

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ**

**«СЕВЕРО–КАВКАЗСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ  
ГУМАНИТАРНО–ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ»**

А.Ю. Боташев  
Р.М. Коркмазов  
Р.С. Малсугенов

## **ХОЛОДИЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

Учебно-методическое пособие по выполнению курсового проекта  
для обучающихся направления подготовки 15.03.02  
Технологические машины и оборудование очной и заочной форм обучения

Черкесск  
2018

**УДК 664.6**  
**ББК 36.83**

Рассмотрено на заседании кафедры «Технология и оборудование пищевых производств».

Протокол № 11 от «03» 07 2018 г.

Рекомендовано к изданию редакционно–издательским советом СевКавГГТА.

Протокол №15 от «30» 10 2018 г.

**Рецензент: Ш.М. Казиев** - к.т.н., зав. кафедрой «Эксплуатация и технический сервис машин»

- Б 86 Боташев А.Ю. Холодильное оборудование. Учебно-методическое пособие по выполнению курсового проекта для обучающихся направления подготовки 15.03.02 Технологические машины и оборудование очной и заочной форм обучения /А.Ю. Боташев, Р.М. Коркмазов, Р.С. Малсугенов. – Черкесск: БИЦ СевКавГГТА, 2018. – 109 с.

Учебно–методическое пособие разработано в соответствии с Государственным образовательным стандартом высшего образования для направления подготовки 15.03.02 на основе рабочей программы учебной дисциплины «Холодильное оборудование».

Учебно–методическое пособие содержит краткое изложение основных разделов курсового проекта, их характеристику, порядок и последовательность составления проекта и выполнения основных расчетов, правила оформления пояснительной записки, список основной и дополнительной литературы, рекомендуемой к использованию при выполнении курсового проекта.

© Боташев А.Ю., 2018  
© Коркмазов Р.М., 2018  
© Малсугенов Р.С., 2018  
© СевКавГГТА, 2018

## Содержание

Введение .....	5
Расчетно–пояснительная записка (ПЗ).....	6
1. Выбор расчетного режима холодильника.....	15
2. Определение размеров холодильника.....	17
3. Планировка холодильника .....	18
4. Выбор теплоизоляционных материалов и конструкций .....	20
5. Тепловой расчет охлаждаемых помещений .....	21
5.1. Теплоприток через ограждения охлаждаемых объектов .....	21
5.2. Теплоприток от охлаждаемых продуктов.....	22
5.2.1 Теплоприток от продуктов .....	22
5.2.2. Теплоприток от тары определяется по формуле.....	22
5.2.3Теплоприток от фруктов при «дыхании» .....	23
5.3. Теплоприток от наружного воздуха при вентиляции охлаждаемых помещений .....	23
5.4. Эксплуатационные теплопритоки .....	24
5.4.1.Теплоприток от освещения , (Вт) .....	24
5.4.2.Теплоприток от пребывания людей, (Вт) .....	24
5.4.3.Теплоприток от работающих электродвигателей, (Вт).....	24
5.4.4.Теплоприток при открывании дверей, (Вт) .....	24
6. Определение нагрузки на камерное оборудование и .....	26
компрессор .....	26
7. Выбор способа охлаждения и схемы холодильной установки.....	30
8. Расчет и подбор оборудования .....	32
8.1 Выбор расчетного рабочего режима .....	32
9. Тепловой расчет одноступенчатой холодильной машины и подбор компрессоров .....	34
10. Расчет и подбор теплообменных аппаратов.....	37
10.1 Конденсаторы .....	37
11. Камерное оборудование.....	44

11.1 Выбор батарей охлаждения.....	44
11.2 Воздухоохладители .....	46
11.3 Переохладители.....	48
12. Подбор вспомогательного оборудования .....	47
12.1 Ресиверы.....	47
12.2 Отделители жидкости .....	50
12.3 Маслоотделители.....	50
12.4 Маслособиратели.....	51
13. Подбор холодильных машин и агрегатов с одноступенчатым компрессором....	52
Список использованной литературы.....	54
Приложение А.....	55
ПриложениеБ .....	69
Приложение В.....	74
Пример решения и оформления курсового проекта .....	76

## Введение

Курсовой проект выполняется обучающимися с целью закрепления теоретических знаний, полученных при изучении дисциплины «Холодильное оборудование» и получения навыков расчета и проектирования системы водоснабжения пищевого предприятия.

После выполнения курсового проекта обучающийся должен уметь:

- пользоваться научной, технической и нормативной документацией для решения поставленной задачи;
- учитывать достоинства и недостатки существующих типов оборудования и известных схемных решений;
- обосновывать и принимать технические решения, касающиеся расчета и подбора оборудования;
- оформлять текстовые и графические проектно–конструкторские документы;
- представлять и защищать предлагаемые технические решения.

Курсовой проект выполняется в соответствии с техническим заданием, содержащим сведения о типе и производительности предприятия, районе его размещения и источнике водоснабжения и состоит из расчетно–пояснительной записки и графической части.

В расчетную часть проекта входит определение площади холодильника, грузового фронта, числа механизмов для перемещения грузов, теплопритоков (по укрупненным показателям); подбор оборудования машинного отделения и приборов охлаждения (только для одной камеры хранения мороженых грузов).

Графическая часть проекта состоит из двух листов: “Планировка холодильника” и “Общий вид холодильной установки”.

Выполнение курсового проекта целесообразно вести в следующем порядке.

- выбор расчетного режима холодильника
- определение размеров холодильника;

- планировка холодильника;
- выбор изоляционной конструкции, коэффициента теплопередачи  $K$  (только для одного из ограждений);
- тепловой расчет по укрупненным показателям;
- выбор способа охлаждения и определение температурного режима работы холодильной установки;
- расчет и подбор основного холодильного оборудования, подбор камерного оборудования.

### Расчетно–пояснительная записка (ПЗ)

В расчетно–пояснительной записке должно быть приведено описание спроектированного холодильника: планировочное решение, принятые изоляционные материалы и конструкции, схема холодильной установки, система охлаждения и температуры кипения, перечень оборудования и др. Здесь же следует привести обоснование выбора типа и числа элементов холодильной установки.

В расчетной части должны быть выполнены расчеты, доказывающие правильность принятых решений: размеров помещений, типа и количества единиц холодильного оборудования, а также толщины тепловой изоляции. Холодильное и вспомогательное оборудование должно быть современно и выбрано с учетом особенностей схемы холодильной установки.

#### *Составление и оформление ПЗ*

ПЗ является конструкторским документом, содержащим описание установки и принципа ее действия, расчеты и обоснования принятых технических решений. Материал, отбираемый для включения в ПЗ, должен быть конкретным и систематизированным. Не следует приводить в ПЗ материал обзорного характера; справочные данные из литературных источников должны приводиться в минимально необходимом объеме. Изложение общеизвестных методик расчета и определения величин приводить не следует, достаточно сослаться в тексте на их источник. Текстовый материал в этом случае излагается в следующей последовательности: называется

определяемая величина, приводится расчетная формула, уточняются (принимаются) значения входящих в формулу величин, производится расчет.

ПЗ должна включать титульный лист, содержание (оглавление), задание на курсовую работу, основную часть, список литературы.

В содержании (оглавлении) записывают все заголовки разделов и подразделов, имеющихся в ПЗ, с указанием номера страницы.

Основная часть ПЗ включает следующие разделы: краткую характеристику потребителей холода; выбор схемных решений холодильной установки и расчет термодинамических циклов; расчеты теплопритоков; подбор холодильного оборудования, описание гидравлической схемы.

ПЗ выполняется на бумаге формата А4. На страницах оставляются поля: 30 мм слева, 10 мм справа, 20 мм сверху и снизу, шрифт Times New Roman 14, интервал полупетельный, отступ абзаца 1.25, расположение текста по ширине. Нумерация страниц должна быть сквозной: первой страницей является титульный лист. Номер страницы проставляют арабскими цифрами без точки в нижнем правом углу. На титульном листе номер страницы не ставится.

Каждый раздел должен начинаться с новой страницы. Разделы нумеруются арабскими цифрами с точкой. Номер подраздела состоит из номеров соответствующего раздела и подраздела, разделенных точкой.

Содержание каждого подраздела при необходимости разбивают на пункты, а пункты – на подпункты, которые пишутся с абзаца. Номер пункта состоит из номеров раздела, подраздела и пункта, разделенных точкой.

Разделы и подразделы должны иметь краткие, содержательные заголовки. В конце заголовка точку не ставят. Подчеркивать заголовки, переносить слова в заголовках и оставлять заголовки без текста на странице не допускается.

В начале каждого раздела и подраздела рекомендуется кратко сформулировать методику решения поставленной задачи.

Если в ПЗ содержатся рисунки и таблицы, расположенные на отдельных страницах, то эти листы включают в общую нумерацию.

Изложение текста ПЗ ведется, как правило, в безличной форме. В необходимых случаях, чтобы исключить двусмысленность, используют форму первого лица множественного числа, например: «... принимаем ...». Изложение текстового материала должно быть констатирующим, логичным, без нарушений синтаксических норм. Не следует пользоваться словами технического жаргона.

Сокращение слов в тексте и подписях под иллюстрациями, кроме общепринятых в русском языке, не допускается.

Порядок изложения расчетов должен иметь определенную последовательность: эскиз или схема рассчитываемого элемента или устройства, задача расчета с указанием, что требуется определить при расчете, данные для расчета, условия расчета, расчет и заключение. Эскиз или схему выполняют в произвольном масштабе. Все расчеты производятся в единицах СИ. Если единица в литературном источнике приведена в иной системе, то допускается делать расчет по данной формуле в этой системе с последующим переводом полученного результата в единицы СИ.

В формулах в качестве символа следует применять обозначения, установленные соответствующими стандартами. Значения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу, приводят непосредственно под формулой в той последовательности, в какой они даны в формуле. Значение каждого символа пишут с новой строки. Первую строку экспликации символов начинают со слова «где», двоеточие после него не ставят, а ставят запятую после формулы. Единица одной и той же величины в пределах ПЗ должна быть постоянной.

Формулы, на которые имеются ссылки в тексте, нумеруют арабскими цифрами, заключенными в круглые скобки и помещенными у правого края страницы на уровне соответствующей формулы. Номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы, разделенных точкой, например (1.2). При ссылке в тексте на формулу указывают ее номер в скобках, например: «В формуле (1.2) ...».

