ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО РЫБОЛОВСТВУ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Калининградский государственный технический университет»

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота

Э.Е. Елисеев, доцент кафедры ХКТК БГАРФ

СУДОВЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Учебное пособие
для курсантов (студентов)
по направлению подготовки 16.03.03
«Холодильная, криогенная техника
и системы жизнеобеспечения»
всех форм обучения

Калининград
Издательство БГАРФ
2021

УДК 621.56.(075)

Елисеев, Э.Е. **Судовые холодильные установки:** учеб. пособие / Э.Е. Елисеев. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2021. – 151 с.

В учебном пособии изложены теоретические основы по изучению судовых холодильных установок с учетом требований морского Регистра России. Рассмотрены судовые потребители и генераторы холода различного назначения. Рассмотрена методика анализа работы судовых холодильных установок, в том числе с учетом нестационарности процессов.

Пособие разработано в соответствии с учебной программой дисциплины «Судовые холодильные установки», предназначено для курсантов (студентов) высших учебных заведений по специальности 16.03.03 «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения».

Рис. 52, табл. 3, библиогр. – 15 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Балтийской государственной академии рыбопромыслового флота.

Рецензенты: **Кошелев В.Л.**, канд. техн. наук, доцент, ген. директор «ФАВВ Рефимпекс»;
Харькин А.А., канд. техн. наук, доцент кафедры ХКТК БГАРФ

ISBN 978-5-7481-0459-3

© БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ», 2021

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 5

Глава 1. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СУДОВЫХ РЕФРИЖЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК 7
1.1. Типы холодильных предприятий 7
1.1.1. Типы рефрижераторных судов 7
1.1.2. Особенности проектирования судовых холодильных установок 9
1.1.3. Планировка судовых холодильных установок 10

Глава 2. ТЕПЛОИЗОЛЯЦИЯ ОХЛАЖДАЕМЫХ ОБЪЕКТОВ 12
2.1. Назначение теплоизоляции 12
2.2. Различные типы теплоизоляционных материалов 13
2.3. Влияние наличия избыточной влаги на теплоизоляционные свойства материалов 16
2.3.1. Методика определения влажностного поля в теплоизоляционной конструкции. 16
2.4. Паро-гидроизоляционные материалы 20
2.5. Типы конструкций судовых теплоизоляционных ограждений 20
2.5.1. Методика определения оптимальной толщины теплоизоляции 24
2.5.2. Расчет теплоизоляции цилиндрических поверхностей 26
2.6. Определение коэффициента теплопередачи теплоизолирующего ограждения при наличии тепловых мостиков 28
2.6.1. Метод электротепловой аналогии 28
2.6.2. Зональные методы расчета коэффициента теплопередачи теплоизолирующих ограждений 31
2.6.3. Зональный метод круговых потоков А.Е. Ниточкина 33
2.7. Методы промышленных испытаний судовых теплоизоляционных ограждений ... 36

Глава 3. СПОСОБЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОМЕЩЕНИЙ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ 40
3.1. Основные типы судовых систем охлаждения 40
3.1.1. Системы с непосредственным кипением холодильного агента в приборах охлаждения 40
3.1.2. Схемы систем с промежуточным хладоносителем 42
3.2. Способы отвода тепла от охлаждаемого объекта 42
3.3. Морозильные аппараты и установки 49
3.4. Определение равновесной температуры и влажности в системах охлаждения 61

Глава 4. СХЕМЫ СУДОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК 66
4.1. Требования к схемам судовых холодильных установок 66
4.2. Схемы узлов подачи холодильного агента в приборы охлаждения 77
4.3. Схемы подачи хладоносителя в приборы охлаждения 85
4.4. Примеры схем судовых холодильных установок 87
4.5. Схема комбинированной холодильной установки с раздельными холодильными машинами 90

БГАРФ

Глава 5. СУДОВЫЕ СИСТЕМЫ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ МОРЕПРОДУКТОВ 95
5.1. Сравнительный анализ схем систем предварительного охлаждения рыбы 95

Глава 6. ЗАДАЧА И МЕТОД РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ 108
6.1. Общий порядок расчета тепловой нагрузки от различных потребителей холода. 108

Глава 7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СЛОЯ ИНЕЯ НА ОХЛАЖДАЕМЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ НА ОСНОВАНИИ ФИЗИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОБРАЗОВАНИЯ СЛОЯ ИНЕЯ 110
7.1. Условия образования снеговой шубы при различных температурных условиях. 110
7.2. Физическая модель снеговой шубы Константинова Л.И. 113

Глава 8. РАЗМЕЩЕНИЕ ОБОРУДОВАНИЯ В МАШИННЫХ ОТДЕЛЕНИЯХ 116

Глава 9. ПОНЯТИЕ ОБ АНАЛИЗЕ СУДОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ. ЦЕЛИ И МЕТОДЫ АНАЛИЗА 117
9.1. Методика анализа работы СХУ 117
9.2. Анализ работы двухступенчатой холодильной установки на нестационарных режимах 118

ПРИЛОЖЕНИЯ 125
Приложение 1 125
Приложение 2 126

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ 151

ВВЕДЕНИЕ

Судовая холодильная установка представляет собой комплекс машин, оборудования, трубопроводов и других устройств и включает в себя холодильную машину, обеспечивающую производство искусственного холода, и ряд потребителей холода.

Первая попытка использования искусственного холода на судах с целью перевозки охлаждённого мяса относится к 1876 г., когда французский инженер Шарль Телье применил парокомпрессионную холодильную машину на пароходе «Фригорифик».

К 1877 г. относится опыт замораживания и перевозки мороженого мяса из Южной Америки во Францию на пароходе «Парагвай», оснащенном водоаммиачной абсорбционной холодильной машиной. К этому же времени относится и перевозка мороженого мяса из Австралии в Англию на пароходе «Стратлевен». При этом мясо замораживалось на борту судна с помощью воздушной холодильной машины. Успешное использование холодильной машины на пароходах дало толчок применению этих машин на парусных кораблях. В частности, в 1881 г. парусник «Дунедин» перевозил баранину из Новой Зеландии в Англию. Первое рефрижераторное судно в России (несамоходная баржа с воздушной холодильной машиной) было построено в 1888 г. и служило для единовременной перевозки 170 т рыбы или мяса. В 1904 и 1907 гг. построены несамоходные баржи с углекислотными холодильными машинами для перевозки рыбы по Енисею и Амуру. Начиная с 1902 г. были начаты регулярные рейсы морских рефрижераторных судов между русскими портами на Балтике и Западной Европой, а также между Одессой и Дальним Востоком. Общее количество морских и речных рефрижераторных судов в России в 1911 г. составляло около 30.

В конце двадцатых годов на советской судостроительной верфи была построена серия из шести рефрижераторных грузопассажирских судов с углекислотными холодильными машинами. Эти суда по своему техническому уровню не уступали лучшим зарубежным образцам. В это же время на Адмиралтейском заводе была построена серия из четырех рефрижераторов с аммиачными холодильными установками.

К довоенному периоду относится и создание первых производственных рефрижераторов флота рыбной промышленности, оборудованных морозильными аппаратами и холодильными установками большой производительности. Наиболее значительное развитие рефрижераторный флот получил после окончания Великой Отечественной войны. Он состоял из добывающих, обрабатывающих и транспортных рефрижераторных судов.

Развитие холодильной техники флота рыбной промышленности может быть охарактеризовано тенденциями изменения основных параметров рефрижераторных судов и их холодильных установок.

БГАРФ

В период до 1958-60 гг. водоизмещение самых крупных судов (транспортных рефрижераторов) не превышало 10 тыс. т. Водоизмещение самых крупных перерабатывающих судов не превышало 8 тыс. т. Начиная с 1960 г. развивается тенденция к созданию крупнотоннажных рыбообрабатывающих баз, водоизмещение которых к 1973 г. достигло 29-44 тыс. т. К этому же времени водоизмещение транспортных рефрижераторов увеличилось до 14-22 тыс. т, а добывающих судов – до 5-8 тыс. т. Увеличивается также и скорость хода судов, которая для добывающих и обрабатывающих судов достигла 13-15 уз, а для транспортных 18-22 уз.

Развитие рефрижераторного флота характеризуется также изменением типа холодильных машин и применяемого хладагента.

Начиная с 1969 г. наблюдалась повсеместная тенденция к переходу на фреон-22, в особенности применительно к судовым холодильным машинам большой производительности с винтовыми компрессорами. Данная тенденция наблюдалась вплоть до конца восьмидесятых годов двадцатого века, когда начались исследования влияния различных холодильных агентов на окружающую среду. В результате в 1992 году появился Монреальский протокол о полном поэтапном запрете хлорсодержащих холодильных агентов. Указанное обстоятельство в полной мере отразилось и на судовых холодильных установках.

В настоящее время строятся и эксплуатируются рыбодобывающие рефрижераторные суда различного водоизмещения, оборудованные современными холодильными установками. Одновременно широко внедрялась механизация и автоматизация технологических процессов.

Повышение эффективности рефрижераторного флота должно базироваться на глубоком знании процессов, происходящих в холодильных установках, которое позволяет обеспечить рациональное проектирование, грамотную эксплуатацию и изыскание скрытых резервов холодильных установок. В связи с этим возрастают требования к подготовке специалистов по проектированию и эксплуатации судового холодильного оборудования.

БГАРФ

Глава 1. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СУДОВЫХ РЕФРИЖЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК

1.1. Типы ходильных предприятий

Оптимальным способом сохранения добытых морепродуктов без существенных потерь пищевой ценности является холодильная обработка. Причем желательно, чтобы так называемая холодильная цепь была непрерывной. Непрерывная холодильная цепь включает систему рефрижераторных судов, которые представляют собой плавучие холодильные предприятия, а также береговые холодильные предприятия (холодильники). В качестве холодильников, выполняющих функции отдельных звеньев холодильной цепи, можно рассматривать и наземный холодильный транспорт (железнодорожный и автомобильный).

Береговые холодильники предназначены для охлаждения, замораживания и хранения скоропортящихся продуктов, в частности мороженой рыбы. Назначение рефрижераторного судна определяется его типом.

1.1.1. Типы рефрижераторных судов

По назначению рефрижераторные суда флота рыбной промышленности можно подразделить на три основные группы: *добывающие*, *обрабатывающие* и *приемно-транспортные*. Схема классификации рефрижераторных судов приведена на рис. 1.

Добывающие рефрижераторные суда предназначены для вылова рыбы и первичной или полной переработки добываемого сырья.

Суда этой группы могут быть подразделены на следующие подгруппы.

1. Малые и средние рыболовные рефрижераторные траулеры (МРТР, СРТР и РТР). Эти суда небольшого и среднего водоизмещения имеют холодильные установки для производства льда и охлаждения трюмов, в которых кратковременно хранится охлажденная выловленная рыба до передачи на обрабатывающие суда.

2. Средние рыболовные траулеры (морозильные) СРТМ. Эта подгруппа судов по своим характеристиками близко подходит к предыдущей, но отличается от нее тем, что на этих судах производится замораживание рыбы и ее хранение перед сдачей на транспортные рефрижераторы. Суда этого типа оборудуются шкафными или плиточными морозильными аппаратами, а хранение мороженой рыбопродукции производится в охлаждаемых трюмах. Мороженая продукция с этих судов передается, как правило, на транспортные рефрижераторы.

3. Крупнотоннажные рыболовные траулеры. К этой группе относятся суда типов «Орленок» проекта 333, «Моонзунд» проекта 488 и так далее. Эти суда предназначены для вылова, замораживания и другой переработки рыбы (на консервы), рыбных отходов и непищевой рыбы (на рыбную му-

ку). Суда этого типа оснащаются морозильными аппаратами и имеют охлаждаемые трюмы, позволяющие сохранять большое количество мороженой рыбопродукции перед сдачей на транспортные рефрижераторы или ее доставки в порты.

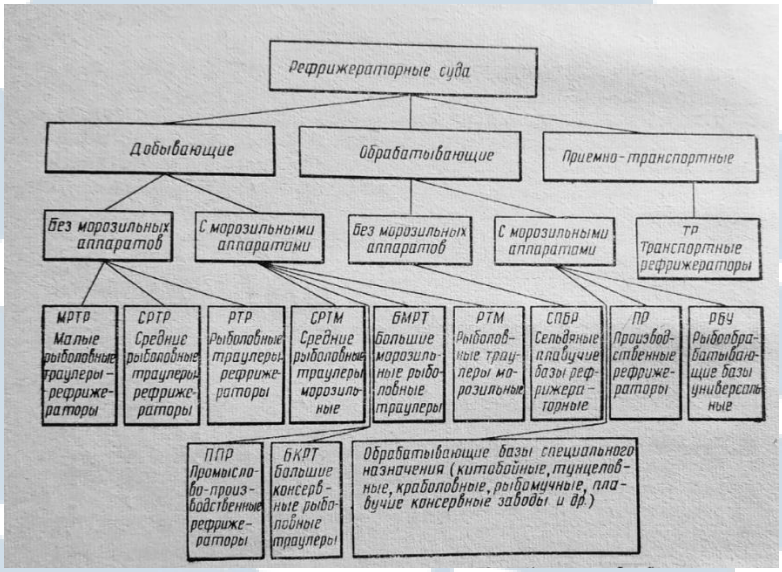

Рис.1 . Классификация рефрижераторных судов флота рыбной промышленности

Обрабатывающие суда принимают от добывающих судов рыбу-сырец или полуфабрикаты и производят их переработку (замораживание, приготовление филе, посол, изготовление пресервов и т. п.). Полученная продукция передается на транспортные рефрижераторы или транспортируется в порты. К данному типу судов относятся рыбообрабатывающие базы, производственные рефрижераторы, служащие для замораживания сырья, получаемого с добывающих судов; тунцеловные и рыбомучные базы, а также другие суда, перерабатывающие сырье разного рода.

Типичным представителем такого рода судов является плавучая рыбообрабатывающая база типа «Восток».

Приемно-транспортные рефрижераторные суда предназначены для приема в море консервированной рыбопродукции и доставки ее в порты назначения. Эти суда не имеют установок для охлаждения и замораживания, мощность холодильного оборудования позволяет несколько понижать температуру продукции в трюмах. Современная тенденция развития приемно-транспортного флота основана на применении крупнотоннажных быстроходных судов с различной грузовместимостью. Транспортные рефрижераторы оснащаются мощными автоматизированными холодильными установками с универсальным или низкотемпературным режимом трюмов. Следует отметить, что перевозка замороженных грузов может осуществляться с использованием специальных автономных контейнеров.

С точки зрения непрерывности холодильной цепи – это оптимальный вариант, но данный способ транспортировки значительно уступает по провозной эффективности классическим транспортным рефрижераторам.

1.1.2. Особенности проектирования судовых холодильных установок

Проектирование рефрижераторных судов, в том числе их холодильных установок, является очень сложной и трудоемкой задачей и производится в две стадии: разработка технического и рабочего проектов. Созданию технического проекта предшествуют разработка задания на проектирование и эскизные проработки проектируемого судна.

Применительно к холодильной установке рефрижераторного судна на основании проведенного технико-экономического анализа задают производительность технологических устройств и определяют расчетную холодопроизводительность машин, обслуживающих различные системы (морозильный комплекс, системы охлаждения трюмов, предварительного охлаждения, системы кондиционирования воздуха и т. д.).

В процессе проектирования определяют вид хладагента, типы применяемых холодильных машин, морозильных аппаратов и других устройств, использующих холод, рациональную систему охлаждения, типы конструкций изолирующих ограждений, системы комплексной механизации и автоматизации холодильных установок. При этом следует учитывать особенности работы судовых холодильных установок, предназначенных для различных целей.

При создании судовой холодильной установки необходимо учитывать ряд базовых требований, определяемых Правилами Регистра России:

1. Судовые холодильные установки должны иметь повышенную надежность работы в специфических условиях качки, при дифференте и крене, при толчках, ударах, а также при вибрации корпуса.

2. При определении холодопроизводительности установки должны учитываться условия резервирования машин и аппаратов. Для обеспечения заданного температурного режима в охлаждаемых помещениях холодильная установка в течение не менее 24 ч должна работать при любом выключенном узле установки. При этом должны резервироваться также и источники электроэнергии.

3. Судовые холодильные установки должны быть снабжены устройствами для автоматической защиты и регулирования основных параметров, а также необходимыми предохранительными устройствами на случай аварийных ситуаций.

Компоновка холодильной установки в корпусе судна вызывает определенные трудности, связанные с ограниченными габаритами помещений. Габариты помещений, так же как и масса оборудования, влияют на провозную способность и в итоге на общую экономическую эффективность

БГАРФ

рефрижераторного судна, форма и размеры судовых помещений зависят от обводов судна и его водоизмещения, которые определяют общее расположение машинных отделений, производственных и жилых, а также охлаждаемых трюмов.

Одной из основных особенностей работы судовой холодильной установки, которую необходимо учитывать в процессе проектирования, является переменность тепловой нагрузки холодильной машины, вызываемая различными причинами.

Так при переходе в район промысла нагрузка на холодильные машины минимальна, поскольку холод используют только провизионные камеры и частично система кондиционирования воздуха.

На промысле тепловая нагрузка на холодильные машины обрабатывающих и добывающих судов может достигать максимума, когда осуществляется предварительное охлаждение и замораживание рыбы, и, кроме того, холод используется другими потребителями (льдогенераторы, камеры, охлаждаемые трюмы, системы кондиционирования воздуха).

Во время обратного рейса с грузом из района промысла нагрузка на холодильные машины транспортных рефрижераторных судов имеет максимальные значения.

Переменность режима работы обусловливается также изменением климатических условий и неравномерностью поступления сырья на холодильную обработку.

Все выше указанные факторы могут привести к недогрузке части холодильных машин, в связи с чем необходимо предусматривать устройства для регулирования холодопроизводительности, а количество машин должно подбираться по группам потребителей для удовлетворения холодопотребности как при максимальной, так и при минимальной нагрузке. Принципиально максимум тепловых нагрузок от различных потребителей могут не совпадать во времени. Поэтому при определении суммарно тепловой нагрузки рассматривают сумму максимумов всех тепловых нагрузок, что гипотетически соответствует самым жестким условиям работы судовой холодильной установки.

1.1.3. Планировка судовых холодильных установок

Планировку машинных, технологических отделений и грузовых охлаждаемых помещений выполняют с учетом ряда требований.

Распределение масс по корпусу судна должно быть равномерным. Остойчивость, крен, дифферент и другие параметры, обеспечивающие безопасность мореплавания, должны соответствовать нормам, установленным для данного класса судов.

Должны быть обеспечены возможности монтажа, ремонта и эксплуатации оборудования с соблюдением правил техники безопасности, мини-

БГАРФ

мальная длина технологических линий, а также удобство погрузочно-разгрузочных работ с применением средств механизации.

Охлаждаемые помещения должны граничить одно с другим и составлять общие блоки с минимальной разностью температур между ними, что позволяет существенно снизить внешние теплопритоки.

При различных режимах хранения во взаимосвязанных трюмах и твиндеках более низкую температуру поддерживают в трюме, а более высокую – в твиндеке.

В соответствии с Правилами морского Регистра судоходства России помещения холодильных машин должны быть газонепроницаемыми от остальных помещений, если используется токсичный или воспламеняющийся холодильный агент (например аммиак). Холодильные машины, работающие на нетоксичных и негорючих хладагентах, не требуется устанавливать в изолированных газонепроницаемых помещениях, при необходимости их можно устанавливать в главном машинном отделении.

Помещения холодильных машин должны иметь два выхода, расположенных возможно дальше друг от друга, с дверьми, открывающимися наружу, причем один из выходов должен вести на открытую палубу.

Помещения автоматизированных холодильных машин, где не предусматривается постоянная вахта, могут не иметь второго выхода.

Выходы из помещений аммиачных холодильных машин должны иметь устройства для создания водяной завесы, а сами помещения рекомендуется оборудовать системой орошения с соответствующей автономной системой осушения. Помещения холодильных машин должны быть оборудованы системами основной и аварийной вентиляции. Причём основная вентиляция должна иметь десятикратный обмен воздуха в час при естественной вентиляции и двадцатикратный при искусственной. Аварийная вентиляция должна обеспечивать сорокакратный обмет воздуха в час для аммиачных машин и двадцатикратный для фреоновых машин.

Холодильные машины рекомендуется размещать в отдельных выгороженных помещениях, которые могут располагаться как па уровне основного машинного отделения, так и на более высоких уровнях. В частности, помещения холодильных машин могут размещаться под спардеком или в специальных надпалубных рубках. В последнем случае облегчается свободный выход на открытую палубу и упрощается система вентиляции. Небольшие фреоновые автоматические холодильные машины для провизионных камер устанавливают в непосредственной близости от них в специальных выгородках.

Помещения для хранения запасов хладагента должны быть отделены от других помещений, снабжены надлежащей вентиляцией, ограждения должны быть огнестойкими. Баллоны с хладагентом должны быть надежно закреплены с применением неметаллических прокладок. В помещениях с баллонами хладагента температура не должна превышать 45С.

Глава 2. ТЕПЛОИЗОЛЯЦИЯ ОХЛАЖДАЕМЫХ ОБЪЕКТОВ

2.1. Назначение теплоизоляции

Изоляция охлаждаемых помещений необходима для уменьшения потоков тепла и влаги, проникающих в них под действием разностей температур воздуха и парциальных давлений водяных паров. В условиях холодильной установки изолируют охлаждаемые трюмы и ограждения технологических устройств, использующих холод (морозильные аппараты, устройства для предварительного охлаждения и т. п.), и, кроме того, отдельные аппараты холодильной машины (испарители, промежуточные сосуды), а также трубопроводы, в которых протекает хладагент или хладоноситель при низкой температуре. Толщина судовой изоляции определяет тепловую нагрузку на холодильную машину, грузовместимость судна и стоимость изоляционных конструкций. Стоимость теплоизоляции и ее монтажа составляет значительную часть капиталовложений, достигая 5-15 % от общей стоимости холодильной установки рефрижераторного судна и 25-40 % стоимости наземного холодильного предприятия.

Поток тепла через плоскую изолированную стенку определяется уравнением Ньютона

$$Q_{\text{из}} = \frac{1}{R_{\text{из}}} F_{\text{из}} t\Delta = K_{\text{из}} F_{\text{из}} (t_{\text{нар}} - t_{\text{вн}}), \qquad (1.1)$$

где $R_{\text{из}}$ – термическое сопротивление изоляции;

$K_{\text{из}}$ – коэффициент теплопередачи изоляции;

$F_{\text{из}}$ – площадь поверхности изоляционной стенки;

$t_{\text{нар}}, t_{\text{вн}}$ – температуры наружного воздуха и воздуха в охлаждённом помещении.

Коэффициент теплопередачи изоляции представляет собой величину, обратную термическому сопротивлению Rиз, и для случая многослойной стенки определяется выражением

$$K_{\text{из}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{нар}}} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}}, \qquad (1.2)$$

где $\alpha_{\text{нар}}, \alpha_{\text{вн}}$ – коэффициенты теплоотдачи со стороны наружной и внутренней стенок;

δ_i – толщина слоя;

λ_i – коэффициент теплопроводности слоя.

Поток водяного пара, диффундирующего через изолирующее ограждение, $W_{\text{из}}$ определяется уравнением Дальтона

$$W_{\text{из}} = \frac{1}{R_{\text{диф}}} F_{\text{из}} \Delta p = \sum_{i=1}^{n} \frac{\mu_i}{\delta_i} F_{\text{из}} (p_{\text{нар}} - p_{\text{вн}}), \qquad (1.3)$$

где $R_{\text{диф}}$ – диффузионное сопротивление изоляции;

μ_i – коэффициент паропроницаемости слоя;

$p_{нар}, p_{вн}$ – парциальные давления водяного пара снаружи и изнутри изолированного ограждения.

Сокращение теплопритоков в охлаждаемое помещение уменьшает не только тепловую нагрузку на приборы охлаждения, но и усушку продуктов, хранящихся при низкой температуре, из-за снижения интенсивности процессов тепло- и массообмена в охлаждаемом помещении. Значительное влияние на тепло- и массообмен в охлаждаемых помещениях и в самой изоляции оказывает температура наружной и внутренней стенок ограждений $t_{ст.нар}$ и $t_{ст.вн}$.

$$t_{ст.нар} = t_{нар} - K_{из}(t_{нар} - t_{вн})\frac{1}{\alpha_{нар}}; \quad (1.4)$$

$$t_{ст.вн} = t_{вн} - K_{из}(t_{нар} - t_{вн})\frac{1}{\alpha_{вн}}. \quad (1.5)$$

Понижение температуры наружной стенки до значений более низких, чем температура точки росы, приводит к конденсации влаги на этой поверхности с последующим увлажнением изоляционного материала и ухудшением его изолирующих свойств.

2.2. Различные типы теплоизоляционных материалов

Условия работы изоляции на рефрижераторных судах значительно сложнее, чем на стационарных холодильниках. Наличие качки, ударов при частых загрузках и выгрузках, требования безопасности и другие условия накладывают жесткие ограничения на конструкцию изолирующих ограждений и определяют выбор теплоизоляционных материалов.

Желательно, чтобы теплоизоляционные материалы, применяемые при строительстве рефрижераторных судов, обладали возможно более низким коэффициентом теплопроводности, меньшей объемной массой, пониженными значениями паропроницаемости, гигроскопичности (поглощения парообразной влаги) и водопоглощения (поглощения капельно-жидкой влаги).

Кроме того, желательно, чтобы материал имел хорошие конструктивные и эксплуатационные характеристики, то есть чтобы был прочным, эластичным, вибростойким, имел минимальную усушку (для сыпучих материалов), был морозостойким, биостойким, технологичным и не требовал специального ухода, не вызывал бы коррозии металлов и имел длительный срок службы. В соответствии с требованиями Регистра России материал должен быть трудносгораемым или самозатухающим, не должен выделять запахов или вредных веществ, а также не должен быть восприимчивым к запахам различных продуктов. При этом материал изоляции должен обладать способностью противостоять грызунам и не привлекать их. Желательно также, чтобы материал имел удовлетворительные экономические показатели.

БГАРФ

Материалов, обладающих всеми этими свойствами, не существует, и поэтому выбор конкретного материала производится с учетом их положительных и отрицательных свойств, а также с учетом назначения объекта, в котором применяют изоляционные конструкции. Основное назначение теплоизоляционного материала (уменьшать поток тепла через теплоизолируемое ограждение) определяет основные принципы структурного строения этих материалов.

Идеальной изоляцией, имеющей наименьшее значение коэффициента теплопроводности, являются вакуумированные полости с зеркальными отражателями, уменьшающими радиационный теплообмен. Подобного рода изоляция применяется в устройствах для хранения сжиженных газов (сосуды Дьюара), хотя очевидно, что в судовых холодильных установках применение такой изоляции не представляется возможным по конструктивным, эксплуатационным и экономическим соображениям.

Проникновение тепла в охлаждаемые помещения через слой изоляции обусловлено основными видами теплопередачи: кондуктивной, конвективной и радиационной.

Интенсивность кондуктивной теплопередачи определяется коэффициентом теплопроводности материалов, применяемых в качестве структурной основы изоляционного материала. Значительное уменьшение интенсивности кондуктивной теплопередачи достигается ухудшением контактов между элементами основы изоляции и созданием промежутков между ними, заполненных воздухом или инертными газами (наполнителем), которые имеют значительно более низкие значения коэффициента теплопроводности по сравнению с материалом основы. Увеличение относительной доли пространства, занятой газообразной средой, позволяет приблизить значение коэффициента теплопроводности изолирующего материала к значению коэффициента теплопроводности газа, находящегося в пустотах. Уменьшение размеров полостей, заполненных газом, позволяет практически свести к нулю эффект конвективного теплообмена внутри изоляционного материала.

Радиационную теплопередачу, обусловленную разностью температур между частями основы изоляционного материала, а также степенью черноты материала основы, можно в значительной степени уменьшить, применяя отражающие материалы в качестве основы. Отсюда видно, что коэффициент теплопроводности материалов, имеющих газонаполненную структуру, не может быть ниже коэффициента теплопроводности заполняющих газов при соответствующей температуре.

Различают *слоистые*, *волокнистые*, *сыпучие* и *ячеистые* газонаполненные изоляционные материалы.

Слоистые материалы подразделяют на воздушно-пленочные и теплоотражающие.

БГАРФ

Характерным примером воздушно-плёночных материалов является винидур, представляющий собой несколько упругих гофрированных поли-хлорвиниловых пленок толщиной 0,2 мм, склеенных между собой. Гофры соседних слоев пленок взаимно перпендикулярны, что позволяет уменьшить площадь контактов между слоями. Винидур выпускают в виде плит различных размеров, из которых монтируют необходимый изолирующий слой ограждения. Материал применяют на рефрижераторных судах, хотя он и не удовлетворяет всем требованиям, предъявляемым к изоляционным материалам (горюч и при горении выделяет вредные газы).

Характерным примером отражающего слоистого материала является альфоль, представляющий собой структуру из листов мятой алюминиевой фольги толщиной от 0,007 до 0,1 мм, разделенной воздушными прослойками. Зеркальная поверхность фольги отражает до 93-95 % лучистой тепловой энергии. Несмотря на высокий коэффициент теплопроводности материала основы изоляции, наличие большого количества воздушных полостей с ухудшенным контактом слоев фольги между собой обеспечивает хорошие теплоизолирующие свойства материала. При длительном воздействии влага вызывает коррозию алюминиевой фольги, что ухудшает теплоизолирующие характеристики изоляции. Этот материал обладает очень низкой объемной массой и удовлетворяет многим другим требованиям, предъявляемым к изоляционным материалам, применяемым в судостроении. Основные недостатки альфоля: малая прочность и возможность разрушения его грызунами.

Волокнистые материалы могут быть рассмотрены на примере минеральной, шлаковой и стеклянной ваты. Беспорядочное переплетение тонких волокон, полученных из минерального сырья, создает большое количество воздушных полостей, понижающих коэффициент теплопроводности изоляционного материала. Ухудшение контакта между волокнами также способствует уменьшению интенсивности кондуктивной теплопередачи через материал основы изоляции. В связи с вредностью открытых волокнистых материалов для здоровья человека в настоящее время эти материалы изготовляют в виде плит, упакованных в герметичные пластиковые пакеты. Волокнистые материалы имеют повышенную объемную массу и обладают значительным влагопоглощением.

Сыпучие материалы представляют собой бесформенную рыхлую массу с произвольным расположением частиц. К таковым, например, относятся торф, шлак, керамзит, пробковая крошка и т. д. Из этой группы материалов в судостроении применяют только пробковую крошку для изоляции тех элементов изолирующего ограждения, где невозможна изоляция другими способами. Пробковая крошка наносится на клеящую мастику в один или несколько слоев.

Ячеистые материалы представляют собой пористую структуру, образованную материалом основы и замкнутыми ячейками, заполненными

газом. К этим материалам относятся весьма эффективные перспективные материалы группы пенопластмасс (пенопласты), а также применяемые в промышленном строительстве пеностекло, пенобетон и ряд других материалов, получаемых вспениванием расплавленных основ путем пропускания через них воздуха, углекислоты или азота. Пенопласты на основе полиуретанов широко применяются в судостроении, поскольку технология приготовления пен позволяет механизировать и автоматизировать изолировочные работы и производить их непосредственно напылением изоляции на соответствующую конструкцию.

Основные характеристики теплоизоляционных материалов, применяемых при строительстве судов-рефрижераторов, относятся к сухим изоляционным материалам, хотя практически всегда имеется определенная степень увлажнения материала. Материалы, которые могут адсорбировать влагу, содержащуюся в воздухе, называются гигроскопичными.

Теплофизические характеристики таких материалов зависят от относительной влажности и температуры воздуха. Материалы, содержащие влагу в количестве, превышающем гигроскопическую влагу, называются увлажненными.

2.3. Влияние наличия избыточной влаги на теплоизоляционные свойства материалов

Увлажнение изоляции существенно ухудшает теплоизолирующие свойства ограждения вследствие увеличения коэффициента теплопроводности в несколько раз. При значительном увлажнении изоляции и замерзании влаги в изолирующем слое возможно разрушение изолирующего ограждения. Кроме того, увлажнение может привести к гниению деревянных частей изолирующего ограждения с резким ухудшением санитарных условий в охлаждаемых помещениях (сырость, запах гнили).

Наличие гигроскопической влаги незначительно сказывается на величине коэффициента теплопроводности, а накопление свободной влаги существенно увеличивает его.

2.3.1. Методика определения влажностного поля в теплоизоляционной конструкции

Увлажнение изоляции может происходить как за счет капиллярного всасывания свободной влаги, так и в результате диффузии водяных паров под действием разности парциальных давлений со стороны более теплой стенки изолирующего ограждения.

Влажностное поле изолирующего ограждения, имеющего однородную (по высоте и ширине) структуру, можно определить исходя из следующих предпосылок.

БГАРФ

В однородной бесконечной стенке заданной толщины δ изменение температуры по толщине ограждения (рис. 2, а) определяется выражением:

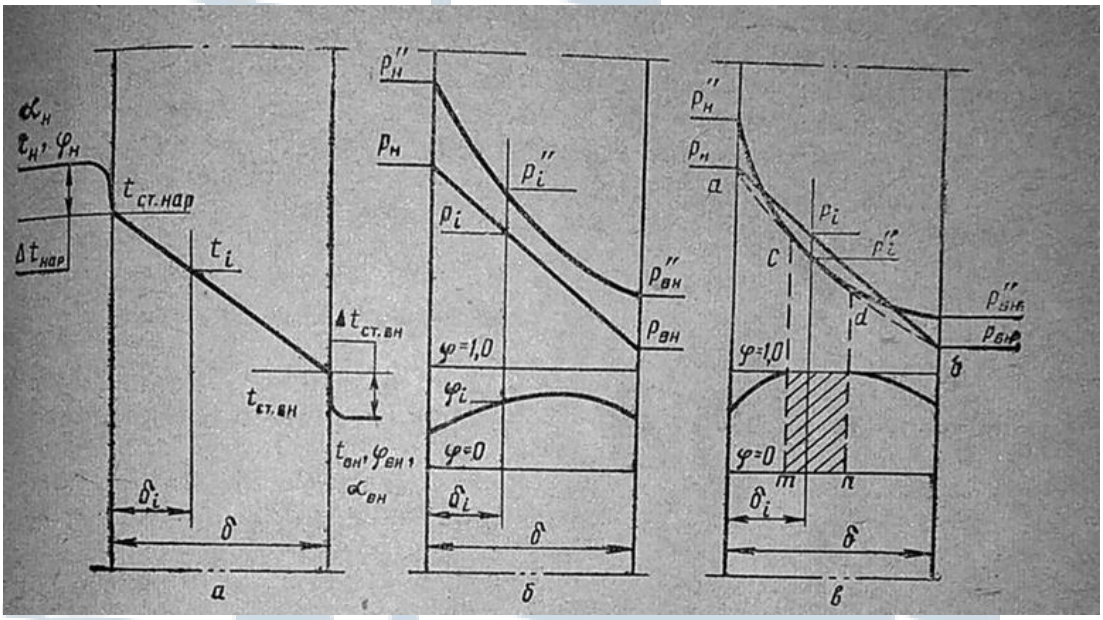

Рис. 2. Изменение параметров влажного воздуха в изолирующем ограждении

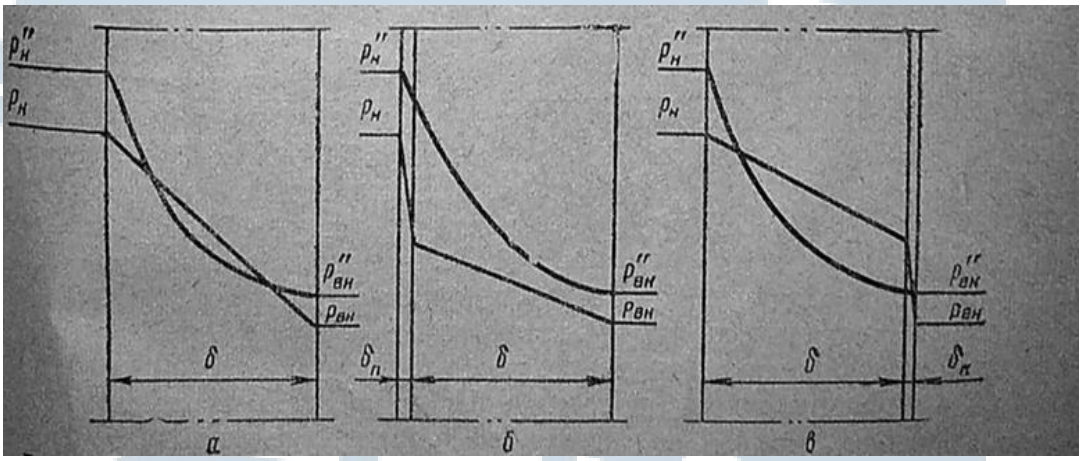

Рис. 3. Влияние паро-гидроизоляции на изменение параметров влажностного поля в теплоизолирующем ограждении

А – без пароизоляции; Б – пароизоляция с теплой стороны ограждения; В – пароизоляция с холодной стороны ограждения.

По изменению температуры внутри ограждения рассчитывают кривую изменения парциального давления водяного пара p' в насыщенном воздухе, пользуясь i-d диаграммой (см. рис. 4). Парциальное давление паров воды увеличивается с повышением температуры и влажности воздуха, поэтому поток диффундирующего пара направлен от теплой стенки к холодной. Зная относительную влажность снаружи и изнутри ограждения

$\varphi_{нар}$ и $\varphi_{вн}$, можно определить парциальные давления водяных паров Рнар и Рвн для состояний, характеризуемых параметрами наружного воздуха и воздуха в охлаждаемом помещении.

Пренебрегая сопротивлением влагоперехода от воздуха к поверхности ограждения, можно принять, что на поверхностях ограждения парциальное давление водяных паров равно Рнар и Рвн.

Соотношение между давлениями водяного пара в ненасыщенном Pi и ненасыщенном влажном воздухе Pi'' определяет относительную влажность

$$\varphi i = \frac{Pi}{Pi''}. \qquad (1.6)$$

В соответствии с уравнением Дальтона парциальное давление паров воды внутри ограждения изменяется по линейному закону, что позволяет определить относительную влажность воздуха в любом сечении ограждения.

При этом возможны два случая:

а) по всей толщине ограждения $Pi'' > Pi$ т. е. всегда φi<1 (рис. 2, б);

б) на определенном участке ограждения (по толщине) кривая $Pi'' = f(\delta i)$ пересекается с прямой $Pi = f(\delta i)$, то есть теоретически φi > 1 (рис. 3, в). Поскольку значение φi > 1 характеризует неустойчивое состояние влажного воздуха, целесообразно предположить, что в предельном случае относительная влажность может быть равна единице. При этом зону, в которой возможна конденсация паров влаги из насыщенного воздуха, рекомендуется определять путем проведения касательных к кривой $Pi'' = f(\delta i)$ из точек a и b, соответствующих значениям парциального давления паров воды Рнар и Рвн.

Часть изоляционного ограждения (по толщине), ограниченная прямыми cd и mn и кривой $Pi'' = f(\delta i)$(φ = 1,0), называется зоной конденсации. Для ликвидации зоны конденсации в ограждении устанавливают пароизоляционный слой.

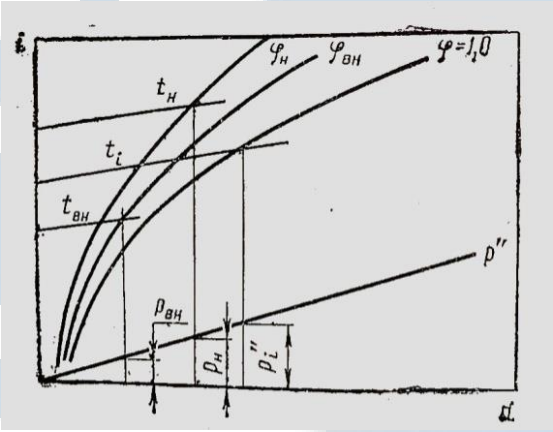

Рис. 4. Определение парциального давления водяного пара в ограждении

Размещение пароизоляционного слоя с теплой стороны ограждения позволяет (см. рис.3) снизить парциальное давление паров воды, а также соответствующую относительную влажность в ограждении. В случае установки пароизоляции с холодной стороны ограждения существенно повышается парциальное давление паров воды вблизи холодной стенки и резко увеличивается зона конденсации.

Однако иногда паро- и гидроизоляцию устанавливают и с холодной стороны ограждения, так как увлажнение изоляции может вызывать не только диффузия влаги из воздуха, но и непосредственный контакт изоляции с водой, выделяющейся в охлаждаемых помещениях при некоторых технологических процессах. При этом основное внимание обращают на сохранение сухого состояния изоляционного материала при монтаже, а также на непрерывность пароизоляционных покрытий. Гидроизоляционное покрытие не предохраняет изоляцию от увлажнения, а только резко уменьшает проникновение в нее водяного пара.

Охлаждаемые помещения рефрижераторных судов (трюмы, твиндеки) надежно защищены снаружи металлической обшивкой корпуса судна от проникновения воды и водяного пара, в связи с чем водяной пар может проникать в изоляцию только со стороны судового охлаждаемого помещения. При этом конденсация паров воды внутри изоляции судового охлаждаемого помещения во время рейса практически невозможна, и водяной пар движется из пор материала в охлаждаемое помещение, в результате чего изоляция осушается. Выделяющийся при этом пар конденсируется на поверхности охлаждающих приборов в виде слоя инея. Обратный поток водяного пара внутрь изоляции может существовать при повышении температуры внутри помещения во время проведения грузовых операций, когда в трюмы попадает наружный теплый воздух.

Изолирующие ограждения могут также увлажняться за счет конденсации влаги на теплой стороне ограждения, если температура этой стенки будет ниже температуры точки росы $t_р$ при наружных условиях.

При отсутствии абсолютно непроницаемого паро- и гидроизоляционного слоя (непрерывной металлической обшивки) необходимо, чтобы значение коэффициента теплопередачи изоляции удовлетворяло условию

$$К_{из} = \alpha_н \frac{(t_{нар} - t_р)}{(t_{нар} - t_{вн})m}, \qquad (1.7)$$

где m – коэффициент, учитывающий нестационарность теплового поля в ограждении и принимается равным от 0,1 до 1,15.

Для осушения изоляции иногда применяют специальные установки-дегидраторы. Принцип действия дегидраторов заключается в осушении охлажденного воздуха, принудительно прокачиваемого через воздушные каналы в изоляции. Применение дегидраторов позволяет уменьшить толщину изоляции и тем самым увеличить объем рефрижераторных трюмов

примерно на 5 %. Наиболее целесообразно применять дегидраторы в условиях, характеризуемых повышенными значениями температуры в трюмах: при использовании рефрижераторного судна для перевозки неохлаждаемых грузов, а также в тропиках, где изоляция может сильно увлажняться при грузовых работах.

2.4. Паро-гидроизоляционные материалы

Для защиты изоляции от увлажнения применяются паро- и гидроизоляционные материалы, используемые для покрытия неметаллических теплоизолированных стенок. Эти материалы должны иметь высокое сопротивление проникновению пара, не должны поглощать влагу, должны быть термоустойчивыми, то есть должны сохранять приемлемые технические свойства в рабочем диапазоне температур и не иметь запаха.

В качестве материалов для паро- и гидроизоляционных покрытий применяют битумы, битумные мастики, состоящие из битума с наполнителями (асбест, торф, песок, известь и др.), краски, шпаклевку, синтетические пленки, керамические плитки, рулонные и листовые материалы, пропитанные битумами (пергамин, рубероид, гидрозол), а также безосновные листовые материалы, борулин, изол, изготовляемые из нефтяных битумов с наполнителями.

Крепление гидроизоляции может осуществляться различными способами в зависимости от конкретной ситуации.

Основные характеристики паро- и гидроизоляционных материалов приведены в приложении l.

2.5. Типы конструкций судовых теплоизоляционных ограждений

Особенности конструкций изолирующих ограждений судовых охлаждаемых помещений определяются Правилами Регистра России, в соответствии с которыми должно быть обеспечено выполнение следующих требований:

1. Внутри грузовых охлаждаемых помещений все металлические части корпуса судна должны быть тщательно изолированы.

2. Изоляция грузовых охлаждаемых помещений должна выполняться из биостойких и, как минимум, трудно воспламеняющихся материалов, не имеющих запаха. Рекомендуется, чтобы эти материалы имели малую объемную массу и низкие коэффициенты теплопроводности. Изоляционные материалы должны быть одобрены Регистром России. Дистанционные прокладки, отделяющие изоляцию от стальных поверхностей смежных помещение, танков и настила второго дна, должны быть выполнены из нефтестойкого и несгораемого материала, не выделяющего запаха.

3. Изоляция поверхностей переборок топливных цистерн и настила двойного дна в районе расположения топливных танков должна быть уста-

новлена таким образом, чтобы между этими поверхностями и изоляцией располагалась прокладка из несгораемого и нефтестойкого материала, не выделяющего запаха.

4. Изоляция грузовых охлаждаемых помещений должна быть защищена от проникновения влаги или снабжена надежными средствами осушения ее в период эксплуатации, а также защищена от повреждений грызунами.

5. Изоляция грузовых охлаждаемых помещений должна быть покрыта соответствующей обшивкой. В тех местах, где обшивка может быть повреждена грузом, она должна быть надежно защищена.

6. Трубопроводы в местах прохода через переборки или палубы не должны иметь непосредственных контактов с ними во избежание образования тепловых мостиков.

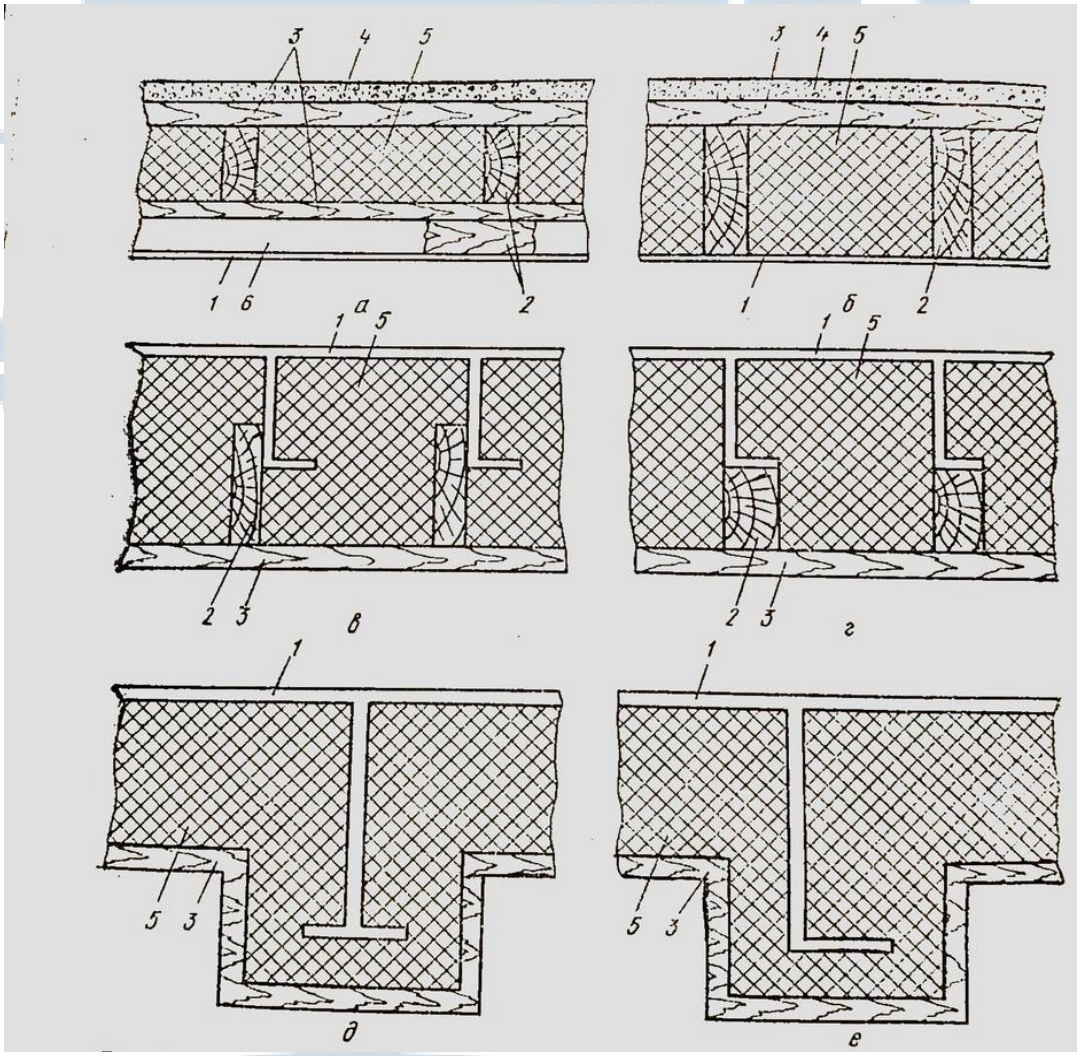

Рис. 5. Основные типы изоляционных конструкций:
1 – металлическая обшивка; 2 – подкрепляющие деревянные бруски;
3 – деревянная зашивка изоляции; 4 – бетонная заливка;
5 – изоляционный материал; 6 – воздушная прослойка

Изоляционные конструкции охлаждаемых помещений судов рефрижераторов подразделяют на три основных типа: не прорезаемые стальным набором корпуса (рис. 5, а, б); перекрывающие набор, или нормальные (рис. 5. в, г); обходящие набор (рис. 5, д, е).

Изоляционные конструкции первого типа применяют в основном для изолирования гладких металлических поверхностей. Такие конструкции не прорезают стальной набор корпуса судна, поэтому их выполняют из материалов с коэффициентами теплопроводности, отличающимися не более чем в десять раз. Конструкции такого рода применяют для изолирования второго дна, палуб, переборок и гладких сторон охлаждаемых помещений.

Конструкции второго и третьего типов прорезаются стальным набором, и потому их выполняют из материалов с коэффициентами теплопроводности, отличающимися в сотни раз. Их особенностью является то, что поверхность изоляционного материала не имеет выступов. Такие конструкции применяют главным образом для изоляции рефрижераторных трюмов.

Конструкции третьего типа, имеющие выступы на зашивке, используют для изолирования высокого рамного набора, сильно выступающего за полки обычного набора (карлингсов, стрингеров, рамных шпангоутов, бимсов и др.).

Все изоляционные материалы, кроме изготовляемых в виде плит или напылением, требуют зашивки. Изоляцию без зашивки устанавливают непосредственно на изолируемую поверхность. Ее преимущества заключаются в небольшой массе и более низком коэффициенте теплопередачи из-за отсутствия обрешетника, являющегося тепловым мостиком (элементом изоляционной конструкции с повышенным коэффициентом теплопроводности). Зашивка предохраняет теплоизоляционный материал от механических повреждений, а деревянный обрешетник служит для опоры и крепления зашивки. При установке деревянного обрешетника зашивка может быть металлической, неметаллической или смешанной. В рефрижераторных трюмах изоляцию второго дна палуб зашивают сосновыми досками толщиной 40-60 мм (палубником). Поверх деревянного настила устанавливают металлические ванны из листов алюминиево-магниевых сплавов, стенки которых заваривают при монтаже в трюме. На рис. 6 и рис. 7 представлены схемы теплоизоляции.

