

более высокими вследствие влияния прямого солнечного излучения.

Если через Q_s обозначить количество тепла, излучаемого на единицу наружной поверхности борта или палубы, то

$$Q_s = Q_1 + Q_2 + Q_3, \quad (3)$$

где Q_1 — количество тепла, отдаваемое окружающему воздуху;

Q_2 — количество тепла, проникающее внутрь изоляции;

Q_3 — количество тепла, уходящее по борту в воду.

Вследствие наличия прямого солнечного излучения количество тепла, проникающего через изоляцию Q_2 , будет больше тепла, проникающего через изоляцию без излучения. Это также сказывается в том, что температура поверхности бортов и верхней палубы будет более высокой, чем температура окружающего воздуха. Поэтому при расчете холодопотерь в окружающую среду необходимо подсчитывать их отдельно для различных поверхностей, имеющих неодинаковые температуры.

Более точное определение требуемой холодопроизводительности рефрижераторной установки на судне имеет большое значение, так как несоответствие между производимым и требуемым количеством холода может привести к порче дорогостоящего груза.

Поэтому все классификационные и страховые общества требуют определенных гарантий достижения рефрижераторной установкой потребной холодопроизводительности.

Расчет величины теплопритоков необходимо вести в зависимости от того, какой груз принимает судно: предварительно охлажденный или «теплый», т. е. имеющий наружную температуру. Первый случай встречается чаще. При этом холод затрачивается на охлаждение груза обычно только в провизионных камерах, на траулерах и рыбоморозильных судах. Поэтому рефрижераторную установку транспортного рефрижераторного судна обычно не рассчитывают на приемку значительных количеств теплого груза.

Величина холодопроизводительности, определенная с учетом необходимого резерва холода и обеспечивающая покрытие всех потерь, должна удовлетворять еще одному условию, заключающемуся в необходимости обеспечить за сравнительно короткий промежуток времени подготовку трюмов к приему холодного груза. Производить погрузку груза из холодильника в трюм, имеющий высокую температуру, нельзя, так как это приводит к отплеванию продуктов. По времени, затрачиваемому для охлаждения пустых трюмов, судят об исправном действии холодильной установки судна и проверяют гарантийную холодопроизводительность.

Если время это слишком велико, то требуется увеличить холодопроизводительность, даже если это и не вызывается необходимостью покрытия потерь холода. Обычно на судах гарантируется время на подготовку трюмов к принятию груза от 30 до 40 час., хотя для более рентабельной эксплуатации при скоростных методах погрузки применяющихся в портах, целесообразно, чтобы это время не превышало одних суток.

Время, необходимое на подготовку трюмов z , возможно приближенно определить путем расчета. Допустим, что охлаждение пустого трюма прекратилось. Тогда за бесконечно малый промежуток времени dz изменение температуры в трюме составит dt и будет иметь место следующее соотношение:

$$(t_n - t) k_0 F dz = w dt, \quad (4)$$

где w — водяной эквивалент пустых трюмов, $\text{кал}/^\circ\text{C}$;
 k_0 — приведенный коэффициент теплопередачи, $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{час}^\circ\text{C}}$.

Интегрируя это уравнение в пределах от t_1 до t_2 , получим время, за которое происходит поднятие температуры трюма от t_1 до величины t_2 , т. е.

$$z_{1-2} = \frac{w}{k_0 F} \ln \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2}. \quad (5)$$

Аналогично этому уравнению для процесса охлаждения пустых трюмов можно записать

$$[(t_n - t) k_0 F - Q_0] dz = w dt. \quad (6)$$

Считая приблизительно холодопроизводительность Q_0 постоянной величиной, получим время, необходимое для охлаждения трюмов от температуры t_1 до температуры t_2 , равным

$$z_{1-2} = \frac{w}{F k_0} \ln \frac{Q_0 - k_0 (t_n - t_1) F}{Q_0 - k_0 (t_n - t_2) F}. \quad (7)$$

Допустив, что в начальный момент охлаждения температура трюма равна наружной, получим из предыдущего выражения искомую величину z — время полного охлаждения трюма, т. е.

$$z = \frac{w}{k_0 F} \ln \frac{Q_0}{Q_0 - k_0 (t_n - t_2) F}. \quad (8)$$

Таким образом, для определения времени, необходимого для охлаждения до температуры t_2 , нужно знать отношение $\frac{w}{k_0 F}$. Обратная величина этого отношения называется удельной скоростью согревания, так как из уравнения (4) она равна

$$\frac{kF}{w} = \frac{\frac{dt}{dz}}{t_n - t}. \quad (9)$$

Для большинства рефрижераторных судов эта величина колеблется в пределах от $1/50$ до $1/25$. Если, например $\frac{k_0 F}{w} = \frac{1}{25}$, то это означает, что при разности температур в 25° температура в трюме будет повышаться в течение часа на 1° .

Так как величина холодопроизводительности Q_0 — согласно требованиям классификационных обществ — больше, чем потери холода $(t_n - t_0) k_0 F$, то отношение $\frac{(t_n - t_2) k_0 F}{Q_0}$ будет всегда меньше единицы.

При покрытии суточных теплопритоков в течение 18-часовой работы установки это отношение принимает значение 0,75.

ХОЛОДИЛЬНЫЙ АВТОТРАНСПОРТ

Холодильный автотранспорт используют при внутригородских и междугородних перевозках скоропортящихся грузов на сравнительно короткие расстояния. Для этой цели используют:

автомобили-холодильники (авторефрижераторы) грузоподъемностью до 5 т;

полуприцепы-холодильники, в которых изолированный кузов установлен на шасси вездомога тягачом полуприцепа, грузоподъемностью от 2,5 до 16 т;

прицепы-холодильники с кузовом, размещенным на шасси одноосных или двухосных автоприцепов грузоподъемностью соответственно от 0,5 до 1—3 т;

мотохолодильники с небольшим изолированным кузовом, установленном на мотороллере или мотоцикле.

Из авторефрижератора и прицепов формируют автопоезда и этим рациональнее используют мощности и обслуживающий персонал.

Конструкции изолированного кузова разнообразны. Основные требования к нему — прочность и виброустойчивость, высокие теплотехнические качества, малый вес, удобство проведения погрузочно-разгрузочных работ.

Каркасы кузова изготовляют из деревянных брусев, причем тепловые мостики прерывают слоем изоляции.

Имеются также каркасы, выполненные из прочных и легких сплавов, или деревянно-металлические. Наружная обшивка кузова выполняется из стального листа толщиной 0,8—1,0 мм, а внутренняя — из оцинкованной стали толщиной 0,4—0,6 мм с пропайкой швов, соединенных в замок.

Дверь, как правило, располагают в задней стенке кузова. В качестве изоляции применяют альфоль, пенопласты и другие высокоэффективные материалы.

Выбор оптимальной толщины изоляционного слоя связан с учетом затрат на изготовление кузова, потерь грузоподъемности и эксплуатационных расходов, включая получение холода.

Теплотехнические качества кузова определяются общим или средневзвешенным коэффициентом теплопередачи

$$k_{\text{общ}} = \frac{\sum kF}{F_{\text{ср}}},$$

где k — коэффициент теплопередачи выделенного участка кузова со сплошной изоляцией или с тепловым мостиком;
 F — поверхность выделенного участка.

Современные изолированные кузова автотранспорта имеют $k_{\text{общ}}$ в пределах 0,3—0,6 ккал/м час°С. С течением времени из-за тряски при перевозках, усадки и увлажнения коэффициент теплопередачи изоляции возрастает. Поэтому большое значение имеет не только правильное конструирование изоляции, но и соблюдение правил эксплуатации, предусматривающих охрану изоляции от ударов, периодическую проверку и ремонт кузова. При необходимости проводят опытную проверку значения $k_{\text{общ}}$ методом стационарного теплового потока с введением внутрь кузова электронагревательных печей.

Температура, поддерживаемая внутри кузова, устанавливается правилами в зависимости от рода груза. Для большинства охлажденных продуктов при кратковременных проверках требуется температура в пределах 0—4°. Для замороженных грузов в кузове необходимо поддерживать температуру ниже 0°. При повышенных требованиях иногда приходится доводить температуру воздуха до —15÷—18°. Среднечасовой и максимальный расход холода определяют по специальной методике с учетом действия солнечной радиации на стоянке и на ходу.

Перед принятием груза требуется предварительное охлаждение кузова. Расчеты показывают, что на охлаждение кузова требуется больше холода, чем его требуется при перевозке груза.

Для холодильного автотранспорта применяются аккумуляторы холода (лед, льдосоляные смеси, сухой лед, эвтектики и др.) и автономные холодильные установки.

Широко распространенные приборы ледяного и льдосоляного охлаждения выполняются в виде металлических съемных бачков периодической загрузки охлаждающей смесью или льдом.

Для увеличения поверхности теплопередачи бачки делают с ребрами или с гофрами. Располагают их обычно в верхней части кузова.

Сухой лед используют без специальных охлаждающих приборов, укладывая его вместе с грузом. (Чаще всего сухой лед применяют при перевозках мороженого.)

Применяется также и зероторное охлаждение. Зероторы, заряженные замороженным эвтектическим раствором, располагают под потолком или на продольных стенах кузова. Применение зероторов создает более гигиеничные условия, чем при использовании водного льда, и исключает трудоемкие операции по загрузке льдом или льдосоляной смесью. Однако зероторы подвергаются быстрому износу из-за коррозии.

Более прогрессивным является метод аккумуляторного охлаждения с питанием от зарядной станции. При этом методе приборы охлаждения представляют собой зероторы, в которые заложены змеевики, подключаемые при необходимости к зарядной станции. Приборы не выносятся из кузова и это значительно облегчает их эксплуатацию. С. Л. Гимпелевичем предложены комбинированные приборы, сочетающие аккумулятор холода с оребренной батареей непосредственного испарения. Последняя позволяет значительно ускорить предварительное охлаждение кузова в период зарядки аккумулятора (когда батарея и аккумулятор подключаются к зарядной станции).

Зарядную станцию обычно располагают в гараже холодильника. На рис. 165 показана принципиальная схема зарядки автомобилей-холодильников от центральной зарядной станции.

В авторефрижераторах некоторое время применялась система пропан-бутанового охлаждения, при которой сжиженный газ, находящийся в баллонах, испаряется в испарителе кузова, а образовавшийся газ используется в виде топлива для мотора автомашины. Такая система одновременного использования одного вещества для охлаждения и в качестве топлива мотора заслуживала внимания. Однако для охлаждения кузова пришлось совершать довольно продолжительный пробег. Кроме того, имело место несоответствие между холодопроизводительностью пропан-бутана и его теплотворной способностью. По указанным причинам данная система не получила распространения.

Заслуживает внимания предложенная Ирвиним схема раздельной абсорбционной холодильной установки, по которой на автомобиле устанавливаются только испаритель с запасом жидкого аммиака и абсорбер, а наиболее громоздкие и наиболее тяжелые аппараты (генератор, конденсатор, теплообменники и др.) размещаются на зарядных станциях. При зарядке обе части холодильной установки соединяют, причем из абсорбера аммиак направляют для пополнения испарителя.

Наиболее распространенными являются системы авторефрижераторов с автономными холодильными установками. В подавляющем большинстве это полностью автоматизированные установки с поршневым компрессором.

Холодильные установки авторефрижераторов отличаются системами силового привода, системами охлаждения и расположением машин и аппаратов.

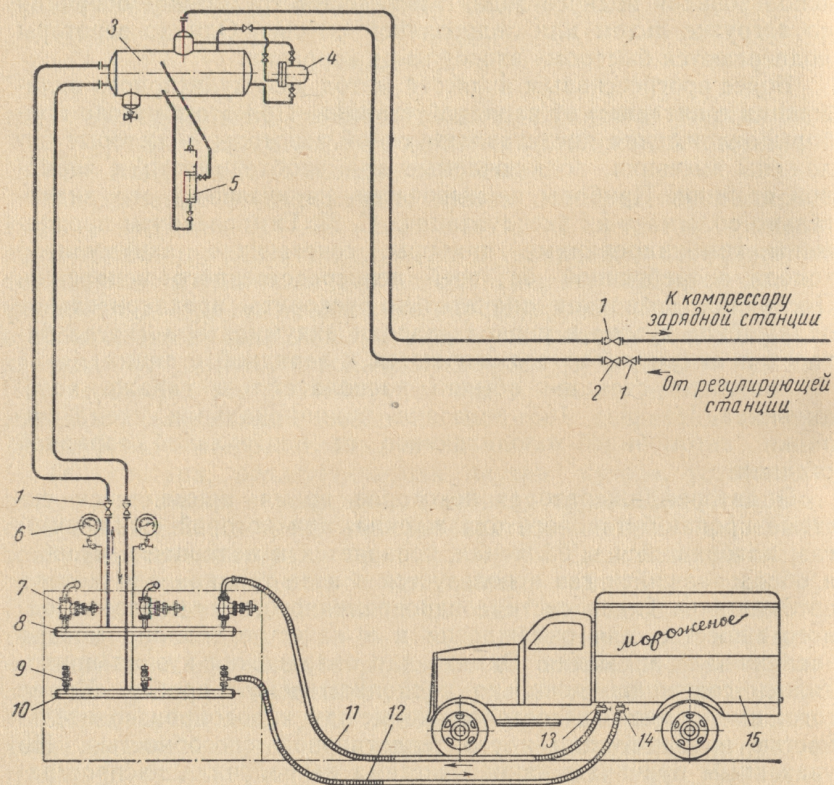


Рис. 165. Принципиальная схема зарядки автомобилей-холодильников от центральной зарядной станции:

1 — запорный аммиачный вентиль, 2 — регулирующий вентиль, 3 — отделитель жидкости, 4 — поплавковый регулирующий вентиль, 5 — дистанционный указатель уровня аммиака, 6 — мановакуумметр, 7 — вентиль аммиачный проходной, 8 — газовый коллектор, 9 — вентиль аммиачный угловой, 10 — жидкостный коллектор, 11 — газовый шланг, 12 — жидкостный шланг, 13 — жидкостный вентиль для присоединения гибкого шланга, 14 — газовый вентиль для присоединения гибкого шланга, 15 — автомобиль-холодильник под зарядкой

Применяются следующие системы силового привода: отбор мощности от коробки передач, непосредственный привод компрессора через ременную передачу от шкива на конце дополнительного карданного вала, установка электродвигателя, получающего ток от динамомашин, установленной на конце

карданного вала. Имеются также установки с индивидуальным двигателем внутреннего сгорания, что дает возможность охлаждать кузов не только на ходу автомобиля, но и на стоянках.

Системы охлаждения применяются двух типов: с батареями непосредственного испарения и с аккумуляционными приборами, питающимися от автономной холодильной установки. Выпускаются также автомобили-контейнеры, имеющие изолированный кузов, но не оснащенные холодильной установкой. Машина предназначена для перевозки скоропортящихся продуктов только на короткие расстояния.