Все иллюстрации именуется рисунками. Рисунки нумеруются последовательно арабскими цифрами. Номер рисунка должен состоять из номера раздела и порядкового номера рисунка, разделенных точкой, например «Рис. 1.2». Рисунки размещаются сразу после ссылки на них в тексте. Каждый рисунок должен иметь подрисуночную подпись и экспликацию.

Сведения, содержащие цифровые данные, которые допускают систематизацию (например, технические характеристики оборудования, результаты повторных расчетов по одной и той же методике и т. п.), как правило, сводят в таблицы. Заголовки граф таблицы начинаются с прописных букв. Повторяющийся в графе текст, если он состоит из одной строки, заменяют кавычками по числу повторенных слов. Если повторяющийся текст состоит из двух и более строк его можно заменить словосочетанием «То же», а последующий – кавычками.

Ставить кавычки вместо повторяющихся цифр, марок, знаков, символов не разрешается. Если в какой-либо строке графы данные не приводятся, то в ней ставят прочерк.

Таблицы нумеруются арабскими цифрами. Над правым верхним углом таблицы помещают надпись «Таблица» с указанием порядкового номера таблицы. Ниже номера записывают наименование таблицы. Таблицы размещают сразу после ссылки на них в тексте.

Список литературы составляют в порядке появления ссылки в тексте ПЗ на соответствующий источник.

Сведения о книгах (монографиях, учебниках, справочниках и т. п.) должны включать: фамилию и инициалы автора, заглавие книги, место издания, издательство, год издания, количество страниц.

Сведения о статье из периодического издания (журнала) должны включать: фамилию и инициалы автора, заглавие статьи, наименование серии (если таковая имеется), год выпуска, том (при необходимости), номер издания (журнала), номера страниц, на которых помещена статья.

Наименование места издания необходимо приводить полностью в именительном падеже, допускается сокращение названий только двух городов: Москва (М) и Санкт–Петербург (СПб).

Наименование периодического издания и название издательства приводят без кавычек, например: Холодильная техника, Наука, Машиностроение, Лег. и пищ. пром–сть.

Все величины, принятые в расчетах, использованные рекомендации и т. п. должны иметь ссылку на источник, из которого они взяты. В тексте при ссылке на источник приводят его порядковый номер по списку литературы и заключают номер в квадратные скобки.

При ссылках на стандарты, технические условия и инструкции в тексте указывают обозначение и наименование документа, а при ссылке на конкретный его раздел – также номер и наименование раздела.

При необходимости сделать ссылку на материалы ПЗ следует пользоваться сокращением «см.», «рис.», «табл.», «разд.», «прил.».

*Графическая часть проекта:* к выполнению графической части проекта следует приступить сразу же после выполнения планировки холодильника. В графическую часть проекта входят: план и разрез холодильника в масштабе, чертежи выбранного оборудования, функциональную схему холодильной установки. Схемы вычерчиваются полностью для оборудования, установленного в машинном отделении, с включением всех аппаратов и приборов. Чертежи должны быть выполнены с применением средств компьютерной графики или карандашом на белой плотной бумаге формата А1.

При выполнении планировки холодильника надо показать платформы, весовые помещения и весы (на платформе), лестницы для входа на платформы и пандус.

При выполнении разреза холодильника следует показать устройство платформ, отметки высот и уклон покрытий.

Правильность, четкость и аккуратность выполнения графической части являются обязательными.

*Составление доклада:* устный доклад при защите работы должен создать общее представление о спроектированной холодильной установке, ее технических возможностях и основных принципах построения схем.

Доклад не должен сводиться к устной аннотации, простому перечислению этапов и объема проделанной работы. Главным содержанием доклада должно быть изложение идей, методов и способов технических решений, осуществленных в работе.

На устный доклад обычно отводится 5–7 мин. Примерный план доклада может быть следующим.

Информация	Время, мин
Тема работы	
Краткая характеристика предприятия как потребителя холода	2
Группировка потребителей	
Условия работы холодильной установки и выбор расчетного режима	1
Принципы построения функциональной схемы установки	
Тип и количество подобранных компрессорных агрегатов, конденсаторов и испарителей	1
Краткий обзор систем хладагента, теплоносителя и вспомогательных систем маслоотделения, оттаивания инея и т.д.	1
	2

При изложении доклада на чертежах показывают тот материал, о котором идет речь.

Изложение материала доклада должно быть логичным и соответствовать нормам литературного языка. Не следует использовать технический жаргон, личные и притяжательные местоимения.

### *План технического доклада*

1. Характеристика охлаждаемого объекта. Назначение, месторасположение и мощность предприятия. Структура производства и потребители холода. Технологические температурные уровни, способы отвода теплоты. Группировка потребителей холода.

2. Схемные решения холодильной установки. Способ хладоснабжения. Тип хладагента. Система водоснабжения. Структурные функциональные части холодильной установки и их взаимодействие: конденсаторная группа, охлаждающие системы, открытая площадка, машинное отделение, системы отвода теплоты от потребителей. Максимальные отношения давлений в циклах холодильных машин и выбор числа ступеней сжатия по охлаждающим системам. Выбор термодинамических циклов. Способ подачи хладагента в испарители. Хладоносители, циркуляционные системы хладоносителя.

3. Элементный состав установки. Расчетный период и тепловые потоки в охлаждающих системах. Группы компрессорных агрегатов: тип, марки, состав, завод–изготовитель. Конденсаторная группа: тип, марка и состав конденсаторов, градирен, насосов. Испарители.

4. Автоматизация. Уровни автоматизации. Состав систем автоматизации. Регулируемые параметры. Характеристика систем автоматического регулирования. Системы автоматической защиты и сигнализации (упоминание!) в комплекте поставок.

### *Примерный текст технического доклада*

1. Выполнена эскизная проектная проработка холодильника (из задания ) производительностью ... тыс. т/год, расположенной в г. ... .

Искусственный холод используется для (цель применения холода) . В состав этих производств (холодильника) входят поточные линии с участками охлаждения, охлаждаемые аппараты, устройства и части механизмов. Кроме того, имеются холодильные камеры хранения сырья: ....

Для сокращения расхода электрической энергии предусматривается раздельная выработка холода для потребителей, технологические температуры которых различаются более чем на 5°С.

2. В соответствии с расчетом холодильная установка(.....). На структурной схеме установки показаны ее основные предлагаемые схемные решения.

Во всех охлаждающих системах применяется (...)способ подачи хладагента.

3. Расчет и подбор элементного состава холодильной установки выполнен для периода максимальных тепловых потоков от потребителей, которые в июле составляют ... кВт, ... кВт, ... кВт – для высокотемпературных групп потребителей и ... кВт для низкотемпературной камеры хранения готовой продукции. При этом создавались группы из параллельно соединенных энергопотребляющих элементов: компрессоров и насосов, что, с одной стороны, повышало надежность систем и, с другой стороны, давало возможность уменьшать совокупную мощность установленного оборудования при работе установки в нерасчетные периоды путем остановки отдельных агрегатов.

В целях унификации подобраны однотипные элементы одного завода–изготовителя: компрессорные агрегаты – Черкесского завода холодильного оборудования, насосные агрегаты – Катуйского машиностроительного завода, теплообменные аппараты – Московского завода «Компрессор».

Высокотемпературные охлаждающие системы укомплектованы одноступенчатыми компрессорными агрегатами АВ–22 ...шт., АУ–45 ...шт., АУУ–90 ... шт., а низкотемпературная – двухступенчатым агрегатом АД 55–7

4. Для холодильной установки предусмотрена комплексная автоматизация, что соответствует оптимальному уровню автоматизации для данного типа установок. В комплекс средств автоматизации входят системы автоматического регулирования основных параметров режима работы холодильной установки, системы автоматического управления, защиты и сигнализации. Что касается

средств автоматической защиты и сигнализации, то они обычно входят в комплект поставляемого заводом–изготовителем оборудования, и разработка соответствующих систем автоматизации в объем курсовой работы не входит.

В число основных параметров, подлежащих регулированию в данной холодильной установке включены температуры: хладоносителей на выходе из испарителей, воздуха в охлаждаемых объектах; давление хладагента: в конденсаторе и во всасывающей трубке компрессора; перегрев пара хладагента на выходе из кожухотрубных испарителей и уровень жидкого хладагента в отделителе жидкости панельного испарителя.

Пояснительная часть записки составляется по завершении всех расчетов. Однако при оформлении записки эту часть следует помещать в начале (перед расчетной частью).

## 1. Выбор расчетного режима холодильника

Этот раздел ПЗ составляется в виде реферата. На основе изучения специальной литературы [1.,2] выявляются нижеследующие характеристики потребителей холода:

- технологические производственные процессы или их стадии, а также специальные устройства, аппараты или агрегаты (машины, сооружения), в которых применяется холод. Составляется структурная схема производства, отражающая состав и последовательность этих процессов;

- температурный уровень технологического процесса, идущего с потреблением холода, диапазон изменения (точность поддержания), допускаемое или принимаемое изменение температуры охлаждающей среды. Вид охлаждающей среды или способ отвода теплоты от продукта;

- пространственное размещение потребителей холода и их интеграция в производствах, учитываемые при группировке потребителей;

- обычно применяемые, рекомендуемые или разрешенные системы хладоснабжения потребителей холода;

Завершается раздел предлагаемой рациональной группировкой потребителей по изотермам холода и способам его доставки, обеспечивающей простоту схемного решения установки и высокую энергетическую эффективность и надежность системы хладоснабжения в целом. Так, при разнице технологических температурных уровней более  $5^{\circ}\text{C}$  следует предусматривать разные группы потребителей, обеспечиваемые разными охлаждающими системами с разными температурами кипения хладагента (изотермами холода).

По заданному месторасположению предприятия находят климатические характеристики атмосферного воздуха (табл.2 прил.А): среднемесячную температуру  $t_{с.м.}$  и температуру абсолютного максимума  $t_{а.м.}$ , относительную влажность воздуха  $\phi_n$ . Для температуры абсолютного максимума  $t_{а.м.}$ , относительной влажности воздуха  $\phi_n$  по  $i-d$  диаграмме (прил. В) определяют  $t_m$  температуру мокрого термометра.

Расчетная температура наружного воздуха, °С:  $t_n = 0,6 \cdot t_{с.м} + 0,4 \cdot t_{а.м}$

В конце раздела следует привести сводную таблицу.