БГАРФ

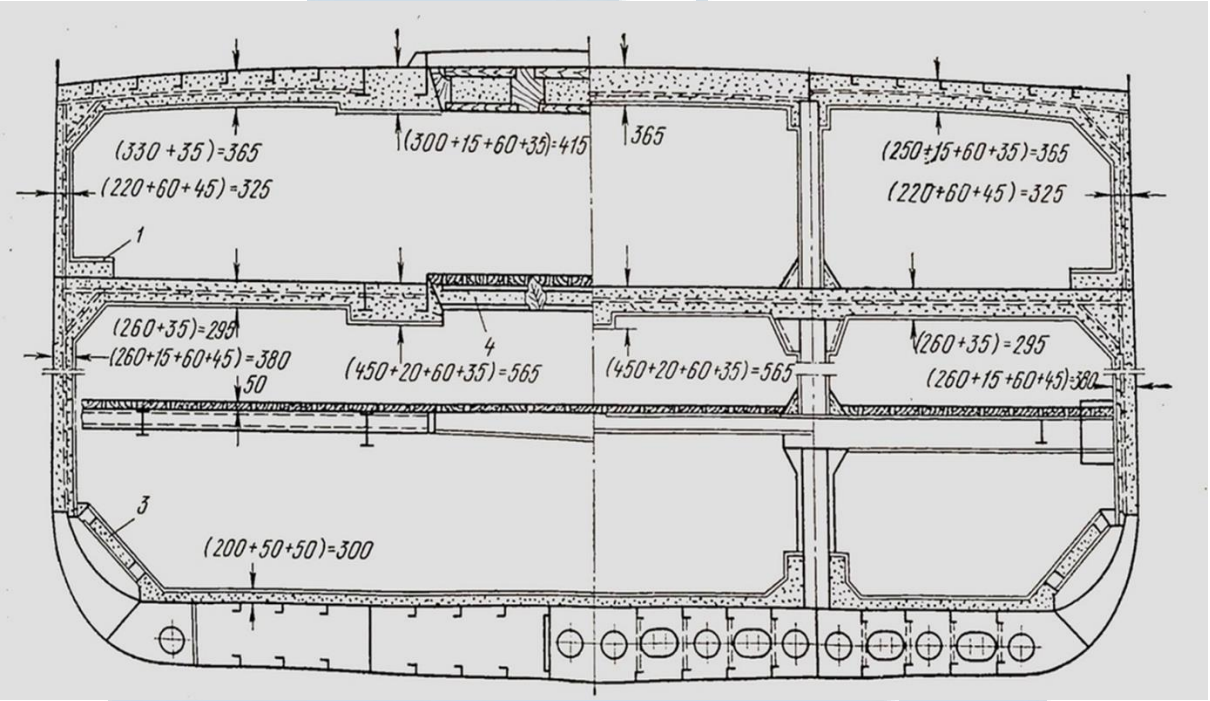

Рис. 6. Схема изоляции и зашивки рефрижераторных трюмов и твиндеков

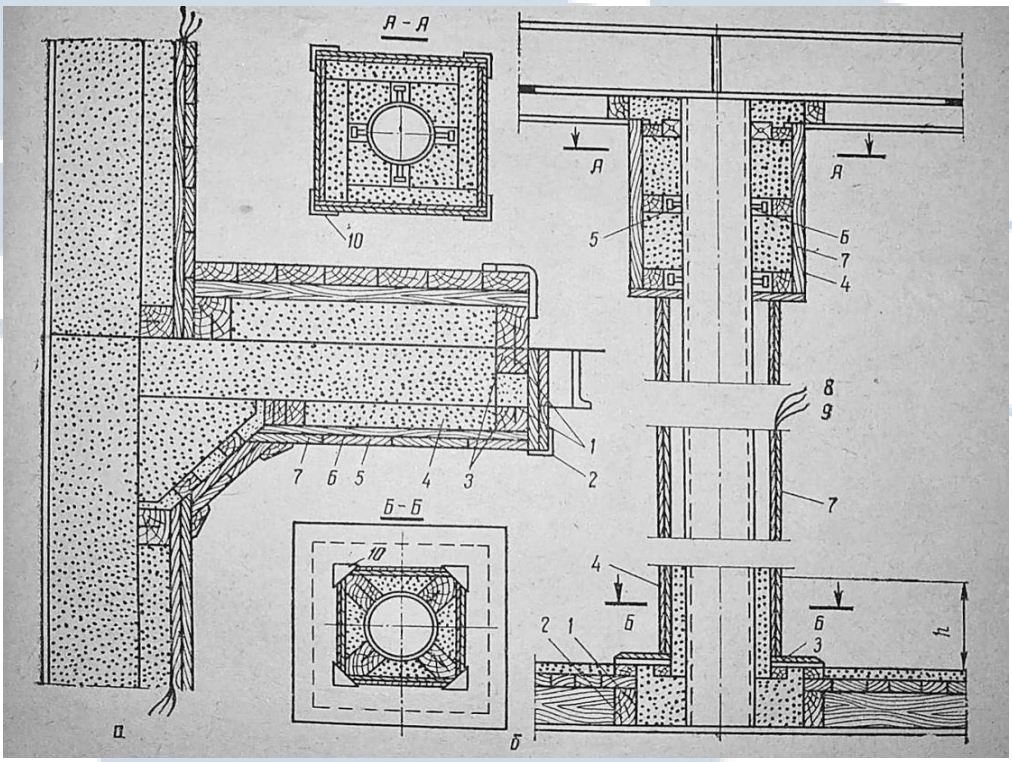

Рис. 7. Состав элементов изоляционных конструкций:
а – зашивка изоляции бортового риббанда: 1 – приварная шпилька; 2 – оковка; 3 – брусок; 4 – изоляция; 5 – пергамин; 6 – металлическая сетка; 7 – зашивка; б – зашивка изоляции трубчатого пиллерса: 1 – комингс; 2 – брус-лага; 3 – съемная крышка; 4 – съемная зашивка; 5 – приварная шпилька; 6 – сухарь; 7 – зашивка; 8 – пергамин; 9 – металлическая сетка; 10 – оковка

При разработке узлов и деталей изолирующего ограждения пользуются схемой изоляции и зашивки рефрижераторных трюмов и твиндеков, показанной на рис. 6, где обозначены основные размеры элементов изолирующей конструкции в миллиметрах. Например, размеры (260+15+60+45 = = 380) означают: 260 – высота профиля набора; 15 – толщина полки профиля; 60 – толщина изоляции под полкой профиля; 45 – толщина зашивки и 380 – общая толщина изоляции.

Конструкцию изоляции второго дна выполняют с воздушной прослойкой и без нее (см. рис. 7, б). В современном судостроении наблюдается тенденция к отказу от воздушных прослоек, усложняющих конструкцию изоляции и уменьшающих объем грузовых трюмов. Для упрочнения бетонного покрытия и предохранения его от трещин применяется арматура из тонких стальных прутков, уложенных крестообразно. Для уменьшения теплопритоков через переборки и промежуточные палубы применяют изоляцию в виде полосы, называемой риббандом. Элемент зашивки бортового риббанда показан на рис.7, а.

Для уменьшения теплопритоков через пиллерсы или мачты, проходящие сквозь охлаждаемые помещения, их изолируют. При этом требуется, чтобы зашивка пиллерсов и мачт обеспечивала доступ для технического осмотра состояния ножки пиллерса, что достигается устройством съемной зашивки пиллерса и наличием съемной крышки. Схема зашивки трубчатого пиллерса показана на рис.7, б.

2.5.1. Методика определения оптимальной толщины теплоизоляции

Определение оптимальной толщины изоляции базируется на экономическом критерии, который представляет собой сумму приведенных годовых затрат на 1 м^2 изолирующего ограждения. С увеличением толщины изоляции повышаются капитальные затраты на изготовление ограждения, но уменьшаются капитальные и эксплуатационные затраты на холодильную установку, а также грузовместимость трюмов, влияя тем самым на экономические характеристики судна. С уменьшением толщины изоляции увеличивается коэффициент теплопередачи изоляции, в результате чего возрастает тепловая нагрузка и усушка хранящихся продуктов.

Общие приведенные годовые затраты Z, связанные с толщиной изоляции трюмов и отнесенные к 1 м^2 поверхности изолирующего ограждения, определяют по уравнению

$$Z=A+B+C+E, \qquad (1.8)$$

где A – амортизационные отчисления от стоимости изолирующего ограждения;

B – стоимость выработанного холода, компенсирующего теплопритоки;

C – расходы, связанные с потерей полезного объема трюмов;

E – стоимость продукции, потерянной вследствие усушки.

Каждая из составляющих приведенных годовых затрат может быть функционально связана с коэффициентом теплопередачи изолирующего ограждения, то есть с толщиной изоляции.

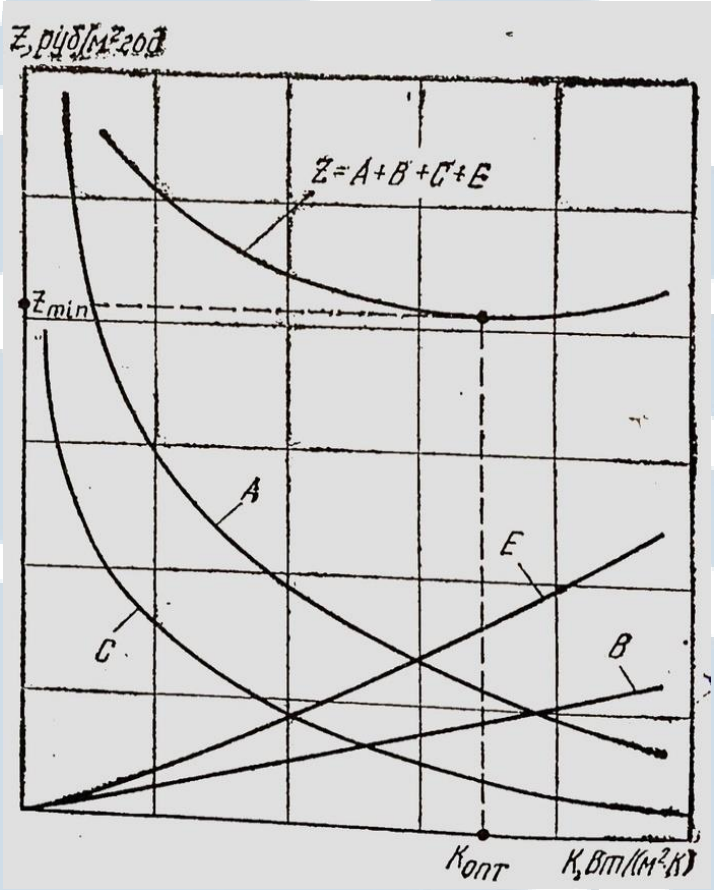

Рис. 8. График для определения оптимального значения коэффициента теплопередачи изоляции

При определении оптимальной толщины изоляции для рефрижераторных судов не учитывают составляющую Е из-за незначительности усушки грузов при относительно кратковременном хранении в течение рейса; для стационарных холодильников – составляющую С, так как холодильники проектируются на определенную грузовместимость и незначительные изменения периметра наружных стен при изменении толщины изоляции практически не сказываются на экономических показателях холодильного предприятия.

Для аналитического определения оптимальной толщины изоляции необходимо иметь математические выражения, определяющие каждую из составляющих величины Z, с помощью которых составляют общее выражение для Z в виде функции от толщины изоляции δ.

Оптимальную толщину изоляции $\delta_{опт}$ находят из условия $\frac{dz}{d\delta} = 0$. Для графического определения $\delta_{опт}$ строят графики изменения величин А, В, С, Е,

рассчитанных при различных толщинах изоляции. Суммируя ординаты полученных кривых, находят точки кривой, определяющей величину Z. Минимум этой кривой, соответствующий оптимальной толщине изоляции, находят по графику (рис. 17). В связи с тем, что минимум кривой $Z = f(\delta)$ получается довольно расплывчатым из-за пологого протекания кривой и существенные отклонения от оптимального значения (20-30%) не приводят к значительным изменениям минимального значения общих приведенных годовых затрат. При этом следует учитывать также относительно невысокую точность определения каждой из составляющих, входящих в величину Z. В настоящее время при проектировании изоляции береговых холодильных предприятий и рефрижераторных судов это дает основания пользоваться нормативами, основанными на укрупненных показателях и опытных данных.

2.5.2. Расчет теплоизоляции цилиндрических поверхностей

При расчете изоляции цилиндрических поверхностей толщина изоляции должна удовлетворять следующим условиям: уменьшение теплового потока и недопущение конденсации влаги на поверхности ограждения.

Тепловой поток q (Вт/м) через 1 пог. м трубы (рис. 9, а) на стационарном режиме можно выразить формулой, полученной без учета влияния термического сопротивления теплоотдачи от внутренней стенки трубы:

$$q = \frac{\pi(t_{\text{нар}} - t_{\text{вн}})}{\frac{1}{2\lambda_{\text{из}}} ln\frac{d_{\text{из}}}{d_{\text{н}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{нар}} d_{\text{из}}}} = \frac{\pi(t_{\text{нар}} - t_{\text{вн}})}{\frac{1}{\alpha_{\text{нар}} d_{\text{из}}}}. \quad (1.9)$$

Для трубы с многослойной изоляцией (рис. 9, б) тепловой поток q (Вт/м) выражается аналогичным уравнением

$$q = \frac{\pi(t_{\text{нар}} - t_{\text{вн}})}{\sum_{i=1}^{n} \frac{1}{2\lambda_{\text{из}i}} ln\frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{нар}} d_{\text{из}}}}. \quad (1.10)$$

Условие недопущения конденсации для изоляции цилиндрической поверхности

$$\frac{t_{\text{нар}} - t_{\text{р}}}{t_{\text{нар}} - t_{\text{вн}}} > \frac{1}{1 + \frac{\alpha_{\text{нар}} d_{\text{из}}}{2\lambda_{\text{из}}} ln\frac{d_{\text{из}}}{d_{\text{н}}}}, \quad (1.11)$$

где t_p – температура точки росы, соответствующая $t_{нар}$ и $\varphi_{нар}$. Толщину изоляции можно найти с помощью неравенства (1.11) путем последовательных приближений.

Величина $\frac{2\lambda_{\text{из}}}{\alpha_{\text{нар}}} = d_{\text{кр}}$ имеет размерность длины и называется критическим диаметром, который соответствует максимальному тепловому потоку q_{max} (рис. 8, в).

В определенных условиях с увеличением диаметра изоляции теплоотдающая поверхность изолированной трубы растет быстрее, чем термическое сопротивление изолирующего слоя (см. рис. 9).

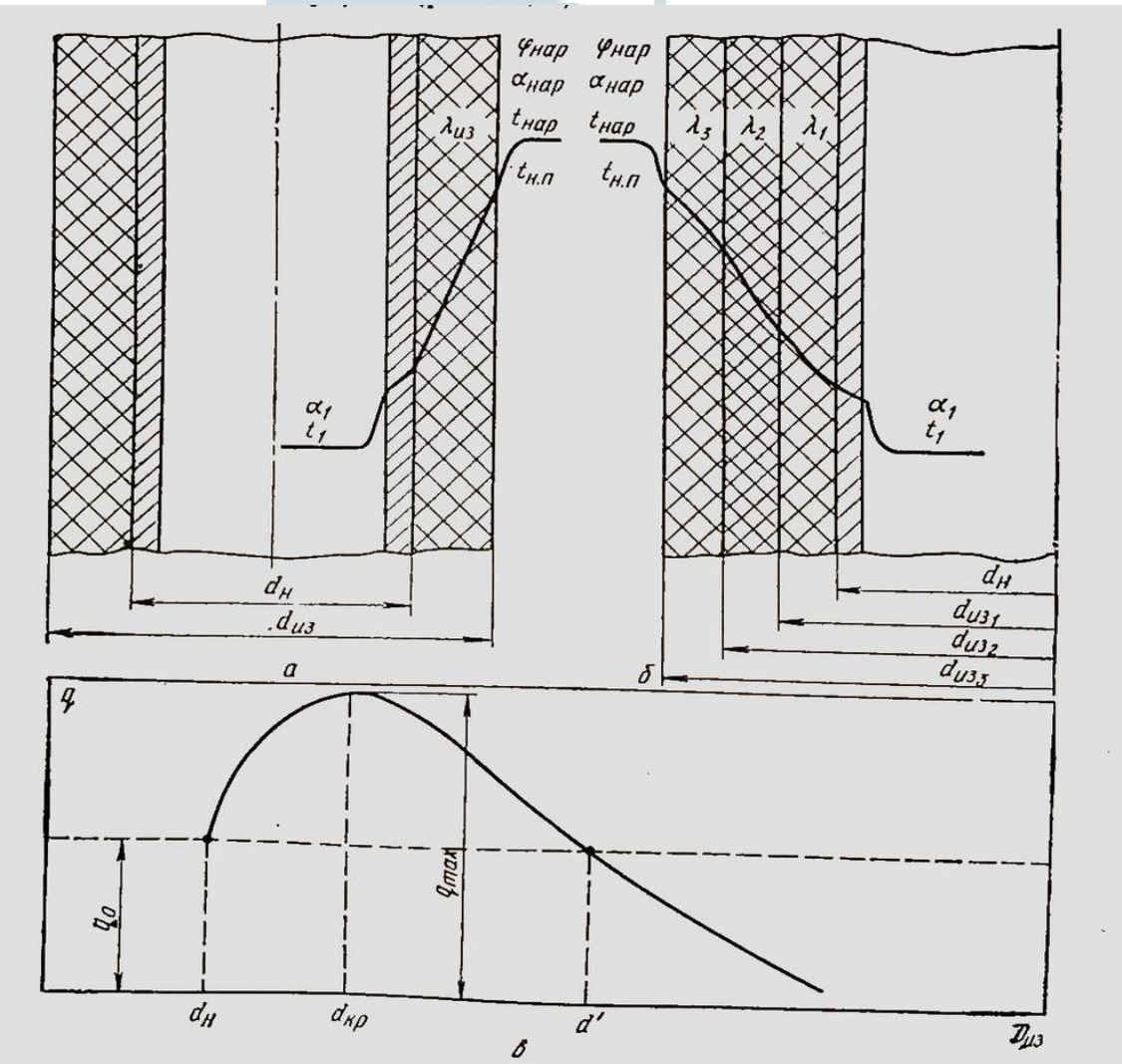

Рис. 9. Изменение тепловых потоков и температур в зависимости от типа изоляции и диаметра трубопровода

В реальных пределах изменения величин $\Lambda_{из} = 0{,}05 \div 0{,}08$ Вт/(м · К) и $\alpha_{нар} = 5 \div 12$ Вт/(м^2 · К) критический диаметр $d_{кр}$ составляет от 0,0083 до 0,032 м. Из этого следует, что при наружном диаметре трубопровода от 8 до 30 мм диаметр изоляции должен быть не менее d' (см. рис. 8, в), при котором тепловой поток через изолированную и неизолированную трубы одинаков. Если диаметр трубопровода $d_н > d_{кр}$, то изоляция любой толщины уменьшает тепловой поток через изолированную цилиндрическую поверхность.

Температура наружной поверхности изоляции

$$t_{н.п} = t_{нар} - \frac{q}{\pi d_{из} \alpha_{нар}}. \qquad (1.12)$$

При расчете изоляции аппаратов холодильной установки должно быть выполнено условие недопущения конденсации влаги, соответствующее уравнению.

2.6. Определение коэффициента теплопередачи теплоизолирующего ограждения при наличии тепловых мостиков

Определение коэффициента теплопередачи изолирующего ограждения без учета влияния коэффициентов теплоотдачи от наружной среды к стенке $\alpha_{нар}$ и от внутренней стенки к воздуху помещения $\alpha_{вн}$ сводится к двухмерной (плоской) задаче теплопроводности. В этом случае неполный коэффициент теплопередачи

$$К_н = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}}. \quad (1.13)$$

Связь между полным и неполным коэффициентами теплопередачи $К_{из}$ и $К_н$ определяется выражением

$$К_{из} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{нар}} + \frac{1}{К_н} + \frac{1}{\alpha_{вн}}}. \quad (1.14)$$

Влияние величин $\alpha_{нар}$ и $\alpha_{вн}$ малой интенсивности наружной и внутренней теплоотдачи. В этом случае $К_{из}$ может быть меньше $К_н$ на 10-15 %. Значения $\alpha_{нар}$ и $\alpha_{вн}$ можно определить по рекомендациям работы. При интенсивной теплоотдаче $К_{из} < К_н$ на 3-5 %. Обычно этой разницей пренебрегают.

Аналитическое и численное решение задачи теплопроводности неоднородной плоской изолированной стенки вызывает значительные трудности, в связи с чем наибольшее распространение получил метод электротепловой аналогии.

2.6.1. Метод электротепловой аналогии

Непосредственное экспериментальное измерение тепловых потоков в натурных условиях является чрезвычайно трудоемким и дорогостоящим. При этом возникают дополнительные неточности, связанные с нестационарностью процессов теплопередачи, дополнительными теплопритоками и искажением картины тепловых потоков, вносимых тепломерами.

Метод аналогии широко применяется в различных областях науки и техники. При этом аналогичными считаются такие явления, математическое описание которых одинаково по форме, но различно по физическому содержанию. Метод электротепловой аналогии позволяет проинтегрировать уравнения теплопроводности на основе подобия математических уравнений, описывающих явления теплопроводности и электропроводности.

Моделирующие установки для решения задачи по методу электротепловой аналогии являются фактически упрощенными аналоговыми вычислительными машинами, дающими результаты с точностью, вполне достаточной для технических расчетов.

Основные допущения, принимаемые в методе электротепловой аналогии, следующие:

1. Процесс теплопередачи считают стационарным.

2. Влиянием коэффициентов наружной и внутренней теплоотдачи на $K_{из}$ пренебрегают, то есть считают $\frac{1}{\alpha_{нар}} = 0$; $\frac{1}{\alpha_{вн}} = 0$.

3. Температуры во всех точках наружной и внутренней поверхностей принимают равными температурам соответствующих сред, то есть наружной среды $t_{нар}$ и воздуха в охлаждаемом помещении $t_{вн}$.

4. Материалы, входящие в состав изолирующего ограждения, считают изотропными.

5. Коэффициенты теплопроводности материалов принимают в соответствии со средней рабочей температурой изоляции.

6. Температуру в местах контакта элементов изоляции из различных материалов принимают одной и той же, то есть считают, что контакт между элементами изоляции абсолютно плотный.

Изложенное означает, что неучтенными факторами в методе электротепловой аналогии являются наличие крепежных деталей, монтажных дефектов, а также диффузии водяного пара, увлажнение изоляции и продувание ее воздухом. Явление теплопроводности описывается уравнением закона Фурье:

$$dQ = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n_t} dF_t = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n_t} B dl_t, \qquad (1.15)$$

где dQ – элементарное количество тепла, проходящее через элементарную площадку $dF_t = B dl_t$ на изотермической поверхности в направлении нормали n_t;

λ – коэффициент теплопроводности материала;

B, dl_t – ширина и длина элементарной площадки.

Для случая двухмерной задачи стационарной теплопередачи при независимости коэффициентов от температуры на основании закона Фурье можно получить дифференциальное уравнение Лапласа, характеризующее картину распределения температур:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x_t^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y_t^2} = 0, \qquad (1.16)$$

где x_t, y_t – координаты теплового поля.

Рассматривая закон Ома, описывающий явления электропроводности, можно заметить аналогию математических зависимостей для явлений теплопроводности и электропроводности:

$$dl = -\frac{1}{p_э} \frac{\partial V}{\partial n_э} dF_э = -\frac{\partial_э}{p_э} \frac{\partial V}{\partial n_э} dl_э, \qquad (1.17)$$

где l – сила тока, А;

$p_э$ – удельное электрическое сопротивление материала, Ом×м

($\frac{1}{p_э}$ – удельная электропроводность);

V – потенциал электрического поля, В;

$dF_э = \partial_э dl_э$ – элементарная площадка, расположенная на изопотенциальной поверхности, м^2;

$\partial_э$ – толщина электрической модели, м;

$dl_э$ – длина элементарной площадки, м.

На основании закона Ома можно получить дифференциальное уравнение Лапласа, описывающее распределение электрического потенциала в двухмерном стационарном поле:

$$\frac{\partial^2 V}{\partial x_э^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y_э^2} = 0, \qquad (1.18)$$

где $x_э$, $y_э$ – координаты электрического поля.

Сравнивая уравнения (1.15) и (1.17), можно видеть, что они имеют совершенно одинаковую структуру. При этом аналогом теплового потока Q в электрической модели является сила тока, температуре соответствует электрический потенциал, а аналогом коэффициента теплопроводности является удельная электропроводность $\frac{1}{p_э}$.

Аналогия теплового и электрического полей может быть реализована на моделирующей установке (рис. 10).

Схема установки электротепловой аналогии включает в себя питательную и измерительную цепи.

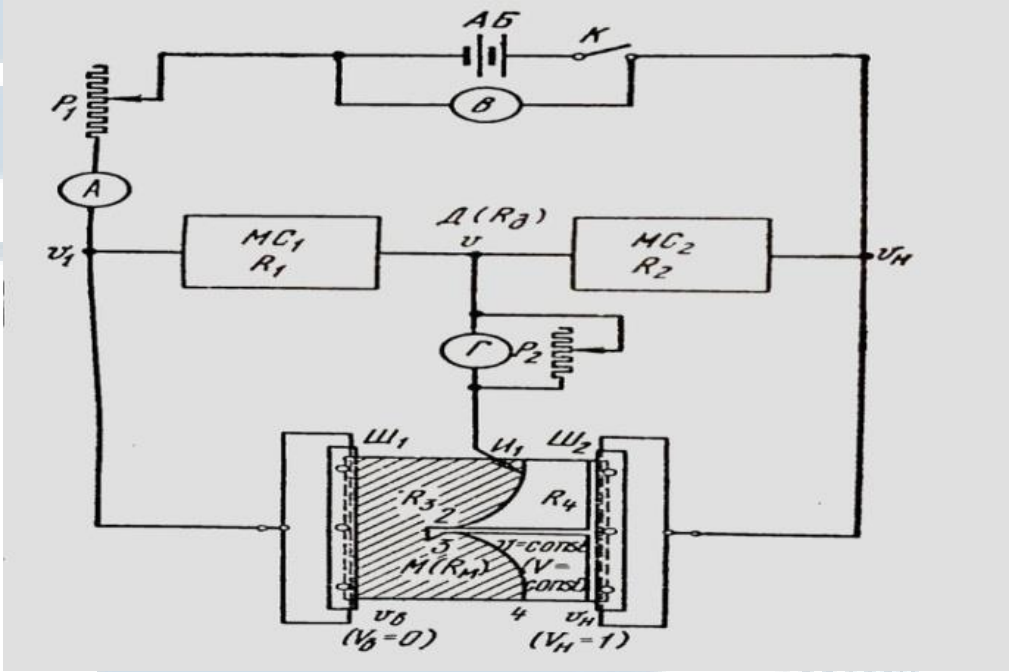

Рис. 10. Схема моделирующей установки ЭТА

В первую из них входят аккумуляторная батарея АБ, модель М, реостат P_1, амперметр А и ключ К.

В измерительную цепь входят делитель напряжения Д, состоящий из двух магазинов сопротивлений MC_1 и MC_2, гальванометр Г и измерительная игла (зонд) И.

В этой схеме электрические величины измеряют методами сравнения, используя принцип моста Уитстона. Элемент изоляционной конструкции в установке электротепловой аналогии воспроизводится с помощью электрической модели, выполненной из электропроводящих материалов, удельная электропроводность которых подбирается в соответствии с коэффициентом теплопроводности материалов, входящих в реальную изоляционную конструкцию. В качестве электропроводящего материала чаще всего используется электропроводная бумага. Основной лист бумаги имитирует изоляционный материал, и к этому листу подклеивают элементы модели из электропроводной бумаги с различными электрическими сопротивлениями, соответствующие стальному набору, деревянным брускам и зашивке.

Электрический ток подводится к модели через шины Ш1 и Ш2. С помощью измерительной иглы И1 в оправе из диэлектрика путем уравновешивания моста Уитстона на модели отыскиваются линии постоянного электрического потенциала V = onst, то есть линии, соответствующие изотермам в тепловой модели. Используя основное свойство тепловых сеток, заключающееся в ортогональности изотерм и линий теплового потока, для каждой конкретной конструкции изолирующего ограждения можно получить с помощью сетки изотерм сетку линий теплового потока. На рис. 20 приведены тепловые сетки, полученные в работе для типичных судовых изолирующих ограждений. Линии теплового потока разграничивают области, не обменивающиеся теплом, а сами линии можно рассматривать как абсолютно нетеплопроводные.

Это дает основания для определения потока тепла через каждую из зон, ограниченных соседними линиями теплового потока.

Определив общее количество тепла, проходящего через все зоны, получим коэффициент теплопередачи всей изолирующей конструкции.

2.6.2. Зональные методы расчета коэффициента теплопередачи теплоизолирующих ограждений

В основе приближенных зональных методов расчета коэффициента теплопередачи изолированного ограждения с тепловыми мостиками лежит упрощение картины линий теплового потока.

Наиболее простой зональный метод применим к конструкции изоляции, прорезаемой тепловыми мостиками из материалов, имеющих коэффициенты теплопроводности, в 1,5-5 раз превышающие коэффициент теплопроводности основного изоляционного материала.

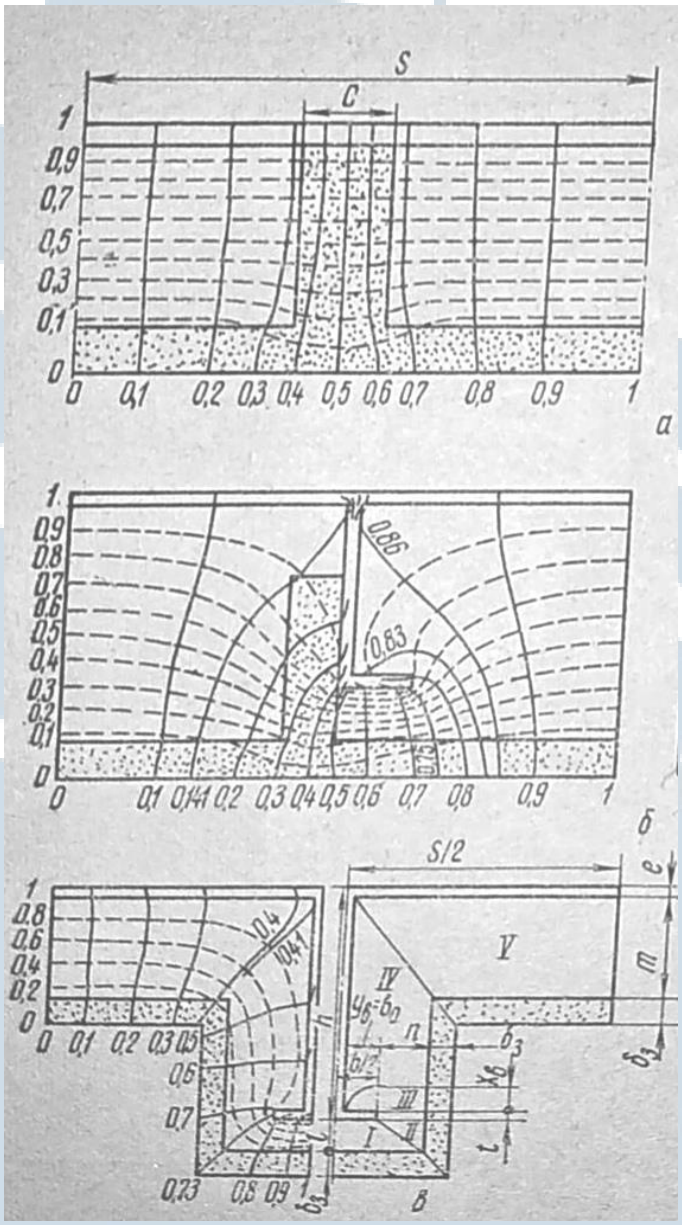

Рис. 11. Тепловые сетки, полученные методом ЭТА, и упрощенные изображения линий теплового потока: а – для изоляции, не прорезаемой набором; б – для изоляции, перекрывающей набор; в – для изоляции, обходящей набор

Такого рода конструкции характерны, например, для изоляции двойного дна судов-рефрижераторов (см. рис.5, а), где основной материал изоляции прорезается деревянными брусками. Как видно из тепловой сетки, линии теплового потока в этой конструкции с достаточной для практической цели точностью можно заменить прямыми линиями.

Коэффициент теплопередачи через каждую из зон вычисляется по классическим формулам теплопередачи. Обозначив через $\Lambda_м$, $\Lambda_д$ и $\Lambda_{из}$ соответственно коэффициенты теплопроводности металлической стенки, дере-

ва и изоляционного материала, можно, Получить выражения для полных коэффициентов теплопередачи первой и второй зон $К_I$ и $К_{II}$:

$$\begin{cases} К_I = \dfrac{1}{\frac{1}{\alpha_{нар}}+\frac{\delta_1}{\lambda_м}+\frac{\delta_2}{\lambda_д}+\frac{\delta_3}{\lambda_д}+\frac{1}{\alpha_{вн}}} \\ K_{II} = \dfrac{1}{\frac{1}{\alpha_{нар}}+\frac{\delta_1}{\lambda_м}+\frac{\delta_2}{\lambda_{из}}+\frac{\delta_3}{\lambda_д}+\frac{1}{\alpha_{вн}}} \end{cases}. \quad (1.19)$$

Поскольку данная схема представляет собой два параллельно подсоединенных проводника тепла, то среднее значение коэффициента теплопередачи

$$K = \frac{c}{s}K_I + \frac{s-c}{s}K_{II}. \quad (1.20)$$

Для случая многослойной зашивки материалами с различными коэффициентами теплопроводности коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{c}{s}\left(\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{нар}}+\sum_{i=1}^{n}\frac{\delta_{iI}}{\lambda_{iI}}+\frac{1}{\alpha_{вн}}}\right) + \frac{1}{s}\left(\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{нар}}+\sum_{i=1}^{n}\frac{\delta_{iII}}{\lambda_{iII}}+\frac{1}{\alpha_{вн}}}\right). \quad (1.21)$$

Практически с достаточной степенью точности можно определить К, пренебрегая термическими сопротивлениями металлической стенки $\frac{\delta_1}{\lambda_м}$, а также наружной и внутренней теплоотдачи $\frac{1}{\alpha_{нар}}$, $\frac{1}{\alpha_{вн}}$. Замена кривых линий теплового потока прямыми даёт окончательный результат, заниженный на 1-5 % по сравнению с результатами, полученными по методу электротепловой аналогии.

Коэффициент теплопередачи К1 с учетом теплового влияния боковых поверхностей бруска можно определить по данным работы

$$K_1 = K_\gamma,$$

где

$$\gamma = 1 + 0{,}01\frac{\lambda_д}{\lambda_{из}}. \quad (1.22)$$

Кроме отмеченного учитывают поправки, связанные с влиянием крепежных деталей, продуваемости, изоляции, дефектов монтажа, с помощью коэффициента $\beta = 1{,}1 \div 1{,}16$. Таким образом, окончательное действительное значение коэффициента теплопередачи изоляции Кд оказывается равным

$$K_д = K_\gamma\beta. \quad (1.23)$$

2.6.3. Зональный метод круговых потоков А.Е. Ниточкина

При наличии металлического набора, прорезающего изоляцию, замена линий теплового потока прямыми приводит к грубым ошибкам. В связи с этим метод круговых потоков предусматривает выделение зон, разграниченных между собой дугами окружностей и прямыми, которые при-

близительно воспроизводят картину протекания линий теплового потока в соответствии с гипотезой протекания тепла по пути наименьшего сопротивления. При этом принимают дополнительное допущение о равенстве температуры металлической обшивки и металлических элементов набора температуре окружающей среды (воды, воздуха) то есть пренебрегают термическим сопротивлением металлических частей. Элемент набора (швеллер, тавр, двутавр и т. п.) заменяют стальным бруском, в который вписывается данный профиль. Построение упрощенных линий теплового потока иллюстрирует рис. 12. Как видно из схемы, дуги концентрических окружностей, заменяющие линии теплового потока, имеют центры в левом и правом нижних углах профиля набора, а радиусы этих дуг r_c и $r_д$ определяются размерами деревянного бруска, примыкающего к профилю набора.

Радиус r_h, ограничивающий II и V зоны, находят из условия равенства длины дуги высоте профиля набора, т. е. кратчайшему пути прохождения тепла. Исходя из этого условия, $\frac{\pi r_h}{2} = h$, а отсюда $r_h = \frac{2h}{\pi}$. Сопоставление этой схемы с тепловой сеткой аналогичной конструкции показано на рис. 12.

В результате проведенного построения получают шесть зон в пределах одной шпации S, для каждой из которых находят соответствующий тепловой поток q (Вт/К), отнесенный к единице разности температур при ширине всех зон, равной 1 м.

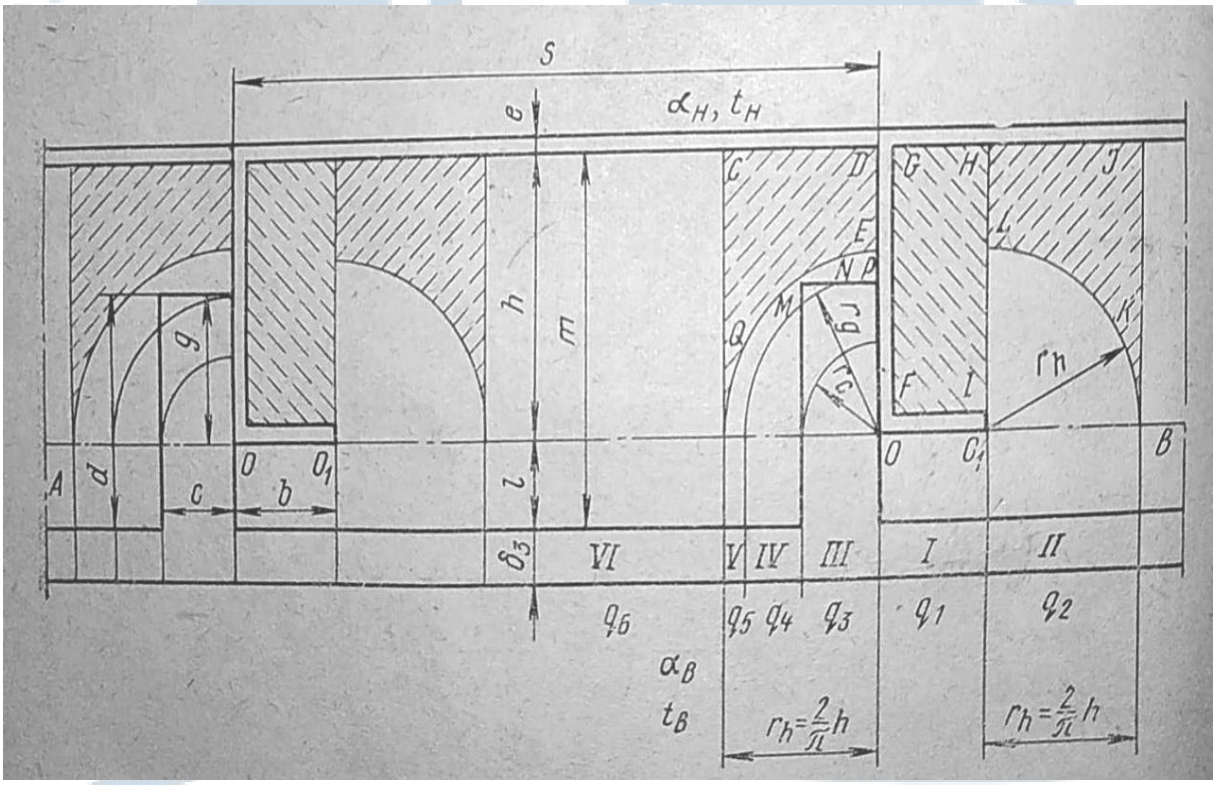

Рис. 12. Упрощенные линии теплового потока по А. Е. Ниточкину

Тепловой поток для первой зоны

$$q_1 = \frac{b}{\frac{l}{\lambda_{из}} + \frac{\delta_з}{\lambda_д}}. \quad (1.24)$$

Тепловой поток через зоны, ограниченные дугами окружностей, обычно определяют интегрированием выражения элементарного теплового потока через бесконечно малый зоны.

Практически, не снижая точности расчета, можно делить тепловые потоки по средней длине крайних линий теплового потока в каждой зоне. Исходя из этого, можно выражение для теплового потока второй зоны:

$$q_2 = \frac{\frac{2h}{\pi}}{\frac{1}{2} \times \frac{h}{\lambda_{из}} + \frac{l}{\lambda_{из}} + \frac{\delta_з}{\lambda_д}}. \quad (1.25)$$

Для третьей зоны:

$$q_3 = \frac{C}{\frac{\pi}{4} \times \frac{l}{\lambda_д} + \frac{l}{\lambda_д} + \frac{\delta_з}{\lambda_д}}. \quad (1.26)$$

В четвертой зоне поток тепла проходит через изоляционный, материал частично через деревянный брусок. Приняв, что длина внешней части дуги, проходящей через деревянный брусок, равна С, можно получить соответствующую длину дуги линии теплового потока в изоляционном материале $\frac{\pi g}{2} - C$. Тогда для четвертой зоны можно получить

$$q_4 = \frac{g - C}{\frac{(C + \frac{\pi C}{2})}{2\lambda_д} + \frac{\delta_з}{\lambda_д} + \frac{(\frac{\pi g}{2} - c)}{2\lambda_{из}} + \frac{l}{\lambda_{из}}}. \quad (1.27)$$

Пятая зона шириной $\frac{2h}{\pi} - g$ может существовать только при соотношении размеров $g < \frac{2h}{\pi}$. Частичным влиянием угла деревянного бруска, вклинивающегося в эту зону, можно пренебречь, и в этом случае тепловой поток для пятой зоны

$$q_5 = \frac{\frac{2h}{\pi} - g}{\frac{(h + \frac{\pi g}{2})}{2\lambda_{из}} + \frac{l}{\lambda_{из}} + \frac{\delta_з}{\lambda_д}}. \quad (1.28)$$

В шестой зоне тепловой поток не искажён влиянием тепловых мостиков, и линии тока идут от обшивки корпуса через изоляционный материал. Ширина этой зоны может быть равной $S - (b + \frac{4h}{\pi})$ при $g \leq \frac{2h}{\pi}$ и $S - (b + \frac{2h}{\pi} + g)$ при $g > \frac{2h}{\pi}$.

Соответственно тепловой поток через шестую зону определяется

$$\begin{cases} q_6 = \frac{S - (b + \frac{4h}{\pi})}{\frac{m}{\lambda_{из}} + \frac{\delta_з}{\lambda_д}}; \\ q_6 = \frac{S - (b + \frac{2h}{\pi} + g)}{\frac{m}{\lambda_{из}} + \frac{\delta_з}{\lambda_д}}. \end{cases} \quad (1.29)$$

Коэффициент теплопередачи ограждения определяем

$$К = \frac{q_1+q_2+q_3+q_4+q_5+q_6}{S}. \quad (1.30)$$

По сравнению с результатами, полученными по методу электротепловой аналогии, метод круговых потоков дает значения коэффициента теплопередачи, заниженные в среднем на 5-16 %.

2.7. Методы промышленных испытаний судовых теплоизоляционных ограждений

Основная цель испытаний изолирующих ограждений – проверка соответствия фактических значений коэффициентов теплопередачи расчетным. Со временем изоляция может увлажняться, механически повреждаться при проведении грузовых операций, что приводит к увеличению коэффициента теплопередачи, а следовательно, и холодопотребности. Существуют такие методы испытаний изолирующих ограждений, как интегральный метод, метод измерения темпа воздуха в охлаждаемых помещениях, а также метод дополнительной стенки.

Интегральный метод является основным методом опытного определения коэффициента теплопередачи. В результате испытаний получают осредненное значение коэффициента теплопередачи определенного охлаждаемого помещения (трюма, твиндека) или всех охлаждаемых помещений рефрижераторного судна. В соответствии с этим методом определяют расход холода QTP, необходимый для охлаждения трюмов на стационарном режиме.

Для этого по тепловому балансу холодильной машины находят холодопроизводительность $Q_0 = Q_{тр}$ при работе машины на все или на отдельные помещения рефрижераторного судна. При определении осредненного значения коэффициента теплопередачи всех охлаждаемых помещений дополнительно измеряют температуры внутри охлаждаемых помещений, а также температуру окружающей среды (воздуха для надводной части судна и воды в подводной).

При проведении таких испытаний основное внимание следует обращать на тщательность измерений и на стационарность режима работы, для чего необходима достаточно продолжительная работа холодильной установки, позволяющая обеспечить установившееся поле температур в толще изоляции и избежать влияния температурных волн, искажающего результаты.

Измерив холодопроизводительность машины и имея надежное поле температур, характеризующее их распределение внутри охлаждаемых помещений, можно определить осредненное значение коэффициента теплопередачи $К_{ср}$ всех наружных ограждений рефрижераторных помещений по формуле

$$К_{ср} = \frac{Q_{тр}}{F_{нар}\Delta t} = \frac{Q_{тр}}{F_{нар}(t_{нар}-t_{вн.ср})}, \quad (1.31)$$

где $F_{нар}$ – площадь поверхности наружных изолирующих ограждений;

$t_{нар}, t_{вн.ср}$ – температура наружной среды и осредненная температура воздуха в охлаждаемых помещениях.

Охлаждая по очереди различные охлаждаемые помещения при выключенных системах охлаждения других, можно аналогичным образом получить осредненные значения коэффициентов теплопередачи всех ограждений каждого из помещений.

В соответствии с Правилами Регистра России при испытаниях для определения осредненного коэффициента теплопередачи изоляции измерение температуры в грузовых помещениях должно производиться в их геометрическом центре. Колебания температуры не должны превышать $\pm 1°C$, а испытание должно проводиться в течение 24 ч.

Недостатком этого способа является невозможность установления конкретных участков изоляции, имеющих повышенные значения коэффициента теплопередачи и вследствие этого нуждающихся в ремонте. Интегральная оценка качества всей изоляции не дает точного представления о распределении величин коэффициентов теплопередачи по поверхности ограждения, давая лишь общее представление о степени изменений, происшедших в изоляции за определенный период эксплуатации.

Метод измерения темпа отепления воздуха в охлаждаемых помещениях позволяет получить качественную картину соответствия действительных коэффициентов теплопередачи расчетным, путем сопоставления темпа отепления воздуха в охлаждаемых помещениях при выключенной холодильной установке с темпом отепления, измеренном при сдаточных испытаниях. Для этого трюмы охлаждают до расчетной температуры, после чего холодильную машину выключают. В соответствии с Правилами Регистра России измерение температуры в охлаждаемых помещениях, а также температур наружных сред и воздуха в смежных помещениях производится каждый час в течение 12 ч. Сопоставление кривой изменения температуры воздуха в трюме с аналогичной кривой, полученной при сдаточных испытаниях судна в тех же условиях, позволяет судить об изменении качества изоляции. Более быстрое повышение температуры воздуха в трюмах свидетельствует об увеличенном коэффициенте теплопередачи. Этот метод является более грубым, чем предыдущий, при этом возможны и неправильные суждения о качестве изоляции, например в случае сильно увлажненной изоляции темп отепления окажется меньшим из-за аккумуляции холода во влажном теплоизоляционном материале.

При отеплении трюма аккумулированный холод передается воздуху помещения, в результате чего уменьшается темп отепления и тем самым создается впечатление о высоком качестве изоляции, что не соответствует действительности.

Использование методов нестационарной теплопередачи и специальной схемы измерений может быть положено в основу количественного ме-

тода определения коэффициента теплопередачи путем снятия кривой темпа отепления воздуха с поверхностей изолирующего ограждения. При этом необходимо учитывать влияние температурных волн, возникающих в ограждении. Этот метод представляется перспективным, но он, как и предыдущий, дает только осредненное значение коэффициента теплопередачи ограждений для охлаждаемого помещения в целом.

Метод дополнительной стенки позволяет измерить местные значения коэффициентов теплопередачи и установить, связано ли увеличение коэффициента теплопередачи с общим ухудшением состояния изоляции или с местными повреждениями.

Измерения производят с помощью тепломеров различной конструкции, позволяющих определить значение местного теплового потока на исследуемом участке изолирующего ограждения. Устройство тепломеров основано на принципе дополнительной стенки, который заключается в том, что к исследуемому ограждению с неизвестным коэффициентом теплопроводности λ_1 прикрепляют дополнительную стенку, коэффициент теплопроводности которой λ_2 известен.

Определение коэффициента теплопередачи по методу дополнительной стенки иллюстрируется рис. 13.

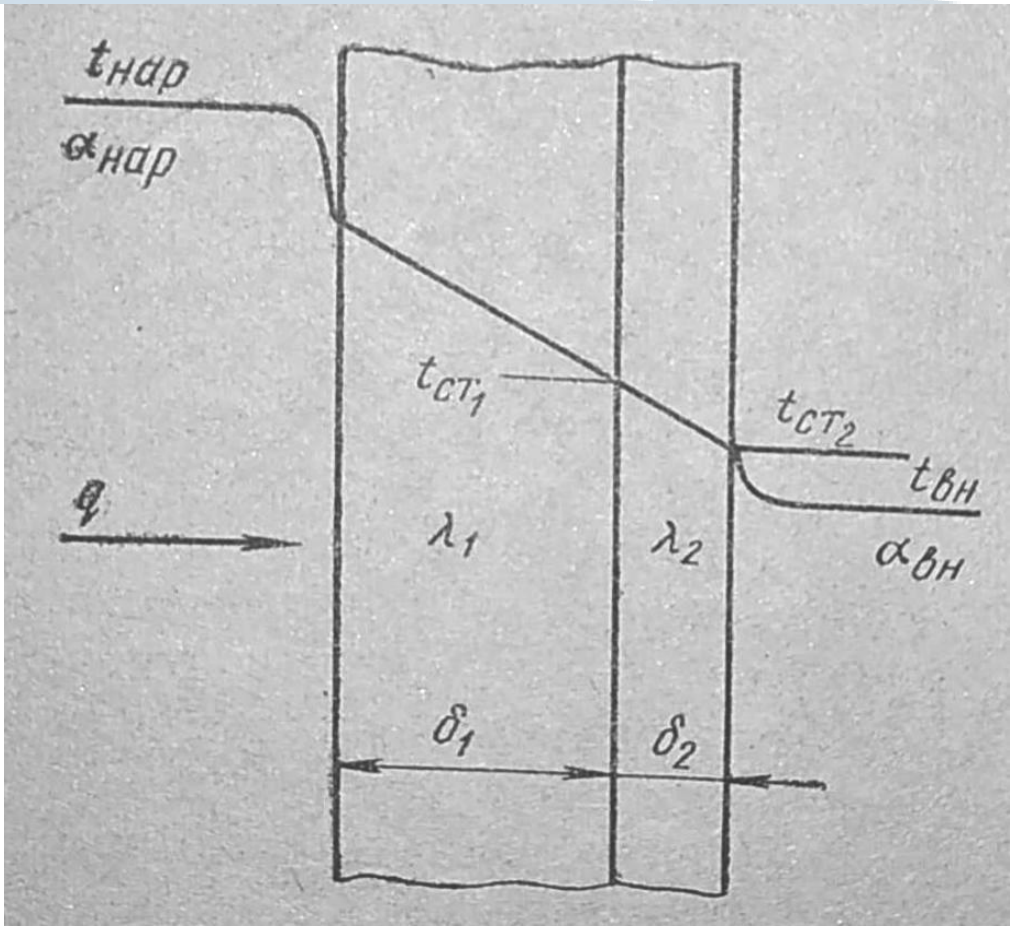

Рис.13. Определение коэффициента теплопередачи теплоизоляции по методу дополнительной стенки

Удельный тепловой поток через исследуемый участок изолирующего ограждения

$$q = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_{нар}}}(t_{нар} - t_{ст1}) = \frac{\lambda_2}{\partial_2}(t_{ст1} - t_{ст2}). \quad (1.32)$$

Из полученного уравнения при известных величинах $t_{нар}$, $t_{ст1}$, $t_{ст2}$, $\alpha_{нар}$ можно получить искомую величину λ_1, связанную с неполным коэффициентом теплопередачи $К_н$:

$$К_н = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_{нар}}} = \frac{\lambda_2(t_{ст1} - t_{ст2})}{\partial_2(t_{нар} - t_{ст1})}. \quad (1.33)$$

Недостатком метода дополнительной стенки является искажение действительного теплового потока из-за дополнительного термического сопротивления, создаваемого самой дополнительной стенкой.

$$q_д = \frac{t_{нар} - t_{вн}}{\frac{1}{\alpha_{нар}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_{вн}}}. \quad (1.34)$$

При этом определенные погрешности может давать недостаточно плотный контакт дополнительной стенки с изолирующим ограждением. Путем применения в тепломерах достаточно тонких дополнительных стенок и благодаря высокой точности измерения разности температур $t_{ст1} - t_{ст2}$ с помощью многоспайных дифференциальных термопар можно добиться высокой точности измерения теплового потока при минимальных погрешностях, вносимых самим прибором. Путем специальной тарировки прибора можно учесть неплотности контактов и влияние самого прибора на тепловой поток в месте измерения.