На рис. 166 показано примерное расположение машин и аппаратов современного авторефрижератора с индивидуальным

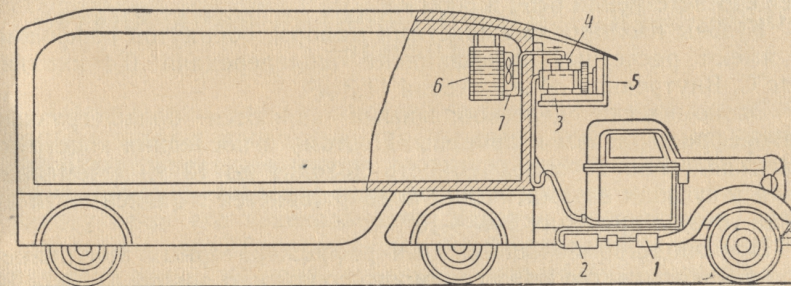


Рис. 166. Авторефрижератор с машинным охлаждением кузова:

1 — механизм отбора мощности, 2 — генератор тока, 3 — электродвигатель, 4 — компрессор, 5 — конденсатор, 6 — испаритель, 7 — электровентилятор

холодильным агрегатом. Привод агрегата электрический, с питанием от динамомашин, вращаемой карданным валом через механизм отбора мощности. Компрессор-конденсаторный агрегат установлен над кабиной шофера для лучшего обдувания воздухом. Ребристый испаритель с электровентилятором расположен в верхней части кузова в непосредственной близости от холодильного компрессора.

Автопоезд-холодильник ЗИЛ-151 Челябинского завода тракторных прицепов состоит из трехосного автомобиля-холодильника и двухосного автоприцепа холодильника, имеющих одинаковые изолированные кузова и холодильно-силовые установки.

Двухцилиндровый компрессор ФВ-4 холодопроизводительностью в 4000 ст. ккал/час имеет непосредственный привод от бензодвигателя УД-2 Ульяновского завода. Максимальная мощность бензодвигателя 8 л. с. при 3000 об/мин. Поддержание требуемого температурного режима в кузовах осуществляется методом автоматического пуска и остановки холодильного компрессора при непрерывной работе бензодвигателя.

При достижении заданной температуры терморегулятор через испарительный орган прикрывает дроссельную заслонку карбюратора, обороты двигателя снижаются и центробежная муфта автоматически отключает компрессор. При этом бензодвигатель продолжает работать на холостых оборотах. Полностью автоматизированная холодильная установка имеет воздушный конденсатор с вентилятором и воздухоохладитель непосредственного испарения поверхностью 13 м^2 с осевым вентилятором МЦ-3 производительностью $1300 \text{ м}^3/\text{час}$ при $n = 2500 \text{ об/мин}$.

Максимальная полезная грузоподъемность авторефрижератора составляет 3300 кг , автоприцепа — 2200 кг ; собственный вес соответственно 6750 и 3000 кг .

Кузовы изолированы пакетами мипоры, обернутой перфолем, и имеют расчетный коэффициент теплопередачи $0,4 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{С}$. Внутренний объем кузова $11,3 \text{ м}^3$.

Экономически целесообразными являются большегрузные авторефрижераторы и прицепы. Поэтому в последних конструкциях полезная грузоподъемность доходит до 12 т , а температура в кузовах автоматически поддерживается в зависимости от рода груза в пределах $5 \div -15^\circ$.

Производство большегрузных рефрижераторных полуприцепов развертывается в Одесском автосборочном заводе.

Глава XV

РЕМОНТ И МОНТАЖ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

ОРГАНИЗАЦИЯ ПЛАНОВО-ПРЕДУПРЕДИТЕЛЬНОГО РЕМОНТА

Организация планово-предупредительного ремонта холодильных установок, проводимая по заранее составляемым планам, предусматривает увеличение срока его службы, снижение стоимости ремонта, сведение к минимуму простоев и безаварийную работу из-за его неисправности. Уход за холодильным оборудованием и ремонт его включает в себя следующие работы: технический уход, текущий, средний и капитальный ремонты.

Технический уход является операцией профилактического характера. В него входит выполнение мелких ремонтных работ во время перерывов в работе оборудования. При техническом уходе проверяют всю систему смазки и креплений, натяжение приводных ремней, исправность ограждений.

Текущий ремонт также предусматривает минимальный объем ремонта. Включает работы, указанные в объеме крепежных ремонтов, проверку и наладку муфт сцепления, восстановление зазоров в подшипниках, пришабривание подшипников и зачистку шеек вала, снятие задиров и забоин, смену поршневых колец, притирку клапанов, наладку сальника, замену изношенных деталей. Указанные дефекты устраняют через установленные в плановом порядке сроки или при кратковременной остановке машины.

Средний ремонт предусматривает периодическую частичную разборку и замену отдельных деталей и узлов. К нему также относятся операции, выполняемые при текущем ремонте, и, кроме того, проточка и шлифовка шеек вала, перезаливка подшипников, замена втулок и вкладышей подшипников, восстановление размеров деталей.

Капитальный ремонт является наибольшим по объему видом планового ремонта, при котором требуется полная разборка машин и замена всех изношенных деталей и узлов. Пла-

новые ремонты оборудования осуществляются в определенные календарные сроки (обычно в зимний период), когда отсутствует большая потребность в холоде.

Перед выполнением ремонта оборудования обычно разрабатывают организационно-технические мероприятия, в которых предусматривают:

- а) составление дефектной ведомости на каждую единицу оборудования с подробным описанием обнаруженных в нем дефектов (дефектную ведомость уточняют при разборке оборудования);
- б) разработку календарного плана проведения ремонтных работ;
- в) составление сметы;
- г) организацию и инструктаж бригад;
- д) подготовку рабочих мест, необходимого инструмента, приспособлений, такелажного оборудования и подъемных механизмов;
- е) заготовку необходимых запасных частей и материалов;
- ж) подготовку нарядов и документов на все работы по ремонту.

Компрессоры средней и большой производительности ремонтируют на месте их установки.

РЕМОНТ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Перед остановкой на ремонт компрессор проверяют на стук и шум (прослушиванием), на создаваемое масляным насосом давление в маслопроводе, а также на перегрев стенок цилиндра и подшипников. Перед остановкой на ремонт компрессор желательно проиндицировать.

Перед разборкой из компрессора отсасывают аммиак до вакуума, а затем останавливают и продувают до полного удаления его остатков.

Разборку начинают со вскрытия верхних крышек и снятия нагнетательных клапанов с буферными пружинами. Одновременно замеряют вредное пространство каждого цилиндра. Вскрывают боковые крышки, разъединяют шатун и коленчатый вал. При помощи рым-болтов извлекают шатунно-поршневую группу. Затем снимают масляный насос, маховик, разбирают сальник, маслопровод и масляный фильтр.

Коленчатый вал демонтируют только в тех случаях, когда необходимо исправить обнаруженные дефекты на металлорежущих станках.

Все узлы компрессора разбирают, очищают и промывают керосином. После этого крупные детали располагают на деревянных настилах около компрессора. Мелкие детали и арматуру

хранят во время ремонта в отдельной кладовой, оборудованной деревянными стеллажами.

После промывки все детали тщательно осматривают, трущиеся поверхности измеряют для определения величины износа, одновременно намечают обязательный ремонт или определяют необходимость замены изношенной детали.

К основным видам износа и повреждения цилиндров компрессоров относятся: эллиптическое и бочкообразное истирание, наработки на рабочих поверхностях, царапины и задиры, трещины.

Эллиптическое истирание рабочих поверхностей цилиндров объясняется перекосом шатунно-поршневой группы компрессора относительно оси цилиндра, неперпендикулярностью оси цилиндра к оси коленчатого вала, а также трением поршня о стенки цилиндра под воздействием горизонтальной составляющей силы, действующей по оси шатуна.

Бочкообразное истирание цилиндра является следствием неправильно выбранных по твердости материалов поршневых колец и цилиндра, а также усиленной работы трения в средней части цилиндра вследствие увеличения скорости поршня в этой части.

Износы цилиндра измеряют индикатором для внутренних измерений или микрометрическим штихмасом в двух взаимно перпендикулярных направлениях: по оси компрессора и перпендикулярно оси. Замеры производят от верхней кромки по всей длине до нижней кромки на равных расстояниях через 100—200 мм (рис. 167, а).

Наработки или уступы на концах рабочих поверхностей цилиндров образуются в мертвых точках хода поршня. Это явление происходит из-за истирания цилиндра не по всей длине цилиндра, а по длине хода поршня.

Царапины и задиры возникают вследствие наличия в системе песка, окалины и других загрязнений, а также мелких осколков клапанов и поршневых колец, попадающих на трущиеся поверхности при их поломке. Глубину царапин и задилов определяют с помощью воска или других пластических материалов.

Трещины на стенках цилиндров являются следствием гидравлических ударов в цилиндрах при влажном ходе компрессора и температурных напряжений. Такого рода повреждения недопустимы и требуют замены цилиндра.

Если эллипсность и бочкообразность цилиндра значительна и достигает примерно 0,2 мм на каждые 100 мм диаметра цилиндра или задиры достигают глубины свыше 0,5 мм, то цилиндр подвергают расточке на карусельных, расточных и токарных станках.

Задиры глубиной менее 0,5 мм зачищают только по острым кромкам, используя специальные шаберы или наждачные камни.

Таким же способом устраняют наработки на цилиндре, если их величина превышает 0,1 мм.

При расточке уменьшение толщины стенок цилиндров допускается не более чем на 15% по сравнению с первоначальными размерами.

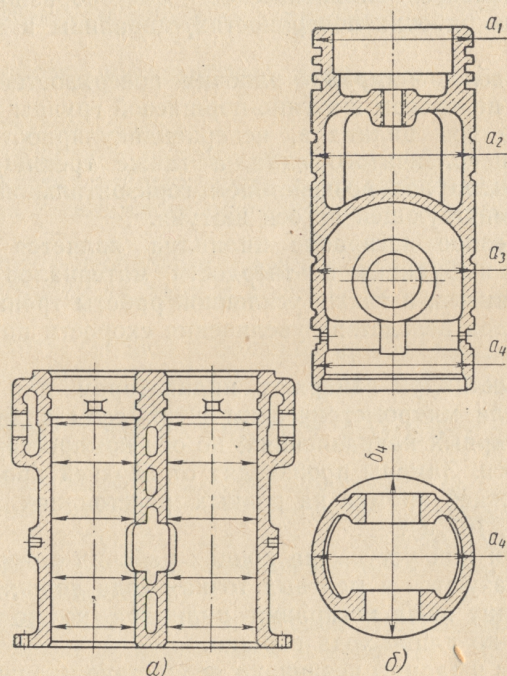


Рис. 167. Замеры:
а — цилиндра, б — поршня

После каждой расточки цилиндра устанавливают поршень увеличенного размера.

К основным видам износов и повреждений поршней относятся: эллипсность, истирание в отверстиях бобышек тронкового поршня при плавающем пальце, царапины и задиры на теле поршня. Эллиптический износ происходит от трения поршня о стенки цилиндра при возвратно-поступательном его движении.

Для измерения износа поршень делят по всей длине на равные части через каждые 100—200 мм. Измерение производят

микрометром по двум взаимно перпендикулярным направлениям в плоскости каждого поперечного сечения (рис. 167, б).

Пределы эллиптического износа поршней установлены такие же, что и для цилиндров.

При значительном износе на поршне заливают с помощью газовой горелки два баббитовых пояса путем наплавки баббита, которые затем обтачивают на токарном станке по размерам цилиндра.

Износ в отверстиях бобышек тронкового поршня происходит из-за недостаточной смазки или попадания на поверхность трущихся частей различных загрязнений. Этот вид износа устраняют путем развертывания отверстий бобышек поршня или расточкой с заменой поршневого пальца увеличенного диаметра или расточкой отверстий поршня с запрессовкой чугуновых или бронзовых втулок. После запрессовки втулок внутренние поверхности их растачивают на токарных станках. За базу при установке поршня на станке принимают наружную его поверхность.

Износ отверстия бобышек поршня определяют по величине зазора между отверстием и пальцем. Зазор измеряют щупом с наружных сторон бобышек поршня по всей окружности пальца.

Наибольший зазор между пальцем и отверстием в бобышке поршня допускают 0,2% диаметра отверстия.

Царапины и мелкие задиры на стенках поршня устраняют шлифовкой наждачной шкуркой.

Износ поршневых колец цилиндров компрессоров определяют величиной зазора в канавке поршня по высоте, величиной зазора в замке кольца и упругостью кольца.

Износ колец по высоте и в рабочей части является следствием их трения о канавки поршня и стенки цилиндра.

Зазор поршневых колец в канавках поршня по высоте измеряют между рабочими плоскостями колец и рабочими поверхностями канавок поршня. Величину зазора определяют щупом при надетых на поршень кольцах по всей окружности. При этом зазор не должен превышать 0,001 диаметра цилиндра (при диаметре цилиндра до 100 мм) и 0,0008—0,0005 (при диаметре цилиндра свыше 100 мм).

Для измерения зазора в замке щупом поршневые кольца вводят в верхнюю нерабочую часть цилиндра.

Наибольший допускаемый зазор не должен превышать 1% от диаметра цилиндра.

При изготовлении новых поршневых колец допуск по высоте кольца должен соответствовать широкоходовой посадке 2-го класса, а температурный зазор — 0,005 диаметра цилиндра.

Упругость поршневых колец проверяют после снятия их с поршня: после полного сведения концов свободного кольца в стыке оно должно принять свою первоначальную форму.

Грубые царапины и задиры поршневых колец являются недопустимым дефектом. При таких дефектах поршневые кольца обычно заменяют.

К основным видам износов и повреждений шатунов относятся износ втулки верхней головки шатуна, а также износ, выкрашивание, трещины, наволакивание и отслаивание баббита вкладышей нижней головки шатуна.

Износ втулки верхней головки шатуна определяется величиной зазора между втулкой и поршневым пальцем.

Способ определения зазора и допустимая величина его такие же, как и для отверстия в бобышке поршня и пальца.

Износ баббита нижней головки шатуна определяют по величине зазора между баббитовой заливкой и кривошипной шейкой коленчатого вала. Зазор измеряют в трех точках по оси вала, отстоящих на равных расстояниях одна от другой и от концов кривошипной шейки по ее длине. В указанных точках укладывают свинцовую проволоку. Собирают нижнюю головку шатуна с вкладышами. При этом вкладыш выжимают с помощью шатуновых болтов до соприкосновения разъемов. Толщину снятой выжатой проволоки измеряют микрометром, величина которой соответствует зазору. Допускаемый максимальный зазор не должен превышать 0,25% диаметра кривошипной шейки при барбатажной смазке и 0,5% при принудительной смазке.

При истирании втулки верхней головки шатуна втулка подлежит замене. При износе баббитовых вкладышей нижних головок шатунов ремонт сводится к шабровке и пригонке их по месту с соблюдением соответствующих масляных зазоров за счет металлических прокладок. Шабровка и пригонка производятся при опускании в цилиндр шатуна и поршня, собранных вместе. Несоблюдение этого условия может привести к значительному перекосу поршня относительно оси цилиндра.

Причиной выкрашивания баббита или появления в нем трещин является низкая сопротивляемость этого материала изгибу при перегревах и ударах, возникающих при наличии больших зазоров между вкладышем и шейкой вала.

Отслаивание баббита относится к дефектам заливки подшипников и происходит в результате окисления поверхности полуды и недостаточного нагрева вкладышей перед заливкой.

При наличии выкрашиваний, трещин и отслаиваний баббита вкладыши обычно перезаливают.

Наволакивание баббита происходит из-за недостаточного зазора между шейкой вала и вкладышем. Этот дефект устраняют шабровкой вкладышей.