## 2. Определение размеров холодильника

Расчет ведется по методике описанной в [1] стр. 22 – 30.

2.1 Рассчитывают грузовой объем камер хранения  $V_{гр}$ , м<sup>3</sup>

$$V_{гр} = \frac{E}{q_v}$$

где:  $E$  – условная емкость холодильника, т  
 $q_v$  – норма загрузки, т/м<sup>3</sup> (прил. А. таб. 17)

2.2 Определяют грузовую площадь камер  $F_{гр}$ , м<sup>2</sup>

$$F_{гр} = \frac{V_{гр}}{h_{гр}}$$

где:  $h_{гр}$  – грузовая высота или высота штабеля, м

2.3 Определяют строительную площадь камер  $F_{стр}$ , м<sup>2</sup>

$$F_{стр} = \frac{F_{гр}}{\beta_F}$$

где:  $\beta_F$  – коэффициент использования строительной площади.

$\beta_F$ = до 100 м <sup>2</sup> .....	0.7 – 0.75
от 100 до 400 м <sup>2</sup> .....	0.75 – 0.8
более 400 м <sup>2</sup> .....	0.8 – 0.85

Определяют число строительных прямоугольников

$$n = \frac{F_{стр}}{f}$$

где:  $f$  – строительная площадь одного прямоугольника, определяемая выбранной сеткой колонн, м<sup>2</sup>.

2.5 Если число прямоугольников полученное при планировании отличается от расчетного, определяют действительную условную емкость холодильника, исходя из которой ведутся дальнейшие расчеты.

$$E_d = E \frac{n_d}{n}$$

где:  $n_d$  – принятое число строительных прямоугольников.

### 3. Планировка холодильника

После определения размеров холодильника и грузового фронта приступают к планировке холодильника. Для уменьшения теплопритоков целесообразно помещения с одинаковой температурой объединять в температурные отсеки. Помещения следует располагать таким образом, чтобы обеспечить поточность и наилучшие условия для производственного процесса и грузовых операций.

Для машинного отделения предусматривают одноэтажное отдельно стоящее здание или пристройку к технологическому объекту, потребляющему холод. Согласно СНиП, строительные размеры здания в плане принимаются с шагом колонн 6 м и пролетом 12 или 18 м. В конструкции здания используются типовые элементы и изделия. Высота основных помещений от пола до низа несущих конструкций покрытия на опорах принимается кратной 0,6 м, но не менее 4,8 м. Допускается все оборудование размещать в одном помещении. Площадь основных помещений определяют после размещения оборудования. Кроме основных помещений, предусматриваются вспомогательные и подсобно-бытовые помещения, необходимые для функционирования машинного отделения и обеспечения санитарно-бытовых условий работы обслуживающего персонала. В состав вспомогательных и подсобно бытовых помещений включаются: слесарно-ремонтная мастерская (15–20 м<sup>2</sup>); и электромастерская (12–15 м<sup>2</sup>); материальный и инструментальный склады (12–15 м<sup>2</sup>); помещения для вентиляционных камер (10–15 м<sup>2</sup>); кабинет начальника цеха (15–18 м<sup>2</sup>); и т.д. Вспомогательные и подсобно-бытовые помещения составляют 20...40% от общей площади холодильника и размещаются с одной или с двух сторон здания. Эта часть здания может выполняться двухэтажной с высотой помещений от пола до низа несущих конструкций равной 3 м. При проектировании следует принимать наименьшую ширину прохода (проема без дверей) 1 м; дверей – 0,8 м; коридора – 1,4 м; марша лестницы – 1,05 м; площадки лестницы – 1,05 м; лестничной клетки – 2,15 м.

Для выбранной планировки начертить эскиз холодильника в плане, проставить размеры и показать преподавателю.

#### 4. Выбор теплоизоляционных материалов и конструкций

Расчет ведется по методике, описанной в [1]стр. 48 – 58.

Для одной камеры хранения мороженых грузов необходимо выбрать теплоизоляционный материал и теплоизоляционную конструкцию наружной стены, внутренней стены и перекрытия. Коэффициент теплопередачи ограждения принять по данным прил.1 таб.3 – 8 . Расчет толщины теплоизоляции проводят по формуле:

$$\delta_{из} = \lambda_{из} \left[ \frac{1}{K_0} - \left( \frac{1}{\alpha_H} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right]$$

где:  $\lambda_{из}$  ,  $\lambda_i$  – коэффициенты теплопроводности изоляционного и строительных материалов, составляющих конструкцию ограждения Вт/(м<sup>2</sup>К), (прил.1 таб.18)

$K_0$  – требуемый коэффициент теплопередачи ограждения Вт/(м<sup>2</sup>К), (таб.3–7)

$\alpha_H$  – коэффициент теплоотдачи с наружной или более теплой стороны ограждения Вт/(м<sup>2</sup>К) (прил.1 таб.16).

$\alpha_B$  – коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны ограждения Вт/(м<sup>2</sup>К) (прил.1 таб.16).

$\delta_i$  – толщина отдельных слоев конструкции ограждения, м

После определения толщины теплоизоляции определяется действительное значение коэффициента теплопередачи Вт/(м<sup>2</sup>К) по формуле:

$$K_0 = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_H} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) + \frac{\delta_{из.д}}{\lambda_{из}}}$$

где;  $\delta_{из.д}$  – принятая толщина изоляционного слоя, м.

## 5. Тепловой расчет охлаждаемых помещений

Расчет ведется по методике, описанной в [1] стр. 58 – 68.

Тепловой расчет всех помещений выполняется по укрупненным показателям удельных теплопритоков на 1 м<sup>2</sup> строительной площади пола помещения .

Потребность в холоде определяется теплопритоками в охлаждаемые объекты, основными из которых являются:

$Q_1$  – теплоприток через ограждения охлаждаемых объектов;

$Q_2$  – теплоприток от охлаждаемых продуктов;

$Q_3$  – теплоприток от охлаждаемого воздуха при вентиляции охлаждаемых помещений;

$Q_4$  – теплопритоки, связанные с эксплуатацией охлаждаемых помещений.

Сумма всех теплопритоков составляет «тепловую нагрузку», по которой подбирается холодильное оборудование.

Суммировать теплопритоки следует отдельно для каждой группы холодильного оборудования: насосов, испарителей и компрессоров.

Расчет составляющих  $Q_{1...4}$  суммарного теплопритока следует произвести для одного охлаждаемого помещения в соответствии с техническим заданием. Потребности в холоде каждой группы потребителей следует рассчитать по укрупненным показателям.

### 5.1. Теплоприток через ограждения охлаждаемых объектов

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C}, \quad \text{Вт}$$

где:  $Q_{1T}$  – теплоприток из-за разности температур наружной среды и среды внутри объекта ;  
 $Q_{1C}$ –теплоприток, образующийся в результате поглощения теплоты солнечной радиации

Теплоприток  $Q_{1T}$  рассчитывается по формуле теплопередачи с учетом полученных размеров ограждений охлаждаемых помещений [1 стр.59–61].

$$Q_{1T} = K_n \cdot F_n \cdot (t_n - t_b), \quad \text{Вт}$$

где:  $K_n$  – коэффициент теплопередачи ограждающей конструкции, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$F_n$  – площадь поверхности ограждающей конструкции, м<sup>2</sup>;

$t_n$ – температура воздуха снаружи охлаждаемого помещения, °С;

$t_b$  – температура воздуха внутри охлаждаемого помещения, °С.

Нормативные значения коэффициента теплопередачи ограждений приведены в прил. А. табл. 3–8, Температура внутри охлаждаемого помещения определяется технологическим режимом хранения или обработки продукции.

Теплоприток  $Q_{1c}$  рассчитывается также по формуле теплопередачи, однако за температурный напор принимается избыточная разность температур, обусловленная солнечной радиацией.

$$Q_{1c} = K_{Д} F_{H} \Delta t_{c}, \text{ Вт}$$

Значения избыточной разности температур  $\Delta t_{c}$  представлены в прил. А.табл. 8

## 5.2. Теплоприток от охлаждаемых продуктов

$$Q_2 = Q_{2П} + Q_T + Q_5, \text{ Вт.}$$

где:  $Q_{2П}$  – теплоприток от продуктов.

$Q_T$  – теплоприток от тары.

$Q_5$  – теплоприток от «дыхания» фруктов при хранении.

### 5.2.1. Теплоприток от продуктов

В зависимости от располагаемой информации о теплофизических свойствах продуктов этот теплоприток может быть найден как

$$Q_{2П} = M_{к} \Delta i \frac{1000}{\tau \times 3600}, \text{ Вт.}$$

где:  $M_{к}$  –суточное поступление продуктов, т/с;

$\tau$  – время термообработки, с;

$\Delta i$  – разность удельных энтальпий продукта до и после отвода теплоты, Дж/кг;

1000– переводной коэффициент из тонн в килограммы.

3600 – переводной коэффициент из часов в секунды.

Значения удельных энтальпий  $i_{1п}$ ,  $i_{2п}$ , для некоторых продуктов приведены в прил. А табл. 9 или [1].

### 5.2.2. Теплоприток от тары определяется по формуле

$$Q_T = M_T c_T (t_1 - t_2) \frac{1000}{\tau \times 3600}$$

где:  $M_T$  – суточное поступление тары, т/сутки

$c_T$  – удельная теплоемкость тары, Дж/(кгК)

$t_1$ – температура тары при поступлении груза, 0С

$t_2$  – температура тары при выходе груза, 0С

Удельная теплоемкость для некоторых видов тары, Дж/(кгК):

Деревянная.....	2500
Картонная.....	1460
Металлическая.....	460
Стеклянная.....	835

### 5.2.3. Теплоприток от фруктов при «дыхании»

Этот вид теплопритоков учитывают только в специализированных холодильниках для хранения фруктов и овощей и в таких же камерах распределительных холодильников.

$$Q_5 = E_k (0.1q_{п} + 0.9q_{хр}), \text{ Вт}$$

где  $E_k$  – емкость камеры, т;

$q_{п}, q_{хр}$  – тепловыделения подов при температурах поступления и хранения, определяемые по таб.3.4 [1 с. 68], Вт/т.

### 5.3. Теплоприток от наружного воздуха при вентиляции охлаждаемых помещений

Этот теплоприток рассчитывается для охлаждаемых помещений пивоваренных заводов и овощехранилищ.