Метод получения локальных значений коэффициентов теплопередачи с помощью тепломеров мгновенного действия с записью показаний самопишущим прибором позволяет получить полное представление об изменении коэффициента теплопередачи изоляции на любом исследуемом участке с учетом регулярного изменения теплового потока, вызываемого тепловыми мостиками.

Глава 3. СПОСОБЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОМЕЩЕНИЙ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

3.1. Основные типы судовых систем охлаждения

Охлаждаемые помещения и технологические устройства рефрижераторных судов и стационарных холодильников оснащают системами охлаждения, включающими в себя теплообменные аппараты, связанные с холодильной машиной.

Различают два основных способа охлаждения: непосредственное – с помощью хладагента, кипящего в испарительных приборах (рис. 14 а, б), и косвенное с помощью промежуточных хладоносителей, циркулирующих в охлаждающих приборах (рис. 14 в, г). Каждый из этих способов может быть реализован при естественном (рис. 14 а, в) и принудительном (14 б, г) движении воздуха или другой охлаждающей среды, непосредственно соприкасающейся с охлаждаемым продуктом. Все четыре типа систем, основанные на перечисленных способах охлаждения, используют на рефрижераторных судах для охлаждения трюмов и на стационарных холодильниках для поддержания низких температур в камерах хранения.

3.1.1. Системы с непосредственным кипением холодильного агента в приборах охлаждения

Указанные схемы (см. рис. 14 а, б) применяют главным образом при использовании фреоновых холодильных машин, хотя систему, изображенную на рис. 14, б, используют также для охлаждения воздуха в морозильных аппаратах с помощью аммиачных холодильных машин. К преимуществам систем непосредственного охлаждения относятся их меньшая металлоемкость из-за отсутствия испарителей, большая долговечность из-за меньшей коррозии трубопроводов, более простая схема установки и меньшие потери холода по сравнению с системами, использующими промежуточный хладоноситель.

При одинаковой мощности холодильной установки при непосредственном охлаждении могут поддерживаться более низкие температуры воздуха в охлаждаемых трюмах.

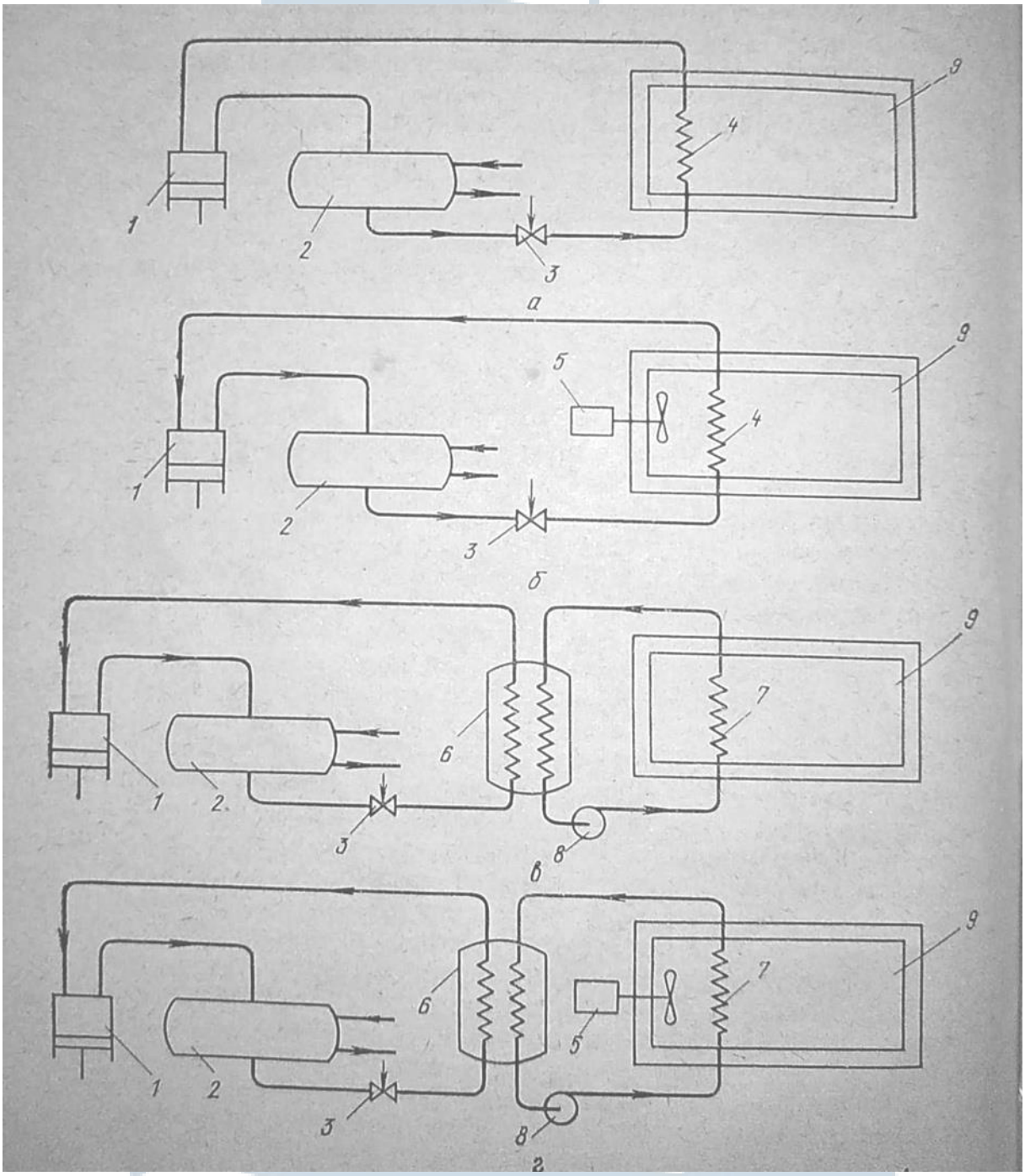

Рис. 14. Принципиальные схемы охлаждающих систем: 1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – регулирующий клапан; 4 – батарея непосредственного охлаждения (воздухоохладитель); 5 – вентилятор с электродвигателем; 6 – испаритель; 7 – рассольная охлаждающая батарея (рассольный воздухоохладитель); 8 – рассольный насос; 9 – охлаждаемое помещение

К недостаткам системы непосредственного охлаждения относится малая аккумулирующая способность приборов охлаждения, приводящая к ослаблению охлаждающего действия батарей или воздухоохладителей после выключения холодильной машины.

БГАРФ

3.1.2. Схемы систем с промежуточным хладоносителем

Системы охлаждения с промежуточным хладоносителем (рис. 14 в, г) используют для охлаждения воздуха в трюмах, а также для охлаждения воды в системах предварительного охлаждения рыбы (для аккумуляции охлажденной рыбы перед ее замораживанием).

В соответствии с требованиями Регистра России применение аммиачных систем непосредственного охлаждения трюмов на рефрижераторных судах запрещено, что неизбежно приводит в этом случае к использованию систем охлаждения с промежуточным хладоносителем. В качестве промежуточного хладоносителя применяют главным образом воду и рассолы, представляющие собой водные растворы солей хлористого натрия NaCl или хлористого кальция $CaCl_2$. В связи с этим системы с промежуточным хладоносителем часто называют системами рассольного охлаждения.

Система рассольного охлаждения, несмотря на ряд недостатков, нашла широкое распространение на рефрижераторных судах с аммиачными холодильными установками. К преимуществам рассольных систем относятся безопасность и надежность в работе, высокая аккумуляционная способность, простота регулирования температур в охлаждаемых помещениях. В ряде случаев целесообразным оказывается применение рассольной системы охлаждения и для фреоновых холодильных установок при разветвленной системе большой емкости, заполнение которой дорогостоящим хладагентом может оказаться нецелесообразным по экономическим и эксплуатационным соображениям (трудность обнаружения утечек и усложнение регулирования).

3.2. Способы отвода тепла от охлаждаемого объекта

Системы охлаждения могут быть контактными и бесконтактными в зависимости от способа передачи тепла от охлаждаемых или замораживаемых продуктов. В первом случае тепло от продукта передается непосредственно кипящему хладагенту или жидкому хладоносителю при погружении продуктов в охлаждаемую среду. При контактном способе охлаждения интенсивность теплообмена очень высока, что обусловливает перспективность такого рода систем, особенно в установках для быстрого замораживания. Бесконтактный способ охлаждения предусматривает наличие между продуктом и хладоносителем (или хладагентом) разделяющих стенок или хладоносителя, например, воздуха. Интенсивность теплопередачи через металлические стенки, разделяющие охлаждаемое тело и охлаждающую среду, близка к интенсивности контактного способа охлаждения в связи с малым термическим сопротивлением металлических стенок. Такого рода способ передачи тепла применяют в конструкции плиточных морозильных аппаратов. Широкое распространение получил бесконтактный способ охлаждения с использованием воздуха в качестве промежуточного хладоносителя. Этот способ, ввиду своей универсальности, применяется как в

морозильных аппаратах, так и в помещениях для хранения охлажденных или замороженных грузов.

Бесконтактные системы охлаждения, вне зависимости от схемы циркуляции воздуха, подразделяются на системы батарейного, или трубного охлаждения, воздушную и смешанную. Теплообменные аппараты каждой из этих систем могут быть как непосредственного, так и рассольного охлаждения.

Система батарейного, или трубного, охлаждения (рис. 14, в) получила распространение на судах-рефрижераторах с аммиачными холодильными установками. Охлаждающие рассольные батареи таких установок выполняют из стальных бесшовных труб с условным проходом от 32 до 50 мм. В судовых холодильных установках применяют трубы размером 48х4 мм. Особенностью работы этих систем является малая интенсивность теплообмена, связанная с естественной конвекцией воздуха в охлаждаемом помещении (система «тихого» охлаждения). В связи с этим данная система имеет значительную массу, которая складывается из массы металла и дополнительной массы рассола, заполняющего систему. Различие в температурах поверхностей батарей и продукта обусловливает радиационный теплообмен, характеризуемый составляющей коэффициента теплоотдачи *ар*, который при малой величине коэффициента конвективной теплоотдачи $\alpha_{\text{р}}$ оказывается соизмеримым с последним. Поэтому для этих систем характерно повышенное значение отношения $\frac{\alpha_{\text{п.р}}}{\alpha_{\text{п.к}}}$, что приводит к увеличению усушки хранимых продуктов.

Уменьшение усушки продуктов путем устранения радиационной составляющей коэффициента теплоотдачи и создания при этом повышенной равновесной влажности в помещениях для хранения лежит в основе ряда систем, таких, как система с теплозащитной рубашкой и панельная система охлаждения.

Система с теплозащитной рубашкой относится к системам с вне камерным охлаждением, выключающим изолированный (пространственный) контур для хранения мороженой или охлажденной продукции и воздушную рубашку, представляющую собой пространство между основной изоляцией наружных ограждений и внутренним изолированным контуром. Охлаждающий воздух, необходимый для компенсации внешних теплопритоков, циркулирует в пространстве воздушной рубашки, при этом его температура поддерживается на уровне температуры продукта. Естественно, что при этом температура ограждений изолированного контура оказывается равной температуре продукта.

Это обеспечивает адиабатическое равновесие между продуктом и окружающей средой, отсутствие радиационного и конвективного теплообмена и равновесную влажность, равную 100 %, то есть в таких условиях усушки вообще не должно происходить. Такого рода системы, несмотря на

их конструктивную сложность, представляют значительный интерес как для рефрижераторных судов, так и для стационарных холодильников. Известны примеры выполнения таких систем на иностранных рефрижераторных судах, а также на стационарных холодильниках

В отличие от системы с теплозащитной рубашкой *в панельной системе охлаждения* (рис. 15) изолированный контур для хранения мороженой или охлажденной продукции образован самими приборами охлаждения, представляющими собой металлические панели с внутренними каналами, охлаждаемыми с помощью циркулирующего в них рассола. Другой модификацией охлаждаемых панелей являются обычные змеевиковые рассольные батареи, к которым приварены металлические листы, образующие замкнутый контур. В этой системе температура стенок охлаждающих панелей оказывается более низкой, чем температура поверхности продукта, но не в такой степени, как при батарейной системе охлаждения, так как значительная часть внешних теплопритоков перехватывается в зазоре между панелями основной изоляцией. Это несколько снижает усушку продуктов по сравнению с усушкой в системе батарейного охлаждения.

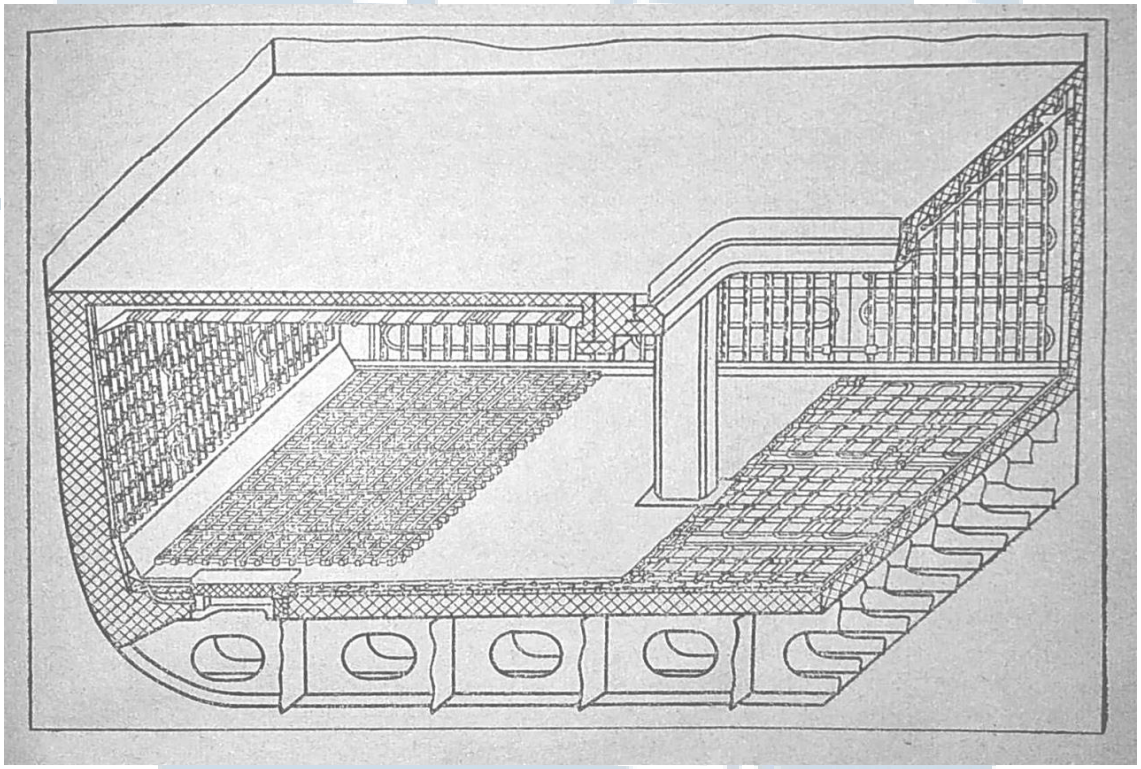

Рис. 15. Панельная система охлаждения трюмов на производственном рефрижераторе «Искона»

Недостатком систем панельного охлаждения является их повышенная металлоемкость, усложнение конструкции и эксплуатации, связанное с трудностью обнаружения неисправностей, затруднением процесса оттайки батарей и рядом других обстоятельств.

Широкая проверка эффективности панельной системы охлаждения на судах-рефрижераторах, а также на стационарных холодильниках не выявила существенных преимуществ этой системы перед системой батарейного охлаждения.

Воздушная система охлаждения (см. рис. 14, б, г) получила широкое распространение на транспортных и производственных рефрижераторах, в особенности при использовании фреоновых холодильных машин (рис. 14, б). Применяется эта система и с аммиачными холодильными машинами, но в этом случае используются рассольные воздухоохладители в соответствии с требованиями Регистра России. Особенно предпочтительна эта система для рефрижераторов, перевозящих дышащие грузы (фрукты, овощи).

Воздушная система охлаждения наилучшим образом обеспечивает повышение технико-экономических показателей производственных и транспортных рефрижераторов.

Система воздушного охлаждения транспортного рефрижератора показана на рис. 16. Циркуляция охлажденного воздуха в трюме обеспечивается вентиляторами, прогоняющими воздух, забираемый из трюма через воздухоохладители непосредственного охлаждения и через пространство, образованное обрешетником, между грузом и изолированными поверхностями трюма. В трюме рефрижератора предусматривается домораживание мороженой рыбы от температуры $-18 \div -22$ °C до температуры $-25 \div -30$ °C.

Пониженная температура воздуха отчасти компенсирует более интенсивную усушку (по сравнению с предыдущими системами).

Значительно меньшие масса и габариты приборов охлаждения существенно увеличивают провозную способность судна.

Расположение воздухоохладителей вне грузового объема трюмов позволяет в еще большей степени улучшить удобство обслуживания и увеличить грузовместимость трюмов (рис 16).

Система воздушного охлаждения по сравнению с системой батарейного («тихого») охлаждения имеет ряд преимуществ и недостатков, взаимное влияние которых учитывается при технико-экономическом анализе сравниваемых систем. Преимущества воздушной системы: значительно меньшая металлоемкость, большая долговечность, более удобная эксплуатация, повышенная грузовместимость при прочих равных условиях, особенно если воздухоохладители размещаются вне грузового трюма.

Все эти факторы уменьшают амортизационные отчисления, эксплуатационные расходы и улучшают провозную способность судна.

При наличии воздушной системы периодически приводящиеся оттайки воздухоохладителей позволяют более эффективно использовать производительность холодильной машины, в то время как при «тихом» охлаждении слой инея, нарастающий за весь период рейса, существенно ухудшает эффективность охлаждающих батарей и приводит к снижению холодильного коэффициента машины с соответствующим увеличением энергозатрат.

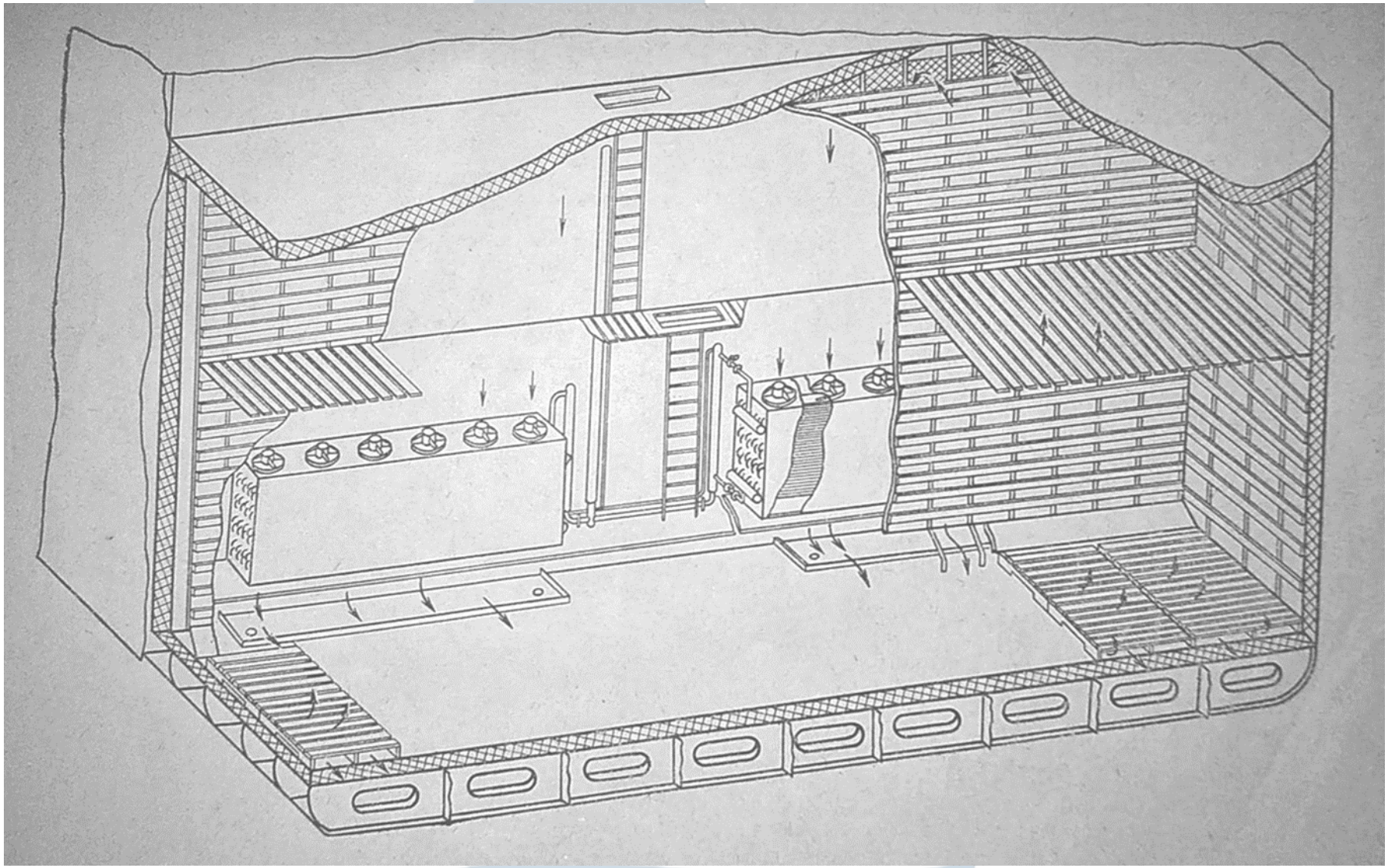

Рис. 16. Система воздушного охлаждения трюмов на транспортном рефрижераторе типа «Остров Русский»

БГАРФ

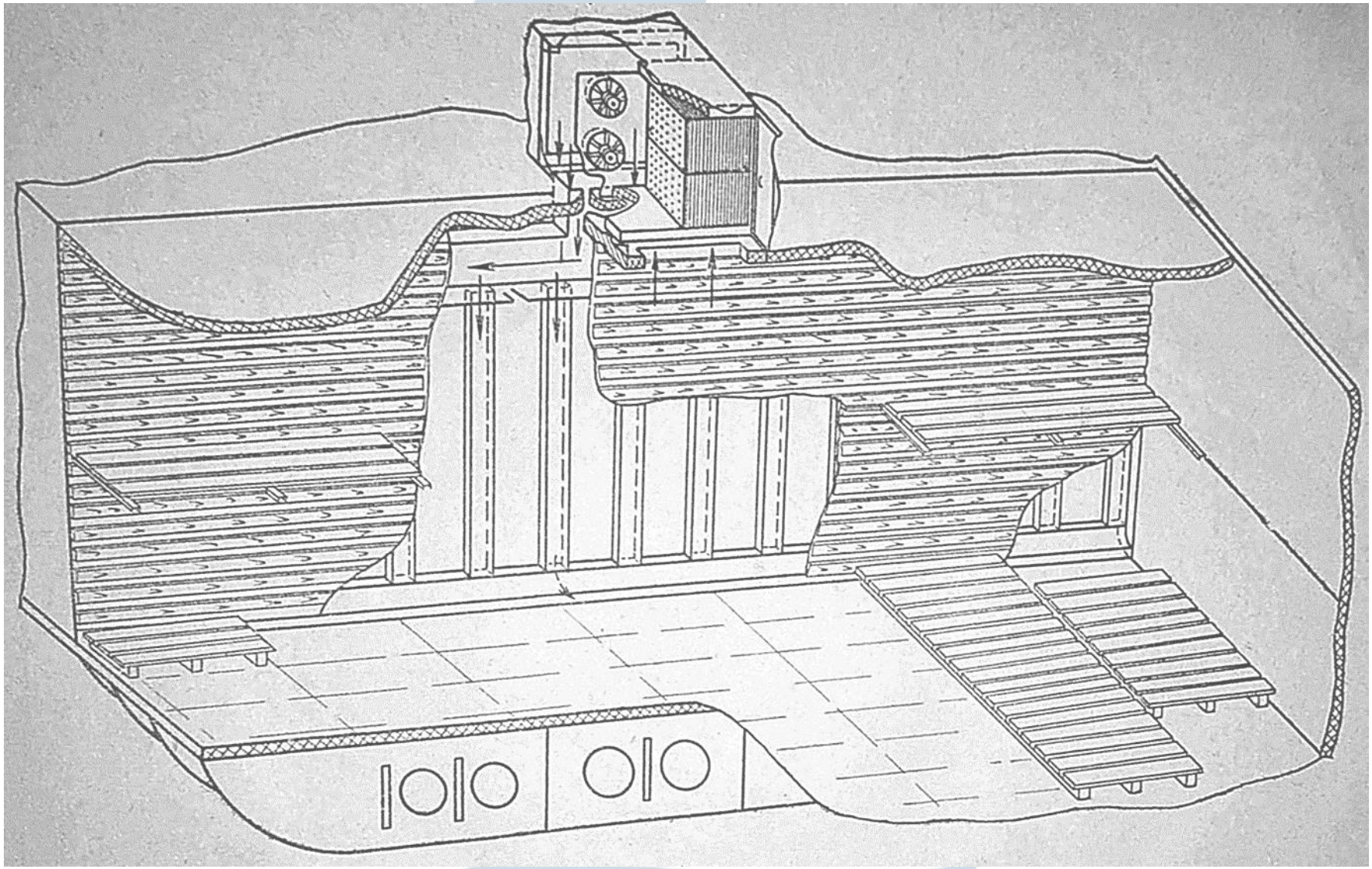

Рис. 17. Охлаждение трюмов с расположением воздухоохладителей вне грузового объёма

БГАРФ

К недостаткам воздушной системы относятся: повышенная холодопроизводительность установки, связанная с необходимостью компенсации дополнительных теплопритоков, эквивалентных мощности вентиляторов, и несколько большая усушка продукта, связанная с более интенсивным тепло- и массообменом.

Для рефрижераторных судов усушка не имеет существенного значения, поскольку за период относительно кратковременного хранения (1-2 месяца) массовые потери продукта при любых системах охлаждения не превышают нескольких долей процента.

Технико-экономические анализы воздушных систем охлаждения показывают явные преимущества этих систем перед системами батарейного охлаждения, в связи с чем воздушная система охлаждения считается наиболее прогрессивной и перспективной.

Конструкция судовых охлаждающих систем должна отвечать Правилам Регистра России, основные положения которых сводятся к следующему.

Холодильные аппараты, механизмы и трубопроводы, расположенные в охлаждаемых помещениях, должны быть надежно закреплены и защищены от повреждения грузом. В системе воздушного охлаждения воздухоохладители могут располагаться как в отдельных помещениях, так и в грузовых охлаждаемых помещениях. При этом должен быть обеспечен доступ к воздухоохладителям при полностью загруженном грузовом помещении, а проходы к воздухоохладителям должны позволять проносить крыльчатку вентилятора и электродвигатель.

Воздуховоды системы воздушного охлаждения, проходящие через водонепроницаемые переборки, должны быть снабжены клинкетами, рассчитанными на то же давление, что и переборка с управлением, выведенным в доступные места, выше палубы переборок. Воздуховоды должны быть воздухонепроницаемыми и изолированными, если они проходят через помещения с температурой, отличающейся от температуры охлаждающего воздуха. Для перевозки грузов, требующих смены воздуха в грузовых охлаждаемых помещениях, должна быть предусмотрена соответствующая система вентиляции для подачи чистого наружного воздуха (охлажденного или подогретого). Рекомендуется также устанавливать озонаторные установки. Должно быть предусмотрено осушение всех помещений, где возможно скопление воды, а сточные трубопроводы из охлаждаемых помещений должны снабжаться гидравлическими затворами, заполненными незамерзающими жидкостями, Применение аммиачных испарительных приборов в виде охлаждающих батарей и воздухоохладителей для охлаждения грузовых помещений не допускается. Расположение охлаждающих батарей должно обеспечивать равномерное охлаждение помещений. По отношению к воздухоохладителям, насосам хладагента и хладоносителя применяется принцип резервирования, предписывающий установку резервного оборудования, обеспечивающего работу при выходе из строя основного.

3.3. Морозильные аппараты и установки

В зависимости от производительности морозильных аппаратов и области их применения наметились основные конструктивные тенденции развития этой техники, показанные на схеме классификации морозильных аппаратов (рис. 18).

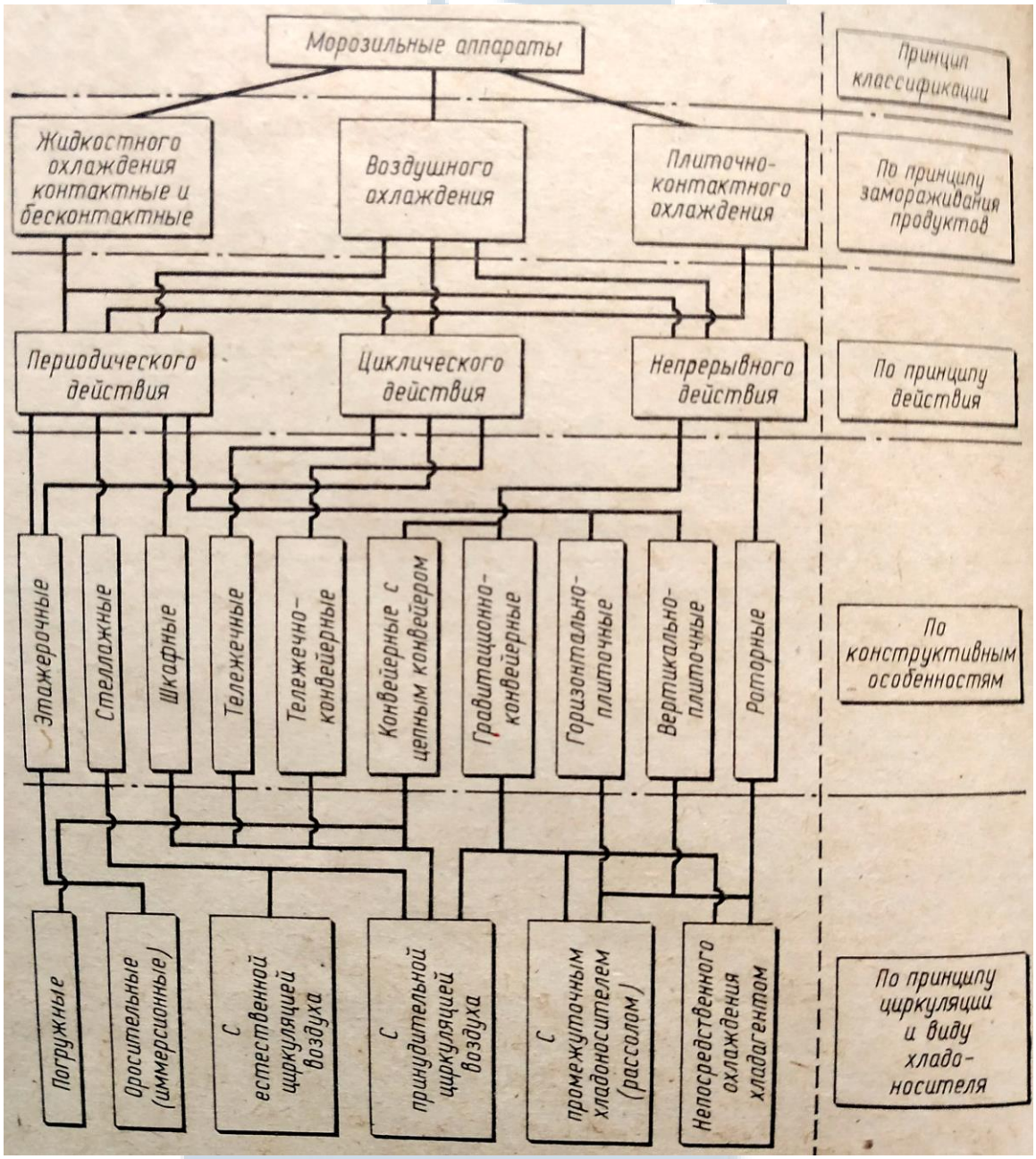

Рис. 18. Классификация морозильных аппаратов

К аппаратам воздушного охлаждения периодического действия с принудительной циркуляцией воздуха относятся морозильные аппараты шкафного типа. Аппараты этой группы имеют невысокую производительность – 1,5-3 т/сут. (рис. 19).

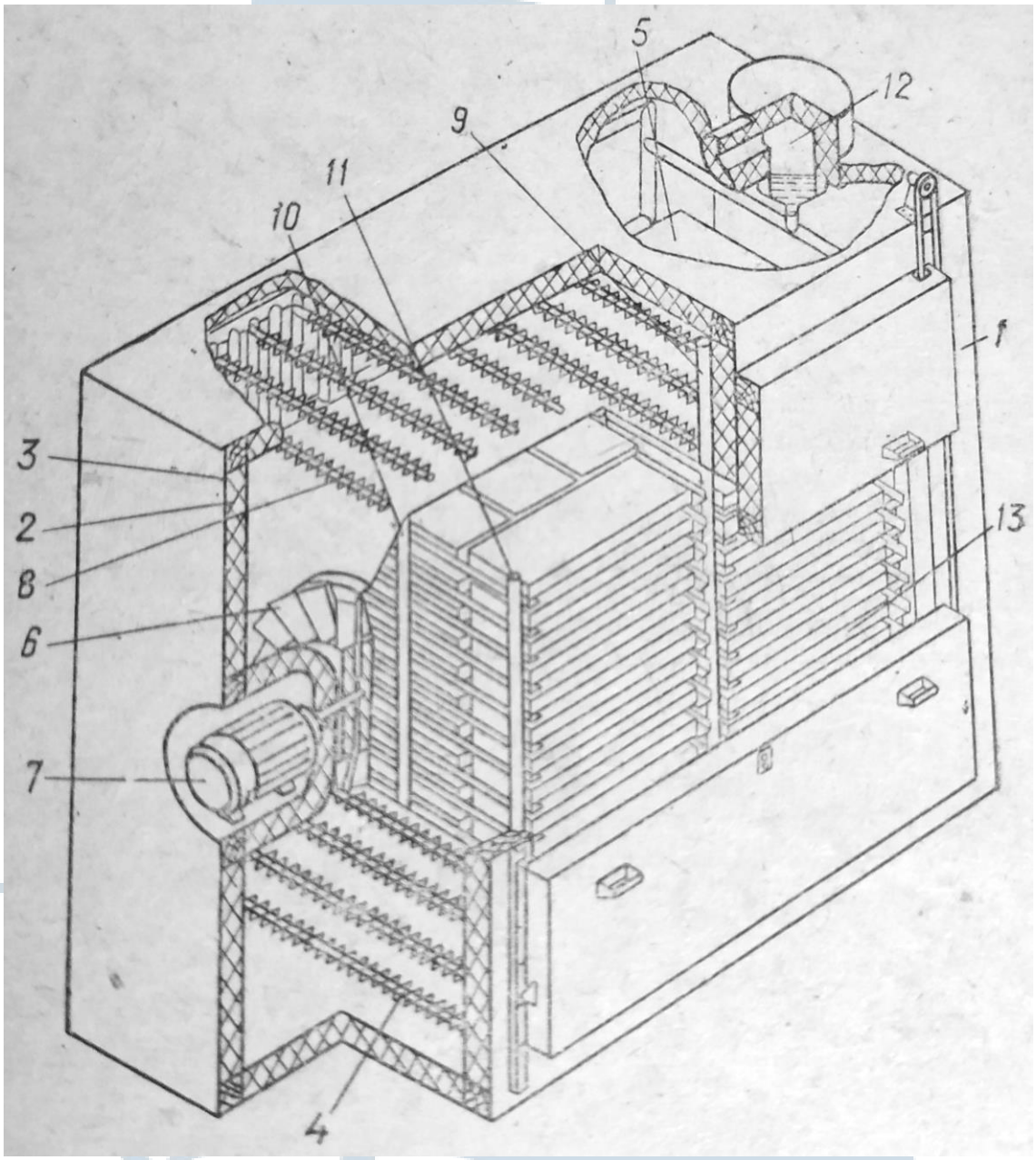

Рис. 19. Шкафной морозильный аппарат ВМШ-1:
1 – корпус; 2 – термоизоляция; 3 – обшивка; 4 – нижняя батарея воздухоохладителя; 5 – дефлектор; 6 – вентилятор; 7 – электродвигатель; 8 – верхняя батарея воздухоохладителя; 9, 10, 11 – стойки; 12 – отделитель жидкости; 13 – блок-формы

Аппараты аналогичного типа применяются и для поштучного замораживания рыбы.

К недостаткам аппаратов этого типа относятся полное отсутствие механизации и периодичности действия, приводящие к перепадам температуры воздуха и тепловой нагрузки, затрудняющей регулирование холодильной установки и удлиняющей процесс замораживания рыбы. Аппара-

БГАРФ

ты этого типа морально устарели и заменяются на старых судах аппаратами плиточного типа.

К аппаратам воздушного охлаждения периодического действия с естественной или принудительной циркуляцией воздуха относятся также аппараты стеллажного типа, установленные на тунцеловных базах и других добывающих судах, а также на стационарных холодильниках. Эти аппараты представляют собой теплоизолированные емкости, снабженные стеллажами из труб, по которым циркулирует охлаждающая среда (рассол или хладагент). Трубы образуют ряд полок, на которых замораживают либо мелкую рыбу россыпью слоем не более 12 см, либо крупную поштучно, разложенную в один ряд.

К аппаратам воздушного охлаждения циклического действия с принудительной циркуляцией воздуха относятся туннельные морозильные аппараты. По конструктивным особенностям туннельные морозильные аппараты подразделяются на тележечные и тележечно-конвейерные.

Конструкция одного из таких аппаратов показана на рис. 20.

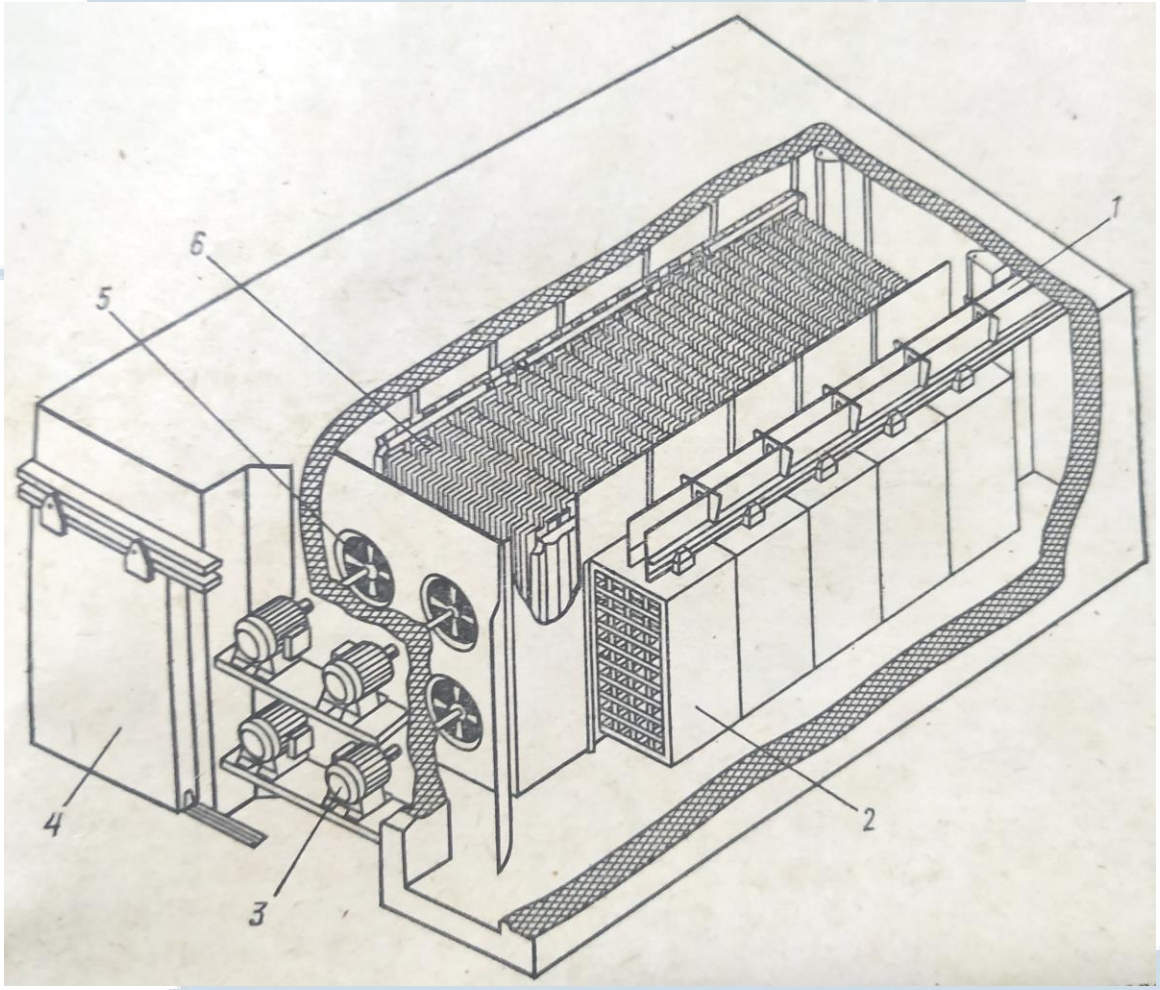

Рис. 20. Туннельно-тележечный морозильный аппарат:
1 – подвесной рельсовый путь; 2 – тележки с блок-формами; 3 – электродвигатель вентилятора; 4 – дверь туннеля; 5 – вентилятор; 6 – воздухоохладитель

Аппараты этого типа морально устарели, поскольку при их загрузке создаются значительные пики тепловой нагрузки, обслуживание их требует больших затрат ручного труда. В настоящее время на новых судах их повсеместно заменяют более прогрессивными конвейерными морозильными аппаратами.

Тележечно-конвейерный морозильный аппарат производительностью 45 т/сут (рис. 21), созданный в развитие идеи туннельно-тележечного морозильного аппарата, принципиально не содержит каких-либо новых конструктивных элементов.

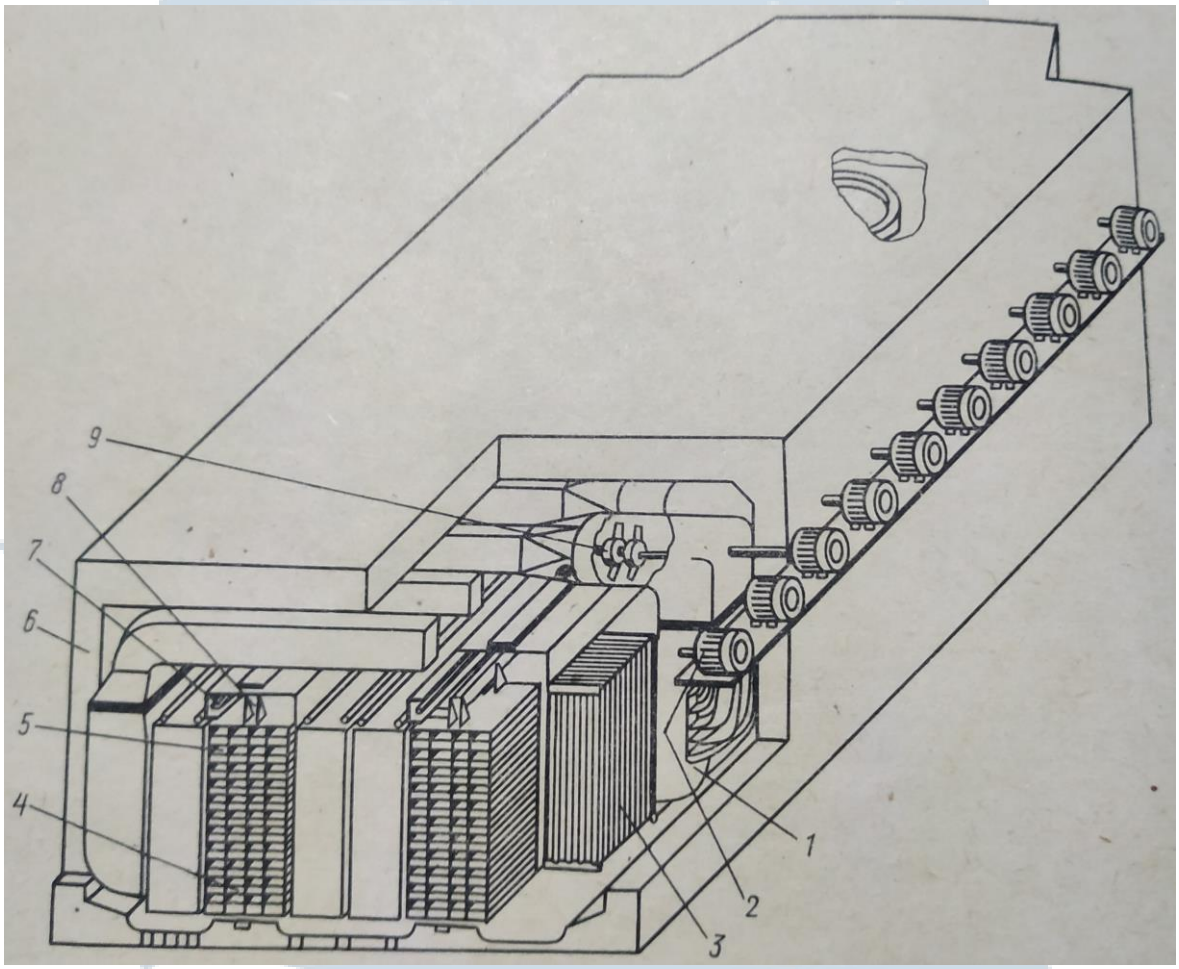

Рис. 21. Тележечно-конвейерный морозильный аппарат:
1 – кожух воздушного канала; 2 – электродвигатель вентилятора;
3 – воздухоохладитель; 4 – тележка с блок-формами;
5 – блок-форма; 6 – теплоизолированный корпус; 7 – каркас;
8 – подвесной рельсовый путь; 9 – вентилятор

В отличие от рассмотренного выше туннельного-тележечного аппарата в туннеле подковообразной формы этого аппарата размещается 21 тележка с 44 блок-формами с рыбой. Циклическое перемещение тележек осуществляется автоматически с помощью цепного конвейера, регулируе-

мого посредством реле времени. В аппарате улучшена система циркуляции воздуха, что позволило уменьшить потери напора и применить менее мощные вентиляторы. Благодаря тому, что загрузка аппарата производится по одной тележке через 1/21 цикла замораживания, в аппарате практически не создаются пики тепловой нагрузки.

К недостаткам аппарата относятся ручная загрузка и разгрузка блок-форм и тележек.

К аппаратам воздушного охлаждения непрерывного действия с принудительной циркуляцией воздуха относятся конвейерные морозильные аппараты. Наибольшее распространение в настоящее время получили аппараты этого типа производительностью от 15 до 50 т/сут. Конвейерные морозильные аппараты бывают с цепными и гравитационными конвейерами.

К первым из них относится, например, аппарат LBH-25.1, представляющий собой термоизолированный туннель с расположенным в нём грузовым конвейером и воздухоохладителями (рис. 22). В торцевой части аппарата вне изолированного контура находится устройство для загрузки и выгрузки блок-форм с рыбой. Морозильный туннель представляет собой четыре камеры, разделённые металлическими перегородками с уплотнителями из морозостойкой резины.

В первой камере установлены гладкотрубный воздухоохладитель и два вентилятора, а в каждой из остальных – оребренные воздухоохладители с тремя вентиляторами. Смысл разделения туннеля на камеры вдоль движения блок-форм заключается в том, что в первой камере, где температура замораживаемого продукта наиболее высокая, происходит наиболее интенсивное инееобразование, что в какой-то степени защищает остальные изолированные камеры от проникновения в них влаги, и интенсивность образования в них инея будет уменьшена.

В конструкции аппарата предусмотрена возможность оттайки инея с воздухоохладителя первой камеры с помощью горячих паров хладагента или орошения водой независимо от остальных камер и без остановки аппарата. В первой камере установлен поддон, подогреваемый рассолом до температуры 1-2 °С для предотвращения замораживания воды, стекающей при оттайке инея.

На судах рыбной промышленности применяются также конвейерные аппараты марок LBH-22.5 , LBH-31.5, имеющие много общего с рассмотренным аппаратом LBH-25.1. Аппараты типа LBH позволяют получать мороженую продукцию высокого качества; они надежны в работе, все операции, кроме заполнения блок-форм рыбой и разравнивания её в них, автоматизированы.

БГАРФ

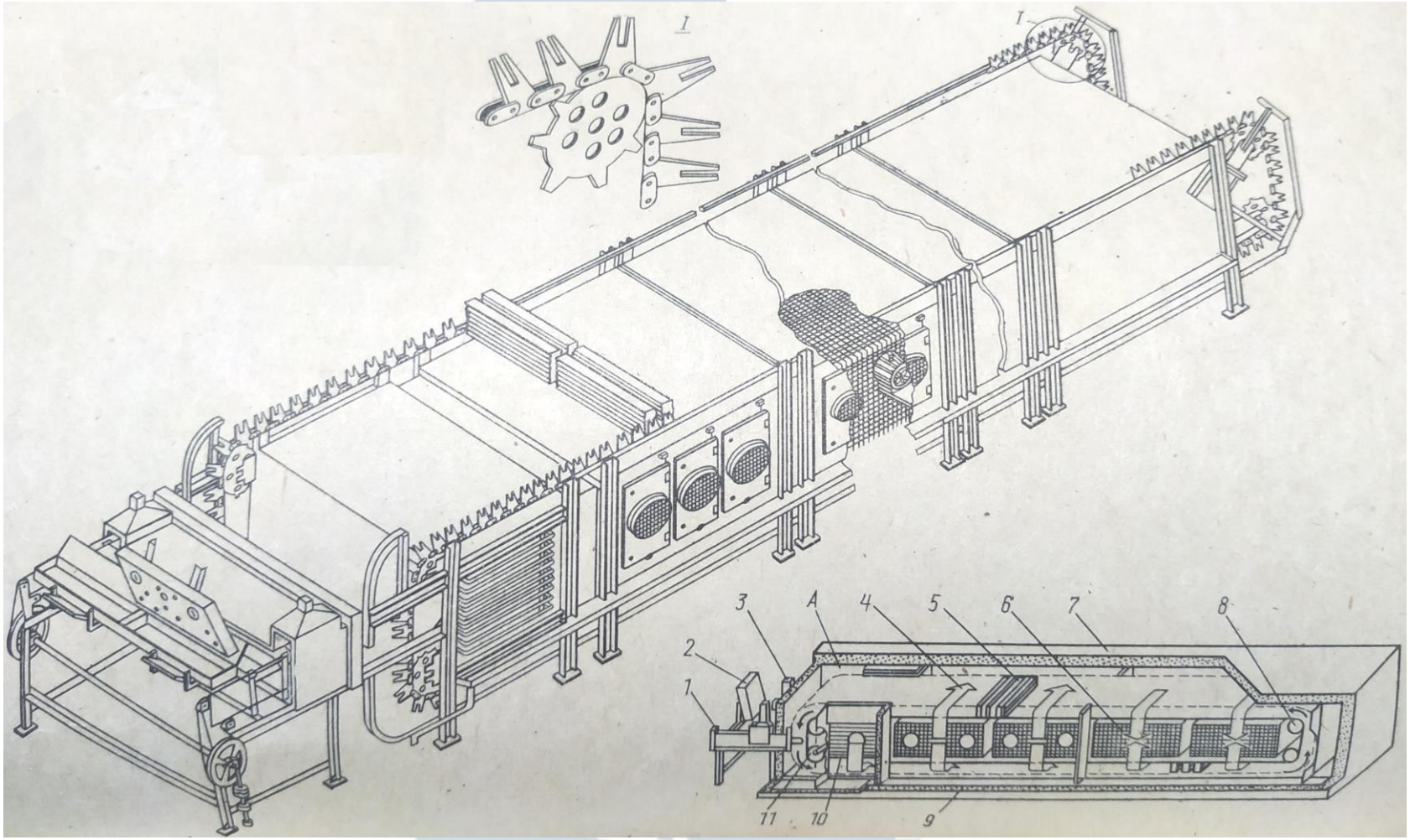

Рис. 22. Конвейерный морозильный аппарат LBH-25.1:
1 – устройство для натяжения щелей; 2 – щит управления; 3 – поворотное устройство;
4 – направления движения воздуха; 5 – блок-форма; 6 – воздухоохладитель; 7 – теплоизолированный корпус аппарата; 8 – направляющие колеса; 9 – вентилятор; 10 – воздухоохладитель форкамеры; 11 – цепь конвейера

БГАРФ

Особое место среди конвейерных морозильных аппаратов занимают гравитационно-конвейерные аппараты. Основной особенностью этих аппаратов является гравитационный принцип перемещения блок-форм, позволяющий обходиться без громоздкого цепного конвейера. На рис. 23 показана конструкция морозильного аппарата «Линде-Сюрт».