Особое внимание необходимо обращать на шатунные болты и гайки. Если они имеют трещины, смятые витки или выкрошен-

ные витки резьбы, их, как правило, заменяют. Появляющиеся на болтах царапины тщательно зачищают и полируют.

Прилегание поверхности гайки и головки болта проверяют по краске. Поверхности прилегания выравнивают шабровкой и притиркой.

К основным видам износов и повреждений коленчатого вала относятся:

эллипсность и конусность кривошипных и коренных шеек; наработки и задиры на шейках;

прогиб вала.

Эллипсность наблюдается в основном у кривошипных шеек. Причиной такого износа является неравномерная нагрузка на кривошипные шейки в течение одного оборота. Эллипсность коренных шеек коленчатых валов при работе их в подшипниках скольжения наблюдается при неуравновешенности компрессора.

Другой причиной эллипсности у кривошипных и коренных шеек коленчатых валов является неточность обработки. Шейка отремонтированного коленчатого вала, имеющая незначительную эллипсность, во время эксплуатации компрессора нарушит масляную пленку и быстро износится.

Конусность шеек является также следствием неточности обработки. При конусности шеек вала возникают перекосы движущихся частей компрессора, а при эллипсности шеек — удары в компрессоре и ускоренный износ всех его частей.

Эллипсность и конусность измеряют в трех точках по длине коренной и кривошипной шеек вала, отстоящих на равном расстоянии одна от другой и от шеек кривошипов.

Для измерения износа коренные или кривошипные шейки делят по длине на четыре равные части. Измерение производят микрометром в двух средних точках, расположенных в вертикальной и горизонтальной плоскостях (рис. 168).

Наибольшая эллипсность и конусность допускается не более 0,1 мм для кривошипной и коренной шеек вала диаметром 40—50 мм; для диаметров 50—75 мм соответственно 0,15 мм и для диаметра 75—100 мм — не более 0,18 мм.

Эллипсность и конусность устраняют шлифованием шеек на специальных станках.

Задиры и наработки устраняют также путем шлифования шеек коленчатого вала на станках.

Небольшие задиры и наработки удаляют шлифованием шеек вручную мелкой наждачной шкуркой и последующей полировкой с применением хомута.

При значительных износах или при необходимости сохранения первоначального диаметра применяют металлизацию шеек вала или гальваностегический способ нанесения слоя металла.

Одним из серьезных дефектов коленчатого вала является нарушение прямолинейности его оси, возникающее в результате неправильной укладки вала или неравномерного износа вкладышей коренных подшипников. Для обнаружения этого дефекта производят замер расхождения шек в верхней и нижней мертвых точках, используя микроштихмас или индикатор.

Нормальная величина расхождения должна составлять не более $0,0001 s$, где s — длина хода поршня в мм.

Возрастание указанной величины допустимо лишь до 50% сверх указанной нормы. При большей величине коленчатый вал подлежит переукладке в коренных подшипниках.

От неправильной укладки вала на подшипниках может произойти прогиб коленчатого вала. Прогиб определяют с помощью

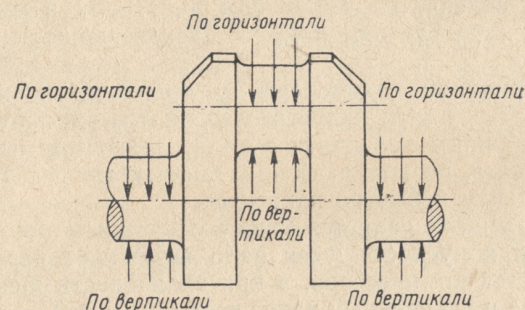


Рис. 168. Замеры коренных и кривошипных шеек коленчатого вала

индикатора при установленном вале в центрах токарного станка или на поверочной плите в призмах. При работе компрессора изогнутый вал неизбежно приводит к расстройству всех соединений, разрывам масляной пленки в подшипниках, увеличению их нагрева и другим дефектам.

Ремонт изогнутого коленчатого вала представляет собой сложную и трудоемкую технологическую операцию и выполняется чаще всего двумя способами. Первый способ состоит в шлифовке коренных шеек коленчатого вала на специальном станке до устранения прогиба. Такой способ применяют при наличии малых прогибов, когда прочность коленчатого вала снижена незначительно.

Второй способ ремонта заключается в правке вала в холодном состоянии под прессом, оснащенным центрами или призмами. Для правки лучше всего применять гидравлический пресс. Точность холодной правки под прессом высокая и достигает 0,1—0,15 мм на 1 пог. м. Выравненный вал шлифуют. Вторым способом ремонта применяют при больших изгибах вала.

РЕМОНТ ХОЛОДИЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Аппараты, находящиеся в эксплуатации, должны подвергаться периодическому техническому освидетельствованию, которое предусматривает:

а) ежегодный внутренний осмотр;
б) гидравлическое испытание аппаратов не реже, чем один раз в 6 лет;

в) гидравлическое испытание аппаратов (аппараты, которые недоступны для внутреннего осмотра) не реже, чем через 3 года, а также после каждого ремонта с применением сварки.

При ежегодном техническом осмотре выявляют состояние внутренних и наружных поверхностей аппаратов, влияние среды на стенки сосуда, мест сварки и соединений частей, которые в период эксплуатации могут получить различные повреждения, а также подвергаться различным видам износа.

К основным видам износов и повреждений аппаратов относятся: течь в сварных швах; течь в местах развальцовки труб в трубных решетках, разъедание основных деталей аппаратов.

Специфическими повреждениями аппаратов считаются разрывы теплообменных трубок.

Причинами, вызывающими течь в сварных швах аппаратов, являются недоброкачественная сварка швов при изготовлении или ремонте, а также разъедание швов под действием электрохимической коррозии.

Обнаруженный дефектный участок шва удаляют путем вырубки или выплавки, после чего кромки и прилегающие к ним поверхности зачищают до металлического блеска на ширину не менее 10 мм, а затем приступают к заварке.

К причинам, вызывающим течь в местах развальцовки труб в трубных решетках, относятся:

а) температурные напряжения, испытываемые трубками при работе аппаратов и при выводе их из работы; это явление чаще всего имеет место во фреоновых аппаратах, имеющих медные трубы и стальную обечайку; разъедание гнезд трубных решеток под действием коррозии;

б) низкое качество вальцевания труб при изготовлении или ремонте аппарата.

Для устранения течи в местах развальцовки труб в трубных решетках аппаратов применяют вальцевание или установку колец на концах труб.

Вальцевание, т. е. раскатку труб в местах их установки применяют тогда, когда толщина стенок по концам труб в трубных решетках составляет свыше 50% первоначальной их толщины и гнезда в трубных решетках не имеют эллипсности.

Установка колец на концах труб состоит из следующих операций: зачистка внутренних поверхностей концов труб, изготовление колец с термообработкой для придания кольцам мягкости и эластичности, установка их в трубы и развальцовывание колец.

При необходимости удаления трубы и замены ее вся работа разбивается на четыре основных этапа: удаление изношенной трубы, подготовка гнезда для установки новой трубы, подготовка трубы и ее установка. Чтобы удалить изношенную трубу, необходимо сначала подрубить ее концы, после чего ее надо выбить на некоторую длину с помощью специальной выколотки.

После этого отверстие в трубной решетке тщательно зачищают наждачной шкуркой. Если отверстие имеет эллипсность или большое разъедание коррозией, то его разворачивают до чистого неповрежденного металла и получения круглого отверстия. При разворачивании отверстия следят, чтобы металлическая стружка и грязь не попадали внутрь сосуда.

Перед установкой трубы очищают от ржавчины и окалины. Особо тщательно очищают концы труб, которые развальцовывают в трубных решетках. Очистку производят механическими стальными щетками или путем химической очистки в 10—15%-ном растворе серной кислоты с дальнейшей промывкой в воде и содовом растворе. Последний способ очистки дает более лучшие результаты. Перед очисткой концы труб подвергают термической обработке в целях облегчения вальцевания.

Медные трубы фреоновых теплообменных аппаратов перед постановкой обязательно подвергают химической очистке.

Аппараты, работающие на аммиаке, перед ремонтом освобождают от жидкого и парообразного аммиака, масла и продувают несколько раз воздухом. После этого приступают к разборке аппаратов, замене изношенных узлов и деталей, а также очистке от загрязнений, ржавчины и накипи. Внутренние поверхности труб очищают стальными ершами, наружные — специальными скребками.

При осмотре аппаратов определяют наиболее изношенные места в трубах и делают кольцевые вырезы для определения степени изнашиваемости. Вместо вырезанных участков изготавливают и вваривают новые патрубки. Начало кольцевых вырезозов устанавливают через 5 лет после включения аппаратов и эксплуатации. В наиболее изношенных местах труб делают два — три кольцевых выреза.

Аппарат, работающий на фреоне, освобождают от холодильного агента, оставляя в нем только пары атмосферного давления. После выполнения указанных операций приступают к очистке его поверхности, соприкасающейся с воздухом, водой или рассолом.

Если возникла необходимость вскрытия фреонового аппарата для ремонта, то последний сначала отключают от системы путем перекрытия вентилей. После ремонта часть установки, соприкасающуюся с воздухом, вакуумируют и осушают.

РАЗБИВКА ОСЕЙ КОМПРЕССОРОВ И СООРУЖЕНИЕ ФУНДАМЕНТОВ

Выполнение работ по сооружению фундаментов начинается с разбивки главных осей компрессоров. Главными осями являются размеченные с помощью струны оси коленчатого вала и цилиндра компрессора.

Для этого в период подготовки к монтажу изготавливают приспособления — стойки для провешивания главных осей коленчатого вала и цилиндра. Приспособления-стойки устанавливают с каждой стороны будущего фундамента на определенном расстоянии.

Ось коленчатого вала и ось цилиндра компрессора провешивают в соответствии с чертежом фундамента и установки, пользуясь приспособлением, струнами и грузами.

Одновременно на стены здания наносят постоянные точки, фиксирующие проекции главных осей коленчатого вала и цилиндра компрессора. Оси провешиваются на высоте около 1 м для горизонтальных компрессоров и около 2,5 м для вертикальных компрессоров.

Струны применяют из проволоки диаметром 0,3—0,5 мм. Для разметки котлована под фундамент с помощью отвесов положение главных осей компрессора переносят на пол посредством клиньев, забиваемых под остриями опущенных отвесов. Пользуясь осями, перенесенными на пол, производят разметку котлована. (Разбивку осей под другие машины и аппараты холодильных установок производят таким же образом.) После разметки котлована оси убирают. Размеры котлована делают несколько большими, чем фундамент.

Дно котлована выравнивают по уровню, не допуская подсыпки прунта.

Фундаменты под компрессоры обычно изготавливают массивными и отделяют от конструкции зданий. Размеры фундаментов в плане берут такими, чтобы расстояние от грани колодцев для анкерных болтов до наружной грани фундамента было не менее 100 мм, а расстояние от края подошвы рамы компрессора до края фундамента — не менее 50 мм.

При бетонировании фундаментов под компрессор должны соблюдаться следующие правила. Перед укладкой бетона

проверяют правильность устройства опалубки колодцев для фундаментных болтов.

Бетон укладывают горизонтальными непрерывными слоями. Фундамент кладут до нижнего положения болтов, после чего на выверенную по уровню поверхность укладывают плитки. Положение фундаментных плиток определяют по шаблону (рис. 169). Шаблон изготавливается из досок и должен быть прочным. На него наносят оси коленчатого вала и цилиндра, с помощью которых размечают оси фундаментных болтов и сверлят отверстия для прохода отвесов.

По нанесенным осям шаблон устанавливают на опалубку и прочно закрепляют.

Под фундаментными плитками оставляют выемки для того, чтобы болты после закладки можно было опустить и свободно повернуть. Для полного прилегания головки болта фундаментные плиты располагают в горизонтальном положении.

Иногда фундамент кладут с болтами, заложенными с самого начала работы.

В этом случае болты пропускают в отверстия шаблона и закрепляют с помощью гаек. Для большей устойчивости при бетонировании нижние части болтов раскливают стальной проволокой.

Кладку фундамента не доводят до проектной отметки на 30—50 мм,

необходимой для подливки рамы. Подливку рамы производят бетоном марки не ниже 140, причем для узких мест или при толщине подливки менее 40 мм допускается применение бетона с мелким заполнителем. На верхней поверхности фундамента перед подливкой делают насечки, а затем ее очищают и промывают.

Фундаментные болты заливают бетоном марки не ниже 140 с применением мелкого гравия. Перед заливкой колодцы для анкерных болтов тщательно очищают от остатков опалубки, мусора, а затем промывают.

Через 10—12 суток после бетонирования опалубку снимают, после чего приступают к проверке качества фундамента и правильности получения основных размеров.

Размеры фундамента проверяют по продольной и поперечной его осям, которые наносят зубилом или цветным мелом от натянутых струн условных осей компрессора.

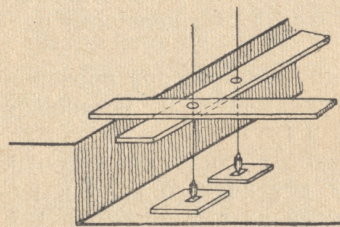


Рис. 169. Определение положения фундаментных плиток по шаблону

МОНТАЖ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Перед монтажом компрессора проводят все подготовительные работы по организации монтажных работ.

Место монтажа освобождают от строительного мусора.

Для деталей компрессора устраивают настил, для коленчатого вала и штока — деревянные козлы.

Все детали и узлы компрессора в заводской упаковке доставляют на монтажную площадку, откуда с помощью лебедки и катков их подают в помещение компрессорной и затем мостовым краном к месту монтажа.

Доставленное к месту монтажа оборудование распаковывают, очищают от антикоррозионной смазки и промывают керосином с помощью волосяных щеток.

Внутренние полости цилиндров, станин и других деталей промывают водной эмульсией. Очищенные и промытые детали тщательно осматривают.

Обнаруженные дефекты (риски, забоины и др.) устраняют опиловкой напильниками, шабрением и шлифовкой наждачной шкуркой. После устранения дефектов детали обдувают сжатым воздухом, вторично промывают и складывают на деревянный настил или стеллаж.

Для предохранения от повреждений, пыли и грязи детали покрывают чистыми листами фанеры, брезентом или другими материалами.

Монтаж компрессора начинают с установки рамы на фундамент. Проверку фундамента и разметку осевых линий осуществляют до монтажа.

Спаренные горизонтальные компрессоры монтируют следующим образом.

Раму ряда высокого давления, если нет особых указаний завода-поставщика, принимают за базовую и устанавливают в первую очередь. Для этого раму осторожно переносят краном к фундаменту и опускают на двойные клинья, с одновременной посадкой на фундаментные болты. Если подошва рамы не обработана на станке, то в местах опоры на клинья неровности удаляют зубилом и зачищают напильником, иначе неровности подошвы рамы могут сминаться и произойдет ослабление затяжки фундаментного болта. При этом клинья должны плотно прилегать к фундаменту. Клинья изготавливают из стали длиной 120—150 мм, шириной 50—60 мм, высотой 25 мм с уклоном 3%. Устанавливают их по обе стороны каждого болта на расстоянии 120—150 мм в зависимости от размеров компрессора и колодцев под фундаментные болты (рис. 170). Установка клиньев между фундаментными болтами вызывает дополнительные напряжения в основании рамы от изгиба при затяжке фундамент-

ных болтов. Последнее обстоятельство может быть причиной появления трещин в подошве рамы при работе компрессора.