Забираемый для вентиляции наружный воздух должен быть охлажден до температуры в охлаждаемом помещении, а содержание в нем влаги доведено до значения, соответствующего влажности воздуха в этом помещении.

Массовый поток наружного воздуха определяют по кратности вентиляции помещения

$$Q_3 = \frac{a \cdot V_{стр} \cdot \rho_v \cdot (i_n - i_{пм})}{24 \cdot 3600},$$

где:  $a$  – кратность вентиляции охлаждаемого помещения; 1/сут. ( $a = 1 \dots 6$  объемов в сутки)

$V_{стр}$  – строительный объем охлаждаемого помещения, м<sup>3</sup>;

$\rho_v = 1,3$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$i_n, i_{пм}$  – удельные энтальпии наружного воздуха и воздуха охлаждаемого помещения.

## 5.4. Эксплуатационные теплопритоки

Источники эксплуатационных теплопритоков: электрическое освещение, работающие в помещении люди и механизмы, открытые двери.

### 5.4.1. Теплоприток от освещения, (Вт)

$$q_1 = AF$$

где: А – количество тепла, выделяемого освещением в единицу времени на 1 м<sup>2</sup> площади пола, Вт/м<sup>2</sup>

F – площадь камеры, м<sup>2</sup>

Количество тепла, выделяемого на 1 м<sup>2</sup> площади пола с учетом коэффициента одновременности включения:

складские помещения (камеры хранения) .....	1.2 Вт/м <sup>2</sup>
производственные помещения.....	4.5 Вт/м <sup>2</sup>

### 5.4.2. Теплоприток от пребывания людей, (Вт)

$$q_2 = 350n$$

где: 350 – тепловыделение одного человека при тяжелой физической работе, Вт

n – число людей, работающих в данном помещении

при площади камеры до 200 м<sup>2</sup>..... 2– 3 человека

при площади камеры больше 200 м<sup>2</sup>.....3– 4 человека

### 5.4.3. Теплоприток от работающих электродвигателей, (Вт)

$$q_3 = 1000 N_{\text{Э}}$$

где: N<sub>Э</sub> – мощность электродвигателя, кВт

В предварительных расчетах мощность установленных электродвигателей можно ориентировочно принимать (кВт):

Камеры хранения охлажденных грузов .....

Камеры хранения охлажденных грузов .....	1–4
Камеры охлаждения.....	3–8
Камеры замораживания.....	8– 16

Камеры охлаждения.....

Камеры замораживания.....

### 5.4.4. Теплоприток при открывании дверей, (Вт)

Расчет ведется по формуле:

$$q_4 = BF$$

где: В – удельный приток тепла при открывании дверей, Вт/м<sup>2</sup> (прил .А. таб. 18а)

F – площадь камеры, м<sup>2</sup>

Эксплуатационные теплопритоки определяются как сумма теплопритоков отдельных видов. (Вт)

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4$$

Суммарный теплоприток определяется по формуле:

$$\sum Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

Результаты теплового расчета сводят в таблицу 1, форма которой приведена ниже.

Таблица 1.  
Сводная таблица теплопритоков

Помещение	Q <sub>1</sub>		Q <sub>2</sub>		Q <sub>3</sub>	Q <sub>4</sub>		Q <sub>5</sub>	Σ Q	
	камерное оборудование	компрессор	камерное оборудование	компрессор		камерное оборудование	компрессор		камерное оборудование	компрессор

Расчитанные теплопритоки вносятся в графу «камерное оборудование». Графа «компрессор», определяющая нагрузку на компрессоры, заполняется по указаниям, данным в следующем разделе. Желательно камеры с примерно одинаковым температурным режимом сгруппировать, чтобы облегчить в дальнейшем определение нагрузки на компрессоры, работающие на одну испарительную систему (имеющие одну температуру кипения). Значения теплопритоков для таб.1 определяются по разделу 6.

## 6. Определение нагрузки на камерное оборудование и компрессор

Нагрузку на камерное оборудование определяют как сумму всех теплопритоков  $\sum Q$  (Вт) в данную камеру. Все виды теплопритоков учитывают полностью, так как оборудование должно обеспечить отвод тепла при самых неблагоприятных условиях.

$$\sum Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5$$

Естественно, что теплопритоки  $Q_3$  и от «дыхания» продуктов учитывают только при расчете холодильников для хранения фруктов или специализированных камер хранения фруктов на распределительных холодильниках.

На предприятиях торговли и общественного питания  $Q_3$  также учитывают только в камерах, имеющих приточную вентиляцию.

Компрессоры подбирают на группу камер, имеющих примерно одинаковые температуры (не исключается возможность использования одного компрессора, работающего на камеры с сильно различающимися температурами, но это требует применения специальных приборов и должно быть экономически оправдано).

Нагрузка на компрессор складывается из всех видов теплопритоков, но учитывать их можно не полностью, а частично, в зависимости от типа и назначения холодильника.

Теплопритоки через ограждающие конструкции  $Q_1$  следует учитывать полностью для распределительных холодильников и холодильников для хранения фруктов. Для холодильников мясо- и рыбокомбинатов этот вид теплопритоков следует принимать в зависимости от значений температур воздуха в охлаждаемых помещениях в размере 80% от максимальной величины при  $-20^{\circ}\text{C}$  и 60% — при  $0^{\circ}\text{C}$ . Фактически в проектах для всех камер независимо от температуры в них приток тепла через ограждения  $Q_1$

принимают равным примерно 85—90% от максимальных значений в одноэтажных холодильниках и от 75 до 90% — в многоэтажных.

Теплопритоки от продуктов при холодильной обработке рассчитывают для каждой охлаждающей системы отдельно.

Суточное поступление продукта в камеру принимают в зависимости от грузооборота распределительного холодильника с учетом неравномерности поступления продуктов на холодильник, кроме поступления продукта в морозильные камеры, суточное поступление груза в которые равно их производительности.

Суточное поступление продуктов в камеры хранения охлажденных грузов

$$M = 0,025E_k;$$

Суточное поступление продуктов в камеры хранения мороженных грузов

$$M = (0,027 \dots 0,035)E_k.$$

Нагрузку на компрессоры, вызванную теплопритоками при холодильной обработке грузов, на распределительных холодильниках можно принимать

(в % от максимальной):

Морозильные камеры	100
Камеры хранения охлажденных грузов	50
Камеры хранения мороженных грузов	50—60

На холодильниках мясо- и рыбокомбинатов нагрузку на компрессоры, вызванную теплопритоками от грузов при холодильной обработке, принимают равной –100%.

На холодильниках для фруктов следует учесть, что нагрузка в период сбора

фруктов, связанная с их охлаждением, значительно больше, чем при длительном хранении. Практически при длительном хранении на холодильниках для фруктов  $Q_2 = 0$

Теплоприток от воздуха при вентиляции  $Q_3$  и теплоприток от фруктов при «дыхании», характерные для фруктохранилищ и специализированных камер

распределительных холодильников, при определении нагрузки на компрессор учитывают полностью.

Нагрузку на компрессоры от эксплуатационных теплопритоков учитывают в размере 50—75% от максимальных значений.

Рассчитанные таким образом нагрузки на компрессоры заносят в табл.1 и суммируют по температурам кипения.

При определении холодопроизводительности компрессора должны быть учтены время работы оборудования и потери в аппаратах и трубопроводах холодильной установки, вызванные разностью температур между окружающим воздухом и хладагентом (или рассолом).

Холодопроизводительность компрессоров (на каждую температуру кипения отдельно) определяют по формуле:

$$Q_o = \frac{\kappa \sum Q_{KM}}{b}$$

где  $\kappa$  — коэффициент, учитывающий потери в трубопроводах и аппаратах холодильной установки;

$\sum Q_{KM}$  — суммарная нагрузка на компрессоры для данной температуры кипения, принятая по сводной таблице теплопритоков;

$b$  — коэффициент рабочего времени.

Коэффициенты, учитывающие потери в трубопроводах и аппаратах, принимают, при непосредственном охлаждении в зависимости от температуры кипения хладагента;

$t_0, ^\circ\text{C}$	– 40	– 3	– 10
$\kappa$	1,1	1,07	1,05

При рассольном охлаждении  $\kappa = 1,12$ .

Коэффициент рабочего времени на крупных холодильниках  $b = 0,9$  (расчетное время работы 22 ч в сутки).

Нагрузку на компрессоры на предприятиях торговли и общественного питания принимают по всем видам теплопритоков полностью.

Коэффициент рабочего времени малых холодильных установок не должен быть больше 0,7.

Для ориентировочных расчетов потребной холодопроизводительности

компрессоров на предприятиях торговли и общественного питания при температурах воздуха в камерах от 4 до  $-2^{\circ}\text{C}$  могут быть приняты такие удельные нормы расхода холода: для камер, расположенных в подвалах,  $90\text{—}100\text{ Вт/м}^2$ , для камер, расположенных в надземных этажах,  $110\text{—}120\text{ Вт/м}^2$ .

## 7. Выбор способа охлаждения и схемы холодильной установки

### Способы охлаждения

Для охлаждения камер холодильников применяют:

- батарейное (или тихое) охлаждение, при котором в камере возникает естественная циркуляция воздуха;
- охлаждение воздухоохладителями (воздушное охлаждение), при котором в камере создается принудительная циркуляция воздуха под воздействием вентиляторов воздухоохладителей;
- смешанное охлаждение, при котором в камере устанавливают как батареи, так воздухоохладители.

Применение компактных аппаратов интенсивного действия — воздухоохладителей — можно считать наиболее перспективным для камер хранения как охлажденных, так и мороженных грузов. Для камер хранения мороженных грузов внедрение воздушного охлаждения, связано с понижением температуры хранения до  $-28\dots-30^{\circ}\text{C}$ . При хранении продуктов в мелкой расфасовке, упакованных в паронепроницаемые материалы, возможно применение воздушного охлаждения в камерах хранения любых грузов.

При воздушном охлаждении камеру оборудуют несколькими воздухоохладителями, что позволяет регулировать площадь поверхности теплообмена и кратность циркуляции воздуха в соответствии с теплопритоками в камеру.