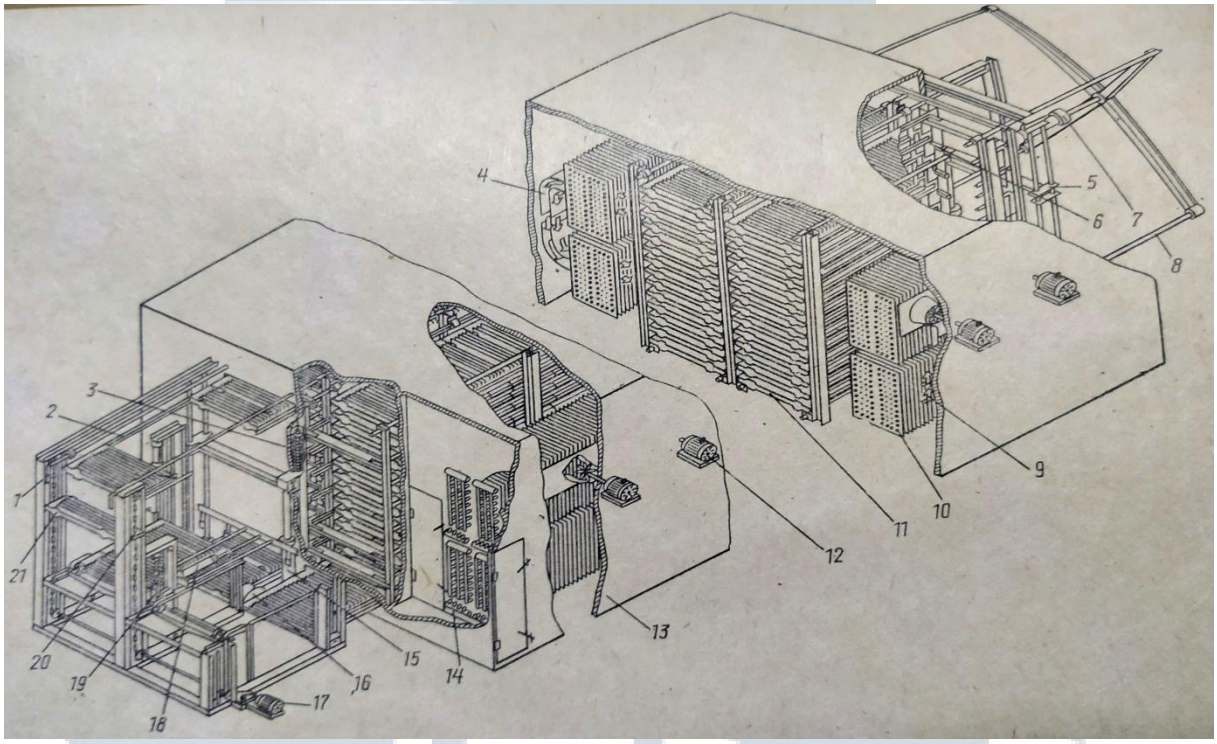

Рис. 23. Гравитационный конвейерный морозильный аппарат:
1 – толкатель механизма подачи блок-форм; 2 – рельсы для перемещения блок-форм; 3 – амортизатор механизма вертикального перемещения; 4 – устройство для поворота воздуха; 5 – направляющие механизмы вертикального перемещения; 6 – толкатель механизма горизонтального перемещения; 7 – гидроцилиндр горизонтального перемещения; 8 – шток механизма горизонтального перемещения блок-формы; 9 – направления движения воздуха; 10 – воздухоохладитель; 11 – грузовой конвейер; 12 – вентилятор с электродвигателем; 13 – теплоизолированный корпус аппарата; 14 – коллектор жидкого аммиака; 15 – гидроцилиндр вертикального перемещения блок-форм; 16 – механизм переворачивания заполненных блок-форм; 17 – электродвигатель;18 – гидроцилиндр досылки блок-форм в механизме переворота; 19 – механизм переворота блок-форм перед заполнением рыбой; 20 – захват блок-формы для вертикального перемещения; 21 – блок-форма

Аппарат представляет собой изолированный контур, внутри которого размещены рельсы скольжения блок-форм, механизм вертикального перемещения блок-форм, воздухоохладителя и крыльчатки вентилятора. Снаружи в передней части аппарата находятся механизмы для загрузки и выгрузки блок-форм, а на торцевых стенках размещены гидравлические толкатели, перемещающие ряды блок-форм по рельсам, установленным в

грузовом туннеле средней части аппарата двумя рядами в 14 ярусов по высоте (расстояние между ярусами 170 мм).

Воздухоохладители и вентиляторы размещены вдоль продольных стен аппарата.

Загрузка пустых блок-форм, механически подаваемых на участок загрузки, осуществляется с помощью весового дозатора. Затем рыба разравнивается, и блок-формы вручную закрывают крышками и зажимают пружинами. В таком виде блок-формы механически перемещаются к автоматическому питателю, который переносит их вверх к погрузочному механизму, с помощью которого блок-формы попадают на рельсовый конвейер. После прохождения всех 14 рядов рельсов, блок-формы с нижнего ряда направляющих рельсов выводятся из изолируемого контура аппарата к разгрузочному механизму, с помощью которого блок-формы переворачиваются вверх дном, затем омываются душем теплой морской воды (температура 30-40 °С), и слегка подтаявший блок освобождается из блок-формы. После прохождения через глазировочный аппарат блоки рыбы поступают на упаковку в картонную гофротару по три блока в коробке. Разгруженные открытые блок-формы автоматически перемещаются под душ морской воды, омываются изнутри, обдуваются воздухом и снова поступают к участку загрузки. Управление аппаратом производится с автоматизированного пульта, снабженного специальной схемой.

Гравитационно-конвейерные морозильные аппараты более совершенны, чем аппараты с цепным конвейером; расход холода в них на замораживание одной тонны продукции меньше, благодаря уменьшению массы попеременно охлаждаемых и нагреваемых металлических частей; они лучше компонуются и имеют форму, близкую к кубу, что уменьшает внешние теплопритоки.

К аппаратам плиточно-контактного охлаждения периодического или непрерывного действия с охлаждением промежуточным хладоносителем или с непосредственным охлаждением хладагентом относятся плиточно-морозильные аппараты.

По конструктивным особенностям плиточные аппараты подразделяются на горизонтально-плиточные, вертикально-плиточные и роторные.

К горизонтально-плиточным аппаратам относится аппарат АМП-7а (рис. 24), имеющий 14 горизонтальных плит размерами 875х1715 мм., охлаждаемых изнутри хладагентом. Расстояние между плитами с помощью механизма подпрессовки может изменяться от 60 до 100 мм.

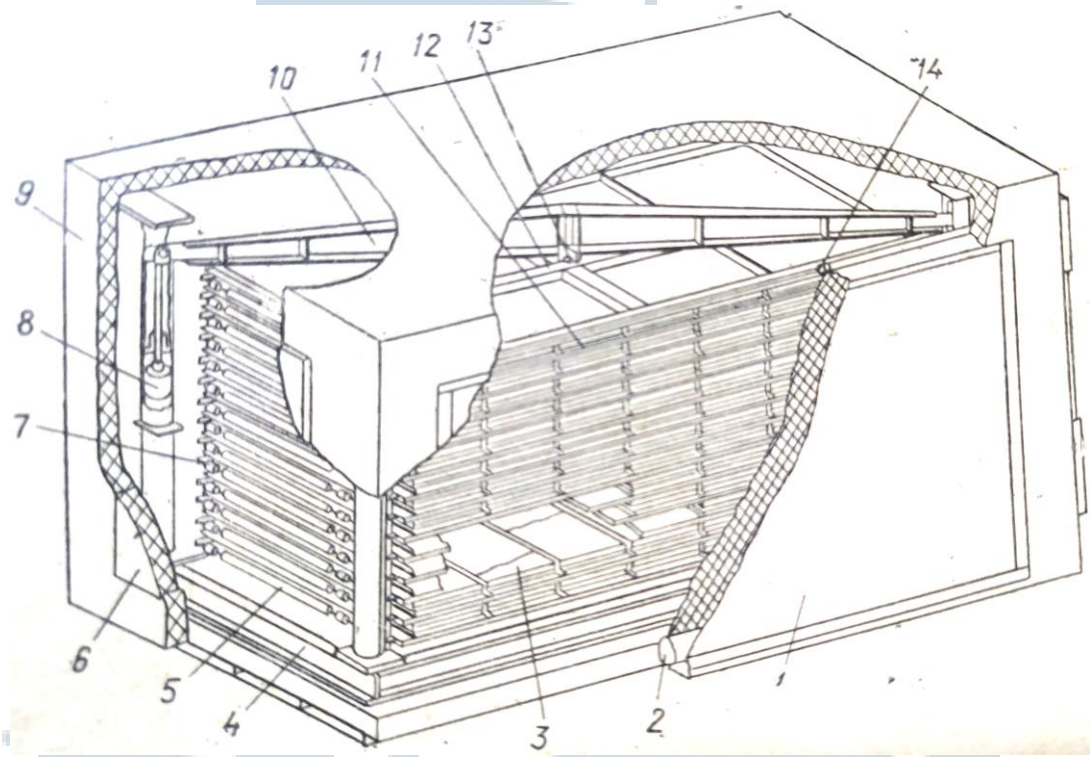

Рис. 24. Горизонтально-плиточный морозильный аппарат АМП-7а:
1 – штора; 2 – валик; 3 – блок-формы; 4 – основание агрегата; 5 – шланги; 6 – съёмные крышки; 7 – коллектор подвода хладагента; 8 – силовой цилиндр; 9 – корпус; 10 – траверса; 11 – морозильные плиты; 12 – погрузочная рама; 13 – сферический шарнир; 14 – барабан

Замораживаемую рыбу помещают в блок-формы с крышками и загружают в пространство между плитами. Силовые цилиндры механизма подпрессовки и вертикальные коллекторы подвода и отвода хладагента образуют со сварным основанием несущий каркас. Поршни силовых цилиндров шарнирно связаны с концами траверсы, передающей усилие подпрессовки подвижным охлаждающим плитам, через нагрузочную раму со сферическим шарниром. Аппарат помещён в термоизолированный шкаф, со стороны загрузки аппарат закрыт двухслойной шторой, один край которой закреплен на верхней части термоизолированного шкафа, а другой – на барабане ручного привода подъема шторы.

Другие горизонтально-плиточные аппараты имеют принципиально одинаковую основную конструкцию, но различаются между собой особенностями отдельных узлов – узла подпрессовки, узла подачи хладагента в плиты, конструкции плит и т. д.

Горизонтально-плиточные аппараты достаточно надёжны, просты в эксплуатации, компактнее и легче, чем шкафные аппараты. По тепловой нагрузке и затратам ручного труда эти аппараты равноценны шкафным воздушным морозильным аппаратам.

Вертикально-плиточные морозильные аппараты применяются на китобазах и стационарных холодильниках. За рубежом вертикально-

плиточные морозильные аппараты находят широкое применение на судах прибрежного лова.

К аппаратам плиточно-контакного охлаждения непрерывного действия с охлаждением плит рассолом или хладагентом относятся роторные морозильные аппараты. В основе действия этих аппаратов использован принцип вращения ротора, совершающего один оборот за цикл замораживания. К преимуществам роторных аппаратов относится высокая степень механизации процессов, хотя они и не лишены недостатков.

Значительную проблему при использовании этих аппаратов представляет адгезия (примерзание блоков к блок-формам), затрудняющая процесс разгрузки и ухудшающая надежность аппаратов. Не решена полностью и проблема глазирования блоков, выходящих из роторных морозильных аппаратов.

Развитие роторной морозильной техники нашло отражение в создании проектов роторных морозильных аппаратов (рис. 24). Гравитационно-конвейерный плиточный морозильный аппарат фирмы «Линде» (рис. 25).

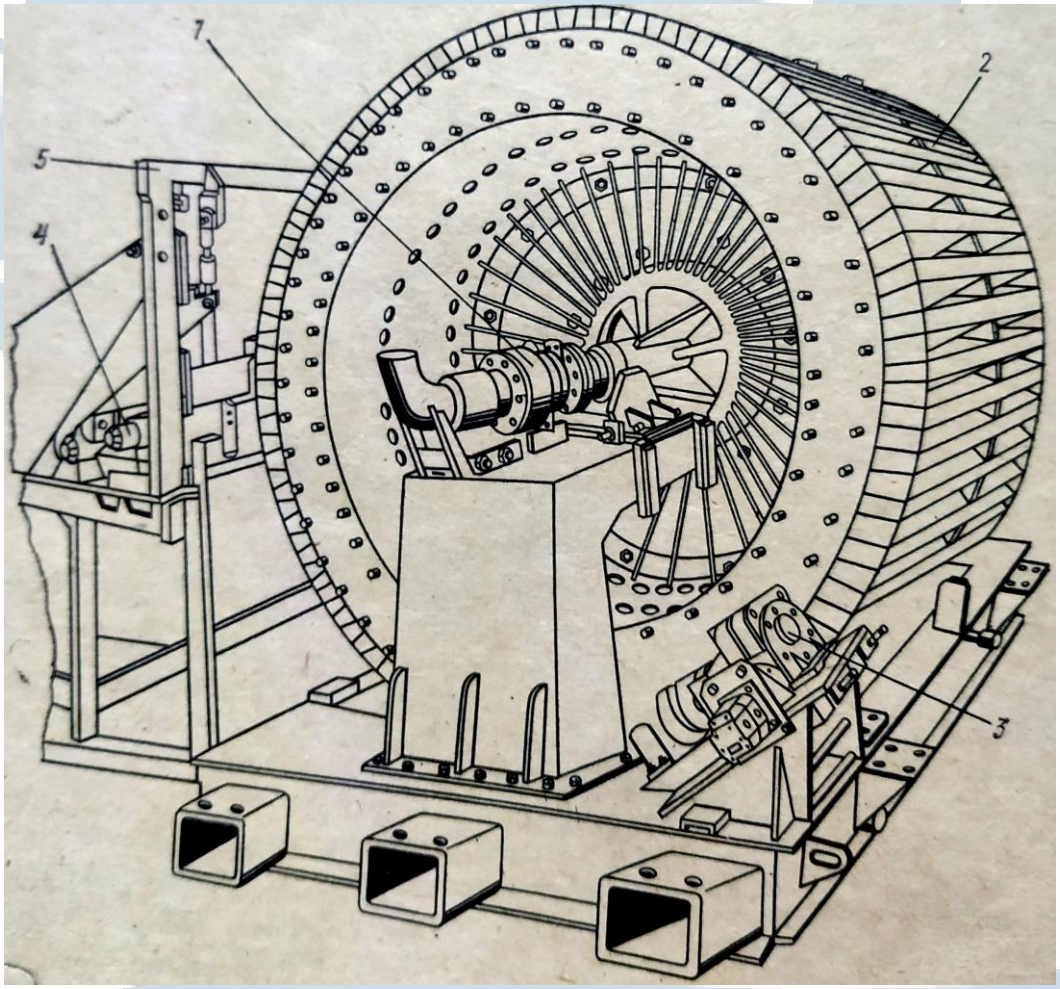

Рис. 25. Роторный морозильный аппарат FGP-31,5:
1 – вал ротора; 2 – морозильная плита; 3 – привод ротора;
4 – механизм передвижения стола; 5 – передвижной щит

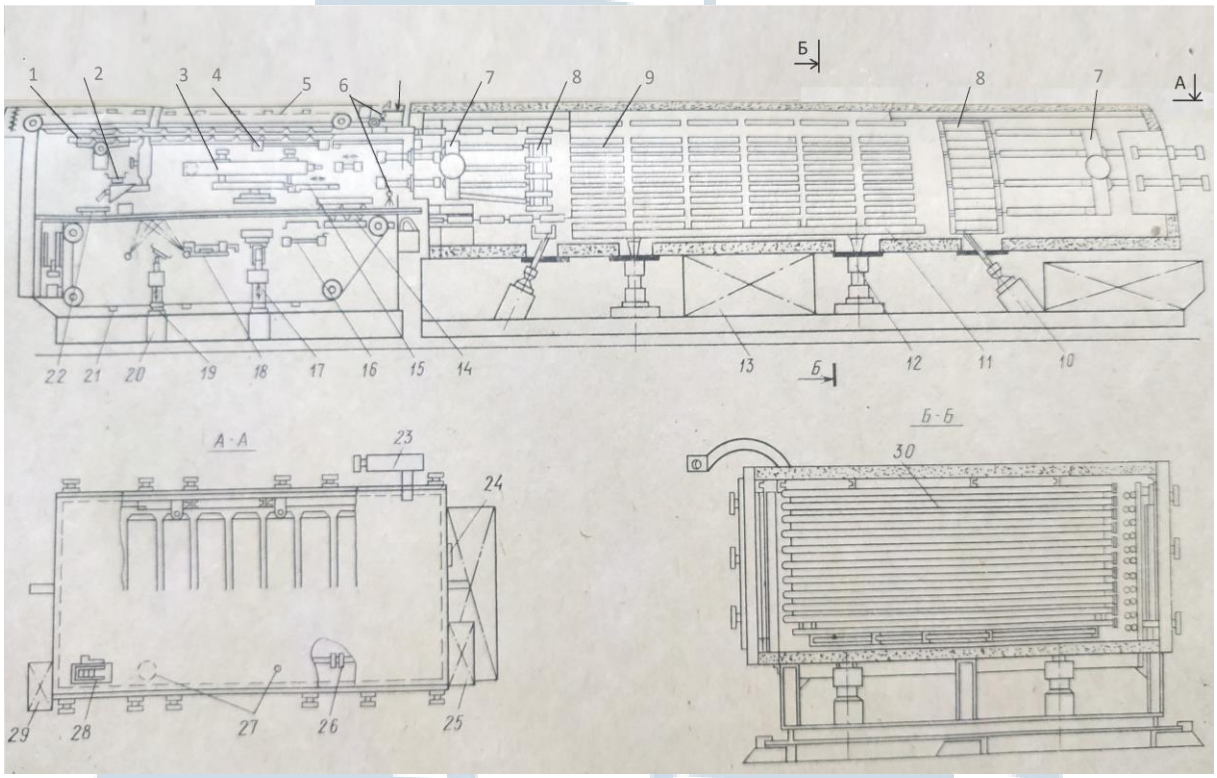

Рис. 26. Гравитационно-конвейерный плиточный морозильный аппарат: 1 – устройство для подпрессовки; 2 – бункерные весы; 3 – выталкивающее устройство; 4 – механизм подачи; 5 – верхний цепной конвейер; 6 – водяная завеса; 7 – толкающий механизм; 8 – механизм вертикального перемещения; 9 – блок-формы; 10 – гидропривод; 11 – траверсы; 12 – гидравлический цилиндр; 13 – вакуумная установка; 14 – устройство оттаивания; 15 – толкающий механизм; 16 – разгрузочный транспортёр; 17 – механизм отпускания блоков; 18 – толкатель; 19 – поворотный механизм; 20 – поддон; 21 – цепной конвейер; 22 – загрузочный стол; 23 – воздухоохладитель; 24 – газоанализатор; 25 – главный шкаф управления; 26 – горизонтальный коллектор; 27 – вертикальный коллектор; 28 – вытяжной вентилятор; 29 – щит сигнализации и управления; 30 – морозильная камера

Гравитационно-конвейерный плиточный морозильный аппарат фирмы «Линде» (рис. 26) по своей кинематической схеме подобен гравитационно-конвейерному воздушному морозильному аппарату (см. рис. 21). В отличие от последнего отвод тепла от замораживаемой рыбы в рассматриваемом аппарате производится с помощью плит, охлаждаемых изнутри аммиаком, подаваемым насосом. К достоинствам аппарата относится его компактность, значительная степень автоматизации, к недостаткам – сложность механизмов и систем аппарата, а также значительная потеря времени в период передвижения блок-форм, когда они не охлаждаются из-за отсутствия контакта их с плитами.

Криогенные морозильные аппараты, то есть аппараты, в которых для замораживания используется эффект кипения криогенных жидкостей

(в основном жидкий азот) при низких температурах (-196 °С для азота), пока не нашли широкого промышленного применения. Основным препятствием для развития криогенной морозильной техники является высокая стоимость криогенных жидкостей, получение которых связанно со значительными энергозатратами.

Одним из образцов криогенной морозильной техники является аппарат «Крио-Куик» RP-7-4848 (рис. 27), относящийся к аппаратам жидкостного бесконтактного охлаждения непрерывного действия. Аппарат представляет собой туннель с конвейерной лентой в виде сетки. Туннель разделён на 4 зоны. В первой из них осуществляется предварительное охлаждение, во второй – интенсивное замораживание, в третьей – обработка в душевой установке, в четверной – выравнивание температуры.

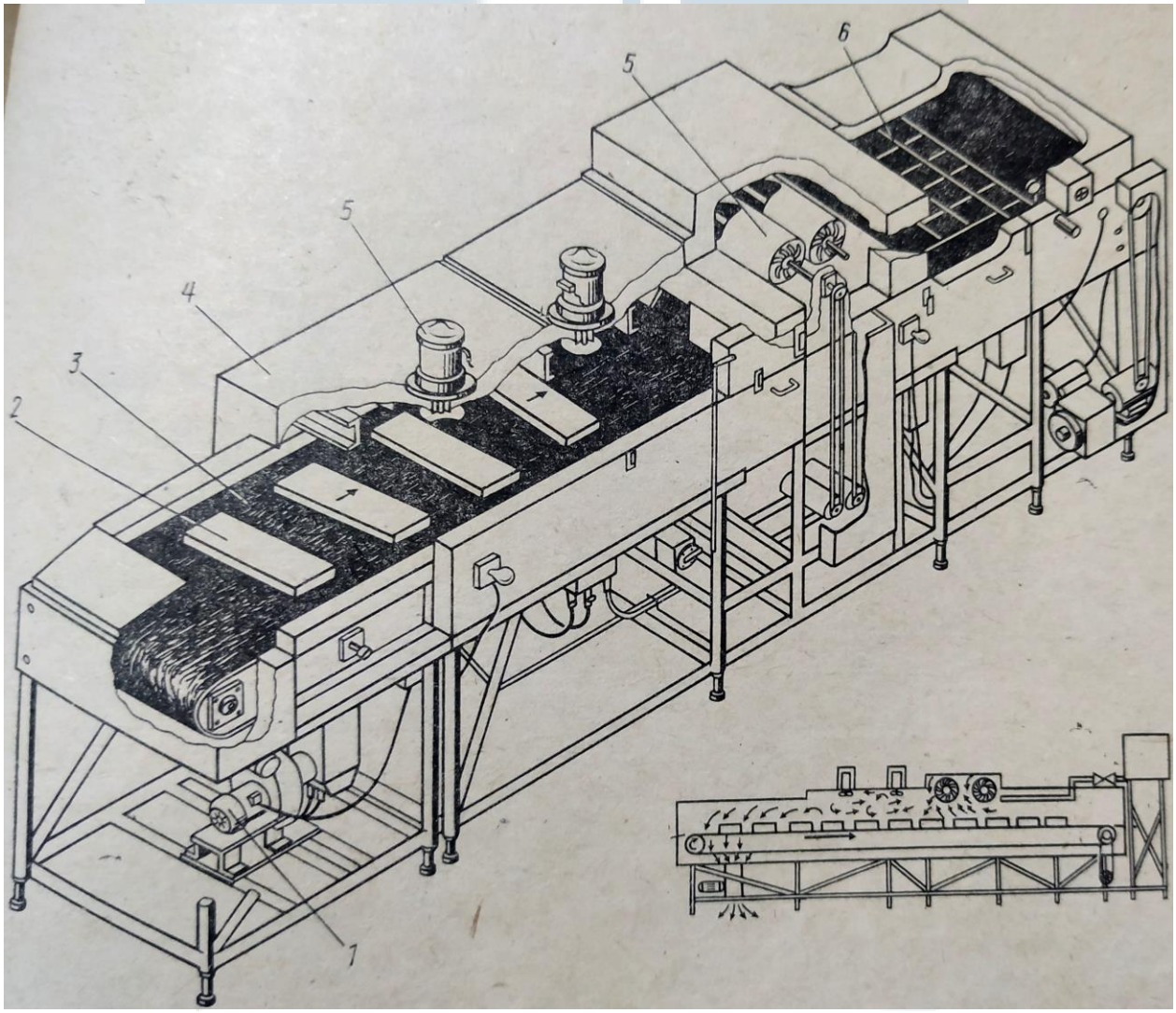

Рис. 27. Криогенный морозильный аппарат:
1 – электродвигатель; 2 – замораживающий продукт; 3 – транспортёр;
4 – теплоизолированный корпус; 5 – вентиляторы; 6 – душирующее устройство

Жидкий азот подается только в третью зону, откуда он после испарения распространяется в двух направлениях: навстречу движения ленты с сырьём (99 % пара) и по ходу её движения (1 %). Во второй зоне установлены центробежные вентиляторы, обеспечивающие движение паров азота со скоростью 15 м/с. В первой зоне установлены осевые вентиляторы меньшей мощности, направляющие поток к конвейерной цепи. Использованный азот отсасывается вентилятором.

Изоляция аппарата изготовлена из полиуретана с облицовкой из кислотоупорной жести. В третьей зоне корпус образует ванную для стекания избытка жидкости. Давление подачи жидкого азота 0,15 МПа. Управление аппарата автоматизировано. По мере прохождения замораживаемого сырья по конвейеру, температура его постепенно понижается, достигая необходимой среднеобъемной величины -20 °С в третьей зоне. В связи с краткосрочным, но очень интенсивным замораживанием в продукте возникают большие перепады температур, достигающие 90-100 °С. Выравнивание температуры до -20 °С происходит в четвертой зоне.

Аппарат этот весьма перспективен, благодаря ему достигаются высокие скорости замораживания, обеспечивающие высокую производительность, очень хорошее качество продукта, его малую усушку и устранение окисления в процессе замораживания в нейтральной среде азота.

Аппарат достаточно прост в обслуживании. Основным недостатком его является высокая стоимость замораживания, связанная со стоимостью жидкого азота.

3.4. Определение равновесной температуры и влажности в системах охлаждения

Основное назначение систем охлаждения заключается в поддержании тепловых и влажностных условий, необходимых для холодильной обработки сырья и хранения охлажденных или замороженных продуктов. Холодильная обработка в системах охлаждения заключается в замораживании пищевого сырья, а также в охлаждении и домораживании мороженой продукции в охлаждаемых помещениях.

Тепловые и влажностные условия влияют на продолжительность замораживания или домораживания, а также на продолжительность сохранения пищевой ценности и потери массы (усушку) при хранении мороженой или охлажденной продукции.

Определение температуры и влажности в охлаждаемых помещениях представляет собой очень трудную задачу, особенно в условиях недостаточной полноты данных о всех процессах, происходящих как в самом продукте, так и в охлаждающей среде и в охлаждающих устройствах.

Наиболее простое решение вопроса о тепловлажностном режиме охлаждаемого помещения получается в предположении стационарного

(установившегося) процесса, для которого можно определить равновесные температуру и влажность, исходя из равенства потоков подводимого и отводимого тепла и подводимой и отводимой влаги.

Для общности рассмотрим случай равновесного состояния в морозильном аппарате. Схема представлена на рис. 28.

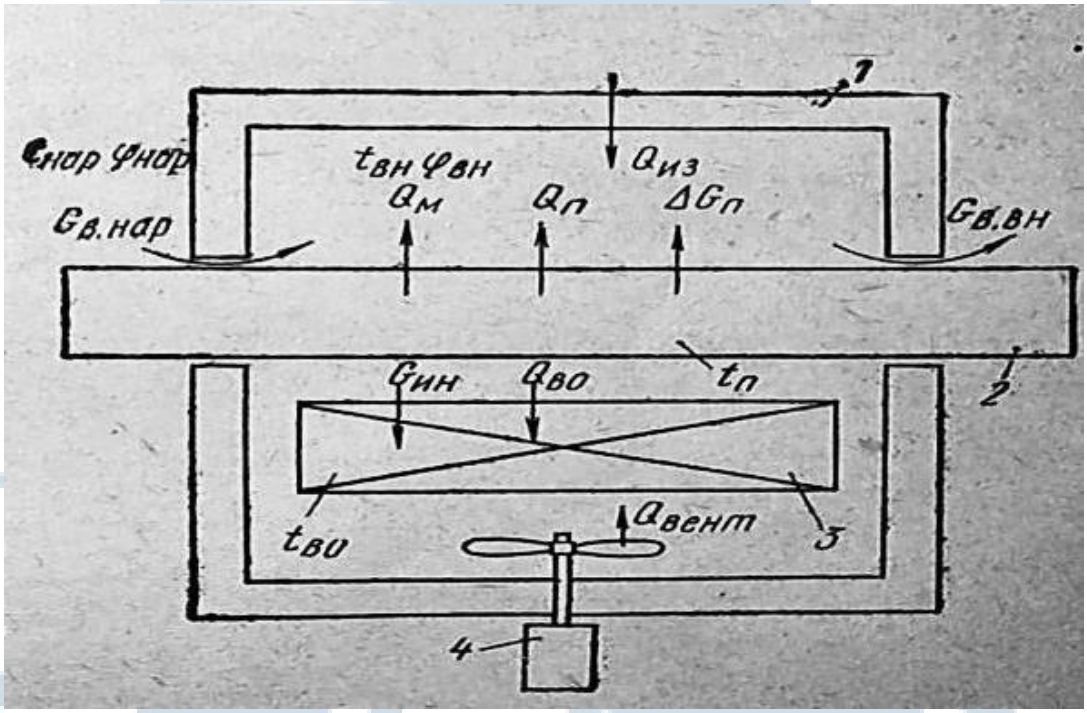

Рис. 28. Схема тепловлажностного баланса морозильного аппарата: 1 – изолирующее ограждение морозильного аппарата; 2 – грузовой конвейер с блок-формами с рыбой; 3 – охлаждающий приор (воздухоохладитель); 4 – вентилятор с электродвигателем

Равновесную температуру можно определить, приравнивая количества подводимого и отводимого тепла. *Тепло, подводимое к приборам охлаждения*, в этом случае *складывается из следующих составляющих*:

1. Теплоприток через изолирующие ограждения

$$Q_{из} = K_{из}F_{из}\left(t_{нар} - t_{вн}\right), \qquad (1.35)$$

где $K_{из}, F_{из}$, – коэффициент теплопередачи и площадь поверхности изолированного ограждения;

$t_{нар}, t_{вн}$ – температуры наружного воздуха и воздуха внутри морозильного аппарата.

2. Теплоприток от замораживаемого продукта

$$Q_п = \frac{E_{м.к}(i_н - i_к)}{\tau_{\sum к}} = const = c_1, \qquad (1.37)$$

где $E_{м.к}$ – единовременная емкость морозильного комплекса;

$i_н, i_к$ – начальная и конечная энтальпии замораживаемого продукта;

$\tau_{\sum к}$ – продолжительность замораживания (время пребывания продуктов в морозильном аппарате).

3. Теплоприток от металлических частей морозильного аппарата, попеременно охлаждаемых в аппарате и нагревающихся наружным воздухом

$$Q_м = \frac{G_м c_м (t_{нар} - t_{вн})}{\tau_{\sum к}} \approx c_2 (t_{нар} - t_{вн}), \quad (1.37)$$

где $G_м, c_м$ – масса и удельная теплоемкость металлических частей.

4. Теплоприток; эквивалентный мощности вентиляторов $N_{вент}$

$$Q_{вент} = N_{вент} = c_3. \quad (1.38)$$

5. Теплоприток от инфильтрации теплого воздуха в аппарат в количестве $G_{в.нар}$ (кг/ч) и холодного воздуха из аппарата в количестве $G_{в.вн}$ (кг/ч)

$$Q_{икф} = (G_{в.нар} + G_{в.вн})(t_{нар} - t_{вн}) c_р = G_{инф} c_р (t_{нар} - t_{вн}), \quad (1.39)$$

где $c_р$ – удельная теплоемкость воздуха.

6. Теплоприток, эквивалентный теплу конденсации паров и замерзания воды на поверхности охлаждающих приборов

$$Q_{ин} = G_{ин} r_1, \quad (1.40)$$

где $G_{ин}$ – масса инея, выпадающая за час на приборах охлаждения;

r_1 – теплота сублимации паров воды в диапазоне температур ($t_{во}$;$t_{вн}$);

$t_{во}$ – температура поверхности воздухоохладителя.

Тепло, отводимое в морозильном аппарате, складывается из составляющих:

1. Тепло, отводимое приборами охлаждения путем конвекций

$$Q_{во} = \alpha_{во} F_{во} (t_{нар} - t_{вн}), \quad (1.41)$$

где $\alpha_{во}, F_{во}$ – коэффициент теплоотдачи и площадь поверхности воздухоохладителя.

2. Тепло, отводимое приборами охлаждения путем радиации

$$Q_{рад} = f[(t_п + 273)^2 - (t_{во} + 273)^2], \quad (1.42)$$

где $t_п$ – средняя температура поверхности замораживаемого продукта во время пребывания его в морозильном аппарате,℃.

3. Тепло, отводимое от замораживаемого продукта в процессе сублимации влаги (усушки)

$$Q_{суб} = \Delta G_п r_2, \quad (1.43)$$

где $\Delta G_п$ – часовая усушка продукта;

r_2 – теплота сублимации воды в диапазоне ($t_п, t_{во}$).

Приравнивая количества подводимого и отводимого тепла, можно получить выражение для равновесной температуры воздуха в морозильном аппарате:

$$t_{\text{вн}} = \frac{\alpha_{\text{во}} F_{\text{во}} t_{\text{во}} + t_{\text{нар}} (G_{\text{инф}} c_{\text{р}} + K_{\text{из}} F_{\text{из}}) + Q_{\text{п}} + Q_{\text{м}} + Q_{\text{вент}} - Q_{\text{рад}} - Q_{\text{суб}} + Q_{\text{ин}}}{\alpha_{\text{во}} F_{\text{во}} + K_{\text{из}} F_{\text{из}} - G_{\text{инф}} c_{\text{р}}}. \quad (1.44)$$

Для частного случая охлаждаемых помещений, когда замороженный хранимый продукт находится в состоянии адиабатического равновесия с охлаждаемым воздухом, выражение для равновесной температуры будет определяться более простым выражением, поскольку ряд составляющих теплопритоков будет отсутствовать:

$$t_{\text{вн}} = \frac{\alpha_{\text{во}} F_{\text{во}} t_{\text{во}} + K_{\text{из}} F_{\text{из}} t_{\text{нар}} + Q_{\text{вент}} - Q_{\text{рад}} - Q_{\text{суб}} + Q_{\text{ин}}}{\alpha_{\text{во}} F_{\text{во}} + K_{\text{из}} F_{\text{из}}}. \quad (1.45)$$

Как видно из приведенных выражений, величина $t_{\text{вн}}$ зависит не только от тепловых потоков, а также и от потоков массы паров воды, поступающих с теплым наружным воздухом, выделяющихся из продукта в процессе усушки и конденсирующихся и замерзающих на охлаждающих приборах. Поэтому достаточно точное определение величины$t_{\text{вн}}$ должно производиться с учетом устанавливающейся равновесной влажности в охлаждаемом помещении.

Характеристики источников и стоков влаги подчиняются закономерностям, выражение которых в явном виде представляет значительные трудности. В особенности сложным является выражение характеристики одной из составляющих источника влаги – усушки, которая зависит от ряда меняющихся во времени факторов и в частности от относительной влажности в помещении. Характеристика стока влаги, определяемая главным образом процессом образования инея (снеговой шубы) на охлаждаемых поверхностях, также является нестационарной и зависит от многих факторов.

Принципиально равновесную влажность можно определить на основании равенства количества влаги, поступающей в охлаждаемое помещение и конденсирующейся на охлаждаемых поверхностях.

Общее количество влаги, поступающей в помещение, складывается из следующих составляющих:

1. Влага, поступающая путем инфильтрации

$$G_{\text{инф}} = G_{\text{в.нар}} d_{\text{нар}} - G_{\text{в.вн}} d_{\text{вн}}, \quad (1.46)$$

где $d_{\text{нар}}, d_{\text{вн}}$ – влагосодержание наружного и внутреннего воздуха.

2. Влага, выделяющаяся при усушке продуктов

$$\Delta G\text{прод} = \beta\text{п} F\text{п} (P''\text{п} - \varphi\text{вн} P''\text{вн}), \quad (1.47)$$

где $\beta_{\text{п}}$ – коэффициент испарения с поверхности продуктов;

$F_{\text{п}}$ – площадь поверхности продукта;

$P''_{\text{п}}, P''_{\text{вн}}$ – парциальные давления насыщенного водяного пара над поверхностью замораживаемого продукта и в воздухе охлаждаемого помещения;

$\varphi_{\text{вн}}$ – относительная влажность.

Количество отводимой влаги (сток влаги) определяется только конденсацией паров воды и замерзанием их в виде инея на поверхности охлаждающих приборов в количестве

$$G_{\text{ин}} = \beta_{\text{во}} F_{\text{во}} (\varphi_{\text{вн}} P''_{\text{во}} - P''_{\text{во}}), \tag{1.48}$$

где $\beta_{\text{во}}$ – коэффициент конденсации на охлаждаемых приборах;

$P''_{\text{во}}$ – парциальное давление насыщенных паров над поверхностью воздухоохладителя.

Приравнивая количества выделяющейся и конденсирующейся влаги, можно в общем виде получить выражение для равновесной относительной влажности

$$\varphi_{\text{вн}} = \frac{\beta_{\text{п}} F_{\text{п}} P''_{\text{п}} + \beta_{\text{во}} F_{\text{во}} P''_{\text{во}} + (G_{\text{в.нар}} d_{\text{нар}} - G_{\text{в.вн}} d_{\text{вн}})}{P''_{\text{вн}} (\beta_{\text{п}} F_{\text{п}} + \beta_{\text{во}} F_{\text{во}})}. \tag{1.49}$$

Поскольку в полученное выражение входят величины, изменяющиеся во времени, то для расчета равновесной влажности необходимо получить характеристики источника и стока влаги, основанные на определении массовых потерь продукта, и нестационарного процесса образования инея на охлаждающих приборах в различных конкретных условиях с учетом изменения теплового режима в охлаждаемых помещениях.

БГАРФ

Глава 4. СХЕМЫ СУДОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

4.1. Требования к схемам судовых холодильных установок

Под схемой холодильной установки понимают условное изображение расположения и взаимосвязи машин, аппаратов, трубопроводов, запорных и регулирующих органов и другой аппаратуры, необходимой для функционирования установки. Схемой установки называют также принятую систему взаимосвязей узлов установки, обеспечивающую заданный процесс.

В соответствии с ГОСТ 2.780-68, ГОСТ 2.782-68, ГОСТ 2.784-70, ГОСТ 2.785-70 и ГОСТ 5.5164-70 для изображения основных элементов схем холодильных установок применяются условные обозначения, приведенные в табл. 1. В зависимости от технологической схемы процесса предъявляют определенные требования к уровню температуры в охлаждающих системах, что в значительной степени предопределяет тип машин и схему холодильной установки.

Правила Регистра России предусматривают резервирование основных узлов установки, что требует от схем установок гибкости, то есть возможности подключения или отключения резервного или основного оборудования, а также изменения самой схемы работы путем соответствующих переключений, при которых различные холодильные машины могут обеспечивать холодом различные потребители. Кроме того, необходимо обеспечение безопасности работы установки, для чего схема должна быть достаточно простой в управлении, регулировании, а на случай аварийных ситуаций в схеме должны быть предусмотрены предохранительные и защитные устройства.

В схемах также должны быть предусмотрены необходимые контрольно-измерительные приборы и приборы автоматического управления и регулирования. Автоматические устройства управления должны быть дублированы соответствующими ручными органами управления.

В связи с большим разнообразием схем холодильных установок целесообразно каждую из них представить состоящей из более простых схем присоединения основных узлов, принципиально не отличающихся друг от друга в различных холодильных установках.

Схема узла присоединения одноступенчатых поршневых и винтовых компрессоров. В общем случае одноступенчатые компрессоры могут быть элементами одноступенчатой, двухступенчатой, многоступенчатой или каскадной холодильной машины.

БГАРФ

Таблица 1

Условные обозначения элементов схем холодильных установок

Условные изображения	Обозначение
	Трубопроводы
1	Водяной трубопровод (общее назначение)
$1_{оз}$	Трубопровод охлаждения забортной водой
$1_{оп}$	Трубопровод охлаждения пресной водой
2	Паровой трубопровод
3	Воздушный трубопровод
11	Аммиачный трубопровод
14	Масляный трубопровод
18	Фреоновый трубопровод
32Х	Трубопровод хладагента (общее обозначение)
32ХН	Трубопровод хладоносителя
	Соединение трубопроводов
	Перекрещивание трубопроводов (без соединения)
	Изолированные участки трубопроводов

Продолжение табл. 1

Условные изображения	Обозначение
	Фланцевое и штуцерное соединения трубопроводов
	Разветвитель, коллектор, гребенка
	Сифоны различные (гидрозатворы)
	Слив жидкости и выпуск газа из системы
	Шайба дроссельная, сужающее расходомерное устройство
	Арматура трубопроводов
	Вентили, клапаны запорные: проходной угловой и трехходовой
	Вентили, клапаны регулирующие: проходной, угловой и проходной с дистанционным управлением
	Клапаны предохранительные: проходной, угловой и сигнальный
	Клапаны обратные (невозвратные): проходной и угловой (движение рабочей среды от белого треугольника к черному)
	Клапан дроссельный
	Клапан редукционный (вершина треугольника должна быть направлена в сторону повышенного давления)
	Задвижка

БГАРФ

Продолжение табл. 1

Условные изображения	Обозначение
	Манометры: общее обозначение, пружинный, вакуумметр, мановакуумметр, U-образный
	Термометр жидкостный
	Компрессоры и насосы
	Насосы с постоянным направлением потока постоянной и регулируемой производительности (общее обозначение)
	Насосы с реверсивным потоком, постоянной и регулируемой производительностью (общее обозначение)
	Компрессор и вакуум-насос (общее обозначение)
	Насос шестеренный
	Насос (компрессор) винтовой
	Насос (компрессор) кривошипно-поршневой
	Насос (компрессор) лопастный центробежный
	Насосы водоструйный и пароструйный
	Насос (компрессор) ротационный лопастный
	Вентилятор центробежный

БГАРФ

Окончание табл. 1

Условные изображения	Обозначение
	Вентилятор осевой
	Двигатель приводной (общее обозначение)
	Соединение двух валов, глухое и с предохранением от перегрузки
	Аппараты и сосуды
	Баки (сосуды) под атмосферным давлением с внутренним давлением, выше и ниже атмосферного
	Аккумуляторы пневматические и гидравлический (ресивер, баллон)
	Фильтр для жидкости или воздуха
	Влаго- или маслоотделители с ручным и автоматическим спуском конденсата или масла
	Осушитель рабочего тела химическим способом
	Нагреватель и охладитель жидкости или газа
	Охладитель и нагреватель (снаружи ромба изображается трубопровод охлаждающей или подогревающей среды)
	Испаритель и конденсатор (общее обозначение)
	Форсунка

БГАРФ

Узел присоединения одноступенчатого поршневого компрессора к другим узлам холодильной машины показан на рис. 29.

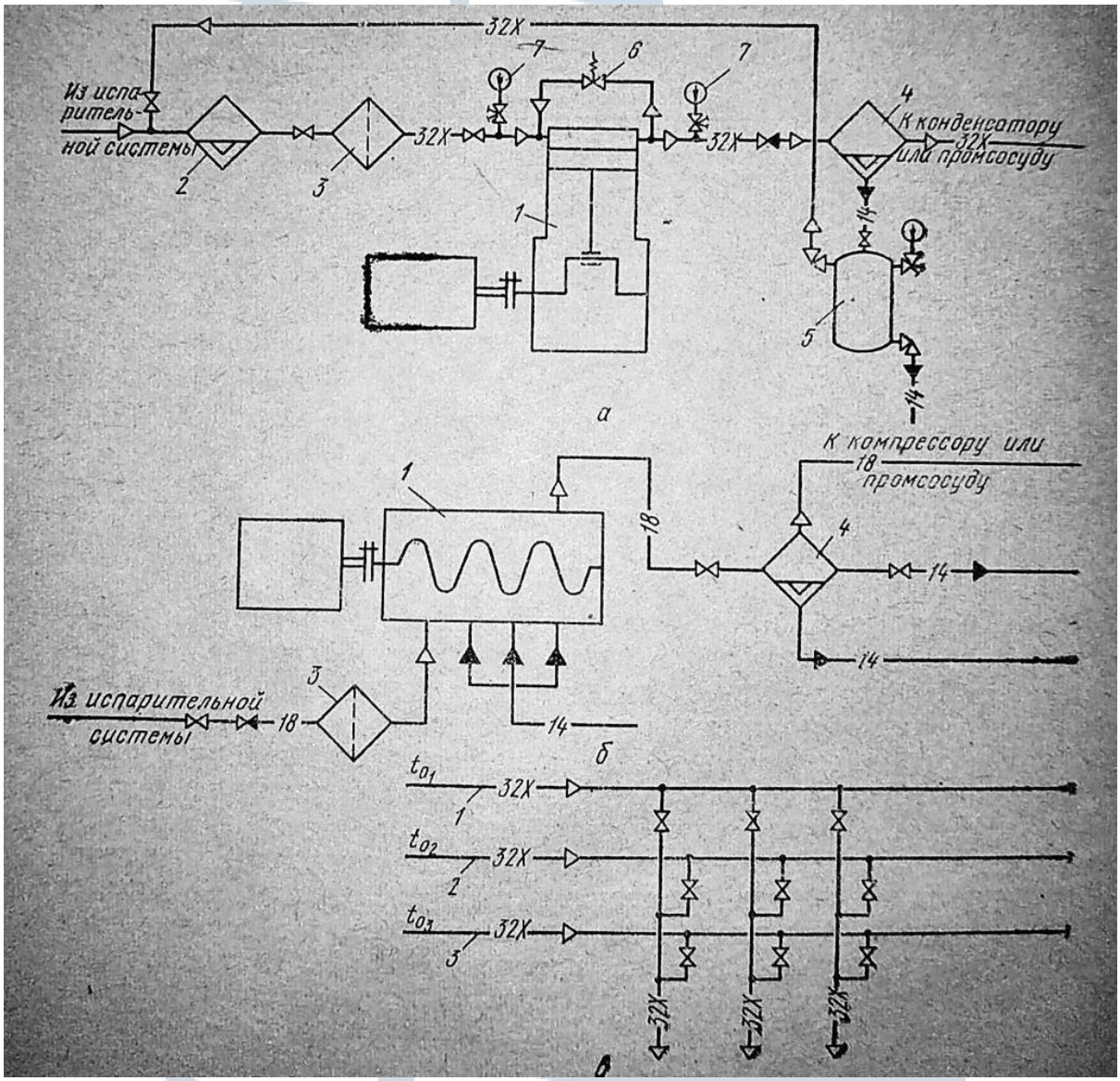

Рис. 29. Узел присоединения одноступенчатых компрессоров:
а – присоединение поршневого компрессора;
б – присоединение винтового компрессора; в – присоединение линий всасывания компрессоров на несколько температур кипения

Пары хладагента, выходящие из испарительной системы, после отделителя жидкости 2 проходят через фильтр-грязеуловитель 3 и сжимаются компрессором 1. На линии нагнетания сжатых паров хладагента предусматривается маслоотделитель 4, после которого хладагент поступает к конденсатору (в случае одноступенчатого сжатия) или к промежуточному сосуду (ПС) в случае схемы двухступенчатого сжатия. Маслосборник 5, предназначенный для сбора масла из всех маслоотделителей холодильной

установки, соединен трубопроводом с линией всасывания паров хладагента из испарительной системы. Этот трубопровод позволяет снизить давление пара до давления, близкого к атмосферному давлению, в результате чего обеспечивается безопасный выпуск масла из маслосборника. В соответствии с Правилами Регистра России за каждым компрессором установлен манометр 7; на стороне нагнетания установлены предохранительные клапаны 6, перепускающие хладагент во всасывающую сторону компрессора в случае чрезмерного повышения давления нагнетания.

Схема присоединения одноступенчатых винтовых компрессоров (рис. 29, б) отличается от схемы присоединения поршневых главным образом схемой циркуляции масла, которая рассматривается ниже.

Одноступенчатые компрессоры могут подключаться к нескольким испарительным системам с различными температурами кипения: t_{01}, t_{02}, t_{03} (рис. 29, в). В этом случае любой из компрессоров может быть присоединен к испарительной системе через каждый из коллекторов 1, 2, 3. Схема перемычек трубопроводов и запорная арматура позволяют отключить в случае необходимости любой из компрессоров.

Схема узла присоединения конденсаторов и ресиверов. Показанная на рис. 29 схема включает в себя основной 1 и резервный 2 конденсаторы, а также линейный 3 и дренажный 4 ресиверы. По нагнетательному трубопроводу 8 пары хладагента поступают в оба конденсатора или в один из них. Жидкий хладагент по сливным трубам 5 поступает в линейный ресивер 3, который служит для улучшения равномерности подачи хладагента в испарительные системы.

Для выравнивания давления конденсатор и ресивер соединены уравнительной линией 6. В установках одноступенчатого сжатия жидкий хладагент из линейного ресивера подается к регулирующей станции (РС), в установках двухступенчатого сжатия подается к промежуточному сосуду. Во избежание попадания парообразного хладагента в регулирующую станцию в промежуточный сосуд питающая труба 9 погружена в ресивер на максимальную глубину; подача хладагента обеспечивается за счет вытеснения жидкости шаром, находящимся Выше уровня жидкого хладагента.

В соответствии с Правилами Регистра России на каждом из аппаратов, соединенных с линией аварийного выброса хладагента 14, установлено по два предохранительных клапана 7.