При отсутствии мостового крана установку рамы на фундамент производят следующим образом. На фундамент укладывают три—четыре деревянных бруса в направлении, параллельном оси коленчатого вала.

Толщина брусев должна быть такой, чтобы выступающие фундаментные болты не задевали раму. Раму устанавливают параллельно фундаменту и поднимают с помощью домкратов на клетку из брусев. Клетку выкладывают высотой, равной или немного превышающей высоту фундамента и уложенных на нем брусев. Раму на катках осторожно перемещают на фунда-

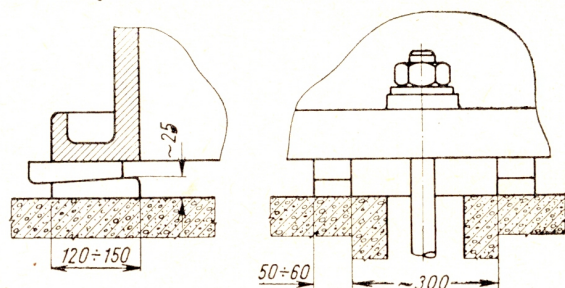


Рис. 170. Установка рамы компрессора на двойные клинья

мент и устанавливают в такое положение, чтобы имеющиеся в ней отверстия расположились над болтами. С помощью домкратов и клиньев освобождают брусья, после чего рама опустится на стальные двойные клинья.

Базовую станину располагают с помощью клиньев так, чтобы ось крейцкопфной направляющей и ось расточки под коренные подшипники находились в горизонтальной плоскости. Горизонтальность проверяют металлическим уровнем, укладывая его на нижнюю направляющую крейцкопфа и на цилиндрическую поверхность расточки под коренные подшипники. Отклонение от горизонтальности допускается не свыше 0,1 мм на 1000 мм длины. После этого раму закрепляют, затягивая гайки фундаментных болтов и подбивая клинья. При этом следят за сохранением первоначального положения рамы.

После закрепления базовой рамы устанавливают вторую раму, сохраняя одинаковую высоту и расстояние между осями. Установка и проверку этой рамы производят с помощью двух перпендикулярных струн. Для этого по оси расточек под коренные подшипники и по оси крейцкопфной направляющей базовой рамы натягивают две струны из проволоки диаметром

0,3—0,5 мм. Выверку струн производят микрометрическим штихмасом с учетом провисания их в вертикальной плоскости. Затем натягивают третью струну, которую располагают параллельно оси крейцкопфной направляющей базовой рамы на расстоянии, равном расстоянию между осями рам. Параллельность струн замеряют с помощью штанги, имеющей на одном конце микрометрический штихмас.

Оси расточек под коренные подшипники совмещают со струной с помощью клиньев. После этого раму устанавливают в горизонтальное положение по уровню, расположенному на направляющих крейцкопфа и контрольной скалке, находящейся в расточках коренных подшипников. После установки в горизонтальное положение приступают к установке рамы по оси крейцкопфной направляющей, контролируя положение рамы штихмасом до продольной струны.

За базу для установки рамы по оси крейцкопфных направляющих в горизонтальной плоскости принимают специальные боковые приливы, расточенные одновременно с крейцкопфными направляющими. Если боковые приливы отсутствуют, то необходимо изготовить и использовать чугунные направляющие кольца, соответствующие размеру расточки направляющих. Кольца устанавливают в передней и задней части направляющих, а струну устанавливают по центру внутренних расточек колец. При изготовлении наружные и внутренние диаметры колец обрабатывают с одной установки. После установки вторую раму закрепляют так же, как и базовую. Далее приступают к предварительной укладке коленчатого вала. Основная цель этой операции сводится к тому, чтобы убедиться в правильности установки рам, положения вала на подшипниках в осевом направлении и горизонтальности его. С этой целью укладывают нижние вкладыши коренных подшипников и проверяют по краске и с помощью щупа прилегание к соответствующим поверхностям расточки рамы. На нижние вкладыши укладывают коленчатый вал. Проверяют осевые зазоры между вкладышами и галтелями шеек вала. Фиксирующая шейка должна быть посажена с максимальным зазором 0,1—0,3 мм. На других шейках температурный зазор должен быть в пределах 1—3 мм. Размер его обычно зависит от длины вала и величины изменения температуры. Зазоры должны быть все обращены к электромотору. При предварительной укладке вала проверяют также симметричность расположения кривошипных шеек по отношению к осям крейцкопфных направляющих. Проверку производят микроштихмасом по струне. При этом разность в размерах А и Б не должна превышать 2 мм (рис. 171).

По окончании этой операции все детали снимают, подшипники и шейки вала покрывают антикоррозийной смазкой.

Следующим этапом монтажа является привалка цилиндров. Эта работа производится для того, чтобы после соединения цилиндра с рамой их оси не имели перекоса. Как правило, привалка цилиндров производится на заводе-изготовителе. Однако ввиду естественного старения литья очень часто привалку цилиндров приходится исправлять на месте монтажа. Перед привалкой цилиндров на фундамент ставят клиновые подкладки, на которые устанавливают цилиндрические плиты. По высоте плиты устанавливают несколько ниже плоскости лап цилиндров, чтобы лучше обеспечить центровку цилиндров.

Перекос цилиндров определяют замерами штихмасом от зеркала цилиндра до струны, натянутой по оси рамы. Замеры производят в горизонтальной плоскости со стороны передней и задней крышки цилиндра. Разница в замерах, проведенных с

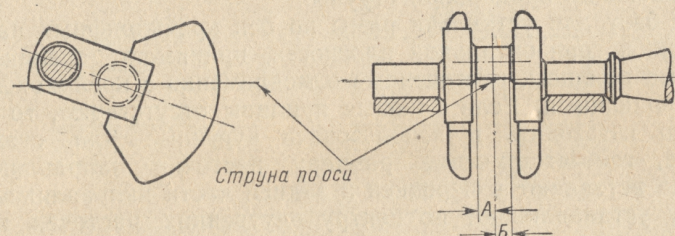


Рис. 171. Проверка симметричности расположения кривошипных шеек по отношению к оси крейцкопфной направляющей

одной стороны цилиндра, указывает величину перекоса и она не должна превышать 0,05 мм на 1 пог. м. Если перекос превышает указанную величину, его исправляют путем шабровки привалочной части рамы.

Одновременно выправляют перекос цилиндра в вертикальной плоскости, который определяют по уровню. Если цилиндры не имеют плотных центрирующих заточек или контрольных штифтов в местах соединения их с рамой, центровку цилиндров в вертикальной плоскости производят также с помощью замеров от струны до зеркала цилиндра с учетом прогиба ее от собственного веса. Шабровку привалочной плоскости производят по плите на клин, чтобы после исправления ось цилиндра совпала с осью рамы в пределах допусков. Величину и направление клина подсчитывают по замерам.

После привалки под него цилиндра окончательно устанавливают опорные плиты. Плита должна принимать на себя полный вес цилиндра и не иметь зазоров.

Правильность установки плиты контролируют уровнем, установленным на зеркале цилиндра. Положение цилиндра должно

оставаться неизменным при затяжке шпилек, крепящих его к раме.

При замерах перекоса определяют также параллельное смещение цилиндра. Исправляют его за счет параллельного перемещения на шпильках. Смещение допускается в пределах 0,05—0,06 мм.

Окончательно выверенные и закрепленные рамы и цилиндры с плитами заливают цементным раствором.

После заливки машин и схватывания цементного раствора приступают к окончательной укладке коленчатого вала. Коленчатый вал располагают всеми поверхностями коренных шеек на нижние части вкладышей коренных подшипников, сохранив горизонтальное положение оси вала и перпендикулярность осям рам компрессоров. Остальные части вкладышей коренных подшипников подгоняют по шейкам вала и устанавливают требуемые зазоры между шейкой вала и поверхностью вкладыша.

Нижние части вкладышей пришабривают к коленчатому валу по краске и проверяют по «следу» на баббитовой поверхности, полученному в результате поворота вала без краски.

Процесс окончательной подготовки нижних частей вкладышей считается законченным, если:

- а) на квадрате 25×25 мм имеется шесть—восемь пятен на поверхности баббитовой заливки;
- б) показания уровня, уложенного на шейке вала и цилиндрической поверхности роторной части вала в четырех положениях не превышают допустимого отклонения;
- в) межщековое расстояние при проворачивании вала на один оборот не превышает допустимое техническими условиями;
- г) вал уложен перпендикулярно продольным осям рам компрессора.

Перпендикулярность оси вала к осям рам компрессоров проверяют путем замеров расстояний от галтели кривошипной шейки до струны, натянутой по осям рам компрессоров (рис. 172). Разница в показаниях штихмаса в двух положениях вала будет указывать на наличие перекоса. Описанный способ проверки перпендикулярности применяют только в тех случаях, когда кривошипные шейки не имеют перекоса и галтели правильно обработаны. Если кривошипная шейка имеет перекос, то замеры производят от специальной скобы, прикрепленной к валу. Такой способ является более точным и его всегда применяют, когда имеется сомнение в правильности центровки.

После укладки вала на нижние части вкладышей окончательно подгоняют средние части коренных подшипников к шейкам вала, а затем верхние части коренных подшипников.

При подгонке верхних вкладышей крышки ставят без прокладок, чтобы было лучшее прилегание верхних вкладышей к шейкам вала.

Подогнав все части подшипников по шейкам вала, устанавливают масляные зазоры между поверхностью баббитовой заливки и шейкой вала.

Для определения масляного зазора между верхним вкладышем и шейкой вала устанавливают вместо части латунных прокладок свинцовую и затягивают крышку до отказа. Замеряют микрометром толщину свинцовой прокладки и подбирают взамен ее латунную с учетом получения масляного зазора требуемого размера.

Размер фактически полученного масляного зазора определяют с помощью выжимки свинцовых провололок, уложенных

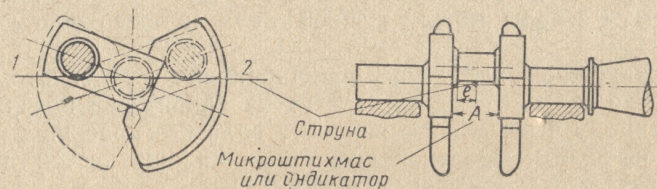


Рис. 172. Проверка перпендикулярности оси вала к оси рамы компрессора

попарно на каждую шейку вала на равных расстояниях от галтелей и между проволочками. Зазоры между средними вкладышами и шейкой вала устанавливают с помощью щупа.

После пригонки всех коренных подшипников монтируют шатунно-поршневую группу. Крейцкопфы заводят через окна рамы на направляющие параллели и проверяют прилегание башмаков к нижней направляющей. Нижние башмаки должны прилегать плотно на всей длине направляющей. Зазор между башмаком и верхней направляющей должен быть 0,2—0,3 мм. Зазоры проверяют путем перемещения крейцкопфа из одного крайнего положения в другое. Величину зазоров регулируют с помощью прокладок, устанавливаемых между корпусом крейцкопфа и башмаком.

Через отверстие в крейцкопфе пропускают струну, натягивают по продольной оси, контролируя ее положение штихмасом и выдерживая размеры, зафиксированные при первоначальной установке рамы. Установив струну, проверяют соосность крейцкопфа с осью рамы компрессора.

После этого приступают к монтажу шатуна, сохраняя во всех подшипниках и натяжном клине крайцкопфа рекомендуемые зазоры и точность пригонки. Зазоры между кривошипными шей-

ками и вкладышами устанавливают и контролируют таким же способом, как и у коренных подшипников. Проверяют перпендикулярность оси шатуна к кривошипной шейке вала.

При сборке шатуна особое внимание обращают на подгонку шатунных болтов. Головки болтов и корончатые гайки должны плотно прилегать к опорной поверхности. Затяжку шатунных болтов контролируют измерением их длины микрометром до и после затяжки. Удлинение болта не должно превышать величины, указываемой заводом-изготовителем.

Далее приступают к монтажу поршня. Перед монтажом рабочие поверхности поршня очищают и проверяют надежность крепления затяжки гайки и ее стопорение шайбой. Проверяют также посадку колец в канавки поршня. Поршневые кольца должны быть плотно посажены в свои канавки. В то же время они должны легко проворачиваться в канавках по всей длине окружности.

Кольца размещают в канавках так, чтобы замки были расположены равномерно по окружности. После этого поршень с надетыми на них кольцами вставляют в цилиндр. Поршень, поршневые кольца и зеркало цилиндров смазывают тонким слоем масла. Устанавливают сальники в соответствующие расточки рамы и соединяют шток с крейцкопфом. Положение поршня в цилиндре проверяют щупом через клапанные окна. Боковые зазоры в каждом цилиндре должны быть одинаковы с правой и левой стороны.

После установки крышек цилиндра проверяют линейные величины вредного пространства. Для этого между днищем цилиндра и поршнем, а также между крышкой цилиндра и поршнем пропускают свинцовую проволоку диаметром на 1,5—2,0 мм больше, чем измеряемое вредное пространство, и проворачивают вал. По отпечаткам на проволоке определяют величину линейного вредного пространства.

В данной главе не дается описание монтажа масляных насосов маслопроводов и трубопроводов. Монтаж этого оборудования особых трудностей не представляет.

На каждый монтируемый компрессор составляют индивидуальный формуляр центровки осей, горизонтальной выверки и контрольных замеров.

Контрольным испытаниям горизонтальные компрессоры на заводе-изготовителе не подвергают. Таким испытаниям их подвергают только после монтажа.

Испытания проводят по следующим этапам:

обкатка без клапанов в течение 24 часов с последующим осмотром компрессора и сменой масла;

обкатка под давлением до 3 кг/см² в течение 4 часов;

испытание совместно с холодильной установкой после заполнения ее аммиаком в течение 72 часов с последующим осмотром и сменой масла.

МОНТАЖ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Поступающие к месту монтажа компрессоры в собранном виде устанавливают на фундамент, где его разбирают и проверяют на горизонтальность, перпендикулярность оси цилиндра и оси коленчатого вала, а также на горизонтальность оси коленчатого вала.

До проверки детали компрессора промывают керосином, осматривают и все дефекты устраняют.

Горизонтальность установки компрессора проверяют с помощью линейки и уровня. Линейку устанавливают ребром на верхнюю плоскость блока, на которую, в свою очередь, устанавливают уровень. Проверяют в двух направлениях: вдоль оси коленчатого вала и перпендикулярно оси коленчатого вала. Устанавливают компрессор в горизонтальное положение с помощью клиньев.

Перпендикулярность оси цилиндра к оси коленчатого вала определяют при уложенном вале. Укладывают вал вертикальных компрессоров так же, как и вал горизонтальных компрессоров.

Для проверки перпендикулярности на шпильки цилиндра устанавливают приспособление, дающее возможность точно установить струну с грузом по его оси. Положение струны контролируют микроштихмасом. Замеры производят в верхней и нижней плоскостях цилиндра. Для устранения колебаний струны груз опускают в ванночку с маслом, установленную на дне картера компрессора. Струну располагают по оси цилиндра, а кривошипную шейку коленчатого вала — в приблизительно верхнее положение. Замеряют расстояние от струны до галтели вала или до специальной скобы, прикрепленной к шейке вала. Такой же замер производят при положении кривошипной шейки, близком к нижней мертвой точке (рис. 173). Равенство замеров показывает, что ось цилиндра перпендикулярна к оси коленчатого вала. При повороте вала следует исключить возможность его осевого перемещения. Это делают путем установки упора в торец вала и зажатия его вплотную к галтере фиксирующего подшипника. При отсутствии упора осевое перемещение вала можно фиксировать индикатором. Такого рода перемещение учитывают при определении величины перекаса.