В курсовом проекте при выборе способа и приборов охлаждения можно предусматривать:

- в камерах охлаждения и замораживания продуктов — воздушное охлаждение с использованием воздухоохладителей, обеспечивающих интенсивную циркуляцию воздуха;
- в камерах хранения мороженных грузов без упаковки — батарейное (тихое) охлаждение с использованием потолочных батарей из оребренных труб или панельных потолочных и пристенных батарей;

- в камерах хранения мороженных грузов, защищенных от усушки,— воздушное охлаждение с помощью воздухоохладителей, обеспечивающих умеренную циркуляцию воздуха;
- в камерах хранения охлажденных грузов всех видов — воздушное охлаждение с использованием воздухоохладителей, обеспечивающих умеренную циркуляцию воздуха;
- в камерах с универсальным температурным режимом — тихое охлаждение с использованием потолочных батарей для низкотемпературного режима и воздушное (или смешанное) охлаждение с использованием воздухоохладителей, обеспечивающих умеренную циркуляцию воздуха, для режима хранения охлажденных продуктов;
- в камерах предприятий торговли и общественного питания — батарейное или воздушное охлаждение с использованием соответственно батарей или воздухоохладителей в зависимости от комплектной поставки оборудования.

схемы холодильной установки изучить по [1] стр.79–85,[2]стр.179–189.

## 8. Расчет и подбор оборудования

### 8.1. Выбор расчетного рабочего режима

Режим работы холодильной установки характеризуется, прежде всего, температурами фазовых превращений хладагента:

$t_0$  – температура кипения хладагента, °С

$t_k$  – температура конденсации хладагента, °С

$t_{\Pi}$  – температура переохлаждения жидкого хладагента перед регулирующим вентилем, °С

$t_{BC}$  – температура всасывания (пара на входе в компрессор), °С

Температуру кипения хладагента принимают в зависимости от температуры воздуха в охлаждаемом помещении. При непосредственном охлаждении температура кипения обычно на  $7 \div 10$  °С ниже температуры воздуха в камере

$$t_0 = t_b - (7 \div 10) \text{ °С.}$$

В рассольных схемах температуру кипения хладагента принимают на  $5 \div 6$  °С ниже температуры рассола, которую, в свою очередь, принимают на  $8 \div 10$  °С ниже температуры воздуха в камере

$$t_0 = t_b - (13 \div 16) \text{ °С.}$$

Температура конденсации в конденсаторах, охлаждаемых водой, зависит от температуры и количества подаваемой воды. Оптимальной считают температуру конденсации, которая на  $3 \div 5$  °С выше температуры воды  $t_{вд2}$ , отходящей из конденсатора:

$$t_k = t_{вд2} + (3 \div 5) \text{ °С.}$$

Нагрев воды в конденсаторах холодильных установок можно принять  $2 \div 6$  °С

$$t_{вд2} = t_{вд1} + (2 \div 6) \text{ °С.}$$

$$t_{вд1} = t_m + (2 \dots 3) \text{ °С.}$$

$t_{вд1}$  – температура воды поступающей в конденсатор.

$t_m$  – температура мокрого термометра (определяется по  $i-d$  диаграмме для влажного воздуха)

Температуру переохлаждения хладагента перед регулирующим вентилем принимают выше температуры подаваемой в переохладитель воды на  $3 \div 5$  °С:

$$t_{\text{по}} = t_{\text{вд}} + (3 \div 5) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Свежая вода с температурой  $t_{\text{вд}}$  подается на переохладитель, а затем добавляется к оборотной воде, поступающей в конденсатор

Для исключения влажного хода компрессора, пар перед компрессором перегревается. В машинах, работающих на аммиаке, перегрев может быть получен либо непосредственно в испарителе, если его заполнение регулируется по перегреву пара, либо в трубопроводе на пути к компрессору в результате притока тепла от внешней среды. Для машин, работающих на аммиаке, безопасность работы обеспечивается при перегреве пара на  $5 \div 15^\circ\text{C}$

$$t_{\text{вс}} = t_0 + (5 \div 15) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для фреонов (хладонов)

$$t_{\text{вс}} = t_0 + (5 \div 15) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Более подробно методика расчета  $t_0$ ,  $t_{\text{к}}$ ,  $t_{\text{п}}$ ,  $t_{\text{вс}}$ , приведена [1 стр. 86–89]

## **8.2. Построение (изображение) термодинамических циклов в диаграмме состояний хладагента**

Изображение процессов в диаграмме строится с учетом реальных условий и особенностей протекания этих процессов в каждом элементе машины. Используемая для этого диаграмма « $i - \lg p$ » брошюруется в ПЗ, как рисунок (рис.2.1 прил. Б). Целью построения является определение параметров характерных точек (состояний хладагента), используемых в дальнейших расчетах.

Параметры узловых точек циклов (температура, давление, удельная энтальпия и удельный объем) приводят в виде таблицы. Удельные объемы определяют только для пара, всасываемого в компрессор.

Пример построения « $i - \lg p$ » диаграммы приведен в прил. В.

## 9. Тепловой расчет одноступенчатой холодильной машины и подбор компрессоров

Исходными данными для теплового расчета холодильной машины являются

нагрузка на компрессор, определенная при расчете теплопритоков

- с учетом потерь в системе (см. главу 5);
- температурный режим работы (см. главу 8),
- вид хладагента.

В процессе расчета следует определить;

- описываемый объем, по которому выбирается один или несколько компрессоров;
- эффективную мощность на валу компрессора для проверки пригодности электродвигателя, поставляемого в комплекте с компрессором;

тепловой поток в конденсаторе (для расчета и подбора его).

Одноступенчатый компрессор можно применять в довольно широком диапазоне рабочих условий. Ограничивают возможность применения одноступенчатого компрессора температура нагнетания, которая не должна превышать 16 МПа и разность давлений  $p_k - p_0$  которая для современных поршневых компрессор не должна превышать 1,7 МПа. В машинах предыдущих серий разность давлений ограничивалась величиной 1,2 МПа, а степень сжатия  $p_k / p_0 = 9$ .

По заданному температурному режиму строится цикл в диаграмме и определяются параметры хладагента, необходимые для последующих расчетов.

Расчет производится в следующей последовательности.

1. Определяют холодопроизводительность  $q_0$  (в кДж/кг) 1 кг хладагента

$$q_0 = i_1 - i_4$$

В холодильных машинах, работающих на аммиаке, принимают, что из испарителя выходит сухой насыщенный пар (перегрев пара при использовании регуляторов перегрева не оказывает существенного влияния на расчет, но

может быть при необходимости учтен). В холодильных машинах, работающих на хладонах: перегрев пара на выходе из испарителя учитывают обязательно.

2. Рассчитывают массовый расход пара — массовую подачу компрессора; кг/с

$$M = \frac{Q_0}{q_0}$$

где  $Q_0$  — нагрузка на компрессор с учетом потерь, кВт.

3. Определяют объемный расход пара — объемную подачу компрессора; м<sup>3</sup>/с.

$$V_d = M g_1$$

где:  $g_1$  — удельный объем всасываемого пара, м<sup>3</sup>/кг.

По графику (см. рис. 5.5 [1]) находят коэффициент подачи компрессора  $\lambda$  в зависимости от степени сжатия  $p_k/p_0$ , типа компрессора и хладагента, на котором будет работать компрессор.

Определяют описываемый объем компрессора  $V$  (м<sup>3</sup>/с)

$$V = \frac{V_d}{\lambda}$$

По этому объему подбирают один или несколько компрессоров соответствующего размера. Количество компрессоров должно быть согласовано с характером работы установки, степенью неравномерности нагрузки: при постоянных нагрузках лучше иметь небольшое количество компрессоров большого размера, при переменных — несколько компрессоров меньшего размера, что позволит получить более точное соответствие холодопроизводительности тепловой нагрузке.

6. Вычисляют теоретическую (адиабатную) мощность  $N_T$  компрессора: (кВт)

$$N_T = M(i_2 - i_1)$$

7. Определяют действительную (индикаторную) мощность  $N_I$  компрессора; кВт

$$N_i = \frac{N_r}{\eta_i}$$

где:  $\eta_i$  — индикаторный к.п.д.

Для бескрейцкопфных компрессоров индикаторный к.п.д. можно принимать 0,79—0,84. Большие значения коэффициента относятся к более крупным компрессорам.

Для малых и средних компрессоров, работающих на хладонах, индикаторный к.п.д. можно принимать в пределах от 0,65 до 0,8.

8. Рассчитывают эффективную мощность  $N_e$  на валу компрессора: (кВт)

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m}$$

где  $\eta_m$  — механический к.п.д., учитывающий потери на трение.

Для крупных бескрейцкопфных компрессоров механический к.п.д. можно принимать от 0,82 до 0,92; для малых и средних компрессоров, работающих на хладонах, — от 0,84 до 0,97, причем большие значения коэффициентов относятся к большим по размерам компрессорам.

По эффективной мощности подбирают электродвигатель компрессора с запасом мощности 10—15%. Это указание не относится к встроенным электродвигателям, мощность которых может быть значительно меньше мощности, необходимой для привода открытого компрессора.

9. Определяют действительный тепловой поток  $Q_k$  в конденсаторе с учетом потерь в процессе сжатия: кВт

$$Q_k = Q_0 + N_i$$

## 10. Расчет и подбор теплообменных аппаратов

### 10.1. Конденсаторы

Конденсаторы следует подбирать по действительному тепловому потоку, определенному при тепловом расчете компрессора. [1] стр. 96 и 106.

Тип конденсатора выбирают в зависимости от назначения установки, условий водоснабжения и качества воды с учетом климатологических данных.

В большинстве случаев для крупных и средних установок, работающих на различных хладагентах, применяют конденсаторы с водяным охлаждением — горизонтальные кожухотрубные. Использовать такие конденсаторы целесообразно при наличии оборотного водоснабжения.

В случае проточной системы водоснабжения из естественных водоемов на крупных холодильных установках, работающих на аммиаке, используют вертикальные кожухотрубные конденсаторы.

Значительное количество малых и средних холодильных машин, работающих на хладонах, комплектуется конденсаторами с воздушным охлаждением. В связи с ограниченностью запасов воды конденсаторы с воздушным охлаждением должны найти широкое применение на установках любой холодопроизводительности работающих на различных хладагентах, в том числе на аммиаке. Воздушные конденсаторы можно рекомендовать для установок, расположенных в районах максимальной расчетной температурой воздуха не выше 30°C.