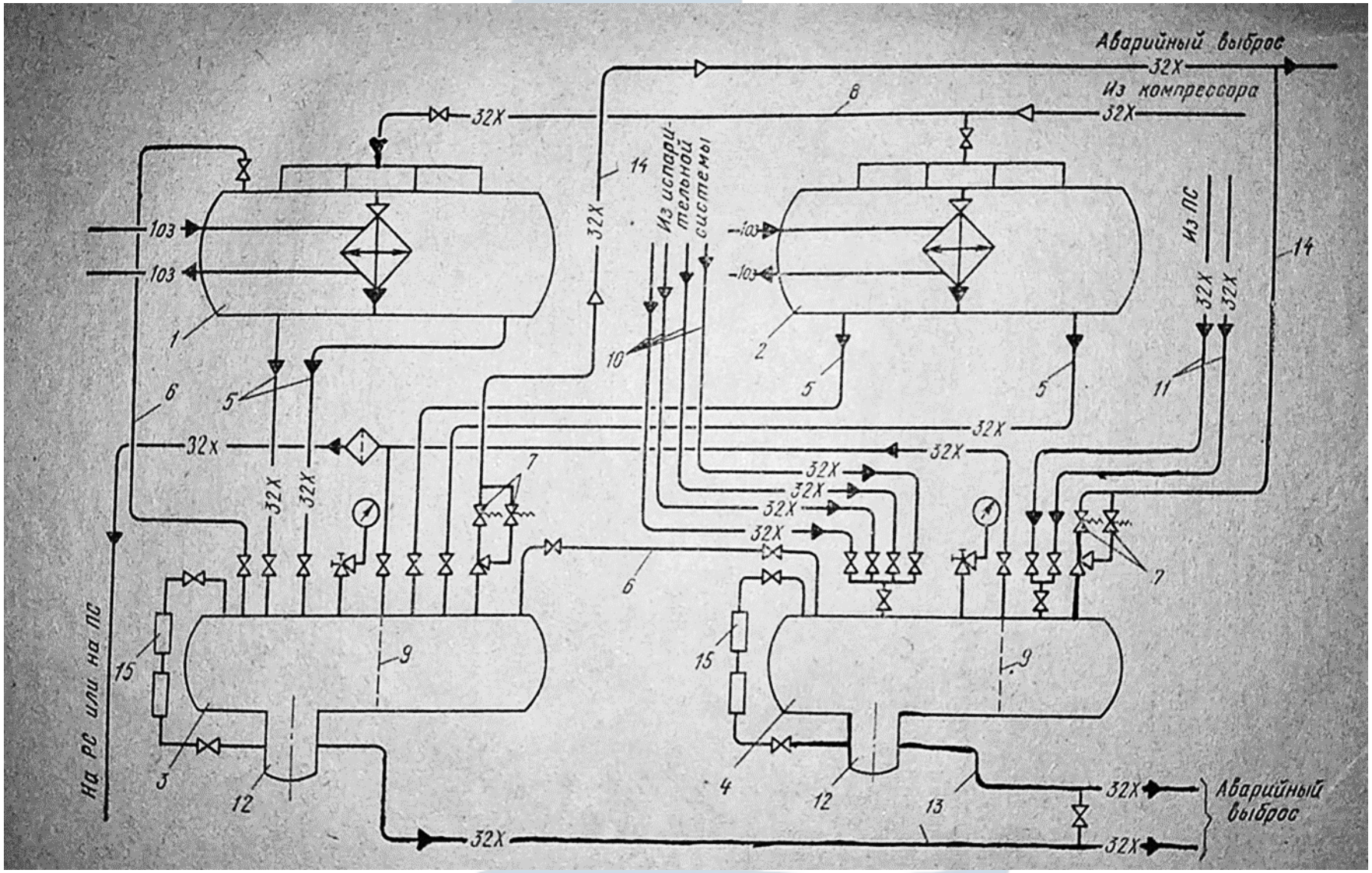

Рис. 30. Узел присоединения конденсаторов и ресиверов

БГАРФ

На каждом аппарате установлены манометры на входе воды в конденсатор. На входе и выходе воды из конденсатора установлены термометры. Кроме того, на каждом из ресиверов расположены указатели уровня жидкого хладагента 15.

Дренажные ресиверы, которые служат для сбора жидкого хладагента из системы в процессе оттайки теплообменных аппаратов испарительных систем, а также при ремонтных и регламентных работах соединены с испарительными системами и промежуточными сосудами линиями 10 и 11.

Из отстойников 12 линейного и дренажного ресиверов может быть осуществлен аварийный выброс хладагента по линиям 13, подходящим к коллектору системы аварийного выброса.

Схемы узлов подключения промежуточных сосудов со змеевиком и без змеевика. Преимущества схемы с промежуточным сосудом со змеевиком (рис. 31, а) следующие: основной поток хладагента, проходящий через змеевик промежуточного сосуда, находится под давлением конденсации, и поэтому данная схема позволяет подавать хладагент в испарительные системы на большую высоту, чем в системах с промежуточным сосудом без змеевика, в которых основной поток хладагента выходит из промежуточного сосуда после первого дросселирования с пониженным давлением; хладагент в меньшей степени загрязняется маслом; более просто реализуется автоматизация подачи хладагента в испарительные системы благодаря однократному дросселированию основного потока хладагента.

Недостаток систем с промежуточным сосудом со змеевиком пониженная холодопроизводительность, вызванная недорекуперацией в змеевике промежуточного сосуда.

В промежуточный сосуд 1 жидкий хладагент подается от линейного ресивера под действием давления конденсации. Перед входом в промежуточный сосуд жидкий хладагент разделяется на два потока, один из которых направляется в змеевик 2, а другой – на регулирующий клапан 3 дистанционным приводом (терморегулирующий или поплавковый регулирующий клапан). В последнем случае регулирующий клапан является регулятором уровня жидкого хладагента в промежуточном сосуде. Хладагент может дросселироваться также с помощью регулирующего клапана с ручным управлением 4, установленным после фильтра 5 и предусмотренным для резервирования автоматической системы. В этом случае уровень жидкости в промежуточном сосуде контролируется по обмерзающей неизолированной трубе 6, сообщающейся с ним.

Хладагент, переохлажденный в змеевике 2, подается под действием давления конденсации на регулирующую станцию испарительной системы.

Парообразный хладагент поступает в затопленное пространство промежуточного сосуда (через подводящую трубу 7) от маслоотделителя ступени низкого давления (с.н.д.) и после охлаждения в промежуточном сосуде направляется по трубопроводу 8 ступени высокого давления (с.в.д.).

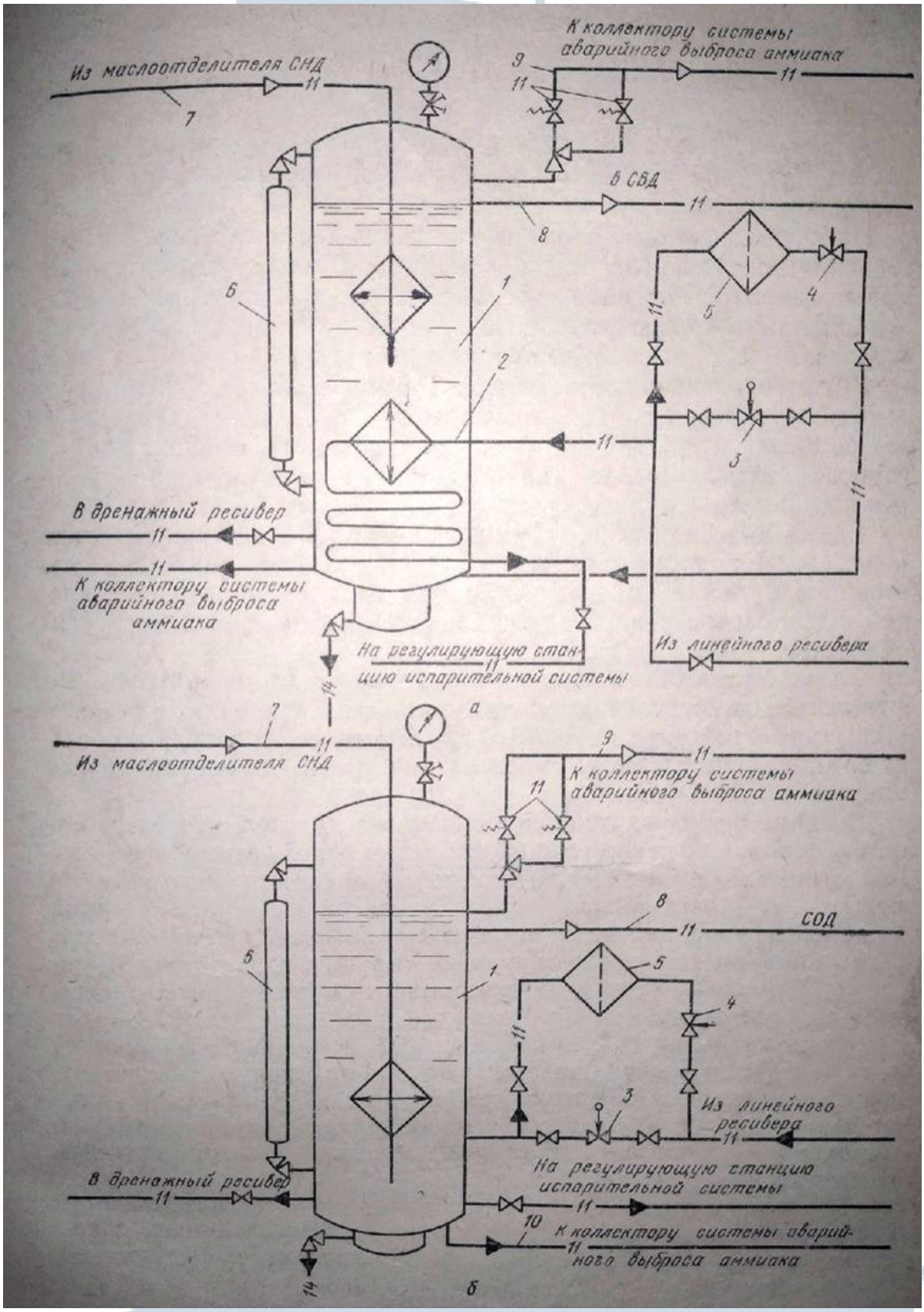

Рис. 31. Узел присоединения промежуточных сосудов:
а – со змеевиком; б – без змеевика

БГАРФ

В соответствии с требованиями Регистра России в схеме предусмотрены линии 9 и 10 для аварийного выброса хладагента через сдвоенные предохранительные клапаны 11. Имеются также трубопроводы для слива жидкого хладагента в дренажный ресивер и слива масла в маслосборник.

Схема присоединения промежуточного сосуда без змеевика (рис. 31, б) подобна предыдущей и отличается лишь тем, что весь поток хладагента дросселируется до промежуточного давления и при соответствующей температуре направляется к регулирующей станции испарительных систем.

Схема присоединения узла промежуточного охладителя. Во фреоновых двухступенчатых холодильных установках применяется устройство, играющее роль промежуточного сосуда и состоящее из двух аппаратов: смесительной трубы и пароохладителя жидкого фреона (рис. 32).

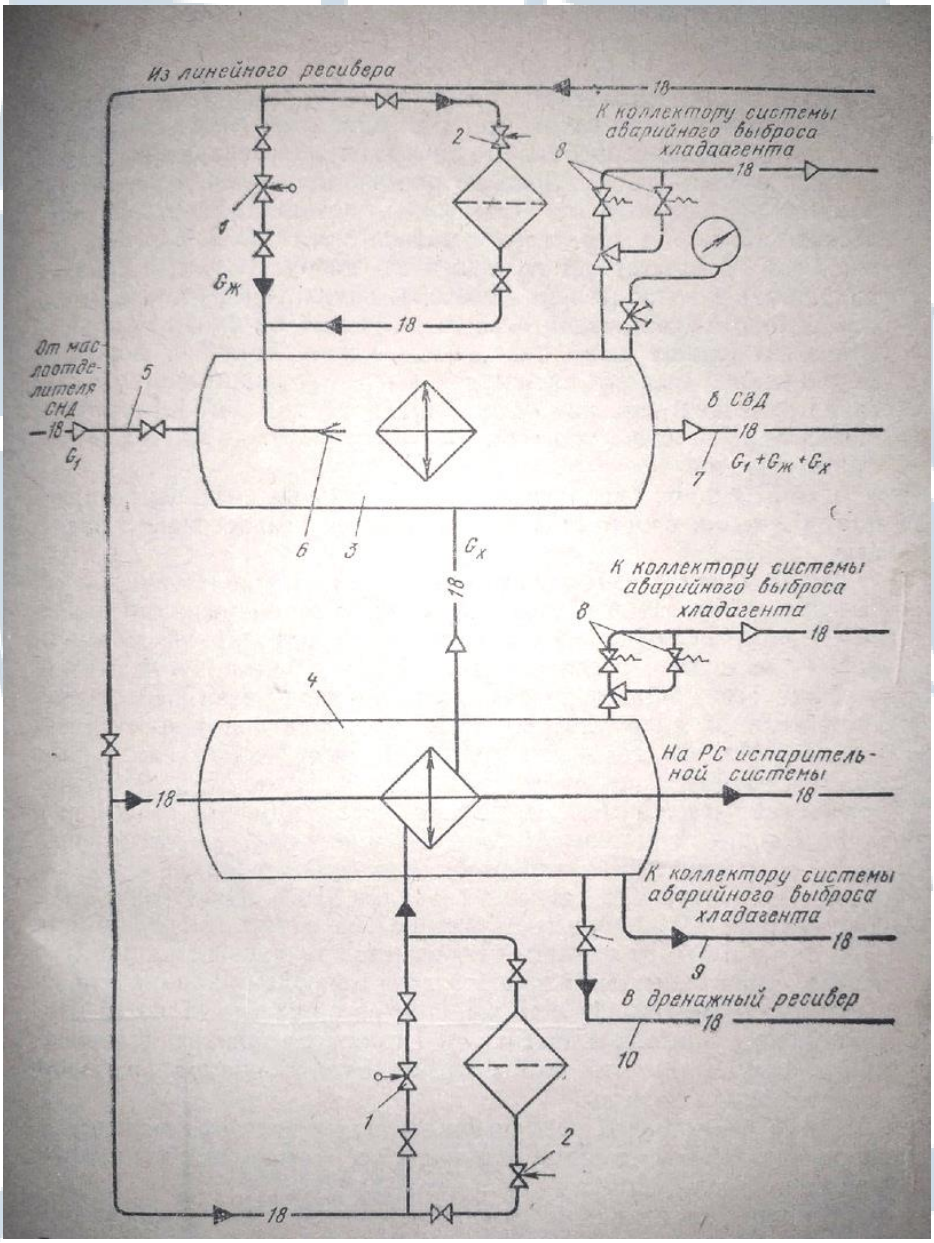

Рис. 32. Узел присоединения смесительной трубы и переохладителя жидкого фреона

Жидкий фреон из линейного ресивера дросселируется до одного и того же промежуточного давления через автоматические 1 или ручные 2 регулирующие клапаны в смесительную трубу 3 и межтрубное пространство пароохладителей 4. Основной поток жидкого фреона проходит по трубам пароохладителя 4, после чего направляется к регулирующей станции испарительной системы. Пар из межтрубного пространства пароохладителя подается в смесительную трубу. Через смесительную трубу проходит также поток парообразного хладагента, идущий от маслоотделителя ступени низкого давления по трубопроводу 5. Хладагент, дросселируемый в смесительную трубу и распыляемый с помощью форсунки 6, охлаждает парообразный фреон, который направляется в компрессор ступени высокого давления по соответствующему трубопроводу 7.

Так же как в схеме с промежуточным сосудом, предусматривается аварийный выброс парообразного хладагента через сдвоенные предохранительные клапаны 8 и жидкого хладагента по трубопроводу 9. Предусматривается также слив жидкого фреона в дренажный ресивер по трубопроводу 10.

4.2. Схемы узлов подачи холодильного агента в приборы охлаждения

Узел подачи хладагента в испарительную систему, обеспечивающий работу потребителя холода, в том числе технологических устройств (морозильные аппараты, льдогенераторы и др.), должен способствовать надёжной работе холодильной установки, при которой исключается возможность возникновения гидравлических ударов, а распределение рабочего тела по испарительным системам соответствует их тепловой нагрузке. Схема подачи хладагента в испарительные системы должна быть такой, чтобы массогабаритные показатели были наилучшими, емкость по хладагенту наименьшей, теплообмен в испарительных приборах охлаждения более эффективным, а эксплуатация системы (оттайки охлаждающих приборов, удаление масла и загрязнений, выполнение ремонтных и регламентных работ) наиболее простой и удобной.

Схемы подачи хладагента в испарительные системы по принципу создания напора подразделяются на безнасосные и насосные. Безнасосные схемы подачи хладагента подразделяются на два типа: под действием разности давлений перед регулирующей станцией и в испарительной системе и схемы с подачей под действием напора столба жидкости. Давление жидкого хладагента перед регулирующей станцией определяется схемой холодильной установки и в случае одноступенчатой холодильной машины и двухступенчатой с промежуточным сосудом со змеевиком равно давлению конденсации. В случае применения двухступенчатой холодильной машины с промежуточным сосудом без змеевика давление перед регулирующей

станцией равно промежуточному давлению в промежуточном сосуде. При перепаде давлений порядка 980,7 кПа (10 кгс/см^2), реализуемом в холодильных установках, схема с подачей под действием разности давлений перед регулирующей станцией в испарительной системе может обеспечить подачу хладагента на высоту от 70 до 150 м. Преимуществом этой схемы является простота конструкции, а недостатком – трудность точного дозирования подачи хладагента к различным охлаждающим приборам испарительной системы.

Схема безнасосной подачи хладагента к воздухоохладителям непосредственного охлаждения и к рассольным испарителям показана на рис. 33.

Жидкий холодильный агент под давлением конденсации или при промежуточном давлении подается от линейного ресивера (одноступенчатая холодильная машина) или от промежуточного сосуда распределительно-регулирующей станции 1. После дросселирования хладагент подается в батарею непосредственного охлаждения 2, из которой парообразный хладагент поступает в отделители жидкости 3. Из отделителей жидкости жидкий хлад агент возвращается на вход в батарею непосредственного охлаждения, а парообразный хладагент отсасывается компрессором ступени низкого давления. В схеме предусматривается дублирование автоматических регулирующих клапанов 4 ручными 5, к которым жидкий хладагент подается через фильтры 6. Слив жидкого хладагента из аппарата осуществляется в дренажный ресивер.

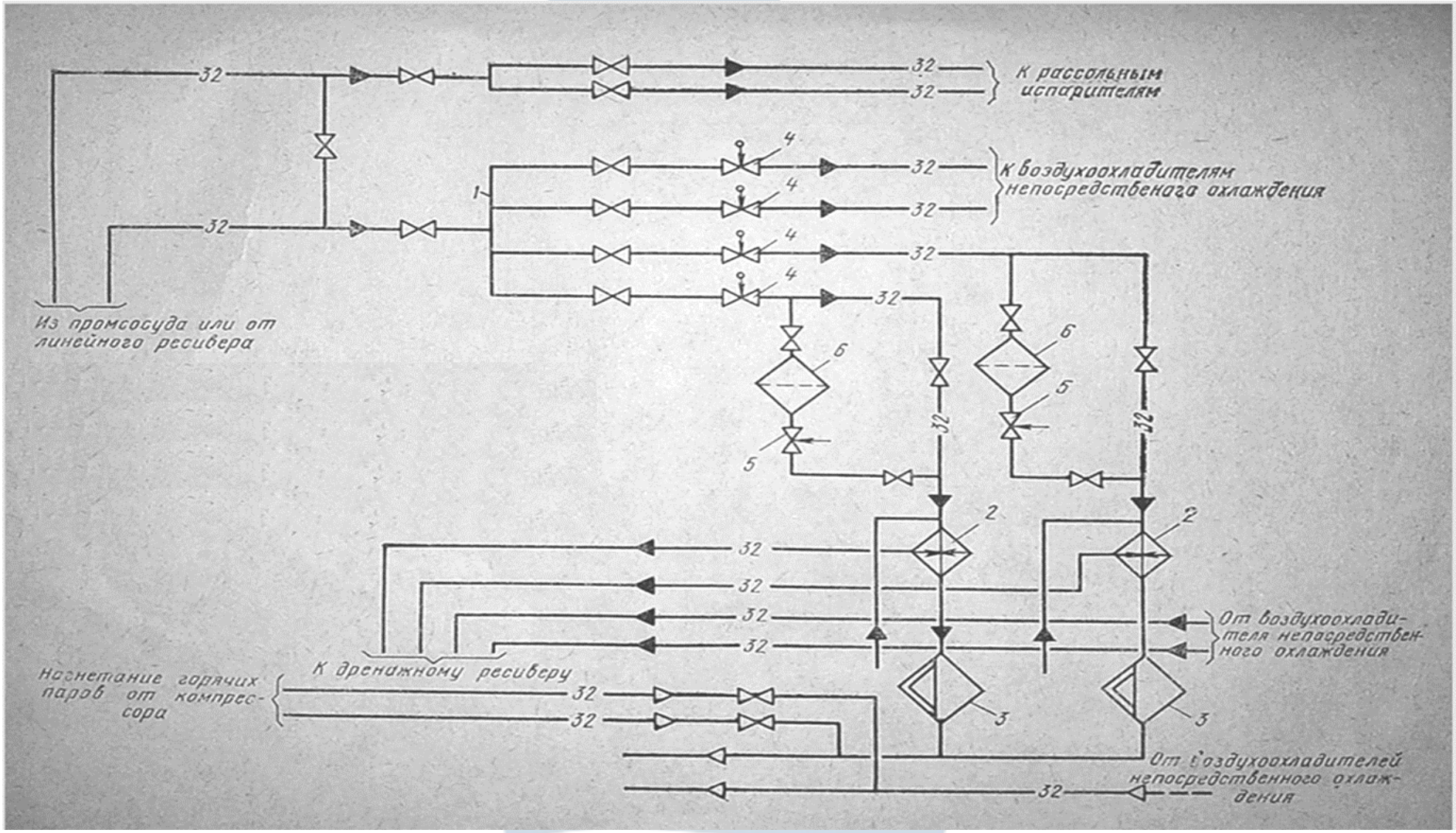

Рис. 33. Схема безнасосной подачи хладагента к воздухоохладителям непосредственного кипения и к рассольным испарителям

БГАРФ

Схема присоединения аммиачного рассольного испарителя приведена на рис. 34.

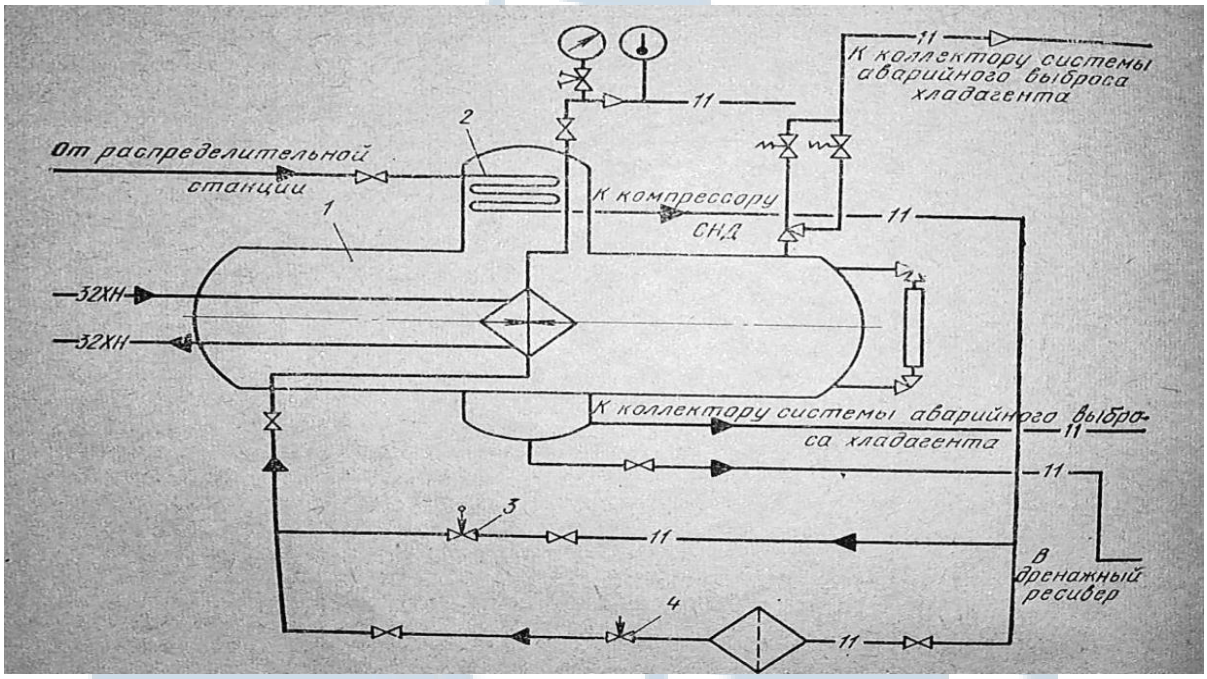

Рис. 34. Схема присоединения рассольного испарителя

В отличие от схемы присоединения батарей непосредственного охлаждения жидкий хладагент подается к испарителю 1 от распределительной станции к змеевику 2 сухопарника, представляющего собой регенеративный теплообменник, предназначенный для переохлаждения жидкого хладагента и перегрева парообразного, отсасываемого компрессором ступени низкого давления (с.н.д.).

После переохлаждения жидкий хладагент дросселируется с помощью автоматического 3 или ручного 4 регулирующего клапана и попадает в межтрубное пространство кожухотрубного испарителя. Перегретый парообразный хладагент из испарителя поступает в компрессор с.н.д.

Особенностью этой темы является то, что количество хладагента, выкипевшего в единицу времени $G_п$, должно быть равно количеству жидкого хладагента $G_ж$, поступающего в испаритель, что соответствует кратности циркуляции $n = \frac{G_п}{G_ж} = 1{,}0$.

Это обстоятельство требует точного регулирования подачи жидкого хладагента в соответствии с изменяющейся тепловой нагрузкой испарительных охлаждающих приборов. Регулирование подачи жидкого хладагента связывается обычно или с величиной перегрева паров, поступающих в компрессор, или с уровнем заполнения испарителя жидким хладагентом. В первом случае используется терморегулирующий клапан (вентиль) с датчиком, настроенным на определенный перегрев парообразного хладагента, а во втором – регулятор уровня, например поплавковый регулирующий клапан (вентиль).

Принцип действия схем подачи хладагента под давлением столба жидкости может быть проиллюстрирован схемой с верхним расположением отделителя жидкости (см. рис. 35). В этой схеме жидкий хладагент после дросселирования подается от регулирующей станции 1 в отделитель жидкости 2, расположенный на 3-5 м выше приборов охлаждения. Из отделителя жидкости через распределительный коллектор 3 жидкий хладагент распределяется по этажам и различным охлаждаемым помещениям. Через распределительный коллектор 4 хладагент поступает к испарительным приборам охлаждения 5, от которых парообразный хладагент через этажный паровой коллектор 6 и общий паровой коллектор 7 попадает в отделитель жидкости и отсасывается компрессором ступени низкого давления. В схеме предусмотрен коллектор оттайки 8 для подачи горячих паров хладагента в приборы охлаждения и дренажный коллектор 9, через который жидкий хладагент в процессе оттайки направляется в дренажный ресивер 10. Недостатком этой схемы является повышение температуры кипения в нижних частях испарителей в соответствии с дополнительным давлением, обусловленным величиной гидростатического столба жидкого хладагента. В случае применения одного отделителя жидкости на несколько этажей холодильника влияние гидростатического столба может быть столь значительным, что в нижних этажах даже не удается обеспечить необходимых низких температур. Схема с поэтажным расположением отделителей жидкости уменьшает влияние гидростатического столба, хотя регулирование ее также затруднено, а защита от влажного хода компрессора не вполне надежна.

Принцип оттайки охлаждающих батарей может быть проиллюстрирован схемой, приведенной на рис. 35.

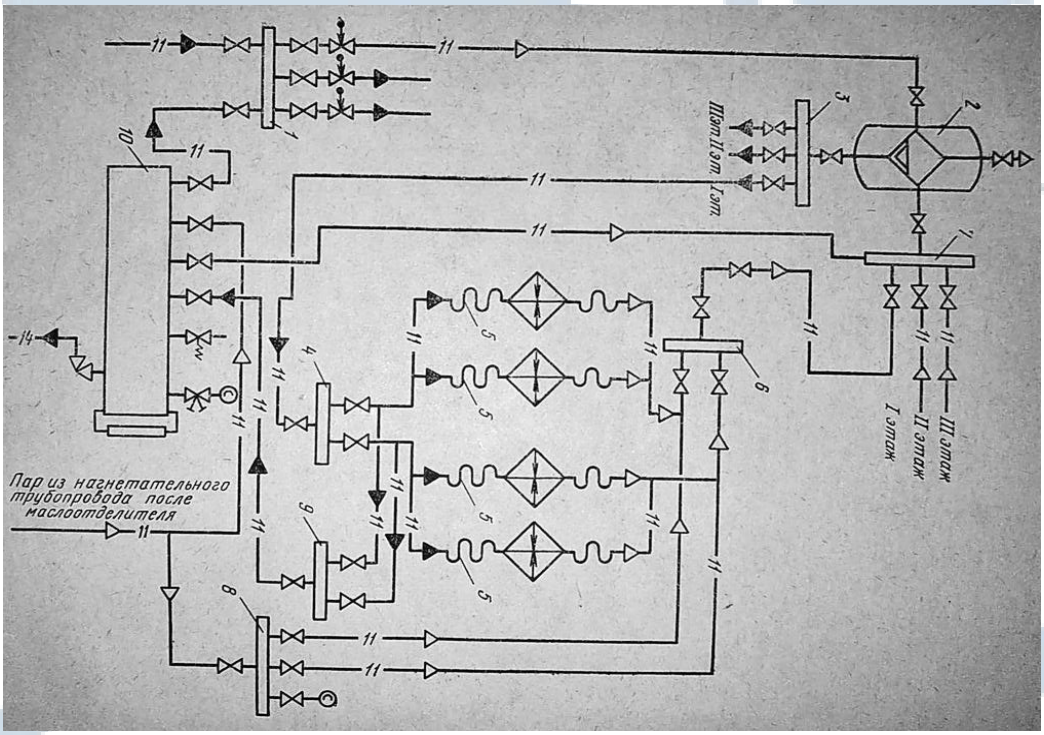

Рис. 35. Схема подачи хладагента с верхним расположением отделителя жидкости

Насосно-циркуляционные схемы подачи хладагента. Насосно-циркуляционные схемы подачи хладагента существенно улучшают конструктивные и эксплуатационные характеристики 7, испарительной системы. В таких схемах кратность циркуляции хладагента приборах охлаждения достигает 2-4, что позволяет увеличивать коэффициент теплоотдачи к хладагенту и повысить степень заполнения приборов охлаждения хладагентом до 100 %, следовательно, сократить поверхность теплообменных аппаратов, упростить систему автоматического регулирования подачи хладагента и уменьшить возможность возникновения влажного хода.

Схема насосно-циркуляционной системы судовой аммиачной холодильной установки, обслуживающей воздушные и плиточные морозильные аппараты, показана на рис. 36.

Как видно из рис. 36, сдросселированный жидкий хладагент после регулирующей станции 1 подается к циркуляционному ресиверу 2, выполняющему одновременно функции отделителя жидкости. После циркуляционного ресивера жидкий хладагент, пройдя через фильтр 3, поступает к насосу хладагента 4, после которого дополнительно дросселируется в регулирующем вентиле 5 и направляется к испарительным приборам охлаждения 6 (в данном случае к батареям воздухоохладителей).

Предусматривается отбор части хладагента после насоса и для других потребителей холода (например, для плиточных морозильных аппаратов).

Парообразный хладагент из испарителей поступает в циркуляционный ресивер, из которого отсасывается компрессором с.н.д. В схеме предусмотрены линии, позволяющие использовать любой из циркуляционных ресиверов и аммиачных насосов для работы на тот или иной морозильный аппарат.

После маслоотделителя компрессора по нагнетательному трубопроводу подаются горячие пары хладагента к коллектору оттайки 8, из которого поступают в батарею, подогревают их изнутри, что создает условия для таяния инея за счет тепла конденсации паров хладагента. Сконденсированный при этом хладагент через дренажный коллектор 9 сливается в дренажный ресивер 10. После окончания оттайки батарей из ресивера выпускается масло, а жидкий хладагент выдавливается в коллектор регулирующей станции 1 давлением пара, подаваемого со стороны нагнетания. Для ускорения батареи орошают забортной водой или обдувают горячим водяным паром. Для осушки батарей после оттайки их также обдувают сжатым воздухом.

БГАРФ

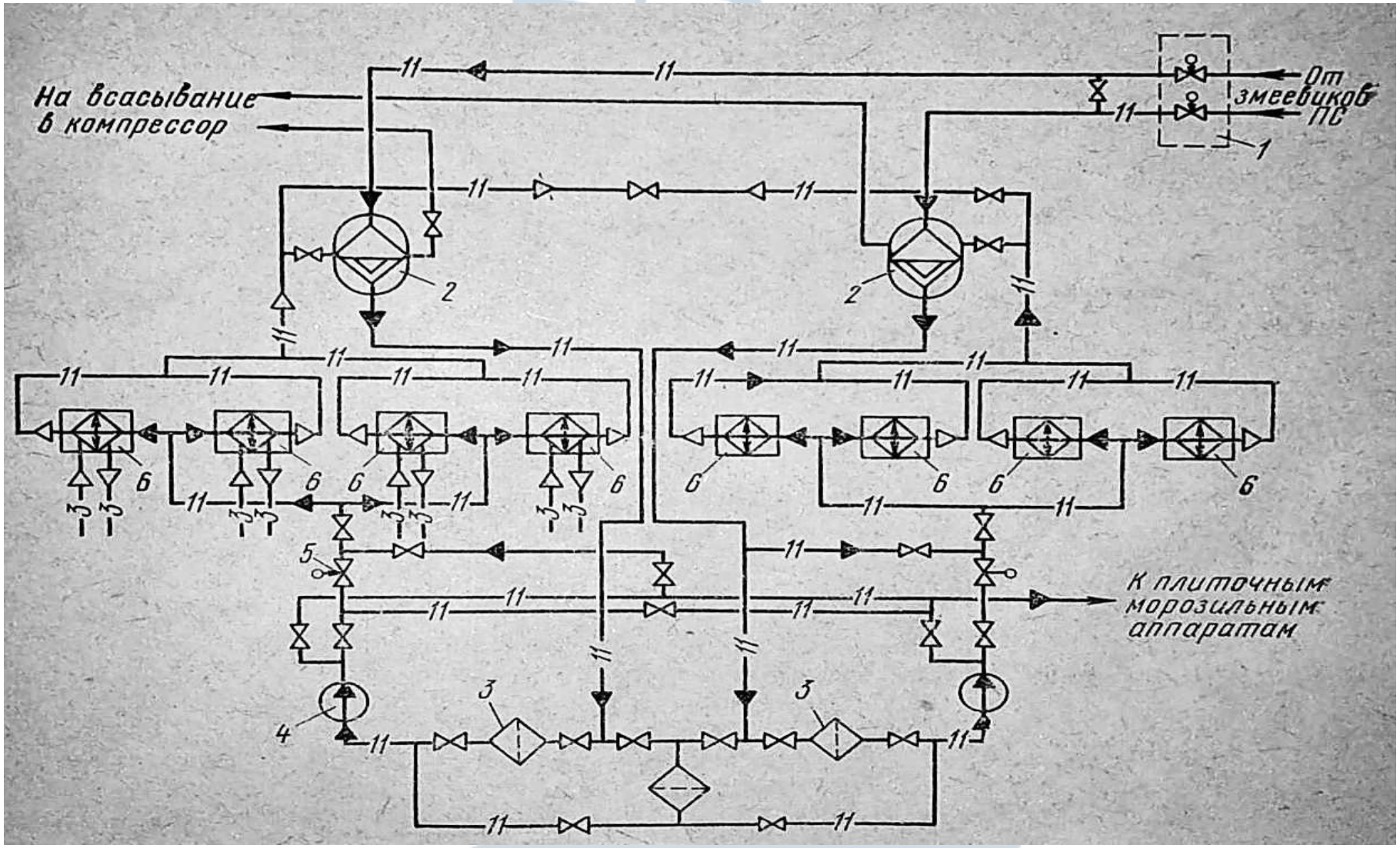

Рис. 36. Схема насосно-циркуляционной системы подачи хладагента

БГАРФ

Узел аварийного выброса жидкого и парообразного хладагента. В системах судовых холодильных установок предусматривается узел аварийного выброса жидкого и парообразного хладагента, схема которого показана на рис. 37.

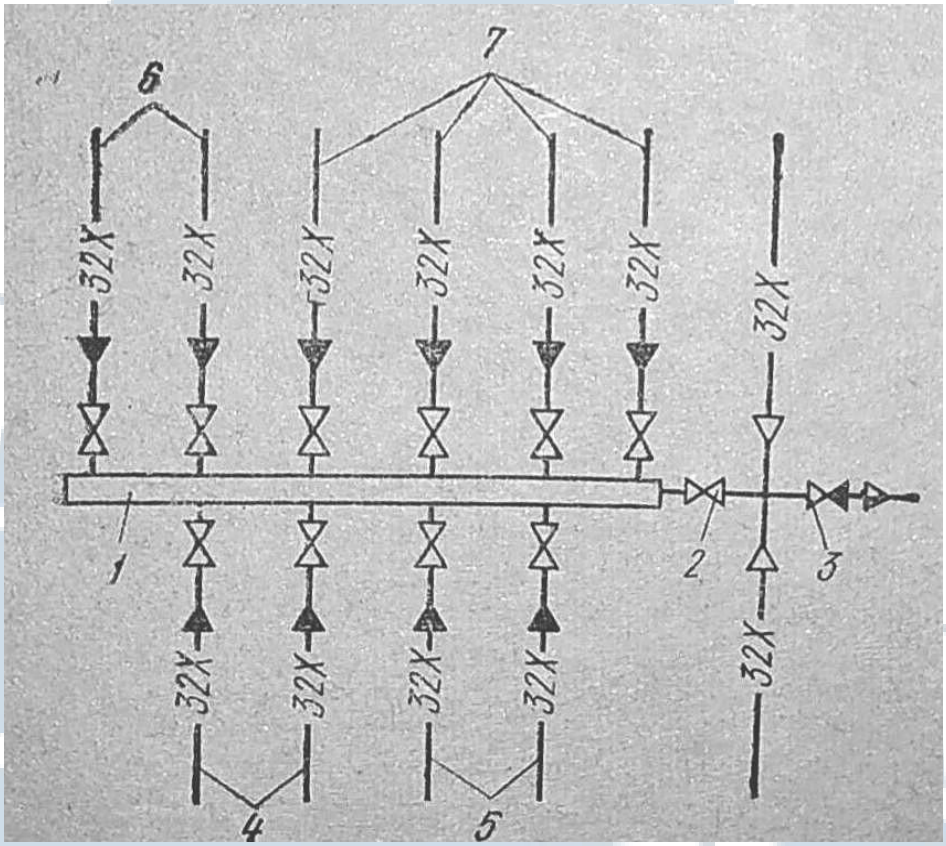

Рис. 37. Схема аварийного выброса хладагента

К коллектору аварийного выброса жидкого хладагента 1 подведены линии 4, 5, 6, 7 из нижних частей аппаратов, в которых содержится жидкий хладагент (линейного и дренажного ресиверов, промежуточного сосуда, испарителей, батарей непосредственного охлаждения и др.). В случае необходимости, открыв запорные клапаны 2 на коллекторе аварийного выброса, жидкий хладагент можно удалить за борт через невозвратный клапан 3. По Правилам Регистра России выброс жидкого аммиака должен производиться ниже ватерлинии судна во избежание попадания испарившегося аммиака в жилые помещения и на палубу судна. При срабатывании предохранительных клапанов парообразный хладагент при повышенном давлении направляется к невозвратному клапану 3, минуя запорный клапан 2 и выбрасывается за борт.

4.3. Схемы подачи хладоносителя в приборы охлаждения

Применение схем холодильных установок с хладоностителем на судах-рефрижераторах обусловлено требованиями Регистра России, предписывающими промежуточные хладоносители для охлаждения помещений для хранения пищевой продукции при наличии в составе холодильной установки аммиачных холодильных машин.

Схема присоединения рассольных испарителей применительно к судовым схемам холодильных установок с рассольным охлаждением (см. рис. 36, в, г) показана на рис. 39, а.

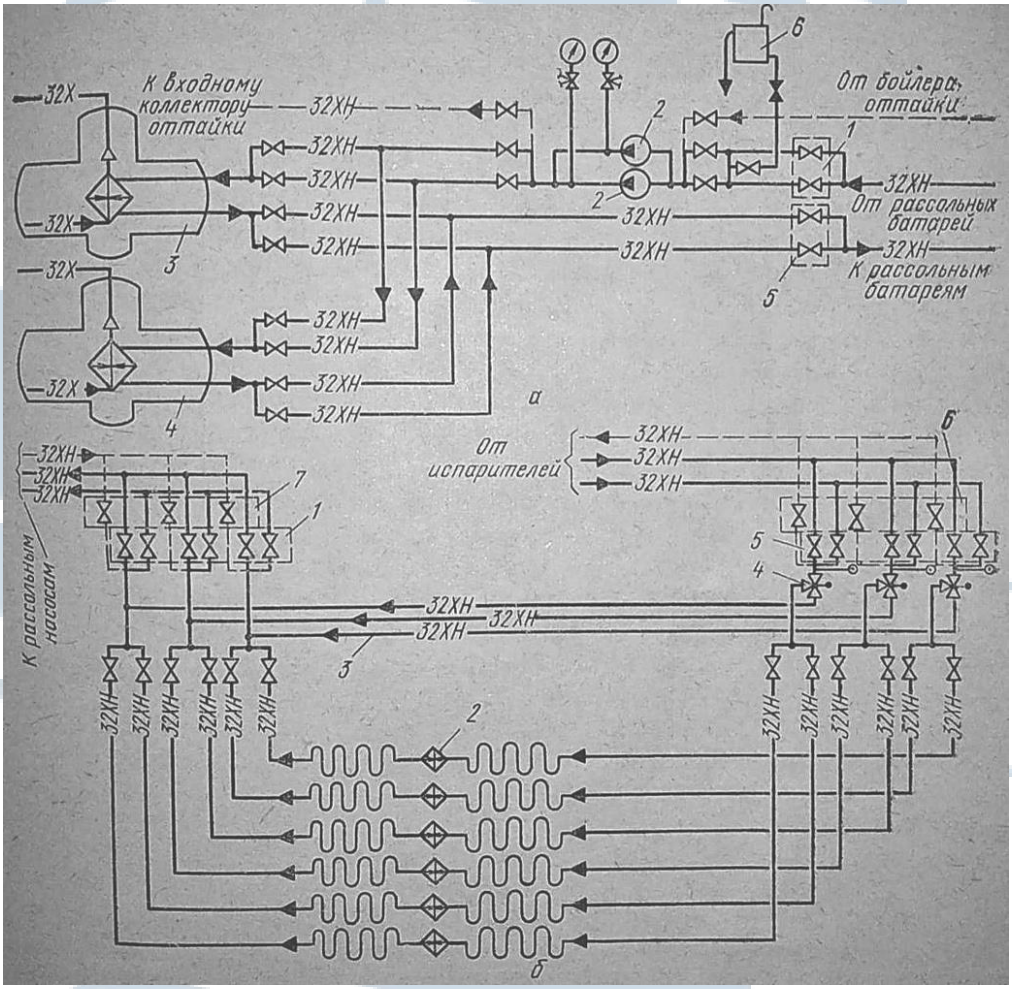

Рис. 39. Схема рассольной системы охлаждения:
а – присоединение испарителей; б – присоединение охлаждающих приборов.

Отепленный рассол от выходного коллектора 1 рассольных батарей или воздухоохладителей поступает к рассольным насосам 2, которые подают рассол к основному 3 или резервному 4 испарителю или же одновременно к обоим испарителям. Из испарителей охлажденный рассол под напором подается к входному коллектору 5 рассольных батарей и распределяется по батареям. Для увеличения надежности системы предусмотрены

сдвоенные «лыжи» трубопроводов, позволяющие в случае неисправности отключить любой из трубопроводов и произвести необходимые работы.

Для компенсации изменения объема рассола в зависимости от температурного режима предусмотрен расширительный бак 6, установленный выше испарителей и рассольных приборов охлаждения. При увеличении температуры избыток хладоносителя поступает в расширительный бак, откуда он сливается в заправочный бак. Расширительный бак играет также роль воздухоотделителя, поскольку он находится в самой верхней точке системы.

Схема присоединения рассольных охлаждающих приборов. Рассол, поступивший к входному коллектору 5 (рис. 39, б), распределяется по охлаждающим приборам 2, после чего проходит через выходной коллектор и направляется к рассольным насосам. Для регулирования температуры рассола в схеме предусмотрена перепускная линия 3, позволяющая часть холодного рассола после коллектора 5 с помощью смесительных клапанов 4 перепускать к выходному коллектору, минуя охлаждающие приборы.

В схеме предусмотрены также выходной 6 и входной 7 коллекторы оттайки рассольных батарей. Оттайка рассольных батарей производится в соответствии со схемой, приведенной на рис. 40.

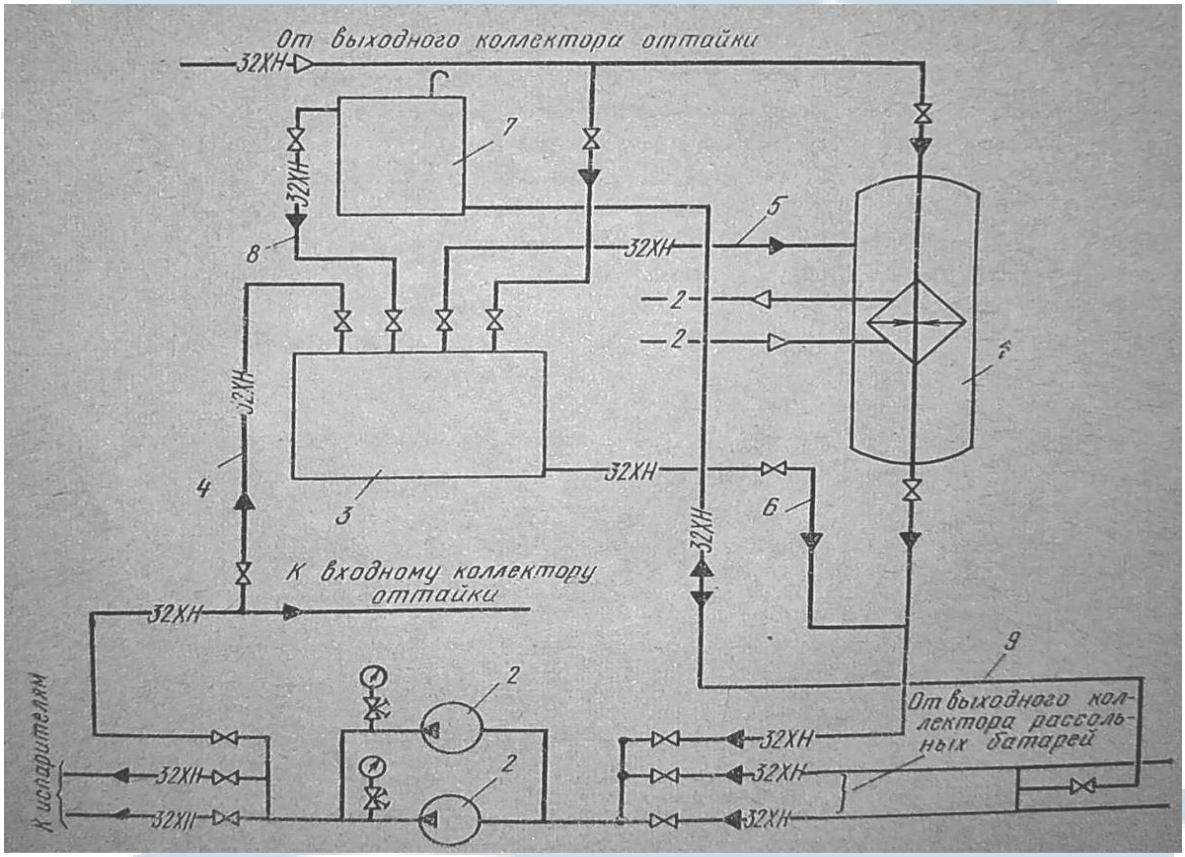

Рис. 40. Схема циркуляции рассола при оттайки батарей

В процессе оттайки циркуляция рассола осуществляется через выходной и входной коллекторы оттайки. От выходного коллектора оттайки рассол подается к бойлеру 1 (в котором рассол подогревается водяным паром), поступает к насосам 2 и нагнетается в рассольные батареи через входной коллектор оттайки. После окончания оттайки восстанавливается обычная циркуляция рассола в соответствии со схемой, приведенной на рис. 39. В схеме рассольной системы предусмотрена установка заправочного бака 3 (см. рис. 40) , который является также концентратором рассола. Концентратор рассола состоит из двух частей, в одной из которых происходит растворение соли в воде, а в другой фильтрация рассола, пропускаемого через слой кокса, подпрессованного с помощью специального устройства. Для ускорения растворения соли может быть осуществлена циркуляция подогретого рассола через концентратор 3 и бойлер 1 по трубопроводам 4 и 5 с помощью насосов. Подготовленный рассол из заправочного бака подается в рассольную систему по трубопроводу 6, минуя бойлер. Избыточное количество рассола из расширительного бака 7 может сливаться в заправочный по трубопроводу 8. Расширительный бак 7 соединен с выходным коллектором рассольных батарей уравнительным трубопроводом 9.

4.4. Примеры схем судовых холодильных установок

Наиболее простые схемы применяют на транспортных рефрижераторах с одноступенчатыми фреоновыми (фреон-22) холодильными машинами.

Принципиальная схема циркуляции хладагента в одной из пяти холодильных машин транспортного рефрижератора, обслуживающих один трюм и один твиндек, приведена на рис. 41. В зависимости от потребной температуры в охлаждаемых помещениях каждая из холодильных машин может работать при температурах кипения хладагента от –15 до –38 °С.

Парообразный фреон-22 сжимается в винтовом маслонаполненном компрессоре 1 и, пройдя маслоотделитель 2, направляется в конденсатор 3, охлаждаемый забортной водой. Жидкий хладагент, выходящий из конденсатора, проходит осушительные фильтры 4 и направляется в регенеративные теплообменники 5, в которых хладагент переохлаждается встречным потоком парообразного фреона, выходящим из испарительных систем.

В случае необходимости маслоотделитель 2 и фильтр-осушитель 4 могут быть соединены со всасывающей линией компрессора трубопроводами 6 и 7. Жидкий переохлажденный хладагент проходит через фильтры 8 и дросселируется в испарительные системы (9 – воздухоохладители; 10 – испаритель). Пары хладагента, выходящие из испарительных систем, проходят через регенеративные теплообменники 5 и поступают во входной патрубок компрессора. Для оттайки воздухоохладителей горячими парами

фреона предусмотрена линия 11, соединяющая нагнетательный трубопровод компрессора с испарительной системой через трехходовой клапан 12.

При оттайте жидкий хладагент по трубопроводам 13 поступает в дренажный ресивер 14. На маслоотделителе, конденсаторе, ресивере и испарителе установлены сдвоенные предохранительные клапаны, соединенные с линией аварийного выброса парообразного хладагента 15. Кроме того, предусмотрен аварийный слив жидкого хладагента из ресивера через коллектор аварийного слива 16.