При монтаже многоцилиндрового компрессора такую проверку необходимо делать только для крайних цилиндров.

Необходимо иметь в виду, что при повороте коленчатого вала струна по оси цилиндра должна быть установлена вторично. Отклонение от перпендикулярности устанавливается техническими условиями и допускается не более 0,1 мм на 1 пог. м.

Выявляют правильность установки цилиндров относительно оси симметрии кривошипных шеек, измеряя расстояния от двух торцов галтелей до струны.

Горизонтальность вала проверяют уровнем, предназначенным специально для проверки цилиндрических тел. Эту операцию выполняют при установке вала на все подшипники, включая и выносной. Уровень устанавливают не менее чем в четырех точках, расположенных симметрично по окружности вала.

Параллельность осей кривошипных и коренных шеек определяют также с помощью уровня.

По окончании всех проверок гайки фундаментных болтов затягивают и затем снова выверяют компрессор на горизонтальность.

Подливка картера производится аналогично подливке рамы горизонтального компрессора.

Сборку шатунно-поршневой группы компрессора производят следующим образом.

От тела шатуна отсоединяют скобу. Вынимают вкладыши и проверяют прилегание их к кривошипным шейкам коленчатого вала. Одновременно проверяют осевые зазоры между галтелями вала и вкладышей, которые должны находиться в пределах 3-го класса скользящей посадки.

Кривошипную шейку вала устанавливают в верхнее положение, наносят на нее тонкий слой краски и укладывают верхнюю половину вкладыша. При помощи рымболтов и полиспада поршень в сборе с шатуном, но без колец, вводят в цилиндр до соединения шатуна с верхней половиной вкладыша. Зазор между поршнем и цилиндром проверяют ленточным щупом. Зазор в данном случае должен соответствовать сумме допусков 2-го класса широкоходовой посадки на диаметры цилиндра и поршня. Далее с шатуна снимают часть регулирующих прокладок и собирают его с нижней

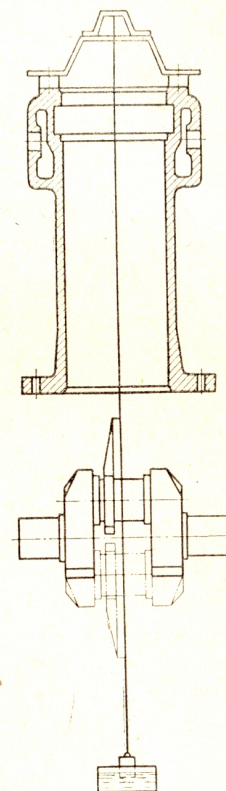


Рис. 173. Проверка перпендикулярности оси коленчатого вала к оси цилиндра при помощи специальной скобы

половиной вкладыша и скобой. При этом болты стягивают так, чтобы шатун мог поворачиваться на кривошипной шейке только при некотором усилии. Зазоры между цилиндром и поршнем измеряют щупом с двух сторон по оси поршневого пальца. Перекоса не будет, если зазоры получатся одинаковыми.

Аналогичную проверку делают в нижней мертвой точке. Перекос устраняют пришабриванием вкладышей шатуна. При этом необходимо производить разборку и сборку скобы шатуна, а также проворачивание коленчатого вала вручную.

Диаметральные зазоры в кривошипных подшипниках регулируют с помощью прокладок. После этого подшипники предварительно собирают с коленчатым валом. Вредное пространство определяют с помощью свинцовых проволок. Регулирование его величины производится за счет подрезки розетки всасывающего клапана или постановки прокладки между седлом всасывающего клапана и поршня.

После этого шатунно-поршневую группу с установленными поршневыми кольцами заводят в цилиндр через направляющее кольцо и окончательно собирают шатунный подшипник с коленчатым валом. Медленно вращают вал, проверяя его плавность хода.

Дальнейший монтаж проходит так: проверяют нагнетательные клапаны на плотность керосином и устанавливают их на притертые пояски цилиндров, устанавливают фонари, буферные пружины и верхние крышки цилиндров, монтируют масляный насос в сборе с регулировкой зацепления шестерни привода с шестерней коленчатого вала, проверяют отсутствие заедания при проворачивании коленчатого вала, крепят масляный фильтр, внутренний маслопровод и устанавливают на прокладках боковые и торцовую крышку, собирают сальник, устанавливают внешний маслопровод, газовый коллектор и газопровод.

Последней операцией монтажа компрессора является постановка маховика на коленчатый вал и проверка его на биение. Биеие проверяют по торцу и диаметру с помощью индикатора. При этом биение не должно превышать 0,2 мм.

После сборки и проворачивания маховика вручную компрессор готовят к испытанию. Для этого снимают верхние крышки цилиндров, нагнетательные клапаны и боковые крышки. Картер компрессора и сальник заполняют свежим маслом и устанавливают боковые крышки.

Компрессор пускают в ход, прослушивают и проверяют давление смазки. После такой обкатки в течение 3—5 мин. компрессор останавливают и ощупывают все места трения. Если температура подшипников, цилиндров и сальников нормальная, то компрессор продолжают обкатывать в течение нескольких

часов с периодическими остановками для осмотра и проверки трущихся частей.

После такой проверки масло в картере и сальнике заменяют и приступают к окончательной сборке компрессора.

МОНТАЖ ХОЛОДИЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Монтаж конденсаторов. Кожухотрубные горизонтальные конденсаторы обычно размещают на фундаменте, возводимом на черном полу, а кожухотрубные вертикальные конденсаторы — на каркасе из швеллеров, смонтированных на фундаменте, который одновременно является и водосборником.

При установке кожухотрубных конденсаторов предусматривают достаточное расстояние от потолка, стен и других аппаратов, позволяющее производить ремонт и очистку водяных труб от грязи и водяного камня.

Оросительные конденсаторы монтируют на стальном каркасе, установленном на железобетонном поддоне.

Конденсаторы монтируют по уровню и отвесу. После установки трубопроводов, арматуры и продувки воздухом от песка и окалины плотность соединений аммиачной части проверяют воздушным давлением 18 *ати*, нанося на места соединений мыльную пену. Водяную часть испытывают гидравлическим давлением в 6 *ати*. Водораспределительное устройство оросительного конденсатора проверяют также на равномерность орошения.

Монтаж испарителей. Вертикальнотрубный испаритель устанавливают на фундамент. Для предохранения изоляции испарителя от увлажнения фундамент должен быть выше уровня пола не менее чем на 100 мм. По ширине и длине фундамент сооружают больше размеров бака на толщину изоляции. Перед монтажом бак испарителя проверяют на плотность водой.

После испытания наружные стенки бака промазывают горячим битумом и с помощью стропов и талей его устанавливают на фундамент по уровню. Предварительно на фундаменте укладывают брус на высоту, равную толщине слоя изоляции бака.

Испарительные секции перед установкой в баке продувают воздухом и испытывают воздушным давлением 15 *ати*. Ставят их в баке на угольники, имеющие вырезы для нижних коллекторов, и проверяют по уровню и отвесу.

Между собой и к стенкам бака секции крепят с помощью полосового железа. После установки секции соединяют с коллекторами с помощью фланцевых соединений. Для определения плотности всех соединений испаритель вторично испытывают воздухом под давлением 12 *ати*.

Кожухотрубные горизонтальные испарители устанавливают на фундамент, верхняя поверхность которого выполнена в виде вогнутой полуокружности. Их обычно монтируют по уровню на деревянных подкладках, толщина которых соответствует слою изоляции. После установки всей арматуры испаритель испытывают на плотность соединений воздухом под давлением 12 *ати*.

Монтаж аммиачных и рассольных батарей. Батареи чаще всего изготавливают на месте установки. Аммиачные батареи изготавливают из цельнотянутых труб. Соединение труб и калачей в плоские змеевики производят с помощью сварки. Сваренный змеевик укрепляют к каркасу с помощью хомутов и затем рихтуют. Изготовленную батарею продувают воздухом для очистки от загрязнения и испытывают воздушным давлением 15 *ати*.

Пристенные батареи устанавливают стойками на пол (на металлические подкладки) и крепят в верхней части с помощью кронштейнов из углового или полосового железа, заделываемых в стену.

Устанавливают и крепят батареи по уровню и отвесу. Потолочные батареи поднимают к потолку с помощью талей, подводят под них балки, которые затем укладывают на консоли колонн, или крепят их к потолку с помощью подвесок.

Рассольные батареи изготавливают и монтируют так же, как и аммиачные. Предварительно собранную рассольную батарею промывают водой и испытывают гидравлическим давлением 6 *ати*.

МОНТАЖ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Насосы небольших габаритов поставляются заводами-изготовителями вместе с электромотором в собранном виде на одной общей фундаментной плите.

У насоса, поступившего на монтаж в собранном виде, проверяют состояние сальников, подшипников и совпадение отверстий под пальцы в соединительных полумуфтах насоса и двигателя.

При наружном осмотре особое внимание обращают на отсутствие повреждений корпуса, подшипников, перепускных трубок, арматуры и др. Одновременно проверяют техническую документацию, запасные части и комплектность. После проверки насоса и приемки фундамента, который изготавливают небольших размеров, приступают к выполнению монтажных работ. Сначала очищают фундамент и колодцы от строительного мусора и грязи. Затем в колодцы опускают фундаментные болты и укладывают клинья. Далее на фундамент устанавливают раму с насосом и электродвигателем. После этого насос выверяют в

горизонтальном положении. Горизонтальность выверяют с помощью уровня с ценой деления 0,1 на 1 пог. м, который устанавливают на шейку вала при вскрытых подшипниках скольжения. Если насосы имеют шариковые подшипники, то уровень ставят на любую строганую поверхность насоса, рамы или на его полумуфты. Для проверки горизонтальности в поперечном направлении уровень устанавливают на разъем корпуса подшипника или на строганую поверхность насоса или рамы.

Отклонение не должно превышать 0,3 мм на 1 пог. м.

Производят подливку рамы и фундаментных болтов. При этом следят, чтобы опорная поверхность рамы была полностью залита бетоном. Вдоль краев цементного фундамента делают желобок, имеющий уклон к небольшому углублению, в которое стекает вода, просачивающаяся через неплотности. После затвердевания бетонной подливки фундаментные болты затягивают. Проверяют центровку насоса и электромотора по полумуфтам. Присоединяют трубопроводы, арматуру и приборы. Трубопровод не должен передавать никаких усилий на насос. Фланцы труб должны быть затянуты без излишних напряжений. Производят наладку и испытание насосного агрегата под нагрузкой.

Иногда насос и электромотор поставляются отдельно, без фундаментной рамы, поэтому ее приходится делать на месте. Рамы изготавливают на месте монтажа сварные из швеллеров и листовой стали. Конструкция рамы должна быть достаточно жесткой. Если рама не строгаются, то к лапам насоса и электромотора привертывают строганные планки. Насос и электромотор с привернутыми планками устанавливают на раму и предварительно центруют. Прокладки при центровке устанавливают между рамой и строганой планкой. После проведения предварительной центровки планки приваривают к раме. Во избежание перекосов рамы электросварку необходимо производить участками.

Раму с приваренными планками устанавливают на фундамент в горизонтальное положение. На нее устанавливают насос и проверяют горизонтальность, а также с помощью щупа плотность прилегания лап к строганой планке.

При неплотном прилегании лап насоса или отклонении его от горизонтального положения опорные поверхности планок припиливают. По окончании проверки насос закрепляют болтами.

Устанавливают электромотор на раму и с помощью линейки и щупа предварительно центрируют насос и электромотор (рис. 174, а). Для этого к выступающей поверхности полумуфты в четырех противоположных точках по окружности прикладывают линейку и щупом замеряют зазоры между линейкой и

второй полумуфтой. С помощью изменения толщины подкладок под лампами электромотора или горизонтального его перемещения по раме добиваются концентричности образующих полумуфт или совпадения их при одинаковом диаметре, а также равенства торцовых зазоров между ними.

При окончательной центровке электромотора с насосом по полумуфтам радиальные зазоры замеряют с помощью скобы и щупа или индикатора, а между торцами — с помощью щупа (рис. 174, б).

Замеры производят в четырех положениях роторов насоса и электромотора, поворачивая их одновременно на 90°, 180° и 270°. Проверяют правильность торцовых замеров при каждом поло-

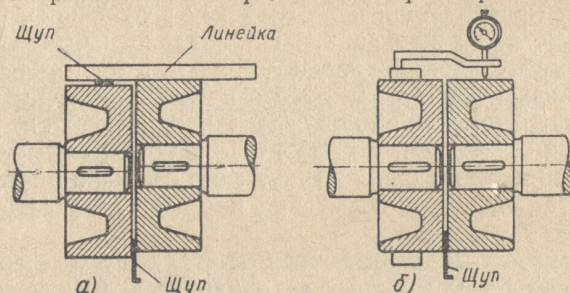


Рис. 174. Центрирование насоса с электромотором:

а — предварительное при помощи линейки и щупа; б — окончательное при помощи индикатора и щупа

жении роторов. Для этого суммируют диаметрально противоположные зазоры. Если суммы этих зазоров равны, то замеры были произведены верно.

Таким же способом проверяют правильность замеров радиальных зазоров. Неравенство сумм противоположных зазоров допускается не более 0,02 мм.

Для получения окончательных размеров торцовых зазоров берут среднее арифметическое одних и тех же зазоров в каждом положении роторов.

Описанный метод центровки при одновременном повороте роторов насоса и электромотора исключает влияние торцового боя полумуфт на точность центровки, а замеры торцовых зазоров в четырех точках каждого положения роторов исключают влияние осевого разбега роторов.

Центровка насоса с электромотором считается законченной, если разность окончательных размеров зазоров не превышает следующие величины:

при числе оборотов насоса 3000 об/мин	0,06 мм	при упругой муфте
» » » » 1500 »	0,08 »	» » » »
» » » » 750 »	0,1 »	» » » »

При неудовлетворительной центровке ротор электромотора перемещают по раме в горизонтальной и вертикальной плоскостях за счет изменения толщины подкладок под лапами мотора. Полностью смонтированный насос подвергают испытаниям под нагрузкой в течение нескольких часов.

МОНТАЖ АММИАЧНЫХ И РАССОЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

Аммиачные трубопроводы изготавливают из стальных цельнотянутых труб. Отдельные трубы соединяют друг с другом при помощи сварки, фланцев и разъемно-штуцерных соединений.

Наибольшее распространение получила сварка, при которой соединения оказываются наиболее прочными, герметичными и

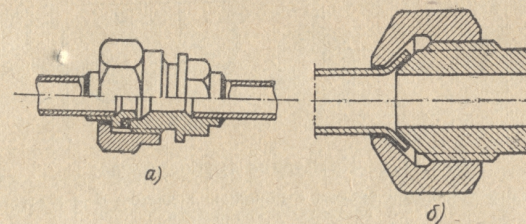


Рис. 175. Соединение трубопровода:

а — разъемно-штуцерное; б — разъемное с накидной гайкой

обходятся гораздо дешевле других видов соединений. Этот вид соединения имеет и недостатки, так, например, при разборке трубопровода места соединений приходится разрезать:

Фланцевые соединения применяют, как правило, при подключении трубопровода к аппаратам холодильной установки и арматуре.