Технические характеристики горизонтальных кожухотрубных конденсаторов представлены в табл. 5.7[1], вертикальных кожухотрубных — в табл. 5[1], горизонтальных кожухотрубных с наружным оребрением труб для машин, работающих на хладонах,— в табл. 5.9, 5.10 [1], воздушных для машин, работающих на аммиаке,— в табл. 5.11 [1].

При централизованной системе охлаждения подбирают общий конденсатор на всю холодильную установку.

При децентрализованной системе охлаждения наиболее рационально применение компрессорно –конденсаторных агрегатов. В этом случае

производится не подбор, а поверочный расчет конденсатора, входящего в комплект агрегата.

Расчет конденсатора сводится к определению площади теплопередающей поверхности, по которой подбирают один или несколько конденсаторов с суммарной площадью поверхности, равной расчетной.

Рассчитывают расход воды или воздуха и производят подбор насосов или вентиляторов или поверочный расчет оборудования, поставляемого в комплекте.

Площадь теплопередающей поверхности конденсатора  $F$  (в  $m^2$ ) определяют по формуле:

$$Q = \frac{Q_k \times 1000}{k\Theta_{CP}}$$

где:  $Q_k$  — суммарный тепловой поток в конденсаторе от всех групп компрессоров, определенный при тепловом расчете компрессора, кВт;  $k$  — коэффициент теплопередачи конденсатора (зависит от типа аппарата) Вт/( $m^2 \cdot K$ ).

$\Theta_{CP}$  — средняя разность температур между конденсирующимся хладагентом и охлаждающей средой, К.

Коэффициенты теплопередачи конденсаторов  $k$  [в Вт/( $m^2 \cdot K$ )] различного типа приведены ниже:

Кожухотрубные горизонтальные для аммиака	700—1000
Кожухотрубные вертикальные	800
Кожухотрубные горизонтальные для хладонов	700
Оросительные	700—930
Воздушного охлаждения	30

$\Theta_{CP}$  — определяется по формуле:

$$\Theta_{CP} = \frac{(t_K - t_{B1}) - (t_K - t_{B2})}{2.3 \lg \frac{t_K - t_{B1}}{t_K - t_{B2}}}$$

где:  $(t_k - t_{B1})$  — разность температур в начале теплопередающей поверхности (большая разность температур);

$(t_k - t_{B2})$  — разность температур в конце теплопередающей поверхности (меньшая разность температур).

По рассчитанной площади поверхности подбирают конденсатор соответствующего типа (следует выписать полную характеристику аппарата).

Расход охлаждающей воды, поступающей в конденсатор,  $V_{вд}$  находят по формуле: (м<sup>3</sup>/с)

$$V_{вд} = \frac{Q_k}{c\rho\Delta t_{вд}} \quad (1)$$

где  $Q_k$  — суммарный тепловой поток в конденсаторе, кВт;

$c$  — удельная теплоемкость воды [ $c = 4,19$  кДж/(кг • К)];

$\rho$  — плотность воды ( $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>);

$\Delta t_{вд}$  — подогрев воды в конденсаторе, К.

По расходу воды с учетом необходимого напора подбирают насос или несколько насосов необходимой производительности. Обязательно предусматривают резервный насос. По той же формуле (1) можно определить расход воздуха для конденсаторов воздушного охлаждения, только в формулу подставляют соответственно значения удельной теплоемкости и плотности воздуха и разность температур между входящим и выходящим воздухом на конденсаторе.

Удельная теплоемкость воздуха  $c=1$  кДж/(кг К), плотность воздуха при температуре 20—35°С  $\rho= 1,2- 1,15$  кг/м<sup>3</sup>.

В курсовых проектах следует определять тепловой поток и площадь теплопередающей поверхности конденсатора при наиболее тяжелых условиях работы.

## 11. Камерное оборудование

### 11.1. Выбор батарей охлаждения

Камерное оборудование подбирают в соответствии с принятым способом охлаждения.

На предприятиях торговли и общественного питания при непосредственном охлаждении камер используют батареи, входящие в комплект поставки принятой машины. При рассольном охлаждении поверхность батарей из оребренных или гладких труб определяется расчетом в зависимости от теплопритоков в камеру.

На крупных холодильниках в камерах хранения неупакованных мороженных грузов применяют потолочные и пристенные батареи из гладких или оребренных труб, а также панельные батареи.

Гладкотрубные батареи изготавливают из труб диаметром 57 x 3,5 мм с шагом от 180 до 300 мм.

Батареи из оребренных труб следует проектировать из секций по ГОСТ 17645–78 «Секции стальные оребренные охлаждающих батарей холодильных установок». Секции изготавливают из труб диаметром 38 x 2,5 мм. Наружное оребрение труб производится путем поперечно–спиральной навивки на трубы стальной ленты толщиной 0,8—1,0 мм. Ширина ленты 45 мм. Шаг оребрения 20 мм для холодильных камер с упакованными продуктами и 30 мм для холодильных камер с неупакованными продуктами.

Секции охлаждающих батарей изготавливают шести типов: СК — стальные оребренные одноколлекторные; СЗГ — змеевиковые головные; СЗХ — змеевиковые хвостовые; СС — средние; СЗ — змеевиковые; С2К — двухколлекторные.

Из секций можно получить батареи практически любой длины и поверхности. Площадь теплообменной поверхности батарей  $F$  определяют по формуле: ( $\text{м}^2$ )

$$F = \frac{Q_{\text{ОБОР}}}{k\Delta t} \quad (2)$$

где  $Q_{\text{обор}}$ — суммарная нагрузка на камерное оборудование, определенная тепловым расчетом, Вт;  $k$ —коэффициент теплопередачи прибора охлаждения, Вт/(м<sup>2</sup>К),

$\Delta t$  — разность температур между воздухом в камере и кипящим хладагентом при непосредственном охлаждении или средней температурой хладоносителя при рассольном охлаждении.

Коэффициенты теплопередачи [в Вт/(м<sup>2</sup> • К) ] для гладкотрубных батарей приведены ниже:

Температура воздуха в камере, °С

	0	–20
Гладкотрубные потолочные батареи	9,8	7
Гладкотрубные пристенные батареи	9,8—14	7—9,9

Коэффициенты теплопередачи [в Вт/(м<sup>2</sup> • К) ] батарей из оребренных труб диаметром 38 x 2,5 мм следующие:

Температура воздуха в камере, °С

Оребренные батареи потолочные	0	—20
однорядные	5,9...5,1	4,7 ..4,2
двухрядные	5,6...4,8	4,4...4,0
Оребренные батареи пристенные		
4 трубы по высоте	4,7...4,1	3,6...3,3
8 труб по высоте	4,3...3,7	3,4...3,0

Большие значения коэффициентов относятся к батареям с шагом ребер 30 мм, меньшие — с шагом ребер 20 мм. При изготовлении батарей из труб диаметром 57 x 3,5 мм с шагом ребер 35,7 мм коэффициент теплопередачи следует принимать, как для батарей с шагом ребер 30 мм.

Коэффициенты теплопередачи для батарей с верхней подачей следует принимать на 10% меньше приведенных значений.

Батареи из секций составляют так, чтобы они свободно размещались на потолке или стенах.

Минимальное количество секций — две: головная и хвостовая, если батарея змеевиковая, или обе коллекторные. Между этими секциями могут быть вварены средние секции, количество которых зависит от длины камеры. Нужно, чтобы батарея имела отступы от торцевых стен не менее 1 м. Каждая такая батарея имеет определенную площадь теплопередающей поверхности.

В первую очередь размещают батареи на потолке камеры и определяют тепловой поток, который может быть отведен ими. Если потолочных батарей будет недостаточно, то принимают пристенные батареи, которые практически имеют те же размеры и площадь поверхности, и производят определение теплового потока, отведенного ими.

## **11.2. Воздухоохладители**

Воздухоохладители устанавливают как непосредственно в камерах, так и вне их. В настоящее время все более широкое распространение получают подвесные воздухоохладители, не занимающие полезной площади камеры. Из воздухоохладителей такого типа наиболее пригодными являются аппараты с пластинчатым оребрением марок ВОП и ВОГ, характеристики которых приведены в табл.5.16[1] или приложение 16 [4].

В воздухоохладителях ВОП–50, ВОП–75, ВОГ–100 и ВОГ–230 воздух перемещается горизонтально, в воздухоохладителях ВОП–100 и ВОП–150 воздух всасывается снизу, а затем распределяется в горизонтальном направлении.

Воздухоохладители ВОП–50 и ВОП–75 различаются между собой только шагом ребер, так же как и воздухоохладители ВОП–100 и ВОП–150 .

Воздухоохладитель ВОГ–230 предназначен для создания и поддержания температурного режима в камерах замораживания или охлаждения мяса. В отличие от других воздухоохладителей с одинаковым шагом ребер во всех секциях, в воздухоохладителе ВОГ–230 батареи, установленные на входе воздуха, имеют большие расстояния между ребрами. Во всех воздухоохладителях использованы трубы диаметром 25 x 2,5 мм или 25 x 2 мм.

Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя рассчитывают по формуле(2), подставив в нее значение коэффициента теплопередачи воздухоохладителя .

Для воздухоохладителей с оребренной наружной поверхностью коэффициенты теплопередачи можно принять в зависимости от температуры кипения аммиака (или хладагента):

t, °С	—40	—20	—15	0 и выше
k, Вт/(м <sup>2</sup> –К)	11,6	12,8	14,0	17,5

Для гладкотрубных аммиачных воздухоохладителей k = 35... 43 Вт/(м<sup>2</sup>К).

Для воздухоохладителей, работающих на хладагентах, при температурном напоре  $\Theta = 10^\circ\text{C}$  коэффициент теплопередачи k = 12 Вт/(м<sup>2</sup>К). При увеличении температурного напора коэффициент теплопередачи увеличивается.

Разность температур между воздухом в камере и кипящим хладагентом можно принимать в соответствии с рекомендациями, приведенными в [1] стр.86–87.

По рассчитанной площади поверхности подбирают один или несколько воздухоохладителей с таким расчетом, чтобы распределение температур по всему объему помещения было равномерным. После выбора воздухоохладителей следует проверить, достаточна ли объемная подача V<sub>в</sub> (в м<sup>3</sup>/с) установленных вентиляторов:

$$V_B = \frac{Q_{\text{ОБОР}}}{\rho_B (i_1 - i_2)}$$

где Q<sub>обор</sub> — тепловая нагрузка на оборудование, Вт (кВт);  
 ρ<sub>в</sub> — плотность воздуха, выходящего из воздухоохладителя, кг/м<sup>3</sup>;  
 i<sub>1</sub>—i<sub>2</sub> — разность энтальпий входящего и выходящего воздуха в воздухоохладителе, Дж/кг (кДж/кг).