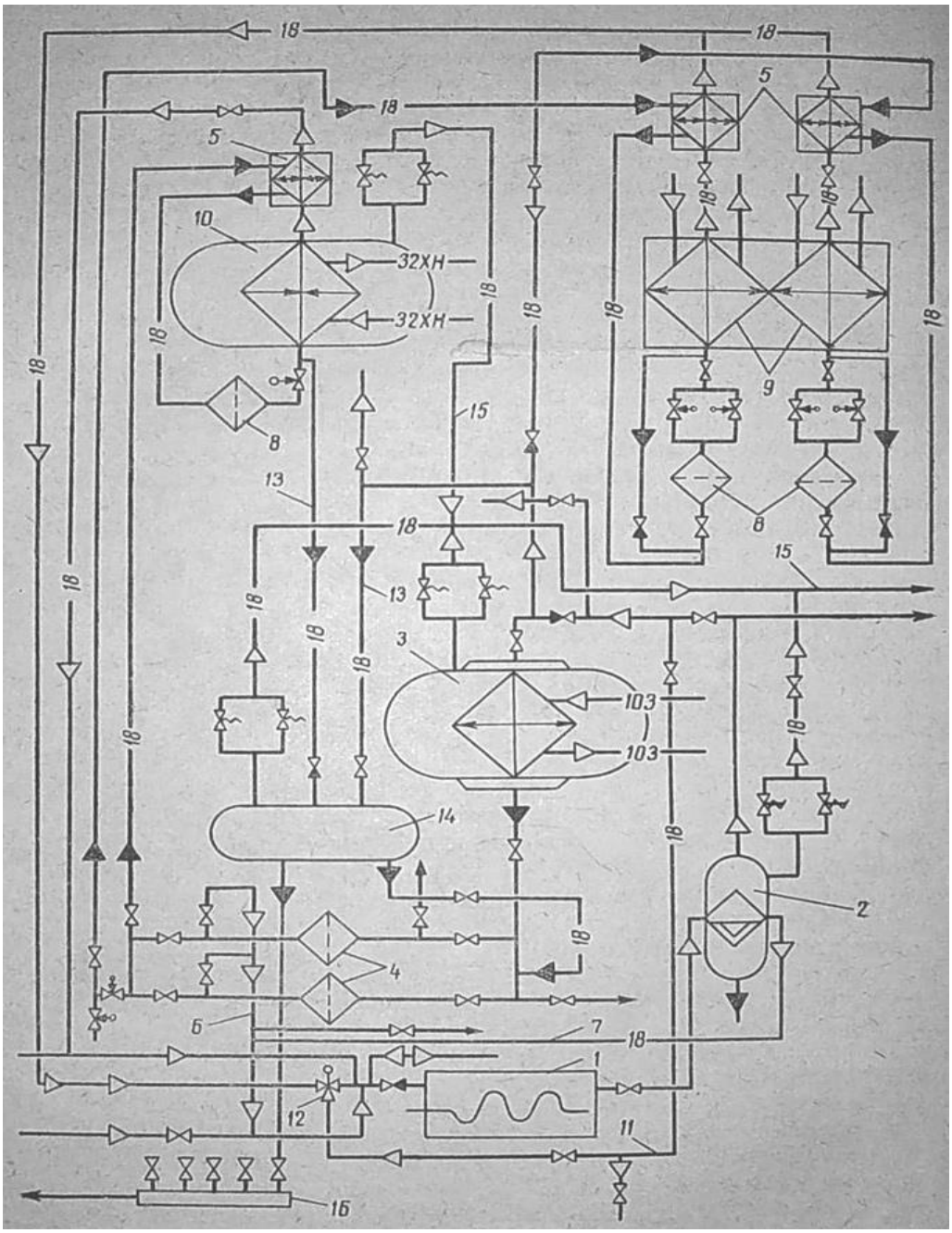

Рис. 41. Схема циркуляции хладагента в одноступенчатой судовой холодильной установке с винтовыми компрессорами

Цикл данной холодильной установки приведен на рис. 42.

В зависимости от температурного режима в охлаждаемых помещениях каждая из холодильных машин установки может работать по циклам 1–1'–2–3–4–5–6–1 или 1а–1'а–2а–3–4–5а–6а–1а. Отклонение процесса сжатия (1'–2 и 1'а–2а) от адиабатического объясняется эффектом охлаждения хладагента охлажденным маслом, впрыскиваемым в компрессор.

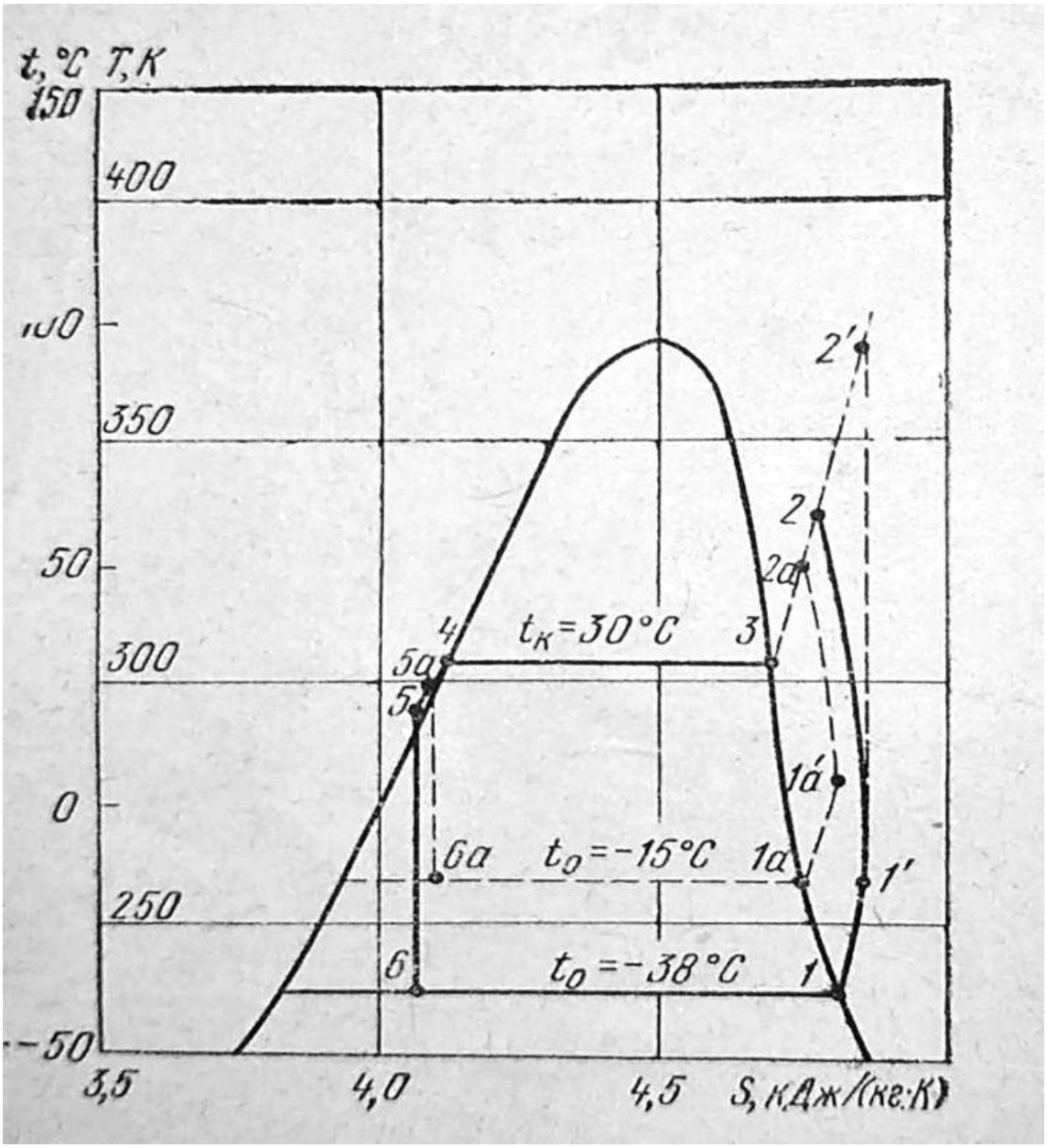

Рис. 42. Цикл одноступенчатой судовой холодильной установки транспортного рефрижератора с винтовыми компрессорами

БГАРФ

4.5. Схема комбинированной холодильной установки с раздельными холодильными машинами

На рис. 43 приведена принципиальная схема циркуляции хладагента в судовой аммиачной холодильной установке рыбообрабатывающей базы, предназначенной для замораживания рыбы, выработки льда из морской воды, предварительного охлаждения (аккумуляции) рыбы, охлаждения грузовых трюмов и твиндеков с различными температурами в помещениях, охлаждения рассола для технологических нужд, а также для кондиционирования воздуха в жилых помещениях.

Схема холодильной установки предусматривает обслуживание трех групп потребителей холода при температурах кипения соответственно $t_0 = -45, -20$ и 5°С. Четыре двухступенчатых поршневых компрессора 1 предназначены для обслуживания системы охлаждения воздуха в морозильных аппаратах. Каждый компрессор работает в паре со своим промежуточным сосудом. Три двухступенчатых поршневых компрессора 2, спаренных с тремя промежуточными сосудами 5, обеспечивают охлаждение рассола в испарителях 8, 9, 10 для охлаждения низкотемпературных трюмов ($t_{возд} = -25$ °С) и льдогенераторов.

Компрессоры 1 и 2 обслуживают низкотемпературные потребители холода при температуре кипения ($t_0 = -45$ °С).

Одноступенчатый поршневой компрессор 3 обслуживает высокотемпературный испаритель 7, предназначенный для охлаждения трюмов с температурой около 0°С и системы предварительного охлаждения (аккумуляции) рыбы. В случае необходимости испаритель 7 может быть присоединен к системе испарителей 8, 9, 10 для обслуживания низкотемпературных трюмов. Компрессор 3, обслуживающий вторую группу потребителей холода, работает при температуре кипения порядка -200 С. Одноступенчатый поршневой компрессор 4 совместно с испарителем 6 обслуживают систему кондиционирования воздуха при температуре кипения порядка 50 °С.

БГАРФ

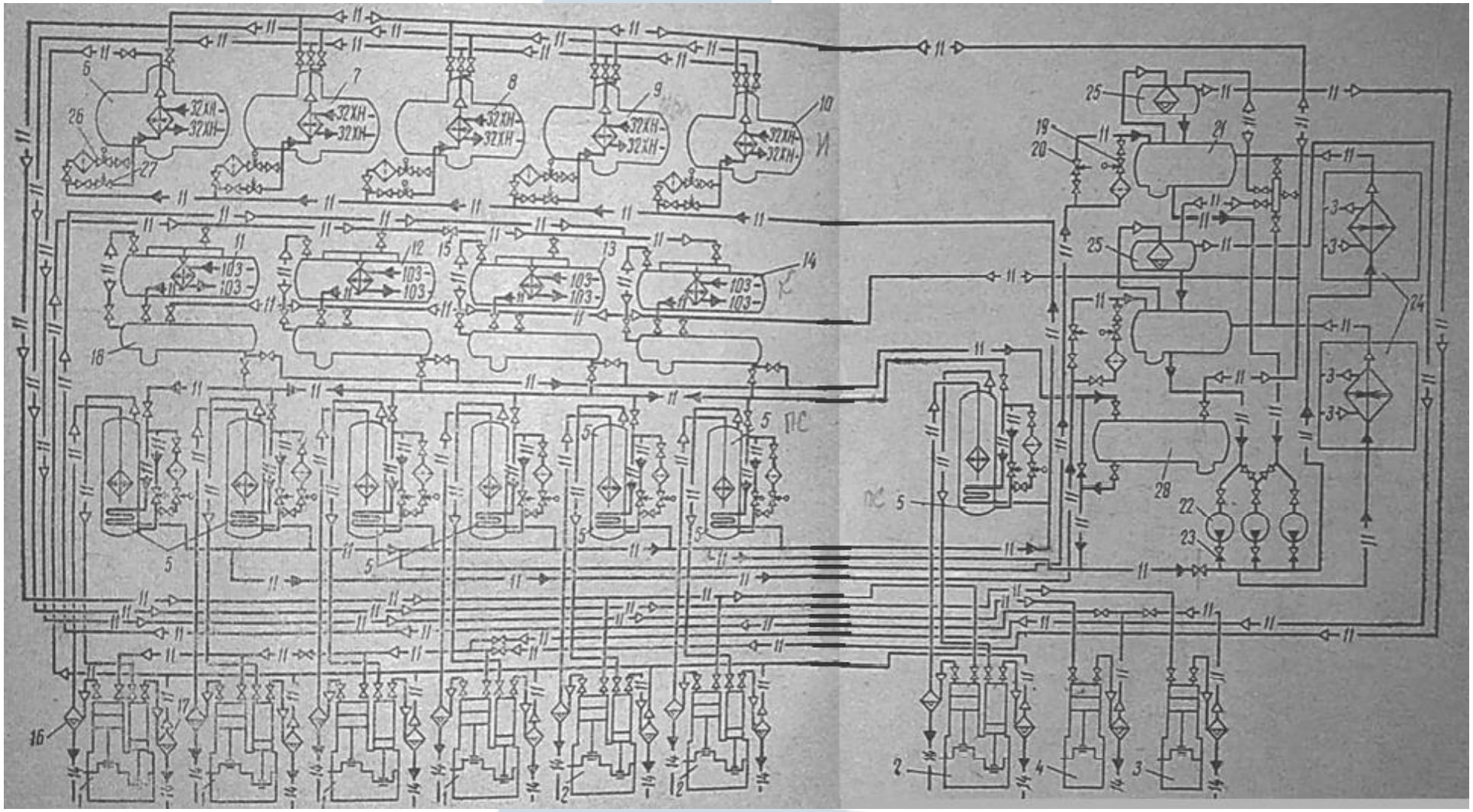

Рис.43. Схема циркуляции хладагента в судовой аммиачной холодильной установке с поршневыми компрессорами

БГАРФ

Циклы холодильных машин, обслуживающих рассматриваемую холодильную установку, показаны на рис. 44. Четыре двухступенчатых компрессора 1 (см. рис. 43), обслуживающих охлаждающую систему морозильного комплекса, и три компрессора 2, обслуживающих систему охлаждения низкотемпературных трюмов и твиндеков, работают по одинаковым циклам $1_I - 1'_I - 2_I - 3'_I - 4_I - 5_I - 5'_I - 6_I - 8_I - 9_I - 1_I$ (процесс $6_I - 7_I - 3$ –дросселирование хладагента в промежуточный сосуд и выкипание в нем части хладагента).

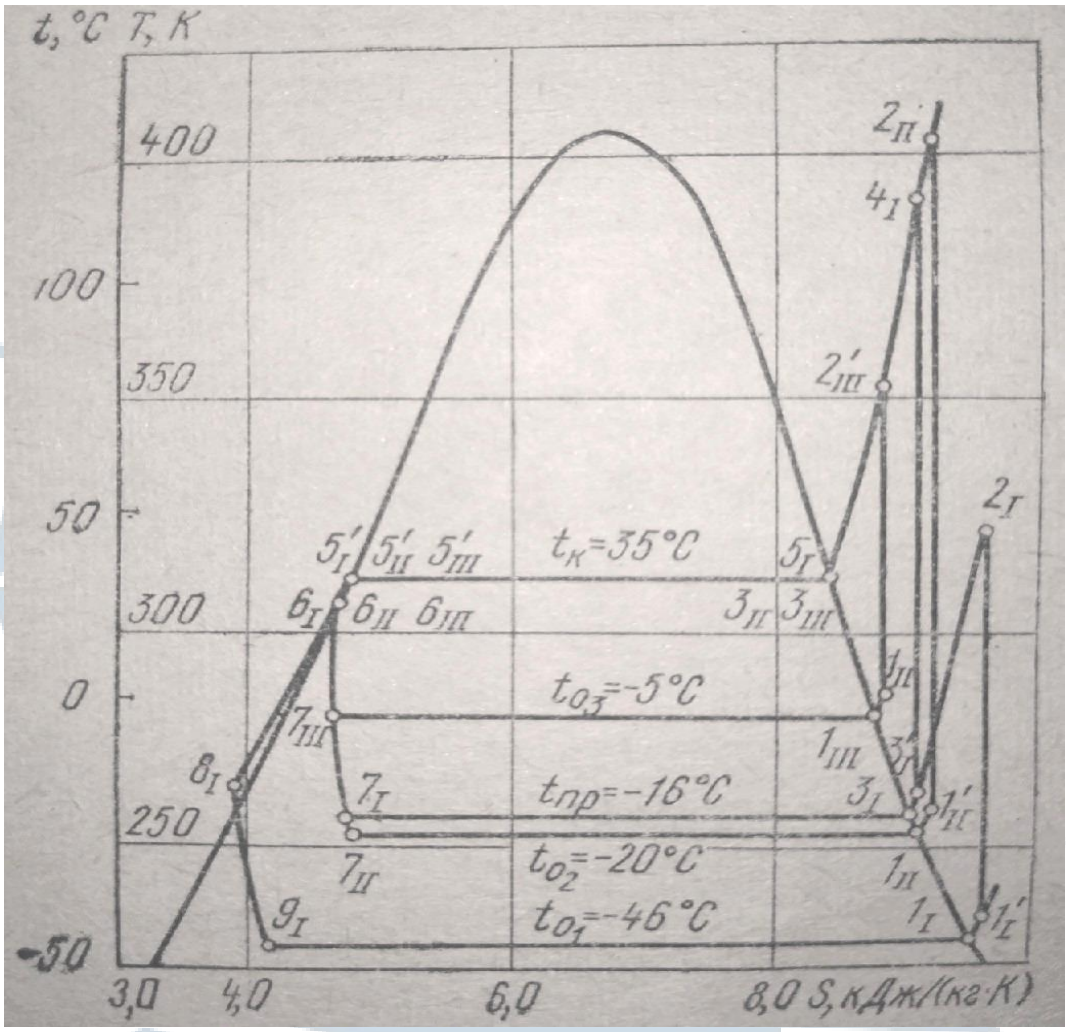

Рис. 44. Цикл комбинированной установки с поршневыми компрессорами

Фактически системы, включающие компрессоры 1 и 2 с промежуточными сосудами, спаренными с ними, представляют собой две самостоятельные холодильные машины, замыкающиеся на общую систему конденсаторов 11, 12, 13, 14. Поскольку каждая из этих холодильных машин имеет свою испарительную систему (воздухоохладители морозильного комплекса и рассольные испарители), то при изменении режима работы испарительных систем каждая из этих холодильных машин может работать

по своему циклу, отличающемуся от описанного выше общего цикла обеих машин. Система конденсаторов 11, 12; 13, 14 путем закрытия клапана 15 может быть разделена на две самостоятельные системы, одна из которых (11, 12) может обслуживать первые две двухступенчатые холодильные машины, а вторая (13, 14) – одноступенчатые холодильные машины с компрессорами 3 и 4. В этом случае двухступенчатые холодильные машины могут работать при различных температурах конденсации. Каждый из компрессоров 3 и 4 совместно со своей испарительной системой и общей системой конденсаторов 11, 12, 13, 14 или 13 и 14 составляет самостоятельную холодильную машину.

Таким образом, вся холодильная установка включает в себя четыре холодильные машины ХМ-1, ХМ-2, ХМ-3 и ХМ-4, объединенные в одну общую систему или попарно системой конденсаторов. Холодильная машина, обслуживающая высокотемпературный испаритель и включающая в себя компрессор 3, испаритель 7 и систему конденсаторов, работает по циклу $1_{II} - 1'_{II} - 2_{II} - 3_{II} - 5_{II} - 6_{II} - 7_{II} - 1_{II}$. Холодильная машина, обслуживающая испаритель системы кондиционирования воздуха и включающая в себя компрессор 4, испаритель 6 и систему конденсаторов, работает по циклу$1_{III} - 1'_{III} - 2_{III} - 3_{III} - 5_{III} - 6_{III} - 7_{III} - 1_{III}$.

Двухступенчатая холодильная машина, включающая в себя компрессоры 2, и одноступенчатые машины, включающие компрессоры 3 и 4, работают по схеме с безнасосной подачей хладагента в испарительные системы под действием разности давлений конденсации и кипения. Двухступенчатая холодильная машина, включающая в себя компрессоры 1 (ХМ-1), работает по схеме с насосной подачей хладагента в воздухоохладители морозильных аппаратов. В этой системе машины хладагент, сжатый в ступени низкого давления (с. н. д.) до состояния 21 (см. рис. 51), проходит через маслоотделитель 16 и поступает в промежуточный сосуд 5.

Охлажденный парообразный хладагент состояния $3'_I$выходит из промежуточного сосуда и направляется в ступень высокого давления (с.в.д.) агрегатированных двухступенчатых компрессоров 1. В с. в. д. хладагент в состоянии $3'_I$ сжимается и достигает состояния 4_I. Пройдя маслоотделители с. в. д. 17, хладагент направляется в конденсаторы, где последовательно проходит состояния $5_I, 5'_I, 6$. С состоянием 6_I жидкий хладагент выходит из линейных ресиверов 18 и поступает к ПС 5.

Часть жидкого хладагента (около 20 %) дросселируется в промежуточный сосуд и достигает состояния 7_I. Хладагент, выкипая в промежуточном сосуде, изменяет свое состояние от 7_I до 3_I, и за счет тепла парообразования этой части выкипевшего хладагента обеспечивается снятие перегрева парообразного хладагента и переохлаждение жидкого хладагента в змеевике промежуточного сосуда. Другая часть хладагента (около 80 %) с состоянием 6_I поступает в змеевик промежуточного сосуда и охлаждается до состояния 8_I. От состояния 8_I жидкий хладагент дросселируется с по-

мощью регулирующих клапанов 19 или 20 в циркуляционные ресиверы 21, из циркуляционных ресиверов дросселированный хладагент направляется к аммиачным насосам 22, которые через невозвратные клапаны 23 подают хладагент в воздухоохладители 24 морозильных аппаратов. Пар из воздухоохладителей 24 поступает в циркуляционные ресиверы 21, соединенные с отделителями жидкости 25. Из отделителей жидкости пар, освобожденный от жидкой фазы, отсасывается с. н. д. компрессоров 1.

Холодильная машина ХМ-2, включающая компрессоры, работает аналогично машине ХМ-1, за исключением системы подачи хладагента в испарители. Жидкий хладагент с состоянием 8_I после змеевиков промежуточных сосудов дросселируется в регулирующих клапанах 26 или 27 испарителей 8, 9, 10, достигая состояния 9_I, а пары хладагента с состоянием $1'_I$ отсасываются с. н. д. компрессоров 2.

Холодильные машины ХМ-3 и ХМ-4 работают по одноступенчатому циклу с подачей хладагента в испарительные системы под действием разности давлений конденсации и кипения. В холодильной установке предусмотрен также общий для всех машин дренажный ресивер 28 с соответствующими линиями присоединения.

К особенностям схемы рассматриваемой холодильной установки относится наличие в системе четырех самостоятельных холодильных машин, каждая из которых может работать по своему, оптимальному для данных условий работы циклу.

Это уменьшает энергозатраты на выработку холода, хотя наличие нескольких самостоятельных машин приводит к недостаточно полному использованию машин, входящих в установку. Например, холодильные машины ХМ-3 и ХМ-4 могут резервировать друг друга, но в случае, когда системы кондиционирования воздуха не работают, одна из этих машин будет простаивать. Холодильная машина ХМ-2 при необходимости может быть подключена к холодильной машине ХМ-1 для обслуживания морозильных аппаратов, но при неработающих морозильных аппаратах значительные холодильные мощности оказываются неиспользованными. Данная холодильная установка рассчитана на максимальный промысловый режим с учетом требований Регистра России по резервированию, но отсутствие возможности многоцелевого использования каждой из машин в значительной степени ухудшает гибкость системы и приводят к утяжелению установки.

Нерационально применение спаренных с компрессорами промежуточных сосудов. Более рациональным было бы применение трех-четырех более крупных промежуточных сосудов вместо семи более мелких. Применение насосно-циркуляционной схемы подачи хладагента в воздухоохладители морозильного комплекса улучшает их характеристики.

БГАРФ

Глава 5. СУДОВЫЕ СИСТЕМЫ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ МОРЕПРОДУКТОВ

5.1. Сравнительный анализ схем систем предварительного охлаждения рыбы

Системы предварительного охлаждения на добывающих и обрабатывающих рефрижераторных судах предназначены, в основном, для кратковременной аккумуляции сырья; во избежание его порчи до подачи на технологические линии для последующей переработки.

В общем виде СПО может быть представлена в виде ряда бункеров, в которых накапливается оперативный запас сырья, и бункера для охлаждения воды, обеспечивающего цикличное заполнение водой опустевших рыбных бункеров.

Принципиальная схема СПО представлена на рис 45. Типовой состав оборудования включает в себя следующие элементы:

1 – бункер для охлаждения воды;
2 – водоохладитель бункера, для охлаждения воды;
3– водяной насос;
4 – бункер для охлаждения рыбы;
5 – водоохладители рыбных бункеров;
6 – воздуходувка эрлифта;
7 – рассольный насос;
8 – рассольный испаритель;
9 – регулирующий клапан холодильной машины;
10 – конденсатор;
11 – компрессор холодильной машины.

В бункерах для охлаждения воды и рыбы предусматриваются охладители в виде гладкотрубных батарей, омываемых снаружи водой и охлаждаемых изнутри промежуточным хладоносителем (рассолом). В ряде случаев в рыбных бункерах может не быть охладителей воды, например, в системах с подмешиванием водного льда. Поэтому в тех случаях, когда охлаждение рыбы в бункерах ведется за счет водного льда, в схему СПО включается льдогенератор. СПО также могут быть оборудованы, или не оборудованы, так называемым «эрлифтом», то есть системой, обеспечивающей подачу сжатого воздуха, который барботирует сквозь толщу пульпы, состоящей из воды и рыбы.

БГАРФ

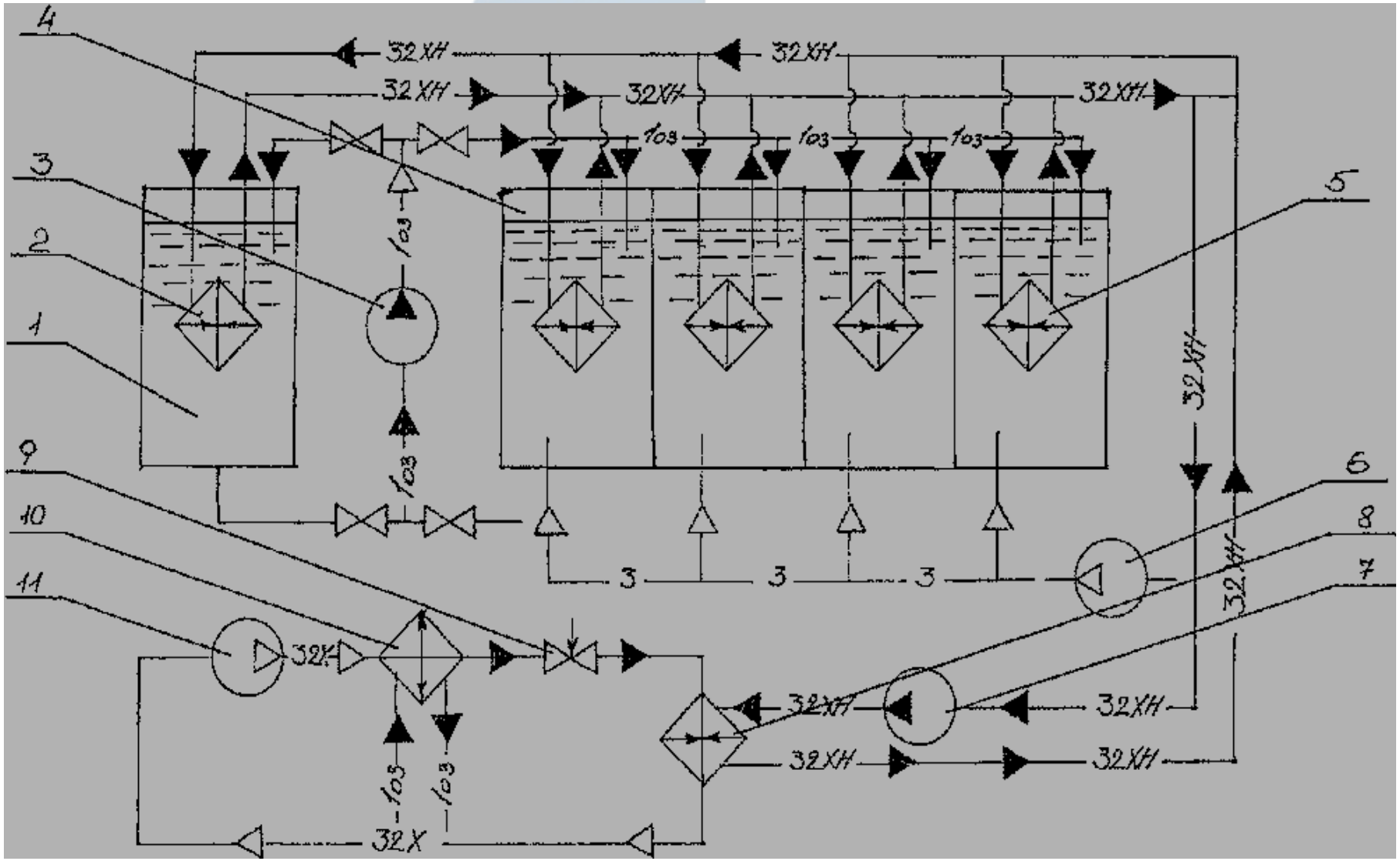

Рис. 45. Принципиальная схема СПО

БГАРФ

Циклограмма теплового взаимодействия рыбы, воды и льда показана на рис. 46.

Холодильная обработка рыбы в СПО, начинающаяся сразу после загрузки бункера, включает два процесса:

1 – процесс предварительного охлаждения рыбы τ_{no}, то есть быстрого понижения температуры рыбы от начального значения tнр, приблизительно равного tw, до заданной по технологическим условиям температуры в конце указанного периода времени tp_1 = (4 - 8) °С;

2 – процесс аккумуляции сырья с медленным понижением температуры до tp_2 = (2 - 5) °С в конце периода τ_a.

Помимо охлаждения рыбы производится подготовка холодной воды в водяном бункере СПО. Эта вода поочередно подается в опорожненные рыбные бункеры для обеспечения более эффективного процесса охлаждения. Пунктирной линией показано тепловое взаимодействие воды и рыбы при добавлении водного льда.

Добавление водного льда позволяет поддерживать температуру охлаждающей среды в СПО приблизительно равную 0 °С, что в свою очередь выгодно сказывается на продолжительности предварительного хранения и качестве продукции в сторону увеличения и улучшения соответственно.

Конкретные конструкции СПО, применяемые на различных типах судов, различны. Наибольшее распространение на рефрижераторных судах флота рыбной промышленности получили СПО, использующие следующие способы:

– в охлаждаемых бункерах, которые предварительно заполняются охлажденной водой из отдельной цистерны с температурой около 0 °С. Охлаждение пульпы в бункерах производится за счет встроенных в них рассольных батарей;

– в неохлаждаемых бункерах, предварительно заполненных из отдельной цистерны охлажденной забортной водой. Охлаждение воды происходит в выносном рассольном охладителе. Последующее охлаждение рыбы в бункере осуществляется за счет таяния подмешенного водного льда;

– в охлаждаемых бункерах с использованием выносных настенных водоохладителей для предварительного охлаждения рыбы. Последующее охлаждение воды и рыбы в бункерах осуществляется с помощью пристенных батарей с непосредственным кипением в них R-22.

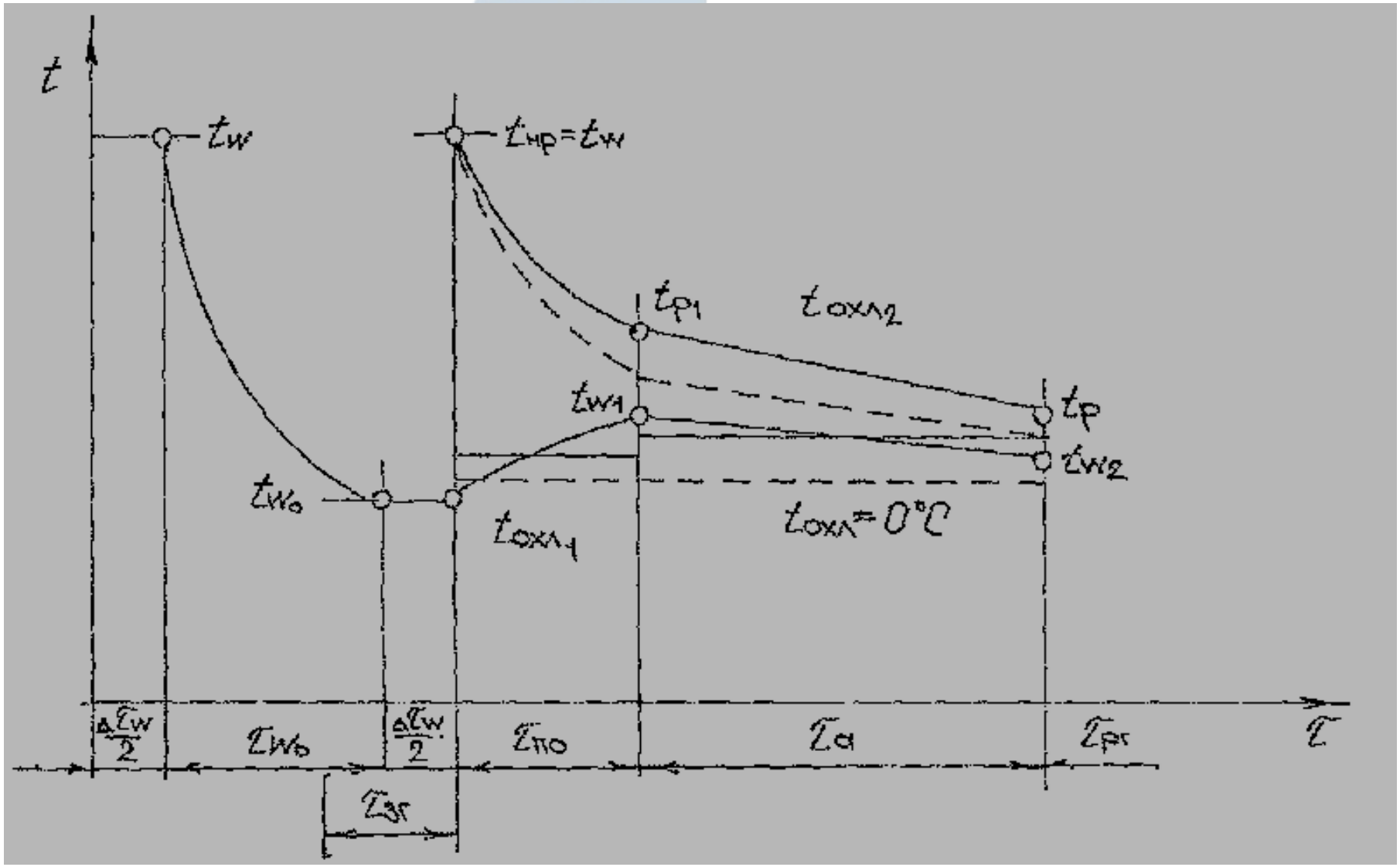

Рис. 46. Циклограмма теплового взаимодействия рыбы, воды и льда

БГАРФ

Первый вид СПО с рассольными батареями получил наибольшее распространение на промысловых судах. Указанные СПО установлены на судах типа РТМ-С «Прометей», «Атлантик-333», «Атлантик-488», На всех этих судах СПО работают по одному и тому же принципу, без каких-либо принципиальных отличий. Указанные СПО проектировались и изготавливались в бывшей ГДР. Эксплуатация рассматриваемого типа СПО показала достаточно высокую надежность их работы в условиях промысла.

Принципиальная схема СПО может быть проиллюстрирована на примере судна типа «Атлантик-333» (см. рис. 47). СПО на данном типе судов состоит из одной водоохладительной цистерны вместимостью 13 м^3 и двух бункеров для предварительного охлаждения и аккумуляции рыбы общей вместимостью 38 м^3.

Схема СПО «Атлантик-333» включает в себя:

1 – водоохлаждающая цистерна;
2 – рассольная клинкетная задвижка;
3 – рассольный насос;
4 – рассольный испаритель;
5 – перфорированный кожух;
6 – ковшовый элеватор;
7 – бункер;
8 – сырьевой транспортер;
9 – воздушный фильтр;
10 – пульсатор;
11 – ротационная воздуходувка;
12-15, 18-20 – клинкетные задвижки системы забортной воды;
16 – водоперекачивающий насос;
17 – эжектор.

В бункер, предварительно заполненный охлажденной водой из водоохладительной цистерны, рыба загружается через горловину, которая расположена на промысловой палубе. Открытие и закрытие крышки осуществляется с помощью гидравлического привода. В бункерах для рыбы имеется перфорированный кожух, который препятствует контакту рыбы с рассольными батареями и обеспечивает заполнение водой всего объема вокруг рассольных батарей. После включения в работу СПО одновременно включается роторная воздуходувка производительностью 240 м^3/час, при давлении 0,04 МПа нагнетает воздух в перфорированный коллектор, расположенный под рассольной батареей с целью интенсификации процесса охлаждения рыбы. Подача воздуха производится в импульсном режиме. Выгрузка рыбы из бункеров производится посредством ковшовых элеваторов.

БГАРФ

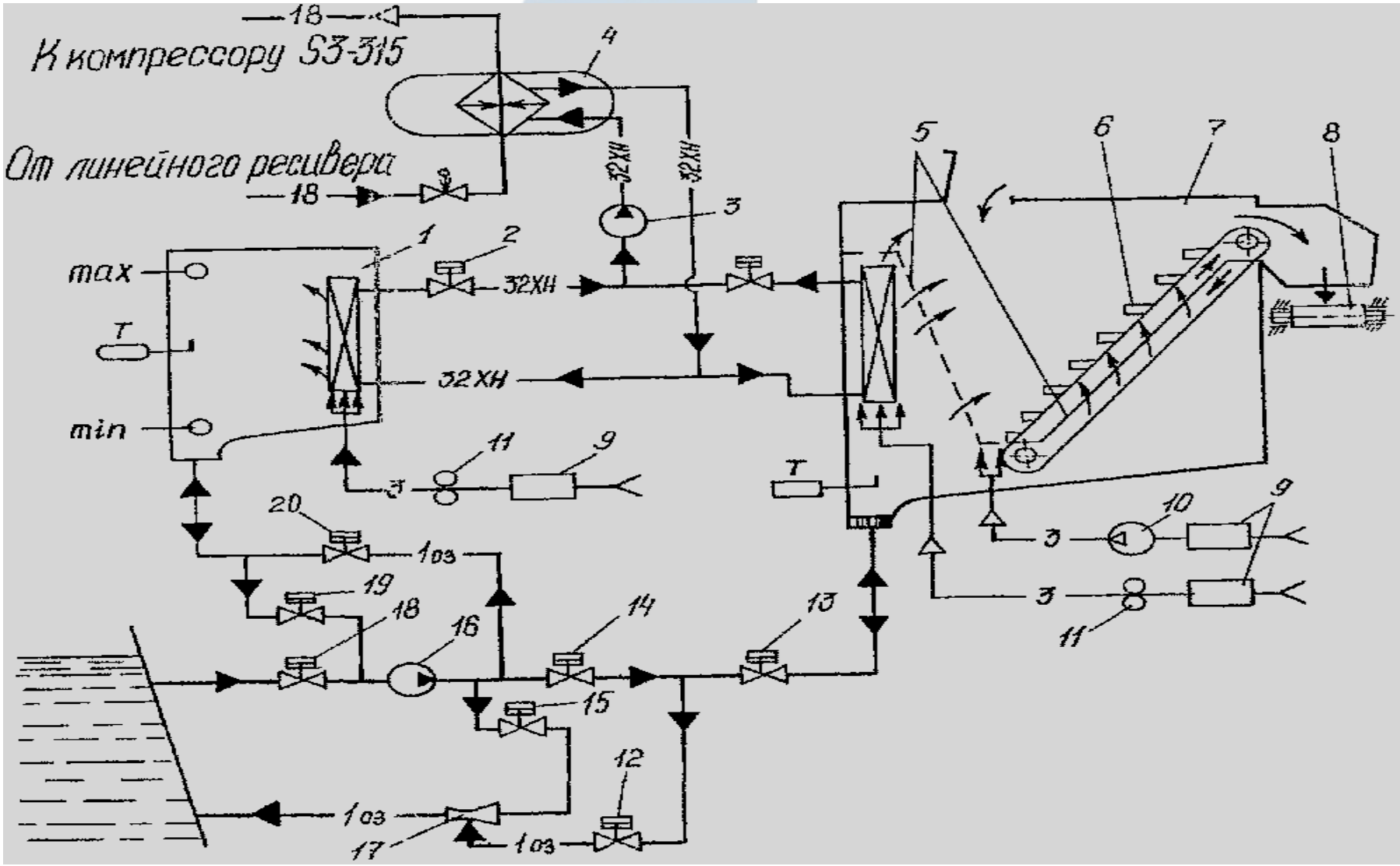

Рис. 47. Схема СПО судов «Атлантик-333»

БГАРФ

Опыт эксплуатации данного типа СПО показал, что указанный способ практически не имеет недостатков, за исключением того, что примерно через 10-12 лет эксплуатации судна необходимо менять рассольные батареи и подводящие к ним трубопроводы из-за их коррозионного разрушения. Важным достоинством является возможность автоматизированного управлении всем технологическим процессом.

СПО второго типа используются на судах типа БАТМ «Пулковский меридиан», которые проектировались и изготавливались в Польше (см рис. 48).

Схема СПО «Пулковский меридиан» включает в себя:

1 – водоохлаждающая цистерна;
2 – водоохладитель;
3 – рассольный насос;
4 – холодильная установка технологических потребителей;
5 – бункер;
6 – горловина для снега;
7 – лоток;
8 – льдогенератор;
9 – гидроцилиндр;
10 – шибер разгрузочного окна;
11 – решетка;
12 – сырьевой конвейер;
13 – циркуляционный насос забортной воды;
14 – водоперекачивающий насос.

На данном типе судов СПО состоит из трех неохлаждаемых бункеров для рыбы. Два крайних вмещают 12-14 тонн каждый, а средний – 8-10 тонн. Соотношение рыбы и воды 1:1. Кроме того, имеется бункер для охлаждения воды емкостью 6 м^3. Загрузка рыбы в бункеры производится через верхние горловины, а выгрузка – за счет наклона днища бункера в сторону разгрузочных окон, имеющих шиберные заслонки с гидравлическим приводом. Крайние бункеры имеют по три разгрузочных окна, а центральный – два.

Рассматриваемая система СПО снабжена двумя льдогенераторами для получения чешуйчатого льда производительностью 500 кг/час каждый, который добавляется в водорыбную смесь.

БГАРФ

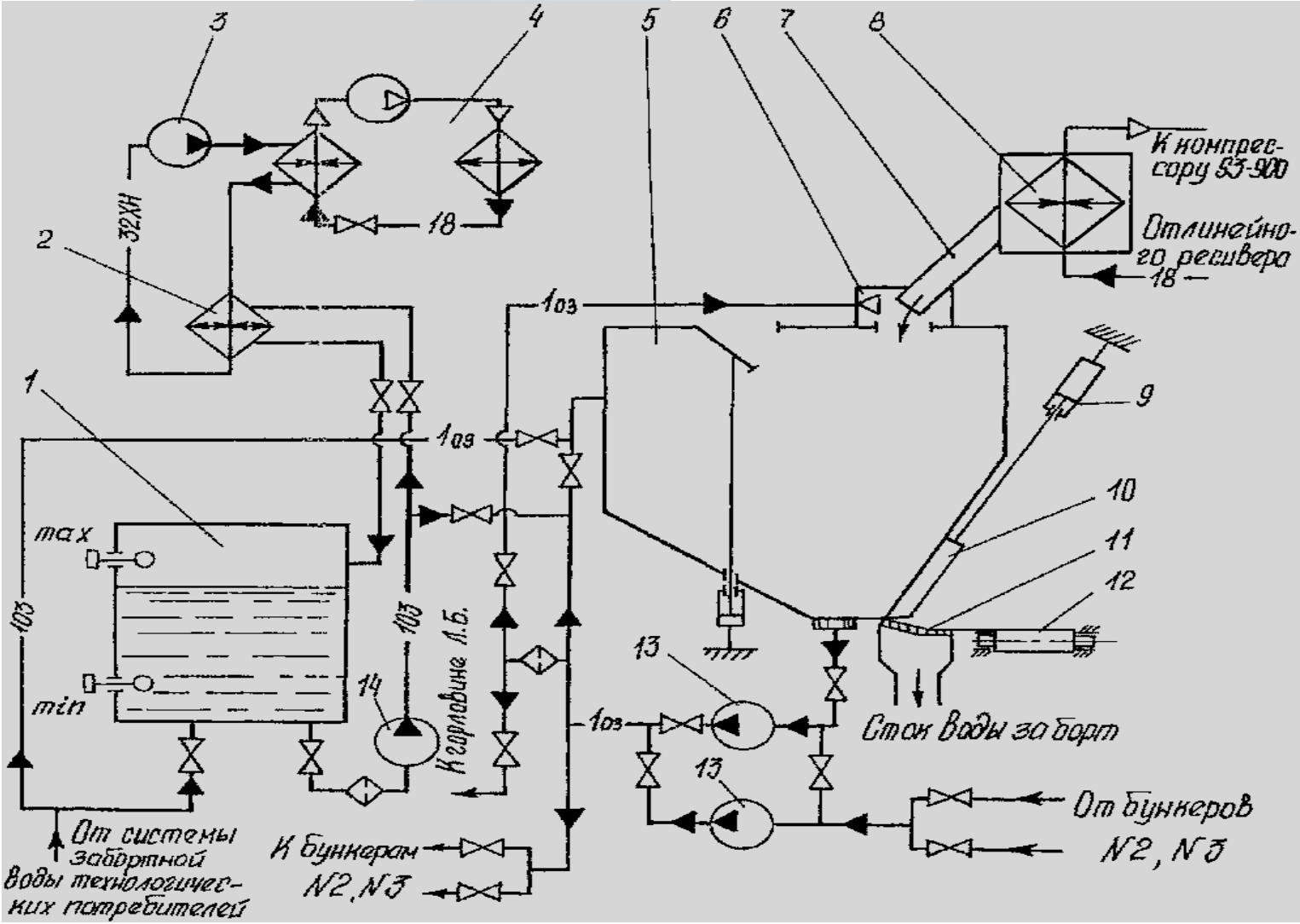

Рис. 48. Схема СПО судна типа «Пулковский меридиан»

БГАРФ

Многолетний опыт эксплуатации данных систем показал, что на практике используются только льдогенераторы чешуйчатого льда. Эффективность работы циркуляции воды и системы предварительной подготовки охлажденной воды крайне малы. Обусловлено это тем, что в режиме циркуляции может находиться только один бункер, а при подключении двух или трех бункеров вода перекачивается из одного бункера в другой. Обе системы очень громоздки и имеют большое количество ручных запорных вентилей. Циркуляционные насосы часто выходят из строя из-за необходимости перекачивать загрязненную воду, поскольку фильтрация малоэффективна. Лоток со льдом приходится постоянно перемещать от одной горловины к другой, что создает дополнительные эксплуатационные трудности. Горловины крайних бункеров расположены таким образом , что поступающий в них лед ссыпается прямо к разгрузочному окну и при открытии шибера вместе с рыбой сливается на транспортер. При разгрузке рыбного бункера за 6-7 открытий шибера (за это время перерабатывается не более 2-3 тонн рыбы) вся охлаждающая среда выливается из бункера.

Третий тип СПО, проектируемый и изготавливаемый, как и предыдущий в Польше, используется на судах типа «Иван Бочков» (см рис. 49).

Схема СПО «Иван Бочков» включает в себя:

1 – фреоновый водоохладитель;
2 – фреоновая змеевиковая батарея;
3 – бункер;
4 – гидроцилиндр;
5 – шибер разгрузочного окна;
6 – решетка;
7 – сырьевой конвейер;
8 – грязевой фильтр;
9 – циркуляционный насос заборной воды.

Фреоновые змеевики в бункерах и два выносных водоохладителя подключены к холодильной установке. При необходимости холодильную машину, обслуживающую СПО, можно подключить к производственной холодильной машине. Для интенсификации теплообмена в бункерах предусмотрена система циркуляции воды, которая осуществляется с помощью циркуляционных насосов производительностью 40 $м^3$/час. Каждый бункер имеет свой циркуляционный насос. Предварительное охлаждение воды осуществляется путем циркуляции последней через два выносных пристенных фреоновых водоохладителя с общей площадью поверхности теплообмена 40 $м^2$.

БГАРФ

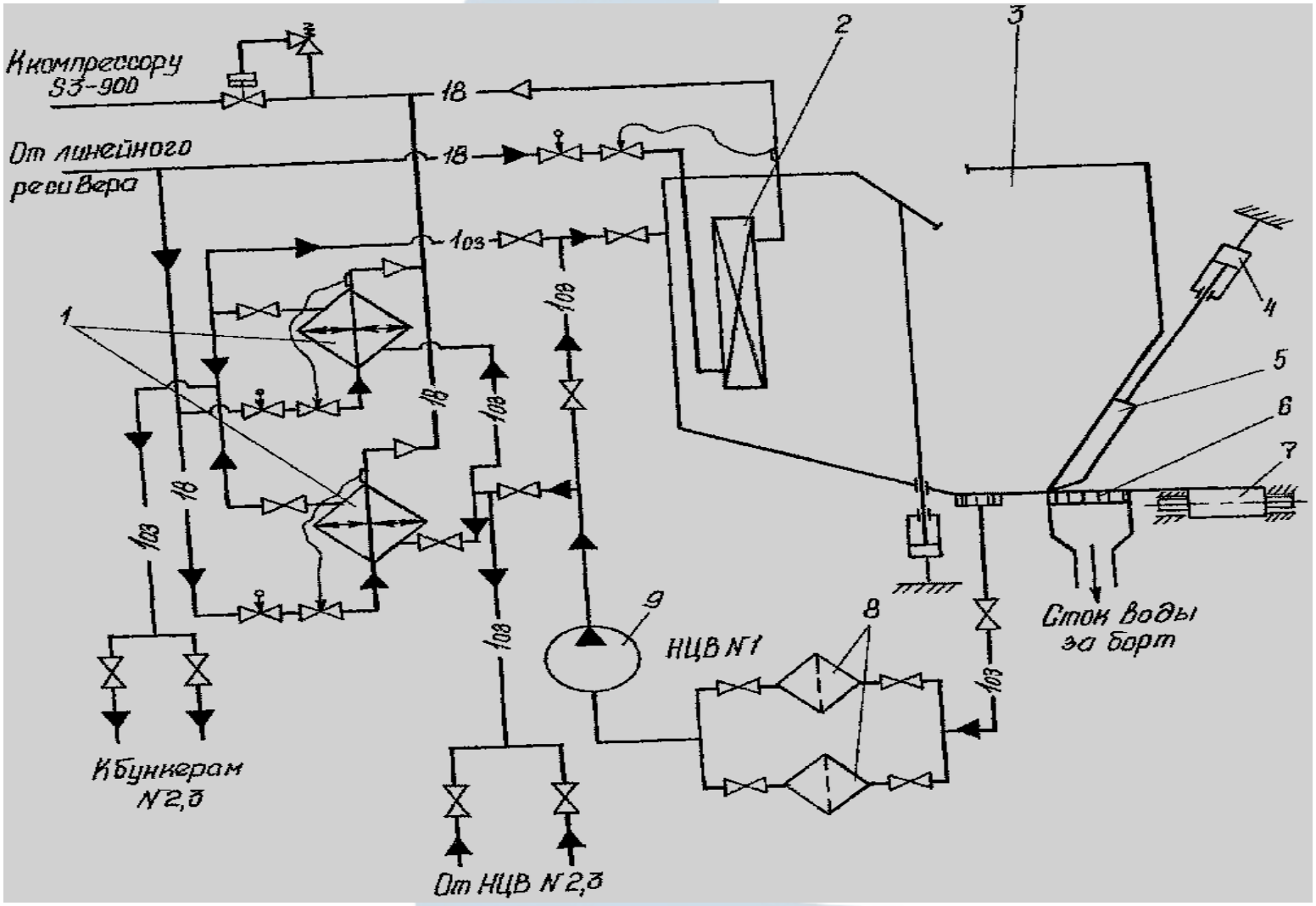

Рис. 49. Схема СПО судов типа «Иван Бочков»

БГАРФ

Продолжительность охлаждения рыбы от 20 °С до 1 °С при температуре охлаждающей среды 1 °С составляет 3-3,5 часа. Эксплуатационный опыт показал, что в режиме охлаждения обязательно должен находиться, как минимум, один бункер, поскольку в противном случае происходит понижение температуры кипения холодильного агента и охлаждающие батареи покрываются льдом. Увеличение термического сопротивления приборов охлаждения вызывает снижение эффективности теплообменных процессов между охлаждаемой рыбой и охлаждающей водой. Змеевиковые батареи, размещаемые в рыбных бункерах, постоянно подвержены коррозионному разрушению, что очень часто приводит к значительным потерям дорогостоящего холодильного агента и может привести к обводнению системы циркуляции холодильного агента. Разгрузочное устройство рыбных бункеров аналогично по конструкции устройству, используемому на судах типа БАТМ и, следовательно, обладают теми же недостатками.