Разъемно-штуцерное соединение применяют для труб диаметром от 6 до 33 мм (рис. 175). В качестве уплотнения используют паранитовую прокладку УВ-10.

До подъема труб к перекрытию укрепляют готовые хомуты с подвесками. К металлическому каркасу подвесных путей трубы крепят хомутами к балкам. Трубопроводы укладывают без «мешков». Последние особенно опасны на всасывающем трубопроводе.

После монтажа из трубопровода удаляют песок, окалину и другие загрязнения продувкой воздухом и испытывают на плотность всех соединений воздушным давлением 12 атм (для

всасывающих) и 18 *ати* (для нагнетательных). После устранения неплотностей трубопроводы испытывают вторично.

Рассольные трубопроводы изготавливают из цельнотянутых труб (соединяют на сварке) или из сварных труб (соединяют с помощью фланцев на разбортовке).

Устанавливают их так же, как и аммиачные трубопроводы. Рассольные трубопроводы имеют уклон до 0,05% лишь в тех случаях, когда необходимо часто выпускать рассол или воздух. В верхних точках трубопроводов устанавливают краники диаметром 10 мм для выпуска воздуха из системы. Рассольные трубопроводы промывают водой от грязи, песка и окалины и испытывают гидравлическим давлением 6 *атм*.

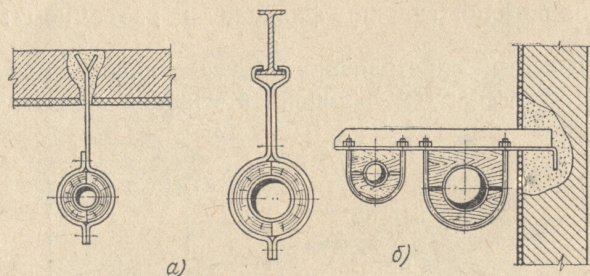


Рис. 176. Крепление трубопровода:

а — к перекрытиям и балкам с помощью подвесок; *б* — к стенам с помощью кронштейнов

Крепят трубопроводы: к перекрытиям — с помощью подвесок (рис. 176, *а*), к стенам — с помощью кронштейнов (рис. 176, *б*). Расстояние между опорами трубопроводов зависит от диаметра трубопроводов, добавочной нагрузки от изоляции и колеблется от 2 до 5 м.

Во избежание тепловых мостиков трубопроводы с отрицательными температурами в местах крепления изолируют деревянными прокладками. Запорную арматуру устанавливают по ходу аммиака, т. е. таким образом, чтобы давление было под клапан.

В рассольных трубопроводах в качестве запорных органов используют задвижки, в которых сопротивление сведены к минимуму, так как при полном поднятии задвижки сечение трубы открывается полностью и нет изменения направления рассола.

ПОДГОТОВКА К ПУСКУ УСТАНОВКИ

Аммиачную систему после окончания монтажа подвергают генеральному испытанию. Предварительно трубопроводы и батареи продувают воздухом и очищают их от окалины и песка.

Для этой цели воздушным компрессором двухступенчатого сжатия создают давление 12 *атм* в отдельном участке аммиачной системы и открывают в конце участка кран. Воздух при этом выходит с большой скоростью и увлекает за собой все загрязнения. Затем переходят к продувке следующего участка.

Одновременно с продувкой выявляют и устраняют неплотности во фланцевых соединениях, сальниках вентилей и других соединениях.

После продувки и устранения дефектов систему подвергают генеральному испытанию воздухом; всасывающую сторону — на 12 *атм*, нагнетательную — на 18 *ати*. В таком состоянии система выдерживается в течение 18 час. Давление фиксируется в течение 18 час. через каждый час. Система признается выдержавшей испытание на герметичность, если после истечения первых 6 час. давление снижается не более, чем на 10%, а в течение остального времени остается постоянным.

Если давление начнет снижаться, то необходимо обнаружить негерметичный участок, устранить его и вторично испытать систему.

Течи быстро обнаруживают путем проверки герметичности каждого участка системы.

После генерального испытания систему заполняют аммиаком. Предварительно ее освобождают от воздуха с помощью основного аммиачного компрессора. При отсосе воздуха все вентили должны быть открыты, за исключением тех, которые сообщаются с атмосферой. При этом нагнетательный вентиль компрессора должен быть закрыт, а фланец вентилья отсоединен от фланца компрессора.

Отсосав систему на вакуум, приступают к заполнению ее аммиаком. Для этого нагнетательный вентиль присоединяют к компрессору, который затем останавливают. Заполнение системы аммиаком производится через наполнительный вентиль, предусмотренный на коллекторе регулирующей станции.

Перед заполнением системы проверяют содержимое каждого баллона. Проверенные баллоны с аммиаком укладывают на специальные стеллажи головкой вниз. Стеллажи с баллонами обычно располагают вне здания и соединяют с наполнительным вентилем резиновым шлангом, имеющим несколько внутренних обкладок и выдерживающим давление 20 *атм*. Перед присоединением каждый баллон взвешивают и записывают его номер. Открывают наполнительный вентиль и вентиль на баллоне. При разности давлений аммиак начнет перетекать в систему. При заполнении системы аммиаком проверяют герметичность мест соединения, используя лакмусовую бумагу. Освобождение баллонов от аммиака определяют по оттаиванию снеговой шубы на стальных отрезках труб, наполнительной резиновой трубке, а

также по весу баллонов. Пустые баллоны отсоединяют и подключают заполненные. Когда перетекание жидкого аммиака из баллонов из-за уравнивания давления прекратится, жидкостной вентиль между конденсатором и регулирующей станцией закрывают. Пускают воду на конденсатор и пускают в ход компрессор, отсасывая аммиак из испарительной части и нагнетая его в конденсатор. Расход аммиака подсчитывают по разности в весе полных и пустых баллонов.

Количество аммиака для заполнения системы зависит от числа аппаратов и процента заполнения их объема. Сначала систему заполняют аммиаком на 85—90 % расчетного количества.

Рассольную систему также подвергают генеральному гидравлическому испытанию. Перед испытанием подготавливают к работе насосы. Во всасывающих патрубках испарителей устраивают временные фильтры. Воду, которой промывают систему, необходимо менять не менее двух раз. Во время промывки систему осматривают и выявленные утечки устраняют.

Замкнутую рассольную систему испытывают гидравлическим давлением в 6 *ати*, открытую — наливом воды. При этом выявляют течи и устраняют их, предварительно спуская давление. Одновременно проверяют работу задвижек и их герметичность.

Генеральное испытание закрытой рассольной системы заключается в проверке системы при давлении 6 *ати*. Давление при этом не должно меняться в течение 5 мин. В открытой рассольной системе при проверке не должно быть течи. При выполнении этих условий системы считаются подготовленными к заполнению рассолом. После заполнения системы рассолом систему предварительно испытывают на циркуляцию хладоносителя.

ПРОБНЫЙ ПУСК И ИСПЫТАНИЕ УСТАНОВКИ

После зарядки системы аммиаком и заполнения рассолом все холодильные машины, аппараты и трубопроводы включают в пробную работу для испытания и регулирования при запроектированных условиях.

При пробном пуске сначала опробывают каждую машину и аппарат в рабочих условиях отдельно и устраняют обнаруженные дефекты. После индивидуальной проверки в работу включают всю холодильную установку и проверяют достаточность аммиака в системе, правильность соединения машин и аппаратов, равномерность распределения аммиака или рассола в охлаждающих аппаратах, испарителях и батареях, проектные температуры в камерах, механические качества компрессоров, вентиляторов и насосов.

Проверенная таким образом холодильная установка принимается специальной комиссией.

МОНТАЖ ФРЕОНОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Фреоновые холодильные установки выпускаются в виде агрегатов. Агрегаты и отдельные элементы холодильных установок холодопроизводительностью свыше 8000 *ккал/час* поставляются полностью осушенными и заполненными сухим азотом под давлением 0,3—0,5 *ати*, а малых установок холодопроизводительностью до 8000 *ккал/час* — заполненными фреоном.

Избыточное давление предохраняет от возможного попадания воздуха и влаги в элементы холодильной установки.

Перед монтажом все оборудование тщательно проверяют. Кроме проверки комплектности поставки согласно спецификационной ведомости, все оборудование осматривают с точки зрения полной сохранности приборов, отсутствия следов ударов и вмятин на трубопроводах, наличия заглушек на фланцах и вентилях и накидных гаек с колпачками на штуцерах.

После проверки комплектности и качества все оборудование обтирают насухо от смазки и приступают к его монтажу. На фундаментах проводят осевые линии и устанавливают на них по уровню оборудование. Сборку фреоновых трубопроводов осуществляют по монтажным чертежам. Их собирают на фланцах, на сварке и разъемным соединением с накидной гайкой.

Фланцы к трубам приваривают с соблюдением перпендикулярности привалочной плоскости фланца к оси трубы. Уплотняют фланцевые соединения прокладками из паранита марки УВ-10 толщиной 1 мм. Так как паранитовая прокладка имеет поры, то перед установкой ее погружают на 1—2 часа в технический глицерин с последующим удалением его излишков с поверхности прокладки. Глицерин не растворяется во фреоне и поэтому делает паранитовую прокладку непроницаемой для фреона. Поверхности фланцев должны быть абсолютно чистыми и промытыми органическим растворителем.

Медные детали паяют латунию Л-62. Разъемные соединения с накидной гайкой применяют для медных труб диаметром не свыше 18 мм. При большем диаметре труб не всегда удается добиться герметичности такого соединения. Стальные и медные трубы гнут обычным способом. Медные трубы небольших диаметров гнут вручную с помощью пружин из стальной проволоки.

Всасывающие трубопроводы располагают с уклоном от испарителя для свободного возврата масла в компрессор. Внутреннюю поверхность стальных и медных труб после приварки фланцев и штуцеров тщательно чистят. Очистку выполняют травлением 20%-ным раствором серной кислоты. Температура окружающей среды не должна быть низкой: при низкой температуре время травления значительно увеличивается, а при температуре, близкой к 0°, совсем прекращается. Шлам с поверхности трубы

после травления удаляют обработкой в осветляющем растворе.

Перед монтажом каждый участок трубопровода при работе на фреоне-12 испытывают под давлением азота: нагнетательную сторону — 16 *ати*, всасывающую — 10 *ати*. При работе на фреоне-22 участки трубопровода проверяют на 18 и 15 *ати*.

После крепления всех частей трубопровод присоединяют к оборудованию, с которого предварительно снимают заглушки.

Полностью собранную установку при работе на фреоне-12 испытывают на плотность сухим азотом при давлении 12 *ати* (нагнетательная сторона) и 8 *ати* (всасывающая сторона). При работе на фреоне-22 установку проверяют соответственно давлением 18 *ати* и 12 *ати*.

При испытании системы на плотность компрессор отключают от системы. Азот подают в систему из баллонов через наполнительный вентиль регулирующей станции. Для выявления неплотностей мест соединения используют мыльную пену. Устранив все утечки, систему оставляют под давлением 8 *ати* (при фреоне-12) или 12 *ати* (при фреоне-22) на 18 час. После первых 6 час. испытания давление не должно снижаться при постоянной температуре окружающей среды.

После испытания давлением азота установки проверяют на плотность вакуумом 700—720 мм рт. ст. Вакуумирование используют также и для осушки системы от влаги. По достижении необходимого разряжения вакуум-насос должен работать еще 5—6 час. Систему вместе с компрессором выдерживают под вакуумом в течение 24 час. Результаты испытания считаются удовлетворительными в том случае, если за это время натекание в систему не превысит 5 мм рт. ст.

К наполнительному вентилю вакуумированной системы присоединяют баллон с фреоном и с помощью паров фреона поднимают давление в ней до давления, соответствующего температуре фреона. При этом температура фреона должна быть на 5° ниже температуры помещения. В свою очередь, температура в помещении должна быть не менее 20°.

Заполнив систему парообразным фреоном, проверяют все соединения на плотность галлоидной горелкой. После устранения всех пропусков заполненную фреоном установку оставляют под давлением в течение 48 час. Испытав систему, приступают к заполнению ее фреоном и маслом. Сначала систему заполняют маслом, для чего пускают воду на конденсатор, включают в работу компрессор и при достижении на всасывающей стороне давления 0,8 *ати* компрессор останавливают.

Банку с маслом при помощи трубки соединяют с вентилем на испарителе до пуска компрессора и создания вакуума в испарителе. Открыв вентиль, в испаритель заливают определенное количество масла, рекомендуемого заводом-изготовителем.

Масло во фреоновых установках применяют: марки ХМ12 — для фреона-12, ХМ22 — для фреона-22.

Заполнение системы фреоном производится через наполнительный вентиль регулирующей станции в такой же последовательности, как и в аммиачных установках.

Пробным пуском установки создают однородный состав фреона и масла во всей системе и проверяют их заполнение.

В это же время регулируют автоматические приборы. Приборы автоматики считаются отрегулированными, если установка работает нормальным рабочим циклом, т. е. включение компрессора правильно чередуется с его остановками.

Мелкие фреоновые установки для предприятий торговли и общественного питания изготавливаются с воздушным конденсатором и ребристыми батареями для непосредственного испарения фреона. Эти установки выпускаются только для работы на фреоне-12 и поступают с завода, полностью заполненные фреоном и маслом, за исключением испарителя, который заполнен парообразным фреоном. Испаритель устанавливают в верхней части шкафа в горизонтальном положении. Агрегат размещают таким образом, чтобы была обеспечена необходимая циркуляция воздуха для конденсации фреона. После этого агрегат и испаритель соединяют трубопроводом, используя съемное соединение с накидной гайкой.

Так как испарительную батарею и агрегат располагают в непосредственной близости, то лайку не применяют. Гнутье труб производят вручную, используя пружины, изготовленные из стальной проволоки.

Смонтированную установку проверяют на плотность мест соединений парами фреона, который подают из ресивера путем открывания вентиля на 1—2 сек. Обмыванием и с помощью галлоидной горелки обнаруживают пропуски. После устранения пропусков из испарителя и трубопровода компрессором удаляют фреоно-воздушную смесь, сбрасывая ее в окружающую атмосферу через штуцер на нагнетательном вентиле. Для удаления из системы остатка воздуха вторично открывают на 1—2 сек. жидкостный вентиль на ресивере, пропуская пары фреона через жидкостный трубопровод, испаритель, всасывающий трубопровод, компрессор и выпуская его через штуцер нагнетательного вентиля.

После продувки системы фреоном накидную гайку на штуцере затягивают.

Полностью освобожденную от воздуха установку вторично проверяют на плотность с помощью галлоидной горелки. Пары фреона подают из ресивера путем открытия жидкостного вентиля на 2—3 сек. После выполнения указанных операций установку пускают в работу.