Плотность воздуха и энтальпии воздуха на входе и выходе определяют по d—i—диаграмме для влажного воздуха.

Степень охлаждения воздуха в аппарате зависит от назначения камеры и рода хранимого или обрабатываемого продукта. Принимают, что в

воздухоохладителях камер хранения воздух охлаждается на 2—3° С, камер холодильной обработки — на 5—10° С, а в некоторых случаях на 15° С.

При подстановке данных в формулу следите за размерностью величин.

Для рассольных воздухоохладителей следует определить расход рассола, полагая, что он нагревается на 2—3° С.

При выборе камерных приборов охлаждения для камер охлаждения или замораживания продуктов необходимо учесть, что в первый период после загрузки продуктов нагрузка на оборудование очень большая (так называемая «пиковая»). Для снятия «пиковых» нагрузок целесообразно увеличить поверхность охлаждающих приборов (обычно воздухоохладителей) на 30% против расчетной.

### 11.3. Переохладители

Для уменьшения потерь при дросселировании жидкого хладагента необходимо понизить температуру его перед регулирующим вентилем. Для этого используют водяные противоточные переохладители, включаемые в схему после линейного ресивера. Переохладители следует включать в схему, когда температура воды, поступающей на восполнение потерь в оборотной системе водоснабжения, ниже температуры воды, поступающей в конденсатор. Расчет переохладителя сводится к определению потребной площади теплопередающей поверхности  $F$  (м<sup>2</sup>) по формуле:

$$F = \frac{Q_{по}}{k\Delta t}$$

где:  $Q_{по}$  — тепловой поток в переохладителе, Вт;

$k$  — коэффициент теплопередачи переохладителя, Вт/(м<sup>2</sup> К);

$k = 465 \dots 700$  Вт/(м<sup>2</sup> · К);

$\Delta t$  — средняя арифметическая разность температур между хладагентом и водой, °С.

Тепловой поток в переохладителе (в Вт) рассчитывают по формулам: для одноступенчатой машины:

$$Q_{по} = M(i_3' - i_3)$$

где:  $M$  — масса проходящего хладагента; кг/с

$i_3'$ ;  $i_3$  — энтальпии жидкого хладагента на входе в переохладитель и выходе из него, Дж/кг

Переохладитель подбирают по суммарному тепловому потоку для всех машин, включенных в схему.

Техническая характеристика противоточных переохладителей дана в табл.5.9[1]

## **12. Подбор вспомогательного оборудования**

### **12.1. Ресиверы**

В схему холодильной установки в зависимости от выбранной системы охлаждения могут быть включены циркуляционные, линейные, дренажные и защитные ресиверы. Правильный выбор вместимости аппаратов обеспечивает безопасность работы системы. В соответствии с правилами техники безопасности на аммиачных холодильных установках вместимость ресиверов следует определять, исходя из следующих соображений.

Линейные ресиверы должны вмещать аммиака не менее 30 % объема батарей и воздухоохладителей в автоматизированных насосно–циркуляционных системах с верхней подачей аммиака и 60% объема батарей и воздухоохладителей в автоматизированных насосно–циркуляционных системах с нижней подачей аммиака в приборы охлаждения. При наличии на всасывающих трубопроводах приборов охлаждения соленоидных вентилей вместимость ресивера можно уменьшить до 30% объема батарей и воздухоохладителей.

В автоматизированных безнасосных системах вместимость линейных ресиверов определяют так же, как в насосно–циркуляционных системах с нижней подачей аммиака в приборы охлаждения.

Циркуляционные ресиверы должны быть рассчитаны на прием сверх рабочего наполнения жидкого аммиака, сливаемого из приборов охлаждения. Это количество жидкого хладагента составляет не менее 30% от общего количества хладагента в испарительной системе.

Дренажные ресиверы должны обеспечивать возможность слива аммиака из приборов охлаждения самой крупной камеры хранения или замораживания.

Защитные ресиверы в безнасосных системах должны вмещать не менее 30% жидкости, которая содержится в приборах охлаждения, в случае выброса ее из батарей при повышенных тепловых нагрузках. В схемах с регулированием заполнения охлаждающих приборов по перегреву пара можно устанавливать один защитный ресивер.

Если обеспечить выход перегретого пара из охлаждающих приборов не удастся, то следует включать два ресивера, которые будут работать поочередно.

При определении расчетного объема ресиверов всех типов следует учитывать, что заполнение их при любых обстоятельствах не должно превышать 80% объема. Поэтому в соответствии с требованиями правил техники безопасности расчетный объем всех типов ресиверов увеличивают на 20%.

Рабочее заполнение ресиверов: линейных — 50%, циркуляционных — 30%.

При нормальной работе дренажные и защитные ресиверы не заполнены жидким аммиаком.

Определить вместимость разных видов ресиверов можно по формулам:

1. Линейные ресиверы.

а) в насосно–циркуляционных системах с верхней подачей аммиака в приборы охлаждения объем линейного ресивера  $V_{л.р}$

$$V_{л.р} = \frac{0.3V_{исп}}{0.5} \times 1.2м^3 = 0,7V_{исп}$$

где  $V_{исп}$  — вместимость испарительной системы,  $м^3$ ,  
0,5 — коэффициент, учитывающий норму заполнения ресивера при эксплуатации (50% от объема),

б) в насосно–циркуляционных системах с нижней подачей аммиака и в безнасосных системах при отсутствии соленоидных вентилях на всасывающих трубопроводах батарей

$$V_{л.р} = \frac{0.6V_{исп}}{0.5} \times 1.2м^3 = 1,45V_{исп}$$

а при наличии соленоидных вентилях объем линейного ресивера определяют так же, как для систем с верхней подачей аммиака в приборы охлаждения.

Характеристика линейных ресиверов марки РВ дана в табл. 5.21. [1]

2. Циркуляционные ресиверы в насосно–циркуляционных системах:

$$V_{ц.р} = (V_{б}K_1 + V_{воз}K_2)K_3K_4K_5K_6K_7 \quad (3)$$

Значения коэффициентов приведены в табл. 5.20.[1]

3. Дренажный ресивер рассчитывают по формуле

$$V_{др} = 1.5(V_{б} + V_{воз})$$

где  $V_{б}$  — вместимость батарей самой крупной камеры,  $m^3$ ;

$V_{воз}$ —вместимость воздухоохладителей данной камеры,  $m^3$ ;

В насосно–циркуляционных системах вместимость дренажного ресивера может быть принята по вместимости наибольшего циркуляционного ресивера.

4. Вместимость защитного ресивера рассчитывают по формуле (3).

Вместимость испарительной системы складывается из вместимости батарей, воздухоохладителей и сливных трубопроводов (в безнасосных системах, где регулирование заполнения батарей и воздухоохладителей производится по перегреву паров на выходе из охлаждающих приборов, во всасывающем трубопроводе жидкий аммиак отсутствует).

Вместимость батарей  $V_{б}$  (в  $m^3$ ) или воздухоохладителя рассчитывают в зависимости от длины труб батареи и вместимости 1 м трубы:

$$V_{б} = Lv,$$

где  $L$  — длина труб батареи или воздухоохладителя, м;

$v$  — вместимость 1 м трубы,  $m^3/m$ .

$$v = \frac{3,14D^2}{4}$$

где:  $D = d - 2b$

$d$  — внутренний диаметр трубы; м

$b$  — толщина стенки трубы.

Все ресиверы снабжаются предохранительными клапанами, манометрами или мановакуумметрами, запорными вентилями и указателями уровня. Характеристика дренажных вертикальных циркуляционных ресиверов марки РДВ дана в табл. 5.23 [1]. На крупных холодильных установках целесообразно применение аппаратов, выполняющих одновременно функции циркуляционных ресиверов и отделителей жидкости. Для этого предназначены ресиверы

дренажные вертикальные циркуляционные марки РДВ. Эти же аппараты можно использовать в качестве защитных ресиверов в безнасосных схемах.

Вместимость ресивера (в м<sup>3</sup>) соответствует цифре в марке аппарата.

## **12.2. Отделители жидкости**

Отделители жидкости включают в схему для защиты компрессоров от попадания в них жидкого хладагента и, следовательно, от гидравлического удара. В современных схемах отделители жидкости снабжены автоматическими приборами, выключающими компрессор при опасном изменении уровня жидкости в сосуде. В насосно–циркуляционных схемах и безнасосных схемах при регулировании заполнения приборов охлаждения по перегреву пара при нормальной эксплуатации в сосуде не должно быть жидкости (вся жидкость, поступающая в сосуд, сливается в ресивер).

Подбирают отделители жидкости по диаметру всасывающего патрубка компрессора. На каждую температуру кипения подбирают отдельный сосуд, обслуживающий всю испарительную систему.

Жидкость отделяется от пара вследствие резкого изменения скорости и направления движения хладагента. Скорость пара в сосуде должна быть не более 0,5 м/с.

Отделитель жидкости представляет собой сварной вертикальный цилиндрический сосуд, имеющий патрубки и штуцера для присоединения жидкостной и паровых линий аммиака, уравнивательной линии, автоматических приборов и манометра.

Отделители жидкости рассчитаны на рабочее давление не более 1,5 МПа (15 кгс/см<sup>2</sup>). Рабочий диапазон температур +40...–50° С.

Характеристика отделителей жидкости приведена в таб.5.24 [1].

## **12.3. Маслоотделители**

Маслоотделители предназначены для отделения масла, уносимого из компрессора вместе с парами хладагента. Наиболее полно отделяется масло от хладагента в аппаратах с охлаждением. Охлаждение может осуществляться

водой (аппараты марки МОВ) или аммиаком (барботажные аппараты марки ОММ).

Наиболее современными являются маслоотделители циклонного типа, обеспечивающие высокую степень отделения масла. Подбор маслоотделителей производится по диаметру нагнетательного патрубка компрессора. В настоящее время все агрегаты как одноступенчатого, так и двухступенчатого сжатия, работающие на аммиаке, включают маслоотделители.