За рубежом на ряде судов, в основном на судах прибрежного лова, последние годы получил распространение способ охлаждения рыбы посредством ледяной «шуги». Ледяную «шугу» получают путем охлаждения циркулирующей забортной воды до температуры минус 2 °С. Образовавшиеся мелкие частицы льда могут быть отделены от воды или оставаться в ней, образуя суспензию . Достоинством такой суспензии является возможность перекачивать ее по трубам как воду, что значительно сохраняет затраты на ее транспортировку по сравнению со льдом и облегчает обработку рыбы.

В Канаде фирма SunwellTehnologies разработала и выпустила автоматизированную установку по охлаждению рыбы ледяной суспензией. Эта установка была помещена на борту морозильного траулера «Aoraki» в Новой Зеландии .

Установка включает в себя два льдогенератора марки IG-7.0, изготовленных из нержавеющей стали, смесительного буферного танка, насосной станции и сеть труб для доставки ледяной суспензии к месту использования. Производительность установки составляет 40 тонн ледяной суспензии в сутки.

Система Icl-Tech, созданная компаниями Норвегии и Канады, также основана на применении для охлаждения рыбы ледяной суспензии («ледяного теста»). В состав системы входит льдогенератор фирмы SunwellIngineeringLtd. Для получения льда может быть использована как пресная, так и забортная морская вода. Особенностью льда, выпускаемого указанным льдогенератором, являются небольшие размеры его частиц, поэтому содержание его в воде, не нарушающее текучести суспензии, может быть довольно высоким (до 40 %).

В последние годы разрабатывалась ледяная смесь, размеры частиц которой не превышают 0,1 мм. Эта смесь получила название «текучий лед» (Flo-ice). Из-за микроскопического размера частиц льда содержание его в

растворе достигает 62 % . Указывается также, что в раствор добавляется соль, позволяющая получить температуру суспензии ниже 0 °С. Температура жидкой фазы при этом поддерживается на постоянном уровне.

Фирма StarRefrigeration (Великобритания) разработала и выпустила автоматизированный комплекс для получения Flo-ice, в состав которого входят холодильная машина, генераторы «текучего льда» и насосы для его перекачивания, а также трубопроводы и панель для его управления.

Принцип действия этого комплекса заключается в следующем. Морская вода или солевой раствор поступает в генератор, где часть воды набрызгивается на поверхность испарителя барабанного типа. Лопасти, вращаясь с частотой 100 об/мин, соскребают кристаллы льда и направляют их в СПО или солевой раствор.

Указанный комплекс был использован в Шотландии на предприятии для обработки донных рыб.

Аналогичное оборудование используют в рыбной промышленности Японии, Франции и Нидерландах .

В Нидерландах фирмой Iham Refrigeration сообщается о разработке установки для производства «жидкого льда» из морской воды в специально сконструированном теплообменнике. Содержание льда в охлаждающей смеси составляет 5-35 %. Концентрация льда может регулироваться автоматически за счет изменения скорости движения морской воды. Производительность установки находится в пределах от 2,5 до 7,5 тонн/сутки .

В России метод производства «жидкого льда» был предложен в 1980-е годы, однако его промышленное испытание было проведено в 1994 году в Израиле.

В отличии от описанных выше модификаций льдоводяной смеси в предложенной системе лед находится в виде аморфных микрочастиц и содержание его может достигать 70 %. При этом охлаждающая смесь выглядит как желе. При необходимости концентрация льда может быть снижена.

Фирма Termal-Tec Marine Refrigeration Inc. (США), имеющая богатый опыт по производству СПО, монтирует на судах данные системы с емкостью бункеров от 7,5 тонн до 90 тонн. Сообщается о разработке этой фирмой СПО, предназначенной для малых судов.

Указанная система, как сообщается, довольно быстро способна снизить температуру около 70 тонн воды от 13 °С до минус 1 °С. В то же время эта фирма поставляет СПО на крупные и средние траулеры по лову донных рыб.

Одной из модификаций СПО является способ, запатентованный Японской фирмой Исикава Юсао, который предусматривает использование для охлаждения воды холодного воздуха холодильной камеры. Согласно предложенному способу, охлаждаемые продукты помещают в емкость с водой, температура которой снижается до заданного уровня за счет охлаждения холодильной камеры.

Температура в камере регулируется таким образом, чтобы на поверхности емкостей с водой была сплошная корка льда. Температура хранения лежит в пределах от минус 1 до 0 °С.

Отмеченное многообразие свидетельствует об отсутствии единого подхода в проектировании СПО, что отчасти является следствием недостаточной изученности протекающих процессов и характеристик оборудования. С другой стороны, такое положение объясняется тем, что к проектированию СПО привлекаются специалисты разного профиля: судостроители-корпусники, механики по технологическому оборудованию и холодильщики. При отсутствии нормативных документов на проектирование мнение любого из специалистов может стать преобладающим.

Глава 6. ЗАДАЧА И МЕТОД РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

6.1. Общий порядок расчета тепловой нагрузки от различных потребителей холода

Расчет тепловой нагрузки холодильной установки необходим для определения как производительности холодильных машин, так и параметров охлаждающих систем.

Тепловая нагрузка судовой холодильной установки складывается из следующих основных статей теплопритоков: 1) теплопритоки через изолирующие ограждения; 2) теплопритоки, связанные с термической обработкой продукта: предварительное охлаждение рыбы, замораживание рыбы, домораживание мороженой рыбопродукции в трюмах, производство водного льда, охлаждение вспомогательных продуктов (тузлука) для технологических целей и т. п.; 3) теплопритоки от системы кондиционирования воздуха; 4) эксплуатационные теплопритоки, связанные с особенностью конструкции и рабочего процесса охлаждающих систем и технологического оборудования (работа людей и механизмов, освещение, вентиляция охлаждаемых помещений, инфильтрация воздуха в охлаждаемые помещения и т. п.).

Сумма всех теплопритоков в определенный момент времени составляет тепловую нагрузку холодильной установки. Каждая из перечисленных статей теплопритоков переменна во времени и зависит от климатических и технологических условий, а также от типа рефрижераторного судна.

Для транспортных рефрижераторов главной статьей теплопритоков является первая из перечисленных выше, а для добывающих и обрабатывающих – вторая. Для судов-рефрижераторов, работающих в тропических районах, значительные теплопритоки связаны с кондиционированием воздуха, особенно для судов с большим экипажем.

На основании максимальной суммы всех теплопритоков, характерных для определенных технологических и климатических условий, выбирают расчетный режим холодильной установки.

Каждая из рассмотренных статей теплопритоков достигает своего максимума в определенных условиях (принципиально эти максимумы могут не совпадать одновременно), поэтому при выборе расчетного режима необходимо знать наиболее тяжелые условия работы оборудования.

Так, для транспортных рефрижераторов, перевозящих мороженые грузы во всех районах Мирового океана в течение круглого года, наиболее тяжелыми будут режимы в тропических широтах при полностью загруженных трюмах, а также при домораживании груза в трюмах. Кроме того, в тропических широтах возрастают теплопритоки и от системы кондиционирования воздуха.

БГАРФ

При переходе в районы с более низкой температурой, естественно, теплопритоки будут снижаться и холодильное оборудование будет использовано не полностью, а коэффициент загрузки этого оборудования будет зависеть от маршрута судна, времени года и продолжительности рейса.

Для добывающих и обрабатывающих судов-рефрижераторов наиболее тяжелыми будут режимы, связанные с максимальным объемом холодильной обработки сырья. Поскольку максимальная производительность технологических устройств, связанная с выловом или получением сырья с добывающих судов, равновероятна в любое время года и в различных климатических зонах Мирового океана, то очевидно, что при переработке максимального количества рыбы в тропических широтах главная статья теплопритоков, связанная с холодильной обработкой сырья, будет максимальной. Для судов этого типа теплопритоки через изолирующие ограждения трюмов увеличиваются по мере их загрузки и при полной загрузке достигают максимума. В тропических условиях к перечисленным теплопритокам добавляются теплопритоки от системы кондиционирования воздуха.

Поэтому для добывающих и обрабатывающих рефрижераторных судов основным принципом определения максимальной тепловой нагрузки холодильной установки является принцип суммирования максимумов теплопритоков, создаваемых различными потребителями холода.

Для стационарных холодильных установок максимумы тепловой нагрузки, создаваемой различными потребителями холода в течение года, могут не совпадать, и поэтому максимальную тепловую нагрузку определяют как максимум суммы нагрузок от различных потребителей холода, изменяющихся в течение года.

БГАРФ

Глава 7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СЛОЯ ИНЕЯ НА ОХЛАЖДАЕМЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ НА ОСНОВАНИИ ФИЗИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОБРАЗОВАНИЯ СЛОЯ ИНЕЯ

7.1. Условия образования снеговой шубы при различных температурных условиях

Конденсация влаги на охлаждаемых поверхностях возможна, если температура охлаждаемой поверхности ниже температуры точки росы. При отрицательных температурах поверхности эта влага замерзает, образуя слой инея или так называемую «снеговую шубу».

Начальная стадия образования инея характеризуется образованием небольших кристаллов льда различного типа, относительно равномерно заполняющих охлаждаемую поверхность. В этой стадии, продолжающейся при интенсивном тепло- и массообмене незначительное время, кристаллы льда создают дополнительное «оребрение», улучшающее теплоотдачу от воздуха к охлаждаемой поверхности. Термическое сопротивление самих кристаллов при этом играет незначительную роль. Сами кристаллы при низких температурах воздуха и низкой относительной влажности имеют форму мелких тонких хрупких призм или дендритов, состоящих из призматических элементов.

По мере увлажнения и отепления воздуха кристаллы льда приобретают более рыхлую форму в виде относительно крупных хлопьев, пластинок или снежинок.

По прошествии некоторого времени кристаллы образуют неравномерно расположенные «гнезда» укрупненных кристаллов дендритной формы, а остальная поверхность постепенно заполняется кристаллами разных размеров и формы, создающими определенное термическое сопротивление, поскольку воздухозаполненная структура малой плотности по теплопроводности близка к теплоизоляционным материалам. При этом наружная поверхность слоя инея имеет развитую поверхность охлаждения, но в меньшей степени, чем в начальный период. Последующий процесс образования инея происходит как за счет конденсации влаги на его поверхности, так и за счет диффузии паров воды внутрь и уплотнения слоев инея, примыкающих к охлаждаемой стенке. В результате этого образуется относительно равномерный по поверхности слой изоляционного материала, имеющий в основе кристаллы льда и воздух в качестве наполнителя. По мере роста слоя инея температура поверхностного слоя повышается и может достигнуть температуры точки росы, соответствующей условиям в охлаждаемом помещении. В этом случае конденсация влаги на поверхности прекращается, увеличения толщины слоя инея не происходит; этот период характеризуется уплотнением слоя инея только за счет диффузии

БГАРФ

влаги. В этом периоде термическое сопротивление $\frac{\delta_{ин}}{\lambda_{ин}}$ уменьшается из-за постоянства величины $\delta_{ин}$ и увеличения коэффициента теплопроводности, повышающегося по мере роста плотности слоя инея. По прошествии весьма значительного времени слой инея может уплотниться до величины, близкой к плотности льда.

В зависимости от температурного режима в охлаждаемых помещениях изменение характеристик слоя инея во времени подчиняется различным закономерностям. Рассмотрим основные случаи, характерные для различных типов холодильных установок.

Случай отрицательных температур наблюдается в большинстве судовых холодильных установок и характеризуется отрицательными температурами воздуха при еще более низких температурах охлаждаемых поверхностей воздухоохладителей. Температура воздуха в этом случае стабильна (для охлаждаемых трюмов) или колеблется в некоторых пределах (для морозильных аппаратов). Рост толщины слоя инея $\delta_{ин}$ происходит монотонно по экспоненциальной зависимости (рис. 50, а).

В начале процесса плотность и связанный с ней коэффициент теплопроводности практически постоянны по толщине. По мере роста слоя инея происходит уплотнение как наружного, так и внутреннего слоя, причем внутренний слой уплотняется более интенсивно из-за диффузии паров воды. Уплотнение внутренних слоев со временем затрудняет диффузию, что вызывает более интенсивное уплотнение средних и наружных слоев инея. При определенных условиях плотность на поверхности становится больше средней по толщине плотности инея. Через достаточно большой промежуток времени плотность выравнивается по всей толщине слоя инея.

Случай положительных температур наблюдается в высокотемпературных провизионных камерах и в торговом оборудовании, когда в камерах поддерживается положительная температура порядка $0-8$ °C, а в испарительных приборах поддерживается температура кипения порядка $-5 \div -15$ °C. В начале процесс образования инея протекает так же, как и в случае отрицательных температур, но со временем температура наружных слоев повышается и может достичь положительных значений. В этом случае происходит подтаивание наружного слоя с проникновением и замерзанием капельно-жидкой влаги, сопровождающееся резким увеличением плотности наружных слоев (рис. 50, б). Образовавшаяся корка льда представляет собой существенное сопротивление для диффузии водяных паров, в связи с чем внутренние слои инея как бы консервируются и слабо изменяют свою плотность. С течением времени слой инея все в большей степени насыщается капельножидкой влагой и через некоторое время плотность инея выравнивается по всей толщине слоя и приближается к плотности льда.

БГАРФ

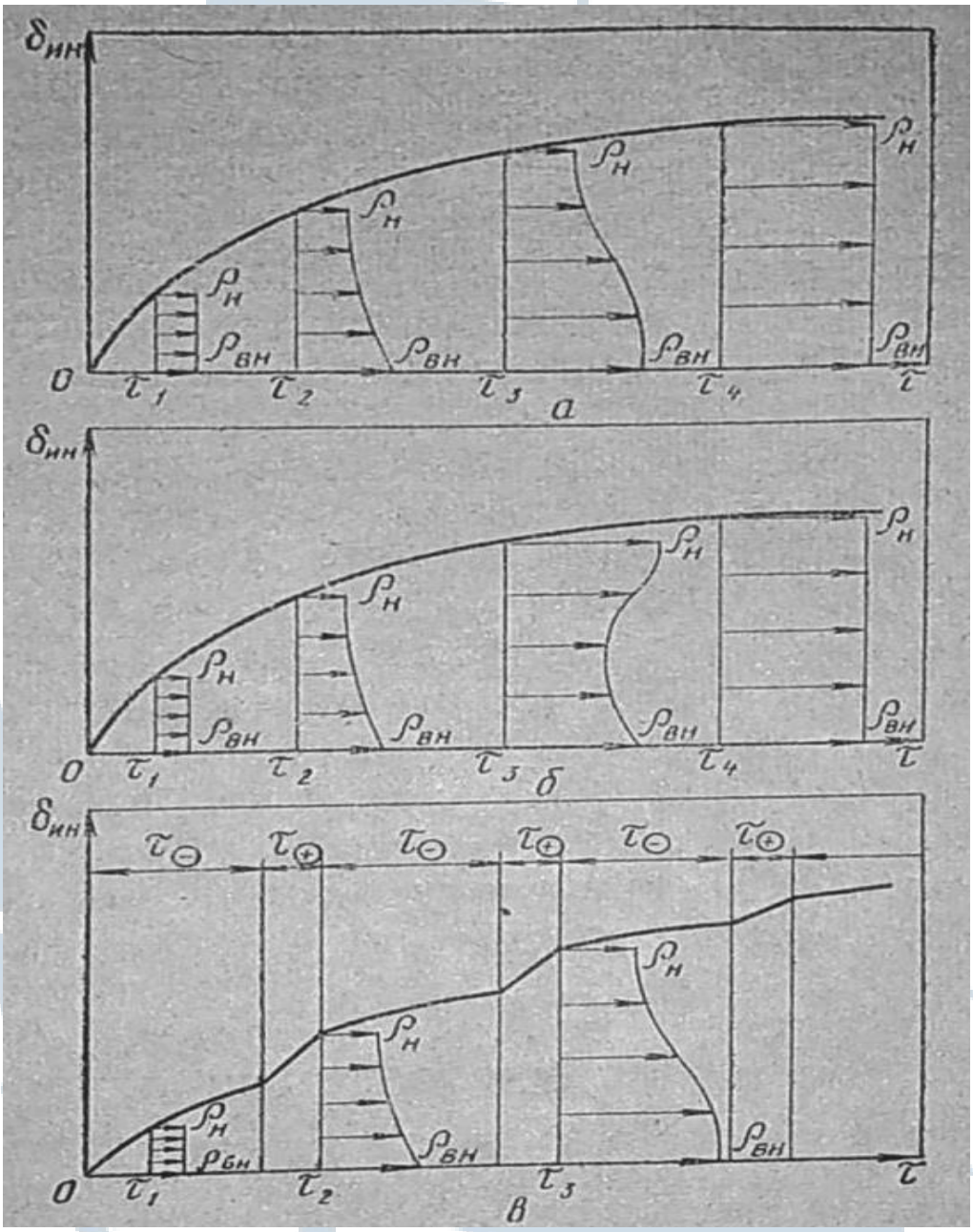

Рис. 50. Изменение толщины слоя инея по времени и плотности:
а – случай отрицательных температур;
б – случай положительных температур;
в – случай знакопеременных температур

Случай знакопеременных температур характерен для морозильных аппаратов периодического действия (шкафных, туннельных), в которых в процессе загрузки и выгрузки температура воздуха может достигать положительных значений, а в процессе замораживания имеет отрицательное значение.

Принципиально по структуре образования инея этот случай близок к случаю отрицательных температур, так как при низких температурах кипения, поддерживаемых в воздухоохладителях морозильных аппаратов, температура наружного слоя инея не может быть положительной и подтягивания этого слоя не происходит.

В отличие от случая отрицательных температур процесс образования инея подразделяется на участки меньшей и большей интенсивности (рис. 50, в). Как видно из графика, весь процесс разбивается на более длительные периоды при отрицательных температурах (замораживание продукта), перемежаемые более короткими периодами повышенных температур (периоды загрузки и выгрузки). Периоды повышенных температур характеризуются более интенсивным образованием инея, что обусловливает ступенчатую кривую изменения толщины и плотности слоя инея с сохранением на каждом характерном участке особенностей процесса при отрицательных температурах.

7.2. Физическая модель снеговой шубы Константинова Л.И.

В соответствии с методом, основанным на физическом моделировании структуры инея и процесса его образования, в основу расчета положена физическая модель слоя инея в виде упорядоченной структуры, образованной кристаллами льда и воздушными прослойками между ними. При этом полагается, что по мере увеличения плотности воздушные прослойки уменьшаются, а количество их увеличивается. Сами воздушные прослойки имеют форму ромбических параллелепипедов (шестигранников с гранями в виде ромбов) с переменным острым углом $\alpha_п$ при вершине. В частном случае $\alpha_п = 90°$, параллелепипед превращается в куб (объем максимальный), а при $\alpha_п = 6°$– в две сложенные вместе плоскости (объем равен нулю) (рис. 51, а, б) .

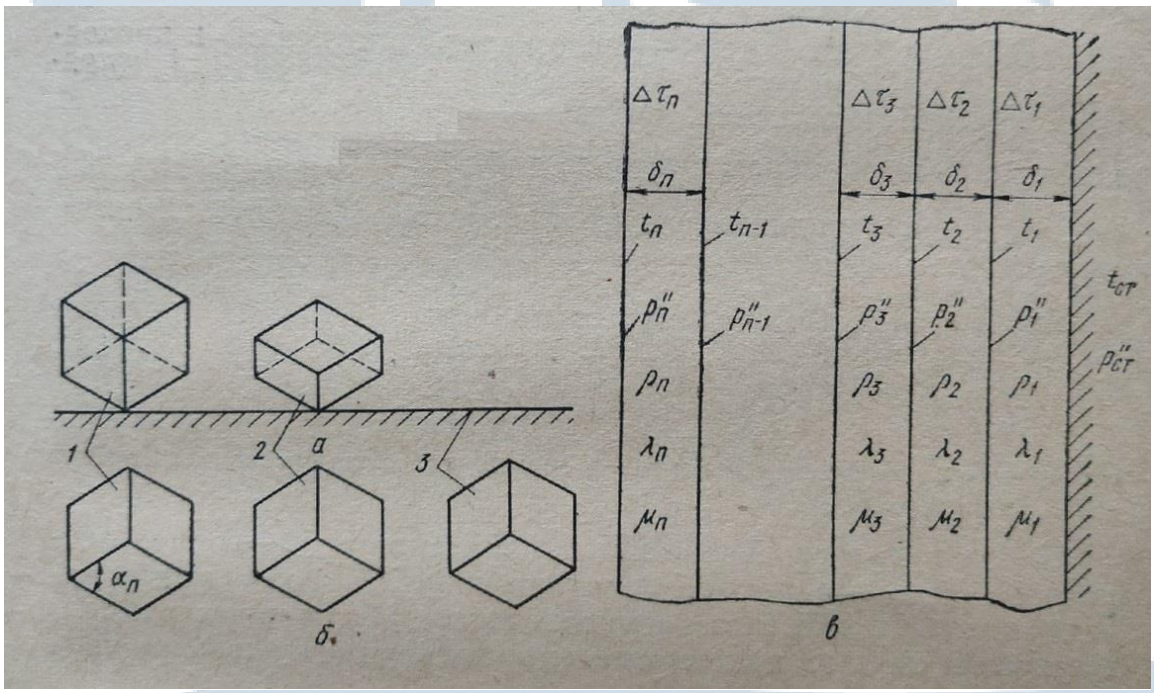

Рис. 51. Физическая модель слоя инея:
а, б – вид сбоку и в плане элемента структуры слоя инея:
1 – $\alpha_п = 90°$, 2 – $90° > \alpha_п > 60°$, 3 – $\alpha_п = 60°$;
в – схема последовательного образования слоев инея

Используя геометрические соотношения в ромбическом параллелепипеде, можно получить соотношение между плотностями инея $\rho_{ин}$ и льда $\rho_л$:

$$1-\frac{\rho_{ин}}{\rho_л}=\sin\alpha_п\sqrt{1-\frac{\cos^2\alpha_п}{\sin^2\frac{\alpha_п}{2}}}. \quad (1.49)$$

Кроме того, можно представить зависимость между $\alpha_п$ и «степенью оребрения», создаваемой слоем $\beta_{ин}$, в виде отношения половины площади поверхности ромбического параллелепипеда $\frac{S_{пов}}{2}$ к площади основания $S_{осн}$ (проекции ромбического параллелепипеда на плоскость):

$$\beta_{ин}=\frac{1}{2}\cdot\frac{S_{пов}}{S_{осн}}=1{,}63\frac{\sin\alpha_п}{\sqrt{1+\frac{\cos^2\alpha_п}{\sin^2\frac{\alpha_п}{2}}}}. \quad (1.50)$$

На основе уравнений (1.49) и (1.50) можно получить приближенную, но достаточно точную зависимость, определяющую $\beta_{ин}$ в зависимости от плотности $\rho_{ин}$:

$$\beta_{ин}=1{,}5-\frac{\sqrt{\rho_{ин}-0{,}02}}{1{,}64}. \quad (1.51)$$

Рассматривая процесс теплопроводности через слой инея, складывающийся из теплопроводности через слой воздуха и через кристаллы льда, образующие стенки воздушных ячеек, с помощью соотношений в ромбическом параллелепипеде можно получить выражение для коэффициента теплопроводности слоя инея $\Lambda_{ин}$ [Вт/(м·к)]

$$\Lambda_{ин}=\left(2{,}43-0{,}00675t_{возд}\right)\rho^2{}_{ин}\left(1{,}5-\frac{\sqrt{\rho_{ин}-0{,}02}}{1{,}64}\right)+$$
$$+\left(0{,}2244+0{,}814\cdot10^{-3}t_{возд}\right)\cdot\left(1-\frac{\rho_{ин}}{0{,}92}\right), \quad (1.52)$$

где $t_{возд}$ – температура воздуха.

Это выражение хорошо подтверждается экспериментальными данными.

Рассматривая слой инея как лабиринтное уплотнение, составленное из воздушных ячеек, препятствующих проникновению паров воды, можно получить выражение для коэффициента паропроводности μ. При этом в соответствии с теорией лабиринтных уплотнений количество проникающего пара пропорционально величине $\sqrt{\frac{1}{n}}$ (где n – число камер уплотнения) и проходному сечению уплотнения. Считая, что проходные сечения пропорциональны размерам камер, то есть величине $1-\frac{\rho_{ин}}{\rho_л}$, а количество камер пропорционально плотности снеговой шубы, можно вывести соотношение

$$\frac{\mu_2}{\mu_1} = \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_2}} \cdot \frac{1-\frac{\rho_2}{\rho_л}}{1-\frac{\rho_1}{\rho_л}}, \qquad (1.53)$$

где μ_1 и μ_2 – коэффициенты паропроводности, соответствующие плотностям ρ_1 и ρ_2.

Подставляя в уравнение значения μ_1 и ρ_1определенные для конкретных условий, можно получить формулу для определения коэффициента паропроводности $\mu\left[{}^{г}/_{(м \cdot ч \cdot мм\ рт.\ ст.)}\right]$слоя инея, хорошо подтверждаемую экспериментальными данными:

$$\mu = 0{,}0255\rho_{ин}^{-0{,}5} - 0{,}0277\rho_{ин}^{0{,}5}, \qquad (1.54)$$

где $\rho_{ин}$ – плотность инея, кг/дм^3.

Таким образом, физическая модель слоя инея позволяет получить зависимости для определения «степени оребрения» инея, коэффициентов тепло- и паропроводности при различных плотностях слоя инея.

Глава 8. РАЗМЕЩЕНИЕ ОБОРУДОВАНИЯ В МАШИННЫХ ОТДЕЛЕНИЯХ

Размещение и взаимная компоновка отдельных элементов холодильных установок должны удовлетворять Правилам Регистра России. При расстановке оборудования обращают внимание на возможность выемки валов и поршней компрессоров, замены и чистки труб в конденсаторах и испарителях и т. д. Свободные проходы между концевыми (выступающими) частями оборудования и судовыми переборками или другими устройствами должны быть не менее 700 мм. Для удобства обслуживания и ремонта механизмов и устройств, расположенных на значительной высоте, оборудуют металлические площадки и трапы шириной не менее 450 мм, снабженные металлическими поручнями высотой не менее 900 мм. Если какие-либо площадки препятствуют циркуляции воздуха в машинном отделении, их заменяют стальными решетками с металлическими поручнями. Для уменьшения влияния качки судна на работу холодильной установки, компрессоры и кожухотрубные аппараты устанавливают вдоль диаметральной плоскости судна.

Распределительные и регулирующие устройства и другие органы управления, а также все указатели измерительных приборов, сигнализирующих о тепловом состоянии трюмов, стремятся располагать в помещении холодильных машин. Взаимное расположение компрессоров и аппаратов должно по возможности отвечать последовательности процессов, с тем чтобы соединительные трубопроводы имели небольшую длину, не были разбросаны по помещению, а также включали в себя минимальное количество поворотов и петель.

Для большей компактности холодильных установок некоторые их элементы объединяют в отдельные агрегаты. Конструкция агрегата должна обеспечивать возможность ремонта отдельных его элементов без демонтажа остальных и предусматривать одностороннее обслуживание, то есть арматура, измерительные приборы, смотровые стекла и пр. должны быть расположены с лицевой стороны, при этом они не должны выступать за габариты агрегата, чтобы не мешать его обслуживанию и исключить поломки при транспортировке.

Глава 9. ПОНЯТИЕ ОБ АНАЛИЗЕ СУДОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ. ЦЕЛИ И МЕТОДЫ АНАЛИЗА

9.1. Методика анализа работы СХУ

Особенностью рабочего процесса судовых холодильных установок флота рыбной промышленности является то, что эти установки работают в широком диапазоне переменных условий. Это приводит к тому, что основными режимами работы судовой холодильной установки оказываются изменяющиеся во времени (нестационарные) режимы, отличные от расчетного, предусмотренного проектом судовой холодильной установки, что требует детального анализа рабочих процессов с учетом влияния отмеченных факторов.

Решение задачи анализа работы холодильных установок может производиться различными методами, среди которых можно отметить методы физического и математического моделирования. Методы моделирования предусматривают использование некоторого вспомогательного или искусственного промежуточного объекта (модели), обладающего способностью в том или ином смысле заменить основной объект.

В этой связи исследование физических явлений или анализ рабочих процессов, происходящих в тех или иных технических устройствах, можно провести тремя путями: 1) экспериментом на натурном изделии (физическое моделирование на натурном образце); 2) экспериментом на модели той же физической природы, что и натурный образец (физическое моделирование на физической модели); 3) математическим моделированием, то есть решением системы уравнений с помощью или без помощи вычислительных машин.

Математическим моделированием называют не только сам процесс составления математической модели явления (рабочего процесса холодильной установки), но и сам процесс решения (математический эксперимент на математической модели).

Первый из отмеченных путей анализа рабочих процессов судовой холодильной установки является наиболее трудоемким для получения обобщенных данных, требует чрезвычайно длительного и дорогостоящего экспериментального исследования на различных типах судов в различных климатических, промысловых и технологических условиях.

Математический эксперимент на математической модели позволяет в сжатые сроки получить искомые результаты в виде обобщенных рекомендаций по работе судовых холодильных установок различных типов (в том числе и проектируемых) в различных условиях, но сам метод математического моделирования не исключает методов физического моделирования. Использование частных результатов физического эксперимента на натурном образце или на физической модели для сопоставления с результатами

БГАРФ

математического эксперимента на математической модели позволяет установить адекватность математической модели, то есть соответствие принятой системы уравнений, описывающих рабочий процесс холодильной установки, действительной картине явлений.

Математические модели холодильных установок подразделяются на статические и динамические. Первые из них определяют рабочий процесс установки на различных стационарных, то есть установившихся во времени, условиях работы холодильной установки на основании статических характеристик узлов установки, методы определения которых были рассмотрены выше. Динамические модели холодильных установок описывают рабочие процессы в условиях нестационарных, то есть не установившихся во времени, процессов, проходящих в различных узлах; в основе их лежат динамические характеристики узлов, дающие зависимость изменения во времени различных параметров рабочего процесса при наличии тех или иных возмущений, вносимых в процесс.

Возможность применения той или иной модели для анализа работы судовой холодильной установки можно определить путем приводимого ниже рассмотрения рабочих процессов судовой холодильной установки на нестационарных режимах.

9.2. Анализ работы двухступенчатой холодильной установки на нестационарных режимах

Рассмотрим для общности рабочий процесс двухступенчатой парокомпрессионной холодильной установки, схема изменения расходов хладагента в которой показана на рис. 52. В состав ее входят двухступенчатый компрессор, промежуточный сосуд, конденсатор с линейным ресивером и две испарительные системы ИС-I и ИС-II, например системы морозильного комплекса и охлаждаемых трюмов, режим работы одной из которых (ИС-П) близок к стационарному, а режим другой (ИС-I) характеризуется резко выраженной нестационарностью.

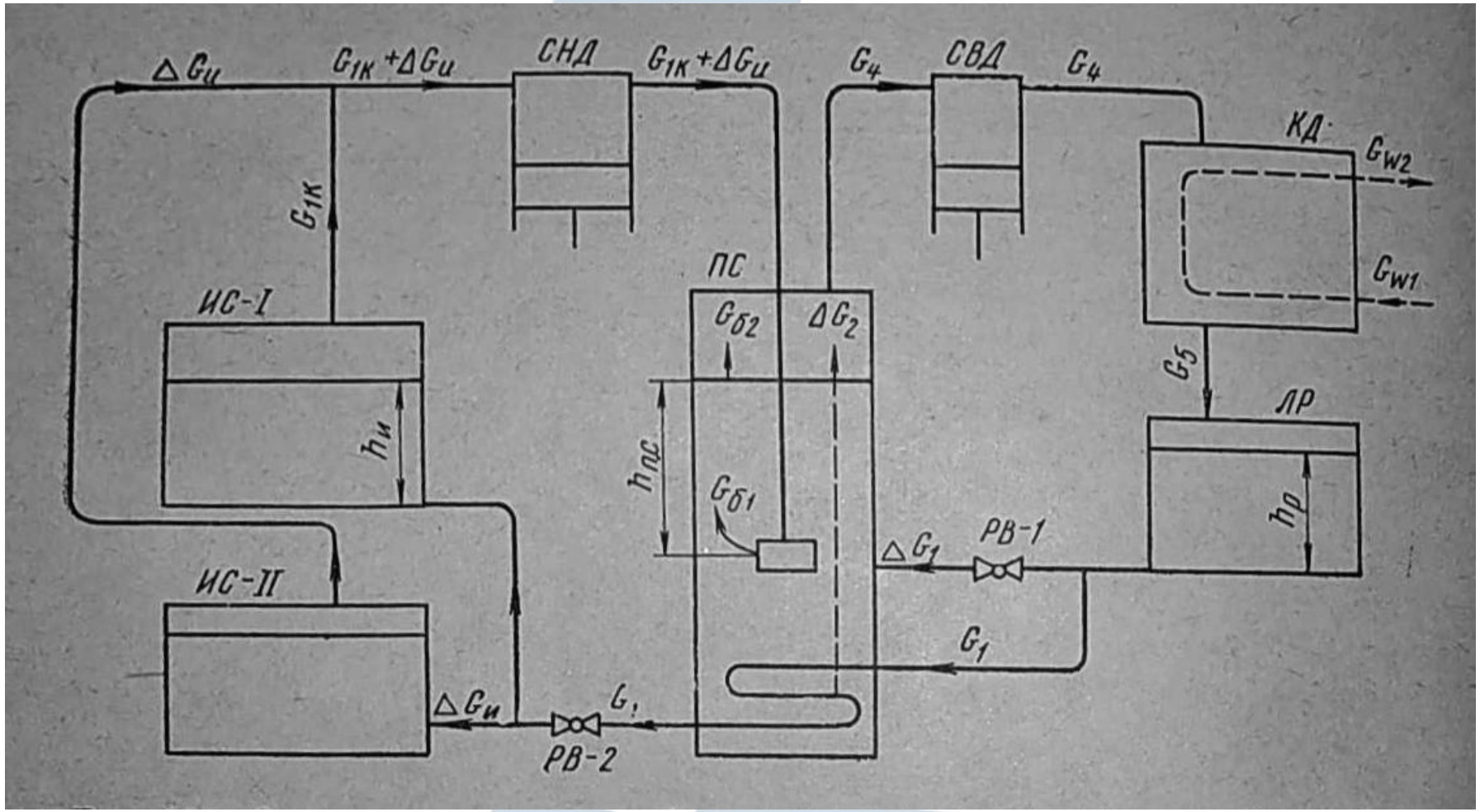

Рис. 52. Схема изменения расходов хладагента в двухступенчатой холодильной установке

БГАРФ

Степень нестационарности работы характеризуется изменением во времени температур, давления, расходов хладагента во всех аппаратах, а также уровней жидкого хладагента в ресивере h_p, в промежуточном сосуде $h_{\text{п.с}}$ и в первой испарительной системе $h_{\text{и}}$ (предполагается, что уровень хладагента во второй испарительной системе изменяется мало) .

Для определения холодопроизводительности на нестационарных режимах рассмотрим уравнения энергетического и материального балансов для теплообменных аппаратов в следующей форме:

$$G_{\text{вх}} i_{\text{вх}} - G_{\text{вых}} i_{\text{вых}} = Q_{\text{отв}} + \frac{dE}{d\tau}; \tag{1.79}$$

$$G_{\text{вых}} i_{\text{вых}} - G_{\text{вх}} i_{\text{вх}} = Q_{\text{подв}} + \frac{dE}{d\tau}; \tag{1.80}$$

$$G_{\text{вх}} - G_{\text{вых}} = \frac{dm}{d\tau}, \tag{1.81}$$

где $G_{\text{вх}}, G_{\text{вых}}, i_{\text{вх}}, i_{\text{вых}}$ – соответственно массовые расходы и энтальпии на входе в аппарат и на выходе из него;

$Q_{\text{отв}}, Q_{\text{нодв}}$ – тепло, отведенное в аппарате или подведенное к нему;

Е – энтальпия всей массы хладагента, находящейся в аппарате;

τ – время.

Величина Е определяется соотношением

$$E = m_{\text{ж}} i_{\text{ж}} + m_{\text{п}} i_{\text{п}} = (m_{\text{ж}} + m_{\text{п}}) i_{\text{ср}} = m i_{\text{ср}}, \tag{1.82}$$

где $m_{\text{ж}}, i_{\text{ж}}, m_{\text{п}}, i_{\text{п}}$ – соответственно массы и энтальпии жидкого и парообразного хладагента, находящихся в данный момент времени в аппарате.

Используя выражения после преобразований можно получить зависимости, определяющие $Q_{\text{отв}}$ и $Q_{\text{подв}}$:

$$Q_{\text{отв}} = \left(G_{\text{вх}} + \frac{dm}{d\tau}\right)(i_{\text{вх}} - i_{\text{вых}}) + \frac{dm}{d\tau}\left(i_{\text{вх}} - i_{\text{ср}}\right) - \frac{di_{\text{ср}}}{d\tau} m; \tag{1.83}$$

$$Q_{\text{подв}} = \left(G_{\text{вх}} + \frac{dm}{d\tau}\right)(i_{\text{вых}} - i_{\text{вх}}) + \frac{dm}{d\tau}\left(i_{\text{вх}} - i_{\text{ср}}\right) - \frac{di_{\text{ср}}}{d\tau} m. \tag{1.84}$$

Используя выведенные соотношения и схему распределения часовых расходов хладагента (см. рис. 47), рассмотрим изменение параметров хладагента в каждом из аппаратов и установим зависимость холодопроизводительности от величин, характеризующих нестационарный процесс работы холодильной установки.

1. Конденсатор. Исходя из теплового и материального балансов, запишем

$$G_4 i_{4'} - G_5 i_5 = Q_{\text{к}} + \frac{dE_{\text{к}}}{d\tau};\ G_4 - G_5 = \frac{dm_k}{d\tau}, \tag{1.85}$$

где $G_4, i_{4'}, G_5, i_5$ – соответственно расходы и энтальпии хладагента, соответствующие точкам цикла $4'$ и 5;

$Q_{\text{к}}$ – тепло, отведенное в конденсаторе;

$E_к = m_{ж.к} i_{ж.к} + m_{п.к} i_{п.к}$ – энтальпия всей массы хладагента, находящейся в конденсаторе.

Массу жидкого и парообразного хладагента в конденсаторе $m_{ж.к}$ *и* $m_{п.к}$ определяем по толщине пленки и плотности конденсата по формуле Нуссельта.

Количество тепла $Q_к$, отведенного от конденсатора, вычисляем по балансу тепла охлаждающей воды:

$$G_{W2} i_{W2} - G_{W1} i_{W1} = Q_к + \frac{dE_W}{d\tau}, \qquad (1.86)$$

где $G_{W2}, i_{W2}, G_{W1}, i_{W1}$ – соответственно расходы и энтальпии воды на входе в конденсатор и на выходе из него;

E_W – энтальпия всей массы воды m_w, находящейся в конденсаторе.

$$E_W = m_W i_{Wср} = m_W \frac{i_{W1} + i_{W2}}{2}. \qquad (1.87)$$

Полагая, что через конденсатор прокачивается постоянное во времени количество воды $\left(\frac{dm_W}{d_\tau} = 0; G_{W1} = G_{W2}\right)$ и используя соотношение, запишем

$$Q_k = G_W (i_{W2} - i_{W1}) - \frac{di_{Wср}}{d_\tau} m_W. \qquad (1.88)$$

Используя формулы, получим выражение для расхода хладагента на выходе из конденсатора G_5:

$$G_5 = \frac{1}{i_{4'} - i_5}\left[G_W (i_{W2} - i_{W1}) - \frac{di_{Wср}}{d_\tau} m_W + \frac{dE_k}{d_\tau} - \frac{dm_k}{d_\tau} i_{4'}\right]. \qquad (1.89)$$

2. Промежуточный сосуд. Для змеевика промежуточного сосуда можно записать

$$Q_{зм} = G_1'(i_5 - i_6) + \frac{dm_{зм}}{d\tau} i_5 - \frac{dE_{зм}}{d\tau}; \ \frac{dm_{зм}}{d\tau} = G_1 - G_1', \qquad (1.90)$$

где $Q_{зм}$ – тепло, отведенное в змеевике;

G_1, G_1' – расходы жидкого хладагента на входе в змеевик и на выходе из него;

$E_{зм}$ – энтальпия массы хладагента $m_{зм}$, содержащиеся в змеевике.

$$E_{зм} = m_{зм} i_{ср.зм} = m_{зм} \frac{i_5 + i_6}{2}. \qquad (1.91)$$

Аналогично можно записать для пара, барботирующего через слой жидкого хладагента в промежуточном сосуде

$$Q_б = G_{б1} i_{3''} - G_{б2} i_{3'} - \frac{dE_б}{d\tau} = G_{б2}(i_{3''} - i_{3'}) + \frac{dm_б}{d\tau} i_{3''} - \frac{dE_б}{d\tau}, \qquad (1.92)$$

$$\frac{dm_б}{d\tau} = G_{б1} - G_{б2}, \qquad (1.93)$$

где $Q_б$ – тепло, отведённое от пара, барботирующего через жидкий хладагент в промежуточном сосуде;

$G_{б1}, G_{б2}$ – расходы барботирующего пара на входе в промежуточный сосуд и на выходе из него;

$E_б$ – энтальпия массы барботирующего пара.

$$E_б = m_б i_{ср.б} = m_б \frac{i_{3''} - i_{3'}}{2}. \quad (1.94)$$

Массу барботирующего пара определяем на основании соотношений, выведенных в разделе по расчету характеристик промежуточного сосуда. Для бустерного пара (образовавшегося при вскипании части насыщенной жидкости под действием подводимого тепла):

$$Q_\Delta = \Delta G_2 (i_{3'} - i_5) + \frac{dm_\Delta}{d\tau} i_{3''} - \frac{dE_\Delta}{d\tau}; \ \frac{dm_\Delta}{d\tau} = \Delta G_1 - \Delta G_2, \quad (1.95)$$

где Q_Δ – тепло парообразования, затраченное на образование бустерного пара;

$\Delta G_1, \Delta G_2$ – расходы дросселируемого в промежуточных сосудах жидкого хладагента и бустерного пара на выходе из промежуточного сосуда;

m_Δ – количество бустерного пара, содержащегося в промежуточном сосуде.

Величину m_Δ достаточно точно можно определить по зависимостям для стационарного режима

$$\frac{m\Delta}{m_б} = \frac{\Delta G_{ср}}{G_1} = \frac{[(i_5 - i_6) + (i_{3''} - i_{3'})]}{(i_{3'} - i_5)}. \quad (1.96)$$

Имея в виду, что $Q_\Delta = Q_{эм} + Q_б$, можно определить ΔG_2:

$$\Delta G_2 = \frac{1}{(i_{3'} - i_5)} \left[\begin{array}{l} G_1'(i_5 - i_6) + G_{б2}(i_{3''} - i_{3'}) + \frac{dm_{зм}}{d\tau} i_5 + \\ + \frac{dm_б}{d\tau} i_{3''} - \frac{dm_\Delta}{d\tau} i_{3'} - \frac{dE_{зм}}{d\tau} - \frac{dE_б}{d\tau} - \frac{dE_\Delta}{d\tau} \end{array} \right]. \quad (1.97)$$

Как видно из схемы изменения расходов хладагента (см. рис. 47), величина $G_{1'}$ является расходом, поступающим в испарительные системы. Этот же расход может быть найден как разность между расходами G_5 и ΔG_1 с учетом величины $\frac{dm_{зм}}{d_\tau}$. Обозначая через G_{1k} расход пара, выходящего из первой испарительной системы ИС-Т, а через $G_и = G_{1'} - \Delta G_и$ – расход жидкого хладагента, поступающего в ИС-J, и используя соотношения для расходов хладагента в конденсаторе и ПС, получаем изменение во времени массы хладагента в ИС-1:

$$\frac{dm_и}{d\tau} = G_и - G_{1к} = -\left(\frac{dm_б}{d\tau} + \frac{dm_\Delta}{d\tau} + \frac{dm_к}{d\tau} + \frac{dm_{зм}}{d\tau}\right). \quad (1.98)$$

Преобразованием полученных выражений для расходов хладагента получаем выражение для расхода тара, поступающего в компрессор с.н.д. из двух испарительных систем:

$$\Delta G_{и} + G_{1к} = \frac{(i_{3'}-i_5)}{(i_{3''}-i_6)}\left\{\frac{1}{(i_{4'}-i_5)} \times \begin{bmatrix} G_W(i_{W2} - i_{W1}) - \frac{dE_W}{d\tau} + \\ + \left(\frac{dE_k}{d\tau} - \frac{dm_k}{d\tau} i_{4'}\right) \end{bmatrix} - \frac{(i_{3''}-i_{3'})}{(i_{3'}-i_5)} \times \right.$$

$$\times \frac{dm_{и}}{d\tau} + \frac{(i_{3''}-i_{3'})}{(i_{3'}-i_5)} \times \frac{dm_{б}}{d\tau} - \frac{1}{(i_{3'}-i_5)}\left[\left(\frac{dm_{зм}}{d\tau} i_5 - \frac{dE_{зм}}{d\tau}\right) + \left(\frac{dm_{б}}{d\tau} i_{3''} - \frac{dE_{б}}{d\tau}\right) - \right.$$

$$\left.\left. - \left(\frac{dm_{\Delta}}{d\tau} i_{5'} - \frac{dE_{\Delta}}{d\tau}\right)\right] + \frac{dm_{б}}{d\tau} + \frac{dm_{к}}{d\tau}\right\}. \qquad (1.99)$$

Холодопроизводительность двух испарительных систем на нестационарном режиме $Q_{он}$ определяется равенством:

$$Q_{он} = (\Delta G_{и} + G_{1к})(i_{1'} - i_6) - \frac{dm_{и}}{d\tau} i_6 + \frac{dE_{и}}{d\tau}, \qquad (1.100)$$

где $m_{и}$ – масса хладагента, содержащегося в ИС-1;

$dE_{и}$ – энтальпия массы $m_{и}$, которую находят по формуле.

Холодопроизводительность двух испарительных систем на стационарном режиме $Q_{ос}$ определяется следующим равенством:

$$Q_{ос} = \frac{(i_{3'}-i_5)(i_{W2}-i_{W1})}{(i_{3''}-i_6)(i_{4'}-i_4)} G_W(i_{1'} - i_6) = (\Delta G_{и} + G_{1к})(i_{1'} - i_6). \qquad (1.101)$$

Сопоставляя выражения, можно заметить, что при определенных условиях значения холодопроизводительности на стационарном и нестационарном режимах будут равны. Этим условием является критерий квазистационарности, определяемый выражением

$$\frac{dE_{и}}{d_{\tau}} - \frac{dm_{и}}{d_{\tau}} i_6 = 0. \qquad (1.102)$$

Соблюдение критерия квазистационарности для нестационарного режима означает, что в этом случае может быть применена квазистационарная модель явлений, основанная на использовании уравнений стационарного режима при подстановке в них мгновенных значений параметров нестационарного режима.

Использование критерия квазистационарности имеет очень большое значение для анализа рабочих процессов и для экспериментальных исследований судовой холодильной установки, позволяя из всей гаммы возможных нестационарных режимов выделить квазистационарные, для которых применима статическая математическая модель, и переходные, резко выраженные нестационарные режимы, для которых необходимо применение динамической математической модели.

Как показали результаты экспериментальных исследований, для большей части нерасчетных режимов судовой холодильной установки даже в условиях резко меняющейся тепловой нагрузки на испарительные системы в пределах точности эксперимента реализуется критерий квазиста-

ционарности и без существенных погрешностей может быть применена квазистационарная модель явлений, а для анализа рабочих процессов судовой холодильной установки могут быть применены статические характеристики узлов.

Режимы работы, для которых не реализуется критерий квазистационарности, называются переходными нестационарными режимами, характерными при наличии резких возмущений в системах холодильной установки (изменение расходов рабочих тел, температур, давлений, тепловых нагрузок). Переходные режимы работы представляют собой промежуточные нестационарные режимы перехода от одного стационарного или квазистационарного к другому соответствующему режиму, и расчет переходных режимов, производимый на основе динамической математической модели, является основой расчета систем регулирования холодильных установок. Решение систем дифференциальных уравнений высоких порядков представляет значительные математические трудности даже при использовании ЭВМ. В связи с этим применяются различные методы упрощения решения уравнений динамической модели, среди которых наиболее распространенным является метод линеаризации дифференциальных уравнений.

Комбинированное использование статической модели для определения поля стационарных или квазистационарных режимов и линеаризованной динамической модели позволяет получить доступный для инженерных расчетов метод расчета динамических характеристик узлов, дающий результаты с достаточно высокой точностью. Применение этих методов для целей расчета систем автоматического регулирования рассматривается в специальных курсах по автоматизации, а весь дальнейший анализ работы судовой холодильной установки без ущерба для общности выводов может быть основан на рассмотрении нерасчетных (переменных) квазистационарных режимов на основании статической математической модели судовой холодильной установки.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Наименование материала и норматив	**Плотность сухого материала, ρ , кг/м³**	**Коэффициент теплопроводности λ, Вт/(м·К)**
Алюминиевая фольга, ГОСТ 618-2014	6-9	0,0581
Асбокапроновая изоляция, К-1173	180-200	0,0755
Асбест (волокно, картон, шнур и т. д.)	550-1 300	0,12-0,16
Армафлекс, пластины	113	0,030
Бетон сплошной	2 200-2 400	1,75
Бетон пористый	1 700-2 100	1,4
Железобетон	2 400	1,55
Битум	1 000-1 100	0,23
Войлок технический, ГОСТ 6418-81	170	0,0523
Вата стеклянная, ГОСТ 4640-2011	35-70	0,036-0,038
Вермикулит (пластины спрессованные)	200-500	0,10-0,19
Газостекло или пеностекло	300-500	0,14-0,174
Минеральная вата в плитах на синтетической связи, ГОСТ 9573-2012	40-130	0,040-0,060
Пенопласты		
Пенопласт поливинилхлоридный	28-90	0,032-0,043
Пенопласт фенолформальдегидный	30-80	0,037-0,042
Полистирол размельченный	9-35	0,036-0,044
Полистирол экструдированный	28-53	0,029-0,035
Пробка уплотненная	500	0,10
Пробка крошка	100-150	0,043
Стекло ячеистое	120-180	0,041-0,063

Приложение 2

Правила классификации и постройки морских судов. Часть XII. Холодильные установки

Правила классификации и постройки морских судов Российского морского регистра судоходства утверждены в соответствии с действующим положением и вступают в силу 1 января 2018 года.

Настоящее издание Правил составлено на основе издания 2017 года с учетом изменений и дополнений, подготовленных непосредственно к моменту переиздания.

В Правилах учтены унифицированные требования, интерпретации и рекомендации Международной ассоциации классификационных обществ (МАКО) и соответствующие резолюции Международной морской организации (ИМО).

Правила состоят из следующих частей:

часть I «Классификация»;

часть II «Корпус»;

часть III «Устройства, оборудование и снабжение»;

часть IV «Остойчивость»,

часть V «Деление на отсеки»;

часть VI «Противопожарная защита»;

часть VII «Механические установки»;

часть VIII «Системы и трубопроводы»;

часть IX «Механизмы»;

часть X «Котлы, теплообменные аппараты и сосуды под давлением»;

часть XI «Электрическое оборудование»;

часть XII «Холодильные установки»;

часть XIII «Материалы»;

часть XIV «Сварка»;

часть XV «Автоматизация»;

часть XVI «Конструкция и прочность корпусов судов и шлюпок из стеклопластика»;

часть XVII «Дополнительные знаки символа класса и словесные характеристики, определяющие конструктивные или эксплуатационные особенности судна»;

часть XVIII «Общие правила по конструкции и прочности навалочных и нефтеналивных судов» (Part XVIII "Common Structural Rules for Bulk Carriers and Oil Tankers"). Текст части XVIII соответствует одноименным Общим правилам МАКО;

часть XIX «Дополнительные требования к контейнеровозам и судам, перевозящим грузы преимущественно в контейнерах» (Part XIX "Additional Requirements for Structures o f Container Ships and Ships, Dedicated Primarily to

Carry their Load in Containers"). Текст части XIX соответствует УГГ МАКО S11A «Требования к продольной Прочности контейнеровозов» (июнь 2015) и S34 «Функциональные требования к вариантам нагрузки при проверке прочности контейнеровозов методом конечных элементов» (май 2015).