ЛИТЕРАТУРА

- Бабиец Д. «Холодильная техника», 1959, № 4.
- Бадилькес И. С., Кобулашвили Ш. Н., Ткачев Н. Ф. «Холодильная техника», 1951, № 2.
- Бадилькес И. С. «Холодильная техника», 1952, № 4.
- Бадилькес И. С. «Холодильная техника», 1954, № 3.
- Бадилькес И. С., Сафонов В. И., Ткачев Н. Ф. «Холодильная техника», 1954, № 4.
- Бардах Е. Я., Генис А. Л. Диаграмма i — ξ и расчет холодопроизводительности системы лед—хлористый натрий. Одесса, УкрНИИХИ, 1939.
- Берман Л. Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды, М., Госэнергоиздат, 1957.
- Бер Б., Климов А. Монтаж, ремонт и эксплуатация холодильного оборудования, М., Госторгиздат, 1958.
- Бобков В. А., Веверн В. Н. «Холодильная промышленность», 1940, № 1.
- Бобков В. А., Шелапутин В. И., Высоцкая О. М. Новые методы хранения овощей с помощью льда и снега, М., Госторгиздат, 1958.
- Бобков В. А. «Молочная промышленность», 1950, № 1.
- Вейнберг Б. С. «Холодильная промышленность», 1939.
- Герасимов Н. А. «Мясная индустрия СССР», 1938, № 3.
- Гирш М. Холодильная техника, М., Пищепромиздат, 1937.
- Глаголев В. И. Холодильные установки, ч. I и II, М., Пищепромиздат, 1934—1936.
- Гоголин А. А. Обратное охлаждение воды в холодильных установках, М., Пищепромиздат, 1940.
- Гоголин А. А. Кондиционирование воздуха в предприятиях торговли и общественного питания, М., Госторгиздат, 1958.
- Гоголин А. А., Лаврова В. В. Испытание батарей непосредственного испарения. Сборник работ механического сектора ВНИИХИ. Пищепромиздат, 1940.
- Головкин Н. А., Чижев Г. Б., Школьников В. Ф. Холодильная технология пищевых продуктов, М., Госторгиздат, 1955.
- Горяинов К. Э. Минеральная вата и изделия из нее, М., Машстройиздат, 1950.
- Гуральник М. И. «Холодильная техника», 1958, № 6.
- Гусев С. О., Стрельцов М. М. Подвижной состав для перевозки скоропортящихся грузов, М., Трансжелдориздат, 1954.
- Гусев В. Ф. Монтаж и наладка турбокомпрессоров, М., Машгиз, 1956.
- Гусев М. Н. Технология судоремонта, М., Изд. Мин-ва речного флота СССР, 1947.
- Душин И. Ф. Изоляционные конструкции холодильников, М., Госторгиздат, 1958.
- Жадан В. З. Труды Одесского технологического института пищевой и холодильной промышленности, т. VIII, вып. 1, 1957; т. VIII, вып. 2, 1958.
- Зайцев В. П. Холодильное консервирование рыбных продуктов, М., Пищепромиздат, 1956.
- Иозельсон Е. Б. Транспортные холодильные установки, 1935.
- Иоффе А. Ф. Конденсаторы с воздушным охлаждением.
- Казанский Л. М. «Рыбное хозяйство», 1951, № 7.
- Канаев А. Ф., Чекотилло А. М. Ледяные склады и их использование, М., Изд. Акад. наук, 1952.
- Китайцев В. А., Хренов Г. С. Справочник термоизоляции, М., Госстройиздат, 1949.
- Кобулашвили Ш. Н., Скороморозильные аппараты и установки быстрого замораживания пищевых продуктов, М., ГНТК, 1959.
- Кобулашвили Ш. Н. Новая система охлаждения холодильников. Доклады от СССР на IX Международном конгрессе холода, М., Госторгиздат, 1957.
- Кобулашвили Ш. Н. Основные направления в конструировании аппаратов для быстрого замораживания пищевых продуктов в СССР. Доклады от СССР Международному институту холода, М., Госторгиздат, 1958.
- Кобулашвили Ш. Н. «Холодильная техника», 1953, № 1.
- Кобулашвили Ш. Н. «Холодильная техника», 1951, № 2.
- Кобулашвили Ш. Н., Яковлев Н. «Холодильная техника», 1958, № 2.
- Кобулашвили Ш. Н. «Холодильная техника», 1954, № 2.
- Кобулашвили Ш. Н. Автоматизация аммиачных холодильных установок. Холодильная техника (Сборник трудов), Госторгиздат, 1955.
- Колчин А. И. Механизация погрузочно-разгрузочных работ на холодильниках, М., Госторгиздат, 1956.
- Комаров Н. С. Холод, М., Пищепромиздат, 1953.
- Комаров Н. С. Холодильная техника на зарубежных железных дорогах, М., Трансжелдориздат, 1958.
- Крылов М. М. Ледяные изотермические склады, М., Изд-во Акад. наук, 1951.
- Крылов Ю. С. «Холодильная техника», 1954, № 2.
- Крылов Ю. С. «Холодильная техника», 1958, № 1.
- Кузнецова А. А. Градирни для малых холодильных установок, М., Госторгиздат, 1958.
- Кутателадзе С. С. Теплопередачи при конденсации и кипении, М., Машгиз, 1952.
- Левенсон С. Д., Мартыновский В. С. Судовые холодильные установки, М., «Морской транспорт», 1948.
- Лейбензон Л. «Нефтяное хозяйство», 1927, № 1.
- Лутковский В. В. и др. Холодильные установки. Часть III, Пищепромиздат, 1938.
- Максимов П. «Холодильная техника», 1954, № 4.
- Мартынов М. С., Ниточкин А. Е., Гимпелевич С. Л. Холодильный транспорт, М., Госторгиздат, 1960.
- Мартыновский В. С. Холодильные машины, М., Пищепромиздат, 1950.
- Маталасов С. Ф. Хладотранспорт, М., Трансжелдориздат, 1952.
- Матвеев В. И. Аппараты интенсивного действия замораживания рыбы и рыбопродуктов, М., Пищепромиздат, 1958.
- Мельцер Л. З. «Холодильная техника», 1956, № 3.
- Мельцер Л. З., Чайковский В. Ф. Холодильные машины и установки для сельского хозяйства, М., Машгиз, 1956.
- Митрофанов В. И. Холодильная техника, Пищепромиздат, 1950.
- Мельников В. М. «Холодильная техника», 1957, № 1.
- Михеев М. А. Основы теплопередачи, М., Госэнергоиздат, 1956.
- Павлов Е. Г. Холод на судах рыбной промышленности, М., Пищепромиздат, 1956.
- Пирог П. И. Одноэтажные холодильники малой емкости, М., Госторгиздат, 1954.
- Планк Р. «Холодильная техника», 1959, № 3.

- Покровский Н. К., Зельцерман А. О. Планово-предупредительный ремонт холодильного оборудования (нормы и инструкции). Главхладопром, 1949.
- Покровский Н. К., Бондаренко К. А. Руководство для машинистов холодильных установок. М., Пищепромиздат, 1950.
- Прандтль Л., Титъенс И. Гидро и аэромеханика, т. II, М., изд. ОНТИ НКТП СССР, 1935.
- Розенфельд Л. М., Ткачев А. Г. Холодильные машины и аппараты. М., Госторгиздат, 1960.
- Рютов Д. Г. Пути уменьшения потерь при хранении мороженого мяса. Доклады от СССР IX Международному конгрессу холода. М., Госторгиздат, 1957.
- Рютов Д. Г. «Холодильная техника», 1954, № 2.
- Рютов Д. Г. «Холодильная техника», 1949, № 4.
- Рютов Д. Г. «Холодильная техника», 1954, № 3.
- Рютов Д., Алексеев П., Высоткая О. «Холодильная техника», 1959, № 5.
- Сафонов В. И. Строительные конструкции холодильников. М., Госторгиздат, 1960.
- Скварченко Р. «Холодильная техника», 1937, № 2.
- Скварченко Р. «Холодильная техника», 1949, № 4.
- Сурвилло В. А. Судовые холодильные установки. М., Речной транспорт, 1952.
- Сысоев Л. П. «Холодильная техника», 1948, № 4.
- Сысоев Л. П. «Холодильная техника», 1955, № 1.
- Тезиков А. Д. Производство и применение сухого льда. М., Госторгиздат, 1960.
- Тезиков А. Д. «Холодильная техника», 1954, № 1.
- Ткачев Н. Ф. Строительство крупных распределительных холодильников. Ткачев Н. Ф. «Холодильная техника», 1953, № 1.
- Ткачев Н. Ф. «Холодильная техника», 1951, № 2.
- Ткачев А. Г. Конвективный теплообмен при плавлении и затвердевании гомогенной среды.
- Филиппов П. К. Льдогенератор блочного льда непрерывного действия пленочного намораживания. Доклад на Всесоюзной конференции по холодильной технике. Л., 1959.
- Факторович Л. М. Проектирование и монтаж тепловой изоляции. М., 1960.
- Факторович Л. М. Теплоизоляционные материалы и конструкции. М., 1957.
- Фюрер Н. О. Ледяное и льдосоляное охлаждение. М., Энергоиздат, 1933.
- Фокин К. Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий, 1953.
- Хачатуров А. Б. Анализ тепловых процессов замораживания рыбы в потоке воздуха. Изд-во Московского дома техники, 1956.
- Цибанов В. Анализ причин аварий аммиачных холодильных компрессоров и меры их предупреждения. Диссертация. Московский химико-технологический институт мясной промышленности, 1953.
- Цыдзик В. Е., Вейнберг Б. С., Бармин В. П. Холодильные машины и аппараты. М., Машгиз, 1946.
- Чуклин С. Г. Теплопередача и влагообмен в охлаждающих системах холодильников. Докторская диссертация. Московский ордена Ленина химико-технологический институт им. А. И. Менделеева, 1955.
- Чуклин С. Г. Охлаждающие системы непосредственного испарения. М., БТИ ГНТК СССР, 1959.
- Чуклин С. Г. Промышленное испытание компрессора Стефан Рок. Отчет ВНИХИ, 1947.

- Чуклин С. Г. Теплопередача и влагообмен в ребристых воздухоохладителях. Труды ОТИПХП, т. V, вып. I, 1952.
- Чуклин С. Г. Динамика процессов теплопередачи и влагообмена в камерах хранения холодильников. Сборник трудов ОТИПХП, вып. VI, 1955.
- Чуклин С. Г., Чумак И. Г. «Мясная индустрия СССР», 1958, № 6.
- Чуклин С. Г. «Холодильная техника», 1948, № 1.
- Чуклин С., Чумак И., Могилевский И. «Мясная индустрия СССР», 1961, № 1.
- Чуклин С. Г. Анализ явлений теплопередачи при переходе вещества из жидкой фазы в твердую. Диссертация УкрНИХИ, 1937.
- Чуклин С. Г. «Холодильная техника», 1948, № 1.
- Чуклин С. Г., Чумак И. Г. «Пищевая промышленность». Научно-техн. сборник № 2, ин-т техн. информации, Киев, 1961.
- Чуклин С. Г., Челуренко В. П. «Пищевая промышленность». Научно-техн. сборник № 2, ин-т техн. информации, Киев, 1961.
- Шеффер А. П. «Холодильная техника», 1950, № 4.
- Шеффер А. П. «Мясная индустрия СССР», 1958, № 4.
- Шеффер А., Саатчан А. «Мясная индустрия СССР», 1958, № 6.
- Шеффер А. П. «Мясная индустрия СССР», 1959, № 4.
- Штаерман М. Я. Изоляция холодильников. М., Пищепромиздат, 1954.
- Штаерман М. Я. Основы строительного дела в пищевой промышленности. М., Пищепромиздат, 1949.
- Шербаков Е. С. «Холодильная техника», 1954, № 2.
- Шербаков Е. С. «Мясная индустрия СССР», 1951, № 1.
- Шербаков Е. С. «Мясная индустрия СССР», 1951, № 5.
- Якобсон В. Б. Автоматизация холодильных установок. М., Госторгиздат, 1958.
- «Холодильная техника» за 1954—1959 гг. Раздел «По страницам иностранных журналов» — обзоры Гуральника М. И. и Гиндлина И. М.
- Инструкция по проектированию холодильных установок. М., Госторгиздат, 1956.
- Правила обслуживания судовых двигателей внутреннего сгорания и ухода за ними. М., «Морской транспорт», 1947.
- Правила техники безопасности на холодильных установках. Главхладопром, 1952.
- Правила обслуживания судовых холодильных установок и ухода за ними. М., «Морской транспорт», 1948.
- Справочник «Машиностроение», т. 12. Машгиз, 1958.
- Технические условия проектирования фундаментов под машины с динамическими нагрузками (СН-58). М., Гос. изд-во литературы по строительству, архитектуре и строительным материалам, 1958.
- Техническая эксплуатация оборудования холодильников. Сборник инструкций Министерства торговли СССР, 1954.
- Материалы IX и X Международных конгрессов по Холоду. Data Book, Refrigeration Fundamentals, Basic Volume, 1951.
- Ch. Burkhardt, «Residential and commercial air Conditioning». M. Graw-Hill Book Company, INC, New-York, 1959.
- T. Mitchell, World Refrigeration and Air-Conditioning, vol. 7 (1956), 6, p. 316.
- L. Vahe, Ein neues Verfahren zur Erzeugung von festem kohlendioxyd kältetechnik, N 5, 1959, S. 134.
- Coddard Refr. End., N 8, 1950.
- Cöldner «Kältetechnik», 1950.
- Steule «Kältmaschinenöle», Berlin, 1955.
- G. Bombach «Kältetechnik», N 7, 1955.
- C. M. Bosworth «Refr. End» N 6, 1952.
- P. Waade «Kältetechnik» № 11, 1952.
- Kellie «Air Cond. Refr.», 1950.
- Refr. Dater Book, 1957.

Коэффициент теплопередачи батарей аммиачной 51, 122
 — — — каскад 70, 72
 — — — настенной двухрядной 52
 — — — однорядной 52
 — — — потолочной двухрядной 52
 — — — потолочной однорядной 52
 — — — пучковой 52
 — — — трехрядной 86
 — — — пристенной двухрядной 85
 — — — однорядной 85

Коэффициент теплопроводности изоляционных материалов 200, 201
 — — — расчетный 209

Кривая относительной влажности воздуха 197
 — парциальных давлений насыщенного пара 197
 — температурного режима морозилок 155

Криогидратная точка рассола 98
 Критерий Прандтля 323

Л

Лед водный 319
 — эвтектический 350
 Ледники 359
 Ледохранилище постоянного закрытого типа 339
 Ледяное и льдосоляное охлаждение, физические основы 349
 Ледяной склад системы инж. Крылова 357, 358
 Лифт холодильника 14, 16, 19
 Льдогенератор блочного льда 340
 — непосредственного испарения 340, 342
 — рассольного охлаждения 340
 — снежного льда 343
 — трубчатого льда 344
 — чешуйчатого льда 342

Льдопункт 399
 Льдотехника, основы 320

М

Масла смазочные 291, 292
 Маслоотделитель 306
 Машины холодильные бессальниковые 291
 — с внешним двигателем 291
 Мипора 213, 416
 Монтаж батарей аммиачных и рассольных 450
 — испарителей 449
 — компрессоров вертикальных 446
 — — горизонтальных 439

— конденсаторов 449
 — насосов центробежных 450
 — трубопроводов аммиачных 453
 — — рассольных 453
 — холодильных аппаратов 449
 — — установок фреоновых 457
 Морозилка 15, 21
 — камерная 125, 149, 151, 152
 — с принудительной циркуляцией воздуха (канальное воздуховодное распределение) 157
 — — — — (струйное воздуховодное распределение) 157
 — — — — (щелевое воздуховодное распределение) 157, 164
 — со смешанным охлаждением 169
 — туннельного типа 15

Н

Нагрузка тепловая 40, 57, 84, 117
 — — — батарей 42
 — — — удельная 56
 Намораживание льда 325
 Насосное действие поршневых колец 297
 Напор жидкости гидравлический 69
 — — — температурный 67
 — — — циркуляционный 40
 Ненормальности в работе рассольных систем 246
 Ненормальные условия работы холодильной установки 239
 Неправильная эксплуатация холодильных установок 242
 Нормальные условия работы холодильной установки 238

О

Объемный вес строительных и изоляционных материалов 201
 Особенности и правила эксплуатации циркуляционной системы охлаждения ВНИИХИ 248
 — строительных конструкций холодильников 8
 — судовых холодильных установок 409
 — фреоновых установок 290
 Отделитель жидкости 37, 42, 51, 54, 65
 Охлаждение воды испарительное 254
 — воздуха льдом 366
 — воздушное 32
 — зеротерное 367, 423
 Охлаждение контактным методом 368
 — смешанное 32

Охлаждающая система камеры термической обработки продуктов 164

П

Пандус 11
 Пароизоляция 12, 203
 Паронепроницаемость 12
 Паросодержание 35, 40, 56
 Пенобетон 210
 Пенопласт 214
 Пеностекло 213
 Пеноуретан 214
 Перевод безнасосной аммиачной системы в насосную 62
 Перегрев паров допустимый 54
 Перекрытие изолированное 19
 — междуэтажное с внутренними колоннами 8, 13
 — неизолированное 19
 Платформа холодильника автомобильная 27
 — — железнодорожная 27
 Погрузочно-разгрузочные работы на холодильниках 27
 Подвал холодильника 11
 Подготовка холодильной установки к пуску 454
 Подогрев грунта 22
 Подстанция трансформаторная 15
 Поезд рефрижераторный 399
 Показатели холодильника основные 15
 Покрытие холодильника бесчердачное 12
 — с чердаком 12
 Потери напора в батарее 39
 — энергетические 38
 Правила Регистра СССР 405, 410
 Прилавок охлаждаемый 282
 Применение сухого льда 390, 391
 Пробка изоляционная 416
 Продолжительность замораживания продуктов 172
 Производительность камер домораживания 15
 — морозилок 15
 — пленочных градирен 261
 Производство искусственного водного льда 340
 — — сухого льда 380
 — — — — прессованием снегообной углекислоты 388
 — — — — при высоком давлении 380
 — — — — низком давлении 386
 — — — — среднем давлении 384
 Пуск и испытание холодильной установки 456

Р

Равновесие динамическое 40
 Размеры градирен различной производительности 261
 Распределение масла в испарителях 301
 Рассол 96, 195
 Растворы маслорассольные 293
 Расход основных материалов на 1 т емкости холодильников 11
 Расчет брызгального бассейна 273, 276
 — градирни вентиляционной 276
 — конденсатора оросительного 273, 276
 — — проточного 276
 — коэффициента теплопередачи изоляции рефрижераторных судов 417
 — теплопритоков рефрижераторных судов 418, 419
 Регулирование работы холодильной установки 235
 Режим работы конденсаторов и воздухоохладителей 268, 269, 271
 — — холодильной установки 40
 Реле времени командное 26
 Ремонт компрессоров вертикальных 428
 — холодильного оборудования капитальный 427
 — планово-предупредительный 427
 — средний 427
 — текущий 428
 — холодильных аппаратов 435
 Ресивер 44, 58, 72
 Рубашка теплозащитная воздушная 16, 138.

С

Сборник жидкого аммиака 54
 Система непосредственного испарения аммиака 21
 — — — безнасосная 31
 — — — многоиспарительная 43
 — — — прямоточная 33
 — — — с аккумулятором 35
 — — — — батареями каскад 67, 68
 — — — — отделителем жидкости 31, 36
 Система непосредственного испарения самоточная 37
 — — — автоматизированная ВНИИХИ 64, 67

Система охлаждения авторефрижераторов с автономными холодильными установками 423

— — — батареями непосредственного испарения 425
— — — воздушная 32, 101
— — — конденсаторов водяная без возврата использованной воды 254

— — — — с испарительным (обратным) охлаждением использованной воды 254
— — — панельного охлаждения 140
— — — рассольная 21, 32, 89, 100
— — — закрытая 90
— — — открытая 90
— — — сигнализации 22

Скорость критическая расходная 40
— замораживания 172

Смазка холодильных машин 290

Соединение трубопроводов 453

Сопротивление гидравлическое парожидкостной смеси 35, 38, 40

Способы хранения естественного льда 338
— удаления жидкого аммиака из оттаиваемых батарей 44

Сроки хранения продуктов 129

Станция регулирующая 37

— термостатическая с установкой дифференциальных термометров 54

Стекловата 416

Стена холодильника из сборных панелей 11

Степень эффективности вентиляционной капельной градирни 277

Структура изоляционных материалов 202

Суда рефрижераторные 6, 405

Сухой лед, физические свойства 369

Схема аммиачная с принудительной циркуляцией холодильного агента 16

— зарядки автомобилей-холодильников от центральной зарядной станции 423

— отвода масла из испарителя методом ответвленного потока 306

— оттаивания снеговой шубы 44

— раздельной абсорбционной холодильной установки на автомобилях-холодильниках 423

— установки градирни крупной производительности для кондиционирования воздуха 264

Схема холодильной установки с охлаждающей системой каскад 74

Т

Тамбур шлюзовой 29

Температура в камере холодильника 12

— — — хранения мороженных грузов 22

— застывания масла 295

— таяния льдосоляной смеси 353

Тепловой поток 83

— расчет воздухоохладителей 114

Теплоемкость жидкого аммиака 39

— твердой углекислоты 371

Тепло- и массообмен при испарительном охлаждении водой 266

Теплоноситель 88

Теплообмен в камере 132

Теплоотдача в камере холодильника 136

Теплопередача 40, 44, 50

— в воздухоохладителях 105, 113

Теплоприток 43

— внешний 8, 9, 130

— внутренний 139

Теплопроводность изоляционных и строительных материалов 200

— твердой углекислоты 371

Термостат 44

Технико-экономические показатели различных способов замораживания мяса 170

Типы контроля температуры воды в градирне 265

Толщина изоляции 234

Торфоплиты 210

Точка росы 44, 50

Транспорт холодильный 332

Траулер 408

Труба перелива из отделителя в ресивер 56, 71, 72

Трубопровод жидкостной 37, 63

— магистральный 65

— рассольный 89

— фреоновый всасывающий 311

— — нагнетательный 309

У

Увлажнение изоляционных материалов 203

Удары гидравлические, меры их предотвращения 55

Указатель максимального уровня аммиака для ресиверов и испарителей 22

— поплавковый уровня рассола 22

Указатель уровня жидкого аммиака дистанционный 54

— — жидкости 53, 56

Упругость максимальная водяного пара в воздухе 198

Уровнедержатель 66

Условия намораживания льда 324

Установка холодильная аммиачная двухступенчатая автоматизированная 22

Устройство охлаждающее без принудительной циркуляции воздуха 255

— — с принудительной циркуляцией воздуха 257

— холодильников 14

Усушка продуктов 133

Уход технический за холодильным оборудованием 427

Ф

Фреон-22 24, 317

Фреон-12 24, 317

Фольга алюминиевая 416

Формула Р. Планка 153

— Рютова 175

Форсунка брызгальных бассейнов 256

Фундамент под компрессор 437

— холодильника 10

Х

Характеристика льдогенераторов производительностью 70 т/сутки 348

— строительно-изоляционных материалов 210, 211

— типовых холодильников емкостью от 12 до 1000 т с рассольным охлаждением 24

— эвтектических растворов 350

— эксплуатационная камерных морозилок 168

Хладокомбинат 5

Хладотранспорт железнодорожный 394

Холод искусственный 2

Холодильник емкостью 100 и 50 т Гипрохолода 24, 25

— заготовительный 6

— крупный 7

— — однокамерный распределительный условной емкостью 15 тыс. т 23

— — малой емкости (до 1000 т) 27

— мелкий 7

— многоэтажный 7, 8, 9

— одноэтажный 7, 9, 26

— — универсальный емкостью 10 тыс. т 19, 20

— подземный 23

— продовольственных баз и торговых предприятий 5, 6

— производственный 5, 6

— распределительный 6

— с охлаждением льдосоляным 361

— — — рассольным 363

— смешанного типа 6

— специализированный 7

— средний 7, 18

— универсальный 7

Холодильные агенты с неограниченной растворимостью 293

— — — ограниченной растворимостью 293

— установки производительностью до 300 нккал/час 278

— — — от 300 до 3000 нккал/час (мелкие) 278

— — — от 3000 до

30 000 нккал/час (малые) 279

— — — фреоновые 278

— — — малые и мелкие 278

Холодопроизводительность 8, 38

— волного льда 348

— компрессора 15

— льдосоляной смеси 353

— рефрижераторных судов 419

Ц

Цепь холодильная непрерывная 5, 28

Цех компрессорный 15

Циркуляционный контур батареи 38

Циркуляция аммиака в системе с отделителем жидкости 38

— масла 296

Ш

Шкаф холодильный объемом 500 л 281

Штабелеукладчик 10, 16, 27

Шуба снеговая 26, 44, 69, 95

Штуцер для подвода жидкости в батареях 66

Э

Эбонит экспандированный 215

Экспанзит 213

Эксплуатация холодильных установок 235

Элеватор подъемно-реверсивный 18

Электропогрузчик 10, 21

Энтальпия трехфазной смеси 370

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава I. Общие сведения о холодильниках	
Типы холодильников	5
Особенности строительных конструкций холодильников	8
Устройство холодильников	14
Общие сведения	14
Крупные и средние холодильники	15
Холодильники малой емкости	24
Организация грузовых работ на холодильниках	27
Глава II. Безнасосные системы непосредственного испарения холодильников	
✓ Прямоточная система непосредственного испарения	33
Система с отделителем жидкости	36
Циркуляция аммиака в системах с отделителем жидкости	38
Влияние столба жидкости на теплопередачу батарей и режим работы установок	41
Многоиспарительные системы	43
✓ Схемы оттаивания снеговой шубы	44
Элементы системы непосредственного испарения с отделителем жидкости	48
Гидравлические удары и меры их предотвращения	55
Недостатки систем с отделителем жидкости	59
Глава III. Насосные системы непосредственного испарения холодильников	
Насосные аммиачные системы	61
Автоматизированная система ВНИХИ	64
Малоемкая и частично затопленная система с батареями каскад	67
Камерные батареи	78
Глава IV. Рассольные и воздушные системы охлаждения холодильников	
✓ Рассольные системы охлаждения	88
Рассолы и их свойства. Коррозия металлов рассолами	96
Преимущества и недостатки рассольных систем охлаждения	100
Воздушное охлаждение	101
Теплопередача и влагообмен в трубчатых воздухоохладителях	105

Процесс осаждения инея у охлаждаемой поверхности, обдуваемой воздухом	106
Тепловой расчет ребристых воздухоохладителей	114
Глава V. Камеры холодильников	
Общая характеристика камер	123
Камеры хранения	127
Равновесная температура	130
Равновесная относительная влажность воздуха	132
Усушка продуктов	133
Камеры термической обработки продуктов	143
Камеры охлаждения	143
Камеры замораживания	148
Методы интенсификации и повышения эффективности работы камерных морозилок	152
Глава VI. Скороморозильные аппараты	
Область применения	171
Продолжительность замораживания	172
Классификация скороморозильных аппаратов	176
Конструкции скороморозильных аппаратов	179
Глава VII. Изоляция холодильников	
Назначение и особенности эксплуатации	196
Теплопроводность изоляционных и строительных материалов	200
Увлажнение изоляционных материалов. Пароизоляция	203
Характеристика строительно-изоляционных материалов	210
Изоляционные конструкции холодильников	217
Расчет теплопритоков. Оптимальная толщина изоляции	231
Глава VIII. Эксплуатация холодильных установок	
Регулирование работы холодильной установки	235
Ненормальные условия работы холодильной установки	239
Неправильная эксплуатация холодильной установки	242
Ненормальности в работе рассольных систем	246
Особенности и правила эксплуатации циркуляционной системы охлаждения ВНИХИ	248
Глава IX. Испарительное охлаждение воды	
Система охлаждения конденсаторов	253
Охлаждающие устройства без принудительной циркуляции воздуха	255
Охлаждающие устройства с принудительной циркуляцией воздуха	257
Испарительные конденсаторы	262
Установка градиент, автоматика и контроль	264
Расчет конденсаторных и водоохладительных установок при испарительном охлаждении воды	266
Глава X. Фреоновые холодильные установки	
Малые и мелкие холодильные установки	278
Классификация и характеристика установок	278
Особенности холодильников торговых предприятий	281
Автоматизация установок торгового типа	285
Особенности фреоновых установок	290
Свойства масел и маслорфреоновых растворов	290
Циркуляция масла	296
Влияние масла на работу холодильной установки	299
Распределение масла в различных испарителях	301

• Маслоотделители	306
Особенности устройства фреоновых трубопроводов	308
Перевод машин на работу с фреона-12 на фреон-22	317

Глава XI. Водный лед

Основы льдотехники	320
Физические основы процессов образования льда	320
Теплопередача и льдообразование у охлаждаемых стенок	322
Способы заготовки и хранения естественного водного льда	332
Производство искусственного водного льда	340
Льдогенераторы рассольного охлаждения	340
Льдогенераторы непосредственного испарения	342

Глава XII. Ледяное и льдосоляное охлаждение

Физические основы ледяного и льдосоляного охлаждения	349
Классификация холодильников и систем охлаждения	356
Ледяные склады и ледники	356
Холодильники с льдосоляным охлаждением	361
Холодильники с рассольным охлаждением	363
Охлаждение воздуха льдом	366
Зероторное охлаждение	367
Охлаждение контактным методом	368

Глава XIII. Сухой лед

Физические свойства сухого льда	369
Источники сырья для производства сухого льда	371
Производство сухого льда	380
Применение сухого льда	390

Глава XIV. Холодильный транспорт

Железнодорожный хладотранспорт	394
Вагоны-ледники	394
Вагоны с машинным охлаждением	399
Поезда с центральным машинным охлаждением	402
Водный хладотранспорт	404
Общие сведения	404
Планировка и устройство рефрижераторных судов	405
Особенности судовых холодильных установок	409
Изоляция рефрижераторных трюмов. Расчет теплопритоков	415
Холодильный автотранспорт	421

Глава XV. Ремонт и монтаж холодильного оборудования

Организация планово-предупредительного ремонта	427
Ремонт вертикальных компрессоров	428
Ремонт холодильных аппаратов	435
Разбивка осей компрессоров и сооружение фундаментов	437
Монтаж горизонтальных компрессоров	439
Монтаж вертикальных компрессоров	446
Монтаж холодильных аппаратов	449
Монтаж центробежных насосов	450
Монтаж аммиачных и рассольных трубопроводов	453
Подготовка к пуску установки	454
Пробный пуск и испытание установки	456
Монтаж фреоновых холодильных установок	457
Литература	460
Алфавитный указатель	464