Части I-XVII издаются в электронном виде и твердой копии на русском и английском языках. В случае расхождений между текстами на русском и английском языках текст на русском языке имеет преимущественную силу.

Части XVIII-XIX издаются только на английском языке в электронном виде.

Настоящее издание Правил, по сравнению с изданием 2017 года, содержит следующие изменения и дополнения.

Правила классификации и постройки морских судов. Часть XII Холодильные установки.

1. Уточнены требования пунктов 2.2.1, 2.2.3, 2.2.5, 2.3.2, 2.3.6, 3,1.1, 3.1.6, 3.5.1, 5.1.2, 6.1.1 с целью исключения нечеткой формулировки «специальное рассмотрение Регистром».

2. Пункт 2.4.1.4 удален с целью исключения нечеткой формулировки «специальное рассмотрение Регистром».

3. Внесены изменения редакционного характера.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Область распространения

1.1.1. Требования настоящей части Правил распространяются на стационарные судовые холодильные установки и их оборудование в соответствии с 4.1 части I «Классификация».

1.1.2. Классифицируемые холодильные установки должны отвечать всем требованиям, изложенным в части Правил.

1.2. Определения и пояснения

1.2.1. Определения и пояснения, относящиеся к общей терминологии Правил, указаны в части I «Классификация».

В настоящей части Правил приняты следующие определения.

Отделение холодильных машин – машинное помещение, в котором расположены механизмы и оборудование холодильных установок, пред назначенное для производства искусственного холода.

Охлаждаемые помещения – грузовые помещения, оборудованные устройствами для поддержания пониженных температур и предназначенные для перевозки охлажденных и замороженных грузов.

Холодильный агент – рабочее вещество холодильного цикла.

Холодоноситель – вещество для отвода теплоты от охлаждаемых объектов и передачи его холодильному агенту.

Примечание. Примером холодоносителя является рассол.

1.3. Объем освидетельствований и техническая документация

1.3.1. Общие принципы и порядок классификации, освидетельствований, а также требования к технической документации, представляемой на рассмотрение и одобрение Регистру, изложены в Общих положениях о классификационной и иной деятельности, а также в разд. 4 части I «Классификация» и в разд. 12 настоящей части.

Объем технической документации компрессоров и насосов, представляемой на рассмотрение Регистру, приведен в 1.2.3.2 части IX «Механизмы»), а для аппаратов и сосудов - в 1.3.4.1 части X «Котлы, теплообменные аппараты и сосуды под давлением».

1.3.2. Следующие механизмы и аппараты в процессе изготовления подлежат освидетельствованию Регистром:

1) компрессоры холодильного агента;

2) насосы холодильного агента;

3) насосы холодоносителя;

4) насосы охлаждающей воды;

5) теплообменные и другие аппараты, а также сосуды, работающие под давлением холодильного агента, холодоносителя или охлаждающей воды;

6) трубы и арматура, предназначенные для давления 1,0 МПа и более;

7) приборы систем управления, контроля н защиты, а также приборы, измеряющие и регистрирующие температуру в охлаждаемых помещениях.

1.3.3. Детали механизмов и аппаратов, указанных в 1 .3 .2 , в процессе изготовления подлежат освидетельствованию Регистром в отношении выполнения требований частей ХШ «Материалы» и XIV «Сварка», а также одобренной Регистром технической документации.

Перечень деталей механизмов, указанных в 1.3.2.1-1.3.2.4, помещен в табл. 1.2.4 части IX «Механизмы», а перечень деталей аппаратов, указанных в 1.3.2.5 – в табл. 1.3.3 части X «Котлы, теплообменные аппараты и сосуды под давлением».

1.3.4. В процессе постройки судна следующие работы подлежат освидетельствованию Регистром:

1) изготовление и испытание отдельных элементов холодильной установки в цехе;

2) монтаж механизмов, аппаратов и сосудов;

3) монтаж систем холодильного агента;

4) монтаж систем холодоносителя, воздушного охлаждения и охлаждающей воды;

5) монтаж систем основной и аварийной вентиляции;

6) монтаж изоляции охлаждаемых помещений,

7) монтаж системы управления, контроля, морозильных аппаратов, сосудов и трубопроводов, сигнализации и защиты холодильной установки;

8) испытания холодильной установки.

2. ОБЩИЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ

2.1. Общие положения

2.1.1. Механизмы и другие элементы холодильной установки должны сохранять работоспособность в условиях окружающей среды, приведенных в 2.3 части VII «Механические установки».

2.1.2. Механизмы и оборудование, входящие в состав холодильной установки, должны устанавливаться и закрепляться на судне в соответствии с требованиями 4.4.1, 4.4.4, 4.4.6 - 4.4.8 части VII «Механические установки».

2.2. Холодильные агенты и расчетное давление

2.2.1. Холодильные агенты в соответствии с табл. 2.2.1 подразделяются на две группы:

I – невоспламеняющиеся и малотоксичные холодильные агенты;

II – воспламеняющиеся, взрывоопасные и токсичные холодильные агенты.

Использование других, не указанных в табл. 2.2.1, холодильных агентов допускается после представления в Регистр необходимых сведений об их коррозийной активности, токсичности, воспламеняемости и взрывоопасности, необходимых данных об их физических свойствах и химическом составе, экологических характеристик (значение потенциала истощения озонового слоя (ODP) и потенциала глобального потепления (HGWF или GWP)).

Таблица 2.2.1

Группа холодильного агента	Символ	Название	Химическая формула	Расчетное давление p, МПа
I	R22	Хладон 22	$CHClF_2$	2,0
	R134A	Хладон 134а	CF_3CH_2F	1,2
	R744	Двуокись углерода	CO_2	см. 2.2.3
II	R717	Аммиак	NH_3	2,0

2.2.2. При расчетах прочности элементов, работающих под давлением холодильного агента, в качестве расчетного необходимо принимать давление не ниже избыточного давления насыщенных паров холодильного агента при температуре +50 °С (см. табл. 2.2.1).

2.2.3. Для холодильного оборудования, работающего под давлением холодильных агентов с низкими (ниже +50 °С) критическими температурами, расчетное давление определяется по результатам анализа физических свойств хладагента.

2.2.4. Элементы холодильных установок, работающие под давлением, должны подвергаться проверочному расчету на пробное давление гидравлических испытаний (см. 12.1.2). При этом напряжения не должны превышать 0,9 предела текучести материала.

2.2.5. Допускается применение углеводородов (изобутана R600a или других) в качестве холодильного агента в устанавливаемых на судах бытовых холодильниках и морозильниках в случае, если общее количество холодильного агента в установленных в одном помещении холодильниках и/или морозильниках не превышает 150 г.

2.3. Мощность и состав оборудования

2.3.1. Холодильная установка должна обеспечивать постоянное поддержание в охлаждаемых помещениях температуры, требуемой по роду перевозимого груза и условиям района плавания, и температурных режимов холодильной обработки.

2.3.2. Холодильная установка должна обеспечивать поддержание требуемых температур в грузовых охлаждаемых помещениях при работе

основного оборудования на все потребители холода при следующих условиях окружающей среды:

температуре морской воды – не ниже 32 °С;

температуре наружного воздуха – не ниже 40 °С.

Для судов, предназначенных для эксплуатации в географически ограниченных районах, по согласованию с Регистром могут быть установлены другие значения температуры.

2.3.3. Мощность основного оборудования холодильной установки должна быть достаточной для поддержания регламентируемых температур в охлаждаемых помещениях при его непрерывной работе в течение 24 ч и обеспечения холодом других потребителей.

Основное оборудование должно включать не менее двух одинаковых конденсаторов, и в случае применения систем промежуточного холодоносителя или каскадных и ступенчатых циклов, двух одинаковых испарителей, межкаскадных теплообменников и промежуточных сосудов.

2.3.4. Мощность холодильной установки, предназначенной также для охлаждения предварительно не охлажденного груза, при непрерывной работе всего оборудования, включая резервное, должна быть достаточной для понижения температуры груза до регламентируемой температуры за время, в течение которого обеспечивается его сохранность.

2.3.5. Резервное оборудование компрессорной холодильной установки должно состоять из одного компрессора с приводным двигателем, одного конденсатора, системы управления и всей арматуры, необходимой для обеспечения независимой работы всех устройств этого оборудования.

Мощность резервного оборудования должна быть такой, чтобы при выходе из строя одного любого основного компрессора или конденсатора обеспечивались холодом все потребители.

2.3.6. Для судов, оборудованных, кроме холодильных установок для охлаждения грузовых помещений, также другими установками (морозильными, охлаждающими, для изготовления льда и т. п.), резервирование может отсутствовать.

2.3.7. Морозильные и охлаждающие устройства должны обеспечивать замораживание (охлаждение) груза в течение времени, требуемого в соответствии с условиями его сохранности, обработки и надлежащей перевозки.

2.3.8. Соединения трубопроводов между аппаратами и механизмами должны быть такими, чтобы холодильные машины могли работать при любом сочетании аппаратов, механизмов и устройств, необходимых для самостоятельной работы.

Аппараты должны снабжаться соединениями для всасывающих и нагнетательных трубопроводов, обеспечивающих перекачку холодильного агента и отсасывание его из аппарата.

2.3.9. При использовании насосной системы циркуляции холодильного агента необходимо предусматривать установку по крайней мере двух циркуляционных насосов холодильного агента, один из которых должен быть резервным.

Если насосная система имеет возможность работать при отключенном насосе, резервный насос может не устанавливаться. В этом случае производительность холодильной установки должна отвечать требованиям 2.3.1, а производительность морозильных аппаратов не должна снижаться более чем на 20 %.

2.3.10. Система холодоносителя группы потребителей холода должна иметь не менее двух насосов холодоносителя, один из которых должен быть резервным.

При наличии двух и более групп потребителей холода с самостоятельными системами холодоносителя (по температурам) в каждой группе должен быть по крайней мере один насос холодоносителя; резервным может быть общий для них насос с соответствующей подачей и напором.

2.3.11. Холодильная установка должна иметь не менее двух циркуляционных насосав охлаждающей воды, один из которых должен быть резервным. В качестве резервного может быть использован любой судовой насос забортной воды с соответствующей подачей и напором.

2.3.12. Охлаждающая вода должна подводиться не менее чем от двух кингстонов. При использовании кингстонов общесудового назначения должен быть обеспечен достаточный подвод воды от каждого кингстона при нормальных условиях эксплуатации судна.

2.4. Материалы

2.4.1. Качество и основные характеристики материалов, применяемых для изготовления деталей, узлов и крепежа холодильного оборудования, работающих в условиях динамических нагрузок, избыточного давления, переменных и низких температур, должны отвечать требованиям части XIII «Материалы».

Выбор материала должен производиться в зависимости от рабочей температуры и физикохимических свойств холодильного агента:

1) материалы частей оборудования, работающих с холодильными агентами, смазочными маслами и их сочетаниями, а также охлаждающими и охлаждаемыми средами, должны быть инертны и устойчивы по отношению к ним;

2) материалы частей оборудования, работающих в условиях низких температур, не должны иметь структурных необратимых изменений и должны сохранять достаточную прочность при низких рабочих температурах;

3) материалы для деталей и узлов холодильного оборудования, работающих при низких температурах, должны выбираться с учетом 1.2 части II «Корпус» и 3.5 часта XIII «Материалы».

2.4.2. Детали механизмов и аппаратов, которые соприкасаются со средами, способствующими возникновению коррозии, должны быть изготовлены из материалов с достаточной коррозионной стойкостью по отношению к этим средам или должны иметь антикоррозионные покрытия.

Узлы и конструкции механизмов и аппаратов, которые изготовлены из материалов с различным электролитическим потенциалом и могут соприкасаться с морской водой, должны быть защищены от контактной коррозии.

2.4.3. Стальные трубопроводы холодильного агента, холодоносителя и соединительные части этих трубопроводов, изготовленные не из нержавеющей стали, должны быть оцинкованы снаружи или должны иметь равноценную антикоррозионную защиту. Поверхности, соприкасающиеся с холодильным агентом или холодоносителем, не должны быть оцинкованными. При изготовлении трубопроводов должны быть учтены требования 2.4.1 и 2.4.2.

2.5. Электрическое оборудование

2.5.1. Электрическое оборудование холодильных установок, автоматических устройств и освещение отделений холодильных машин, помещений для хранения запасов холодильного агента и охлаждаемых помещений должны отвечать требованиям разд. 20, а также другим применимым требованиям части XI «Электрическое оборудование».

2,5.2. Электроприводы компрессоров, насосов и вентиляторов должны отвечать требованиям разд. 5 и 10 части XI «Электрическое оборудование».

3. ПОМЕЩЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК И ОХЛАЖДАЕМЫЕ ГРУЗОВЫЕ ПОМЕЩЕНИЯ

3.1. Отделение холодильных машин

3.1.1. Отделение холодильных машин должно отвечать требованиям 4.5.1, 4.5.3 и 4.5.4 части VII «Механические установки», а также требованиям настоящей главы.

Холодильные машины, работающие на холодильных агентах группы II, должны устанавливаться в отдельных газонепроницаемых помещениях.

Для рыболовных судов длиной 55 м и менее или других установок с количеством холодильного агента в системе менее 25 кг, допускается размещение холодильной машины, работающей на холодильном агенте группы II в общем машинном отделении при соблюдении следующих условий:

– зона установки холодильных машин должна обслуживаться зонтом вытяжной вентиляции, исключающей попадание аммиака в машинное отделение в случае протечки. Кратность вентиляции должна быть не менее указанной в 3.1.6 и 3.1.7.1;

– зона должна быть оборудована водяной завесой;

– зона должна быть оборудована стационарно установленными датчиками обнаружения аммиака и сигнализацией внутри и снаружи машинного отделения;

– должно быть обеспечено наличие двух дыхательных аппаратов и комплектов защитной одежды.

В других случаях размещение холодильной машины, работающей на холодильном агенте группы II в общем машинном отделении судна, допускается после проведения формализованной оценки безопасности судовых аммиачных холодильных установок по методике, приведенной в Сборнике нормативно-методических материалов Регистра, книга четырнадцатая.

Осушение отделения холодильных машин с холодильным агентом группы II должно быть выполнено согласно требованиям 7.4.10 части VIII «Системы и трубопроводы».

3.1.2. Размещение механизмов, аппаратов и трубопроводов в отделении холодильных машин должно обеспечивать удобное их обслуживание, а также возможность замены частей без снятия механизмов и аппаратов с фундаментов. При этом механизмы, аппараты и другое оборудование должны устанавливаться на расстоянии не менее 100 мм от переборок и стенок других устройств.

3.1.3. Отделение холодильных машин должно иметь два выхода, расположенных как можно дальше друг от друга, с дверями, открывающимися наружу. Если отделение холодильных машин расположено выше или ниже открытой палубы, каждый выходной путь должен быть снабжен стальными трапами, как можно более отдаленными друг от друга и ведущими к дверям помещений, из которых предусмотрены выходы на открытую палубу.

Могут не иметь второго выхода:

1) отделения холодильных машин при расстоянии от наиболее удаленного места возможного пребывания людей до выхода 6 м и менее;

2) отделения автоматизированных холодильных машин с безвахтенным обслуживанием, работающих на холодильных агентах группы I.

3.1.4. Выходы из отделения холодильных машин, работающих на холодильных агентах группы II, не должны вести в жилые и служебные помещения или в помещения, сообщающиеся с ними. Один из выходов должен вести на открытую палубу.

Выходы, имеющие коридоры или шахты, должны быть оборудованы приточной и вытяжной вентиляцией; приточная вентиляция должна быть

искусственной. Устройство для включения этой вентиляции должно находиться снаружи и внутри отделения холодильных машин в непосредственной близости от выходной двери.

3.1.5. Выходы из отделения холодильных машин, работающих на холодильных агентах группы II, должны иметь устройства для создания водяных завес. Устройство для включения водяных завес должно находиться снаружи в непосредственной близости от выходной двери.

В отделении холодильных машин необходимо иметь пожарный кран с рукавом.

3.1.6. Отделение холодильных машин и другие помещения, в которых размещены холодильные машины, должны иметь автономную вентиляцию, обеспечивающую 10-кратный обмен воздуха в час.

3.1.7. Кроме основной вентиляции, требуемой в 3.1.6, каждое отделение холодильных машин должно быть оборудовано аварийной вентиляцией, обеспечивающей:

1) 30-кратный обмен воздуха в час для отделений холодильных машин, работающих на холодильных агентах группы II;

2) 20-кратный обмен воздуха в час для отделений холодильных машин, работающих на холодильных агентах группы I.

В зависимости от плотности холодильного агента система вентиляции должна обеспечивать отсос воздуха из самых верхних или нижних частей помещения.

При расчете системы аварийной вентиляции допускается учитывать подачу вентиляторов основной вентиляции при условии, что при обесточивании распределительного щита холодильных машин основная вентиляция будет действовать совместно с аварийной.

3.1.8. У выходов из отделения холодильных машин должно быть предусмотрено не менее двух дыхательных аппаратов, соответствующих виду примененного холодильного агента, доступ к которым не будет перекрыт в случае утечки холодильного агента.

У выходов из отделения холодильных машин, работающих на холодильных агентах группы II, должно быть предусмотрено не менее двух газонепроницаемых защитных костюмов.

3.2. Помещения для хранения запасов холодильного агента

3.2.1. Помещения для хранения запасов холодильного агента должны быть отделены от других помещений.

Помещения для хранения холодильного агента должны быть газонепроницаемыми.

Для хранения небольших запасов холодильного агента группы I по согласованию с Регистром допускается отступление от изложенных выше требований.

Баллоны запаса холодильного агента должны отвечать требованиям 6.4.5 части X «Котлы, теплообменные аппараты и сосуды под давлением».

3.2.2. Баллоны холодильного агента должны быть закреплены таким образом, чтобы они не могли сдвигаться в условиях штормовой погоды.

Между обшивкой помещения кладовой и баллонами, а также между отдельными баллонами должны быть проложены неметаллические прокладки.

3.2.3. Помещения для хранения запасов холодильною агента должны быть снабжены автономной вентиляцией.

3.2.4. В помещении запаса холодильного агента не допускается хранение баллонов с другими сжатыми газами. Для оборудования этого помещения не следует применять горючие материалы.

3.2.5. Хранение запасов холодильного агента в стационарных сосудах (ресиверах) допускается при условии, что сосуды и помещения, в которых они расположены, отвечают требованиям 3.1.5, 3.1.7, 5.1.1, 5.1.2, 5.1.4, 6.2.5 и 6.2.6. Допускается размещение ресиверов запаса холодильного агента в отделении холодильных машин. Должна быть предусмотрена возможность отсоса холодильного агента группы II из расходного трубопровода каждого сосуда после окончания заполнения системы или после периодической ее дозарядки.

Расходные трубопроводы от сосудов, предназначенных для хранения запасов холодильного агента, не должны прокладываться через жилые и служебные помещения.

3.3. Охлаждаемые грузовые помещения

3.3.1. Холодильные аппараты, батареи, механизмы, приборы, а также трубопроводы и воздуховоды, расположенные в охлаждаемых помещениях, должны быть надежно закреплены и защищены от повреждения грузом.

3.3.2. При системе воздушного охлаждения воздухоохладители могут располагаться как в отдельных помещениях, так и в охлаждаемых грузовых помещениях. При расположении в охлаждаемых грузовых помещениях воздухоохладители должны быть снабжены сборником конденсата. Для охлаждаемых помещений с минусовыми температурами сборники конденсата рекомендуется выполнять с обогревом.

3.3.3. При системе воздушного охлаждения должен быть обеспечен доступ к воздухоохладителям при полностью загруженном грузовом помещении. В противном случае доступ к воздухоохладителям должен быть предусмотрен из неохлаждаемых соседних помещений.

Проходное отверстие в помещение воздухоохладителей должно иметь размеры, позволяющие проносить через него крыльчатку вентилятора и электродвигатель.

3.3.4. При проходе воздухопроводов воздушного охлаждения через водонепроницаемые переборки на этих переборках необходимо устанавли-

вать клинкета, рассчитанные на то же давление, на которое рассчитана переборка. Управление этими клинкетами должно быть выведено в доступные места выше палубы переборок.

На пассажирских судах и судах специального назначения воздухопроводы воздушного охлаждения могут проходить через более чем одну водонепроницаемую переборку, если средства закрытия таких отверстий оборудованы приводом от источника энергии и могут закрываться из центрального поста управления, расположенного выше палубы переборок.

3.3.5. Для перевозки грузов, требующих смены воздуха в охлаждаемых грузовых помещениях, должна быть предусмотрена система вентиляции, обеспечивающая подачу в помещения чистого наружного воздуха

3.3.6. Каждое впускное и выпускное отверстие должно иметь воздухонепроницаемое закрытие.

3.3.7. Вентиляционные каналы, проходящие через охлаждаемые помещения в другие помещения, должны быть воздухонепроницаемы и тщательно изолированы.

3.3.8. При применении в грузовых помещениях охлаждающих устройств (батарей или воздухоохладителей) под давлением холодильного агента должна быть предусмотрена независимая вентиляция этих помещений, обеспечивающая относительно объема незагруженного помещения:

1) двукратный обмен воздуха в час в случае применения холодильного агента группы I;

2) трехкратный обмен воздуха в час в случае применения холодильного агента группы II .

Указанная вентиляция может быть совмещена с вентиляцией, упомянутой в 3.3.5 и 10.1.8, если таковая предусмотрена.

Для помещений с устройствами охлаждения под давлением холодильного агента группы II должно быть выполнено требование 3.5.4 в отношении оборудования второго выхода.

3.3.9. Охлаждаемые помещения должны быть оборудованы дистанционными термометрическими устройствами.

3.3.10. Осушение охлаждаемых помещений должно отвечать требованиям 7.4.10 и 7.8 части VIII «Системы и трубопроводы».

3.3.11. Прокладка трубопроводов в охлаждаемых помещениях должна отвечать требованиям 5.4 части V III «Системы и трубопроводы».

3.3.12. Каждое охлаждаемое помещение с температурой 0 °С и ниже должно быть оборудовано легко обнаруживаемой сигнальной кнопкой, расположенной в доступном месте. Сигнал «Человек в помещении» от данной КНОПКИ должен быть выведен в место несения постоянной вахты.

3.4. Морозильные и охлаждающие аппараты

3.4.1. Размещение воздухоохладителей и вентиляторов в морозильных аппаратах должно отвечать требованиям 3.3.1.

3.4.2. В отделении холодильных машин должны быть предусмотрены устройства для контроля за работой морозильных и охлаждающих аппаратов.

3.5. Помещения с технологическим оборудованием

3.5.1. Если на судне предусмотрено размещение механизмов, аппаратов и сосудов, работающих под давлением холодильного агента, вне отделений холодильных машин и охлаждаемых помещений, то такое помещение рассматривается как помещение с технологическим оборудованием.

3.5.2. В помещениях с технологическим оборудованием, работающим под давлением холодильного агента группы II, необходимо иметь пожарный кран с рукавом.

3.5.3. Помещения с технологическим оборудованием, работающим под давлением холодильного агента, должны иметь автономную вентиляцию, отвечающую требованиям 3.1.6 и 3.1.7.

3.5.4. В помещениях с технологическим оборудованием, работающим под давлением холодильных агентов группы II, должны быть предусмотрены два выхода, как это указано в 3.1.3 и 3.1.4.

При применении холодильных агентов группы II выходы должны иметь устройства для создания водяных завес. Устройство для включения водяных завес должны находиться снаружи помещения в непосредственной близости от выходной двери.

4. МЕХАНИЗМЫ

4.1. Компрессоры

4.1.1. Компрессоры должны отвечать требованиям настоящей части Правил, а также требованиям 5.1 части IX «Механизмы».

4.1.2. Расчет на прочность деталей компрессоров, работающих в условиях динамических нагрузок и избыточного давления, должен производиться, исходя из расчетного давления в соответствии с 2.2.1.

4.1.3. Компрессоры на сторонах всасывания и нагнетания холодильного агента должны иметь запорные клапаны независимо от наличия клапанов, управляемых автоматически.

4.1.4. Полости для холодильного агента, масла и охлаждающей воды в необходимых местах должны иметь спускные устройства.

4.1.5. На стороне нагнетания промежуточной и конечной ступеней сжатия компрессора между полостью нагнетания и запорным клапаном должен быть установлен предохранительный клапан или другое предохранительное устройство, перепускающее холодильный агент во всасывающую сторону компрессора при чрезмерном повышении давления. Предохранительные устройства должны иметь пропускную способность не менее максимальной объемной (массовой) подачи защищаемой ступени компрессора.

Давление открытия предохранительного клапана не должно превышать 10 % рабочего давления. На перепускной линии не должно быть никаких запорных устройств.

4.1.6. Устройства защиты компрессоров холодильного агента должны отвечать требованиям 7.2.3.

4.2. Насосы

4.2.1. Насосы должны отвечать требованиям 5.2 части IX «Механизмы».

4.3. Вентиляторы

4.3.1. Вентиляторы должны отвечать требованиям 5.3 части IX «Механизмы».

5. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ, СОСУДЫ ПОД ДАВЛЕНИЕМ И ОХЛАЖДАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

5.1. Аппараты и сосуды

5.1.1. Арматура аппаратов и сосудов под давлением в отношении материалов, прочных размеров элементов и оборудования должна отвечать применимым требованиям разд. 6 (кроме 6.3.1, 6.3.3, 6.4.1, 6.4.2.3 и 6.4.2.4) части X «Котлы, теплообменные аппараты и сосуды под давлением», а также требованиям настоящей части.

5.1.2. Кожухотрубные аппараты и сосуды с объемом полости холодильного агента 50 дм^3 и более должны снабжаться предохранительными устройствами с расчетной пропускной способностью, исключающей возможность возникновения давления, превышающего расчетное давление более чем на 10 % при полном открытии предохранительного клапана. Пропускная способность предохранительного клапана G, кг/с, должна быть не менее определяемой по формуле

$$G = qS/r, \qquad (5.1.2)$$

где q – интенсивность теплового потока из помещения во время пожара, кВт/м2 (во всех случаях принимается равной 10 кВт/м5);

S – площадь наружной поверхности сосуда (аппарата), м^2;

r – удельная теплота парообразования холодильного агента при давлении открытия предохранительного клапана , кДж/кг.

Предохранительные устройства должны состоять из двух предохранительных клапанов и переключающего устройства такой конструкции, чтобы в любом случае с аппаратом или сосудом были соединены оба предохранительных клапана или один из них. Каждый клапан должен быть рассчитан на полную пропускную способность.

Регистр может потребовать снабжения предохранительными устройствами также аппаратов иного типа, если это будет признано целесообразным.

Установка запорных клапанов между аппаратом или сосудом и предохранительным устройством не допускается.

5.1.3. Аппараты и сосуды под давлением должны иметь устройства для выпуска воздуха, спуска воды, масла и холодоносителя.

5.1.4. Аппараты и сосуды, содержащие жидкие холодильные агенты группы II с объемом полости холодильного агента 50 дм^3 и более, должны иметь устройства для аварийного слива холодильного агента в соответствии с 6.2.6.

5.1.5. Охлаждающие устройства грузовых охлаждаемых помещений, морозильные и охлаждающие аппараты, расположенные вне отделения холодильных машин, работающие под давлением холодильного агента, должны быть оборудованы запорной арматурой, позволяющей дистанционно отключать устройства н аппараты по линиям подачи и возврата холодильного агента с мест, расположенных вне помещений, где установлены эти устройства и аппараты.

5.2. Воздухоохладители, охлаждающие батареи

5.2.1. Воздухоохладители, работающие под давлением холодильного агента, должны иметь сварную или паяную конструкцию. Фланцевые соединения между секциями и трубопроводами должны применяться только в необходимых случаях; при этом все фланцевые соединения должны располагаться в легкодоступных местах, обеспечивающих возможность проверки плотности соединений.

5.2.2. Если для охлаждения грузовых помещений применяется только один воздухоохладитель, он должен состоять не менее чем из двух самостоятельных секций, каждая из которых должна быть отключаемой.

5.2.3. Расположение охлаждающих батарей должно обеспечивать равномерное охлаждение помещения. Батареи должны объединяться не менее чем в две самостоятельные секции, каждая из которых должна быть отключаемой.

5.2.4. Охлаждающие устройства грузовых охлаждаемых помещений должны иметь эффективную систему или средство для удаления снеговой шубы.

6. АРМАТУРА

6.1. В системах холодильных установок должна применяться запорная, регулирующая и предохранительная арматура, рассчитанная на давление не менее 1,25 расчетного давления, принятого в соответствии с 2.2.1.

Как правило, должна применяться стальная арматура. При рассмотрении возможности применения арматуры из других материалов необходимо учитывать химическую совместимость материала с применяемым хладагентом.

Применение встроенной запорной арматуры из серого чугуна для входных и выходных полостей холодильных компрессоров, а также арматуры из чугуна с шаровидным графитом может быть допущено для холодильных агентов групп I и II при температурах среды не ниже -40 °С.

6.1.1. Конструкция предохранительных клапанов должна обеспечивать их открытие при давлении, не превышающем более чем на 10 % расчетного давления, принятого в соответствии с 2.2.1.

6.2. Трубопроводы

6.2.1. Трубопроводы систем холодильного агента, холодоносителя и охлаждающей воды, а также воздухопроводы должны отвечать применимым требованиям разд. 2 и 5.4 части VIII «Системы и трубопроводы», а также требованиям настоящей главы. При этом трубопроводы холодильного агента группы I относятся к трубопроводам класса II, а трубопроводы холодильных агентов группы II – к трубопроводам класса I в соответствии с табл. 1.3.2 части VIII «Системы и трубопроводы».

6.2.2. Трубопроводы холодильного агента должны изготовляться из бесшовных труб. Соединения стальных трубопроводов холодильного агента должны, как правило, выполняться сваркой, а медных – сваркой или пайкой твердым припоем. Разъемные соединения допускается применять в местах присоединения трубопроводов к механизмам, аппаратам и сосудам.

6.2.3. На нагнетательных трубопроводах компрессоров и насосов холодильного агента должны устанавливаться невозвратные клапаны. Такие клапаны допускается не устанавливать для компрессоров, работающих на холодильных агентах группы I и не имеющих разгрузочных устройств.

6.2.4. На жидкостных трубопроводах малорастворимых с водой холодильных агентов должны быть предусмотрены осушительные устройства для поглощения влаги. Эти устройства должны устанавливаться совместно с фильтрами или конструктивно объединяться с ними.

6.2.5. Трубопроводы от предохранительных устройств холодильного агента группы II должны выводиться за борт ниже ватерлинии судна при минимальной осадке. На этих трубопроводах должны быть невозвратные клапаны, устанавливаемые непосредственно у борта судна. После каждого предохранительного устройства (за исключением указанных в 4.1.5) должны быть указатели утечки холодильного агента. Выпуск холодильного агента группы I допускается производить в атмосферу в безопасном для людей месте.

6.2.6. Трубы аварийного слива холодильного агента группы II из аппаратов и сосудов должны выводиться в коллектор аварийного слива (см. 5.1.4), расположенный вне отделения холодильных машин, но вблизи от входа в него. На каждой сливной трубе у коллектора должны быть установлены запорные клапаны. Эта клапаны должны быть защищены от доступа посторонних лиц и приспособлены для пломбирования в закрытом состоянии. На трубопроводах аварийного слива холодильного агента между сосудами или аппаратами и запорными клапанами у коллектора аварийного слива не должно быть другой запорной арматуры. Общий трубопровод от коллектора аварийного слива за борт должен быть снабжен невозвратным клапаном, устанавливаемым в соответствии с 4.3.2.10 части VIII «Системы и трубопроводы», и выведен ниже ватерлинии судна при минимальной осадке. Для продувания общего трубопровода должен быть предусмотрен подвод сжатого воздуха или пара.

Внутренний диаметр трубопровода аварийного слива холодильного агента отдельных аппаратов и сосудов должен быть не менее диаметра предохранительного клапана, определенного в 5.1.2. Площадь поперечного сечения общего трубопровода аварийного слива за борт должна быть не менее суммы сечений трех наибольших труб аварийного слива из отдельных аппаратов и сосудов, соединенных с общим трубопроводом.

6.2.7. Для участков трубопроводов, выводимых ниже ватерлинии судна, согласно 6.2.5 и 6.2.6, минимальная толщина стенок труб во всех случаях должна приниматься не менее указанной в графе 3 табл, 2.3.8 части VIII «Системы и трубопроводы».

6.2.8. Трубопроводы холодильного агента группы II не должны прокладываться через жилые и служебные помещении, упомянутые в 1.5.2 и 1.5.3 части VI «Противопожарная защита». Трубопроводы холодильного агента группы I не должны прокладываться через жилые помещения. Их прокладка допускается через служебные помещения и коридоры, граничащие или ведущие в служебные помещения.

7. КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ. УПРАВЛЕНИЕ, ЗАЩИТА, РЕГУЛИРОВАНИЕ И СИГНАЛИЗАЦИЯ

7.1. Контрольно-измерительные приборы

7.1.1. На компрессорах и аппаратах холодильной установки должны устанавливаться приборы для контроля параметров работы холодильной установки. Кроме того, должна быть предусмотрена возможность установки контрольных и измерительных приборов, необходимых для проведения испытаний.

7.1.2. Контрольные и измерительные приборы должны помещаться в легкодоступных и хорошо видимых местах. На приборах должны быть

обозначены допускаемые значения контролируемых параметров. Измерительные приборы должны быть проверены компетентными организациями.

7.2. Управление, защита, регулирование и сигнализации

7.2.1. Устройства защиты, регулирования и сигнализации должны отвечать применимым требованиям части XV «Автоматизация». Требования к управлению, регулированию, защите и сигнализации холодильных установок с безвахтенным обслуживанием изложены в 4.8 части XV «Автоматизация».

7.2.2. Должно быть предусмотрено местное управление и возможность регулирования режимом работы холодильной установки.

7.2.3. Компрессоры холодильного агента должны снабжаться устройствами защиты, отключающими их привод в случае:

1) недопустимого падения давления всасывания;

2) недопустимого повышения давления нагнетания;

3) недопустимого понижения давления смазочного масла;

4) недопустимого повышения температуры нагнетания (для холодильных установок, работающих на холодильных агентах группы II, а также автоматизированных установок с безвахтенным обслуживанием);

5) недопустимого осевого сдвига ротора центробежного компрессора;

6) недопустимого повышения температуры подшипников скольжения центробежного компрессора.

7.2.4. Отделители жидкости, промежуточные сосуды и циркуляционные ресиверы (при насосной системе циркуляции холодильного агента), а также испарители со свободным уровнем жидкости должны снабжаться устройствами регулирования и защиты, обеспечивающими:

1) поддержание постоянного уровня холодильного агента, установленного для правильной работы испарителя, или постоянной температуры перегрева паров;

2) прекращение подачи жидкого агента в испарители и промежуточные сосуды любого типа при остановке компрессора;

3) отключение компрессора при недопустимом повышении уровня холодильного агента.

7.2.5. Установки с кожухотрубными испарителями должны снабжаться устройствами защиты, обеспечивающими:

1) остановку компрессоров при прекращении движения холодоносителя через испаритель или отключение этого испарителя от системы холодильного агента;

2) остановку компрессоров при недопустимом понижении температуры холодоносителя.

7.2.6. Холодильные установки должны оборудоваться устройствами сигнализации, подающими обобщенный сигнал на пост управления холо-

дильной установкой при срабатывании устройств защиты, указанных в 7.2.3 – 7.2.5.

На местном посту управления холодильной установкой должна предусматриваться возможность расшифровки указанных выше сигналов.

7.2.7. Каждое помещение с оборудованием под давлением холодильного агента должно быть оборудовано газоанализаторами и сигнализацией об утечке холодильного агента, срабатывающей в следующих случаях:

1) для холодильных агентов группы I (хладоны):

– при превышении санитарной нормы предельно допустимой концентрации (ПДК) в воздухе рабочей зоны (3 000 мг/м^3);

2) для холодильных агентов группы I (двуокись углерода):

– при превышении санитарной нормы ПДК в воздухе рабочей зоны (9 200 мг/м^3);

3) для холодильных агентов группы II (аммиак):

– при превышении санитарной нормы ПДК в воздухе рабочей зоны (20 мг/м^3); при трехкратном увеличении ПДК в охраняемом помещении (60 мг/м^3). В этом случае должно быть обеспечено автоматическое включение аварийной вентиляции, за исключением грузовых охлаждаемых помещений;

– при достижении концентрации 500 мг/м3. В этом случае доступ в помещение без средств индивидуальной защиты должен быть запрещен.

Предупредительная звуковая и световая индикация сигналов должна быть выведена в охраняемые помещения и перед входом в эти помещения, а также должна дублироваться в месте несения постоянной вахты.

7.2.8. Система регулирования температуры, влажности и состава газовой среды внутри охлаждаемых помещений должна обеспечивать точность поддержания этих параметров в диапазонах, соответствующих условиям перевозки грузов.

7.2.9. В случае применения каскадных холодильных машин с двуокисью углерода в нижней ветви каскада устройство вспомогательного (стояночного) охлаждения нижней ветви каскада должно включаться автоматически при отключении каскадной холодильной машины и поддерживать требуемую температуру в течение всего времени отключения каскадной холодильной машины.

8. ИЗОЛЯЦИЯ

8.1. Изоляция охлаждаемых помещений

8.1.1. Внутри охлаждаемых грузовых помещений все металлические части корпуса судна должны быть тщательно изолированы. Применяемые изоляционные материалы должны быть одобренного Регистром типа, а также должны удовлетворять требованиям уполномоченных должным образом органов санитарного надзора.

8.1.2. Изоляционные материалы охлаждаемых грузовых помещений должны выполняться из биостойких материалов, не выделяющих запаха.

8.1.3. Поверхности переборок и настила двойного дна в районе расположения топливных танков и цистерн должны иметь покрытие из нефтестойкого материала, не выделяющего запаха. Нанесение этого покрытия должно производиться прежде, чем будет выполнена изоляция указанных поверхностей.

8.1.4. Изоляция охлаждаемых грузовых помещений должна быть защищена от проникновения влаги или снабжена надежными средствами осушения ее в период эксплуатации, а также защищена от повреждения грызунами.

8.1.5. Изоляция охлаждаемых грузовых помещений должна иметь обшивку или иное защитное покрытие. В тех местах, где обшивка может быть повреждена грузом, она должна быть надежно защищена.

8.1.6. Изоляция морозильных аппаратов должна отвечать требованиям 8.1.2, 8.1.4, 8.1.5.

8.2. Изоляция трубопроводов

8.2.1. Трубопроводы в местах прохода через переборки или палубы не должны иметь непосредственных контактов с ними во избежание образования тепловых мостиков.

8.2.2. Изоляция трубопроводов должна быть защищена от увлажнения.

8.2.3. Для изоляции трубопроводов должны применяться негорючие изоляционные материалы в соответствии с 1.6.3.1 части VI «Противопожарная защита». Это требование не распространяется на изоляцию трубопроводов, расположенных в пределах охлаждаемых грузовых помещений и охлаждаемых кладовых.

8.2.4. Антиконденсатные материалы и клеи, применяемые в сочетании с изоляцией, и изоляция арматуры трубопроводов могут не отвечать требованиям 8.2.3 при условии, что их количество минимально, а их открытые части имеют характеристики медленного распространения пламени в соответствии с частью VI «Противопожарная защита».

9. ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ, ОХЛАЖДАЮЩИЕ ГРУЗ В ТЕРМОИЗОЛИРОВАННЫХ КОНТЕЙНЕРАХ

9.1. Общие положения и технические требования

9.1.1. На холодильные установки, предназначенные для снабжения охлажденным воздухом термоизолированных контейнеров и стационарно устанавливаемые на борту судна, распространяются применимые требования настоящей части Правил.

9.1.2. Холодильные установки должны обеспечивать охлажденным воздухом в необходимом диапазоне температур термоизолированные контейнеры с находящимся в них грузом.

Степень циркуляции воздуха в контейнерах, устройства для измерения и регулирования температуры, поддержания требуемой влажности, сигнализация о поддержании необходимых параметров должны соответствовать условиям перевозки конкретных видов груза.

Резерв холодопроизводительности установки должен быть не менее 20 % от спецификационной.

9.1.3. Если назначение контейнера таково, что для перевозки груза внутри контейнера требуется регулирование состава газовой среды, то оборудование системы вентиляции, изоляция и средства сигнализации контейнера должны отвечать требованиям части III «Изотермические контейнеры» Правил изготовления контейнеров.

9.1.4. Система регулирования состава газовой среды внутри термоизолированных контейнеров должна обеспечивать поддержание необходимой концентрации кислорода в контейнерах.

9.1.5. Охлажденный воздух, подаваемым в термоизолированные контейнеры, должен обладать достаточной сухостью для избежания образования льда в гибких соединениях.

9.1.6. Термоизолированные контейнеры, перевозимые на борту судна, должны отвечать требованиям части III «Изотермические контейнеры» Правил изготовления контейнеров и Правил технического наблюдения за контейнерами в эксплуатации.

Несоответствие термоизолированных контейнеров этим требованиям не может препятствовать классификации холодильной установки.

10. СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ СОСТАВА ГАЗОВОЙ СРЕДЫ

10.1. Общие положения и технические требования

10.1.1. Для дополнения символа класса холодильной установки знаком СА (см. 4.2.2.4 части I «Классификация») объем охлаждаемых помещений, оборудованных системой регулирования состава газовой среды, должен составлять не менее 50 % объема всех охлаждаемых помещений.

10.1.2. Оборудование, прокладка трубопроводов должны отвечать требованиям 2.1.1, 2.5, 4.1.1, 5.1.1, 6.2.1, 7.2.1.

10.1.3. Каждое охлаждаемое помещение, обслуживаемое системой, должно оборудоваться предохранительным устройством, давление срабатывания и пропускная способность которого должны исключать возможность повышения давления в помещении выше 0,5 кПа и возможность понижения давления ниже 0,2 кПа.

10.1.4. Отвод газа от предохранительного устройства должен осуществляться через вертикальные каналы на высоту не менее 2 м от верхней

палубы и не ближе 4 м от воздухозаборников системы вентиляции жилых помещений.

10.1.5. Должны быть предусмотрены меры, исключающие возможность подачи инертного газа в разгерметизированные охлаждаемые помещения.

10.1.6. Используемый в системе инертный газ должен быть не агрессивен по отношению к перевозимому грузу, материалам изоляции и конструкции охлаждаемых помещений.

10.1.7. Система должна быть оборудована автоматической предупредительной звуковой и световой сигнализацией, срабатывающей не менее чем за 60 с до момента подачи инертного газа. Взаимное блокирование предупредительной сигнализации и впускного клапана должно исключать возможность открытия клапана без подачи сигнала.

10.1.8. Охлаждаемые помещения, обслуживаемые системой, должны оборудоваться независимой вентиляцией, обеспечивающей не менее чем двукратный обмен воздуха в час.

10.1.9. Помещения, смежные с охлаждаемыми помещениями, оборудованными системой, и имеющие доступ в них, должны оборудоваться независимой стационарной системой вентиляции, обеспечивающей по крайней мере шестикратный обмен воздуха в час.

10.1.10. Пульты управления вентиляцией помещений, указанных в 10.1.8 и 10.1.9, должны располагаться вне вентилируемых помещений.

10.1.11. Для вентиляции других, не указанных в 10.1.9 смежных помещений, на судне должно быть предусмотрено не менее двух переносных вентиляторов, каждый из которых должен обеспечивать не менее чем двукратный обмен воздуха в час.

10.1.12. Охлаждаемые помещения, обслуживаемые системой, должны оборудоваться стационарными устройствами, обеспечивающими возможность контроля объемного содержания кислорода в помещениях перед их посещением.

Дополнительно на судне должно быть предусмотрено не менее двух переносных кислородных газоанализаторов.

10.1.13. Приточные и вытяжные каналы системы не должны прокладываться через жилые и служебные помещения.

11. ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ СЖИЖЕННЫХ ГАЗОВ

11.1. Общие положения

11.1.1. Холодильные установки должны обеспечивать поддержание соответствующих температур и давлений для перевозки сжиженного газа наливом.

11.1.2. Холодильные установки должны отвечать требованиям 4.2 части VI «Системы и трубопроводы» Правил классификации и постройки газовозов, а также требованиям настоящей части.

11.1.3. Минимальная температура, которую способна поддерживать холодильная установка в грузовой емкости, должна указываться в Классификационном свидетельстве на холодильную установку.

12. ИСПЫТАНИЯ

12.1. Испытания механизмов и оборудования на заводе-изготовителе

12.1.1. Испытания элементов судовых холодильных установок, перечисленных в настоящей главе, должны проводиться в присутствии инспектора Регистра.

12.1.2. Гидравлические испытания на прочность элементов, работающих под давлением холодильного агента, должны производиться пробным давлением не менее 1,5 расчетного давления, принятого в соответствии с 2.2.1. Элементы, работающие под давлением холодоносителя или воды, должны подвергаться гидравлическим испытаниям давлением, равным 1,5 рабочего давления, но не менее 0,4 МПа, а коробчатые конструкции – давлением, равным 1,5 рабочего давления.

12.1.3. Пневматические испытания на плотность элементов, работающих под давлением холодильного агента, должны производиться пробным давлением не менее расчетного, принятого в соответствии с 2.2.1.

12.1.4. Оборудование, предназначенное для работы при давлении холодильного агента ниже атмосферного, должно быть испытано на герметичность вакуумированием при остаточном давлении не более 0,8 кПа.

12.1.5. Арматура в сборе и приборы автоматики, имеющие запорные органы, должны быть подвергнуты пневматическим испытаниям на плотность закрытия пробным давлением, равным расчетному в соответствии с 2.2.1.

12.1.6. Механизмы и оборудование, указанные в 13.2 , после сборки должны быть испытаны в соответствии с требованиями 1.4 часта IX «Механизмы».

12.2. Испытания холодильной установки на судне

12.2.1. Для проверки выполнения требований настоящей части после окончания монтажа на судне холодильная установка должна быть испытана и проверена в действии по одобренной Регистром программе.

12.2.2. Должны быть проведены пневматические испытания на плотность всей системы холодильного агента пробным давлением, равным расчетному, в соответствии с 2.2.1. Пневматические испытания могут проводится азотом, двуокисью углерода, осушенным воздухом. По окончании

испытаний на плотность системы холодильного агента группы II проверяется работа системы аварийного слива холодильного агента.

12.2.3. После испытаний на плотность системы холодильного агента группы Т должны быть испытаны на герметичность вакуумированием при остаточном давлении не более 1 кПа.

12.2.4. После заполнения системы холодильным агентом должна быть проверена плотность соединений трубопроводов и арматуры.

12.2.5. Все трубопроводы, вместе с арматурой систем хладоносителя и охлаждающей воды, должны быть испытаны на плотность в рабочих условиях.

12.2.6. Проверяются в действии системы основной и аварийной вентиляции, осушения, водяных завес, дистанционного отключения механизмов, устройств безопасности, защитной автоматики, газоанализаторов утечки холодильного агента.

12.2.7. Оборудование холодильной установки проверяется в действии на всех рабочих режимах; при этом должно быть подтверждено выполнение требований 2.3 и 7.2.8, работа устройств регулирующей автоматики, охлаждающих устройств, эффективность удаления снеговой шубы.

12.2.8. Испытания холодильной установки должны быть проведены при полной расчетной тепловой нагрузке и спецификационных температурах кипения и конденсации холодильного агента.

В случае проведения испытаний при низких температурах наружного воздуха, отличающихся от спецификационных, может быть потребована имитация дополнительной тепловой нагрузки,

12.2.9. Результаты расчета очередного коэффициента теплопередачи изоляционной конструкции охлаждаемых помещений должны быть подтверждены испытаниями по определению качества изоляции.

12.3. Испытания установок с регулированием состава газовой среды

12.3.1. Воздухопроводы, идущие на термоизолированные контейнеры, должны быть испытаны на распределение охлаждаемого воздуха путем замера количества воздуха, поступающего к гибкому соединению контейнера при работе вентилятора на полной производительности. Воздушный поток (по количеству воздуха) на каждый термоизолированный контейнер не должен отличаться более чем на + 5 % от расчетного.

12.3.2. После окончания монтажа воздухопроводов охлажденного воздуха на судне перед монтажом изоляции должны быть выполнены испытания на прочность давлением воздуха не менее 1,5 расчетного, а также на плотность рабочим давлением; при этом указанные испытания могут быть совмещены.

13. ЗАПАСНЫЕ ЧАСТИ

13.1. Общие положения

13.1.1. На суше должны быть запасные части для холодильной установки в количестве не менее требуемом настоящим разделом.

13.1.2. Запасные части должны быть закреплены в доступных местах, замаркированы и надежно защищены от коррозии.

13.2. Нормы запасных частей

13.2.1. Компрессоры и насосы должны быть снабжены запасными частями, указанными в разд.10 части VII «Механические установки».

Электроприводы компрессоров, насосов и вентиляторов должны быть снабжены запасными частями в соответствии с разд. 21 части XI «Электрическое оборудование».

БГАРФ

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Добровольский Ф.П. Судовые холодильные установки. – Л.: Судпромгиз, 1962. – 391 с.

2. Добровольский Ф.П. Судовые холодильные установки. – Л.: Судостроение, 1969. – 255 с.

3. Захаров Ю.В., Лехмус А.А., Сирота А.А., Чегринцев Ф.А. Судовые холодильные установки. – Л.: Судостроение, 1986. – 256 с.

4. Елисеев Э.Е. Курсовое проектирование судовых холодильных установок для судов добывающего, обрабатывающего типов и транспортных рефрижераторов: учеб. пособие / Э.Е. Елисеев. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2012. – 117 с.

5. Константинов Л.И., Мельниченко Л.Г. Судовые холодильные установки. – М.: Пищ. про-сть, 1978. – 448 с.

6. Константинов Л.И., Мельниченко Л.Г. Расчеты холодильных машин и установок. – М.: Агропромиздат, 1991. – 527 с.

7. Нестеров Ю.Ф. Теория и расчет судовой тепловой изоляции. – Л.: Судостроение, 1973. – 439 с.

8. Рогачева И.А. Рыбопромысловый флот России. – СПб.: Гидрометеоиздат, 1996. – 364 с.

9. Судовые холодильные установки: метод. указания / сост. Елисеев Э.Е. – Калининград: Изд-во БГАРФ, Ч 1, 2002. – 87 с.

10. Судовые холодильные установки: метод. указания/ сост. Елисеев Э.Е. – Калининград: Изд- во БГАРФ, Ч 2., 2010. – 78 с.

11. Правила классификации и постройки морских судов / Регистр СССР. – Л.: Транспорт, 1985. – 928 с.

12. Сластихин Ю.Н., Ейдеюс А.Е., Елисеев Э.Е. Техническая эксплуатация судовых холодильных установок: учебник для студентов вузов специальности 26.05.06 ЭСЭУ и эксплуатации / под общ. ред. Ю.Н. Сластихина. – М.: МОРКНИГА, 2014. – 517 с.

13. Холодильная технология рыбных продуктов / под ред. Л.И. Константинова. – М.: Легкая промышленность, 1984. – 183 с.

14. Faster cooling of fish claimed for liquid ice // Fish. Farm. Intern – 1996. – Nov. – p. 51

15. Hansen D.C. The use of small ice in fisheries// Infofish Intern. – 1995. – N 5. – p. 59-61, 63-65.

Эдуард Евгеньевич Елисеев

СУДОВЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Учебное пособие
для курсантов (студентов)
по направлению подготовки 16.03.03
«Холодильная, криогенная техника
и системы жизнеобеспечения»
всех форм обучения

Ведущий редактор О.В. Напалкова
Младший редактор Г.В. Деркач

Компьютерное редактирование
В.А. Ляшок

Подписано в печать 17.03.2021 г.
Усл. печ. л. 9,5. Уч.-изд. л. 11,5.

Лицензия № 021350 от 28.06.99.

Печать офсетная.

Формат 60x90/16.

Заказ № 1650. Тираж 40 экз.

Доступ к архиву публикации и условия доступа к нему:
http://lib.bgarf.ru/

БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»

Издательство БГАРФ,
член Издательско-полиграфической ассоциации высших учебных заведений
236029, Калининград, ул. Молодежная, 6.