Маслоотделители циклонного типа выпускают марок 65МО и 100МО; барботажного типа — марок 50ОММ, 80ОММ, ЮООММ, 1250ММ, 150ОММ, 200ОММ и 300ОММ; с водяным охлаждением марок МОВ–32М, МОВ–40Б, МОВ–50.

Цифра в обозначении соответствует диаметру нагнетательного патрубка.

#### **12.4. Маслособиратели**

Маслособиратели предназначены для перепуска в них масла из аппаратов и последующего удаления его из системы при низком давлении. Они позволяют уменьшить потери аммиака и обеспечить безопасность обслуживания. Перед выпуском масла аппарат отключают от линии высокого давления и подключают к всасывающей линии перед отделителем жидкости. Маслособиратель представляет собой сварной вертикальный цилиндрический сосуд, предназначенный для работы при давлении не более 1,8 МПа (18 кгс/см<sup>2</sup>), в диапазоне температур –40...+150° С. Количество маслособирателей, включенных в схему, определяется числом и размерами обслуживаемых аппаратов. На крупных установках целесообразно иметь один маслособиратель на каждую испарительную систему.

Характеристика маслособирателей марки СМ дана в табл. 5.26. [1].

### 13. Подбор холодильных машин и агрегатов с одноступенчатым компрессором

Для охлаждения стационарных камер на предприятиях торговли и общественного питания, в распределительных холодильниках малой емкости, для централизованного охлаждения отдельных камер или групп камер, а также для охлаждения воды в системах кондиционирования воздуха широкое распространение получили холодильные компрессорно–конденсаторные агрегаты и комплексные холодильные машины с высокой степенью заводской готовности. Подбор компрессорно–конденсаторного агрегата или холодильной машины производят одним из трех методов:

- а) по описанному объему компрессора, входящего в состав компрессорно–конденсаторного агрегата (машины);
- б) по графикам холодопроизводительности компрессорно–конденсаторного агрегата (машины);
- в) по табличным значениям холодопроизводительности компрессорно–конденсаторного агрегата (машины), приводимым в технической характеристике изделия.

Первый метод аналогичен тому, которым пользуются для расчета одноступенчатого компрессора: определяют требуемый объем, описанный поршнями компрессора по соответствующей формуле, а затем по таблицам технических характеристик подбирают агрегат или несколько агрегатов (машин) таким образом, чтобы фактическое значение объема, описанного поршнями (или сумма объемов для нескольких агрегатов), было на 20—30% больше полученного расчетом.

Подбор компрессорно–конденсаторного агрегата (машины) вторым методом производят по графикам, на которых даны холодопроизводительность и потребляемая мощность в функции от температур кипения  $t_0$  и конденсации  $t_k$  либо (для холодильных машин) от температуры хладоносителя на выходе из испарителя  $t_{B2}$  и температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор  $t_{вд1}$ .

Такие графики получают в результате заводских или лабораторных испытаний холодильных машин и агрегатов.

Для агрегатов с воздушным охлаждением конденсатора характеристики приведены в зависимости от температуры воздуха, поступающего в конденсатор.

При подборе компрессорно–конденсаторного агрегата холодильной машины третьим методом необходимо предварительно холодопроизводительность, рассчитанную для рабочих условий, привести к условиям, при которых она дана в таблице характеристик.

Указанный способ можно использовать для подбора компрессорных агрегатов, для которых холодопроизводительность дается в зависимости от температур кипения и конденсации  $t_0$  и  $t_k$ . Холодопроизводительность приводят к стандартным условиям ( $t_0 = -15^\circ\text{C}$ ,  $t = 30^\circ\text{C}$ ) по формуле:

$$Q_{CT} = Q_{РАБ} \frac{\lambda_{CT} q_{VCT}}{\lambda_{РАБ} q_{VРАБ}}$$

где:  $Q_{РАБ}$ ;  $Q_{CT}$  –холодопроизводительность компрессорно–конденсаторного агрегата при рабочих и стандартных условиях;  $Q_{РАБ}$  принимают равной суммарному теплопритоку в камеры,

$\lambda_{РАБ}$   $\lambda_{CT}$  – коэффициенты подачи при рабочих и стандартных условиях;  $q_{VРАБ}$   $q_{VCT}$  объемная холодопроизводительность при рабочих и стандартных условиях.

Объемную холодопроизводительность подсчитывают по формуле

$$q_v = \frac{i'_1 - i_4}{g}$$

где:  $q_v$  — объемная холодопроизводительность;

$i_1/ i_4$ — энтальпия холодильного агента в точках 1 и 4

$g$ , — объемная масса всасываемого пара в точке 1.

Для холодильных машин, холодопроизводительность которых дается в зависимости от температур  $t_{p2}$  и  $t_{вд1}$ , произвести пересчет очень трудно. В связи с этим рекомендуется пользоваться таблицами и графиками. [1], [2], [5] .

## Список использованной литературы

1. Свердлов Г.З. Явнель Б. К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – М.: Агропромиздат, 1978. – 263 с.
2. Курылев Е.С. В.В.Оносовский, Ю.Д. Румянцев Холодильные установки. – С–Пб:Политехника, 2002. – 575 с.
3. В.М.Шавра Основы холодильной техники и технологии. –М.: ДеЛи принт – 2004. – 269 с.
4. Г.Д. Аверин, А. М. Бражников, А.И. Васильев Примеры расчетов по курсу «Холодильная техника». –М.: Агропромиздат,1986.–183с.
5. Холодильные машины: Справ./ Под ред. А. В. Быкова. – М.: Лег. и пищ. пром–сть, 1979. – 248 с.
6. Кривобоков Ю.А., Шевхужев А.Ф., Воронцов И.И., Холодильное и вентиляционное оборудование/Под общ. ред. И.И. Воронцова
7. Богданов С.Н., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник. Ленинград: Машиностроение,1976.–168 с. с ил.
8. Лебедев В. Ф., Румянцев Ю. Д., Чумак И. Г. Холодильная техника. – М.: Агропромиздат, 1986. – 334 с.
9. Проектирование охлаждаемых сооружений: Справ. – М.: Пищ. пром–сть, 1978. – 254 с.
10. Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин: Справ. – М.: Пищ. пром–сть, 1984. – 246 с.

## Приложение А

Исходные данные для выполнения курсового проекта по холодильным установкам распределительного холодильника

Таблица

1

Показатель	вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Местонахождения Предприятие	Киев РХ	Баку ХК	Рязань МК	Казань РХ	Тула ФХ	Минск ФХ	Уфа РХ	Воронеж ХК	Омск ФХ	Сочи МК
Единовременная вместимость грузов, т:	500	4000	1000	1500	2000	3500	500	1000	1500	2000
– мороженых, %	50	60	55	65			20	30		30
– охлажденных, %	30	20	25	25			60	50		40
– универсальных, %	20	20	20	10	100	100	20	20	100	30
Вода на конденсатор	Оборотная									
Здание холодильника	Одноэтажное									

прод. таб. 1

Показатель	вариант									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Местонахождения Предприятие	Чита РХ	Курск ХК	Москва МК	Пермь РХ	Чита ФХ	Томск ФХ	Уфа ФХ	Воро неж ХК	Омск РХ	Сочи ФХ
Единовременная вместимость	500	4000	1000	1500	2000	3500	2000	1000	1500	2000
– мороженых, %	50	60	55	65		60		30	30	
– охлажденных, %	30	20	25	25		25		50	55	
– универсальных,	20	20	20	10	100	15	100	20	15	100
Вода на конденсатор	Оборотная									
Здание	Одноэтажное									

**Примечание.** Производительность камеры домораживания принимать, исходя из поступления (10+25) т/сутки

РХ – распределительный холодильник

ХК – хладокомбинат

МК – мясокомбинат

ФХ – фруктохранилище

Таблица 2  
Климатические параметры воздуха

Город	Температура, °С			Относительная влажность, %	
	среднегодовая	летняя	зимняя	летняя	зимняя
Алма-Ата	8,7	34	- 22	35	68
Архангельск	0,8	27	-32	63	87
Астана	1,4	33	-33	42	80
Астрахань	9,4	34	-22	37	81
Ашхабад	16,3	40	-12	21	73
Баку	14,4	34	-3	46	73
Барнаул	1,1	31	-37	54	77
Бишкек	9,8	35	-21	28	60
Брянск	4,9	30	-23	53	82
Вильнюс	6,2	28	-23	58	86
Владивосток	4,0	30	-12	79	62
Владикавказ	7,9	30	-15	61	74
Владимир	3,4	29	-28	57	86
Волгоград	7,6	35	-25	33	84
Вологда	2,2	28	-29	61	84
Воронеж	5,4	33	-25	47	87
Грозный	10,1	34	-16	47	80
Днепропетровск	8,5	33	-20	43	83
Душанбе	14,2	36	-10	24	64
Екатеринбург	1,2	30	-24	54	79
Ереван	11,6	35	-18	34	68
Иваново	2,7	30	-28	56	86
Иркутск	-1,1	29	-36	58	77
Казань	4,6	26	-22	66	85
Киев	7,2	31	-22	52	83
Киров	1,5	29	-31	56	87
Кишинев	9,4	32	-17	45	77
Краснодар	10,8	34	-18	46	73
Красноярск	0,5	30	-40	52	72
Курск	5,4	30	-24	53	84
Луганск	7,0	33	-23	40	78
Магнитогорск	1,2	31	-32	49	75
Махачкала	12,4	36	-20	50	80
Минск	5,4	28	-23	56	61
Москва	4,8	30	-26	50	83
Мурманск	0,0	25	-26	63	86
Нальчик	8,6	28	-19	68	86
Нижний Новгород	3,1	29	-28	56	86
Новороссийск	12,7	33	-12	53	74
Новосибирск	-0,1	30	-39	56	80
Одесса	9,9	32	-16	55	82
Омск	0,0	31	-36	52	79
Оренбург	3,9	34	-30	40	83
Пермь	1,5	29	-31	57	83

Полтава	7,0	31	-21	48	85
Рига	5,6	27	-19	63	84
Ростов-на-Дону	8,7	33	-21	41	81
Самара	3,8	32	-29	48	-
Самарканд	12,9	37	-13	25	62
Санкт-Петербург	4,3	27	-24	59	82
Саратов	5,3	33	-28	41	77
Сочи	13,4	32	-1	67	70
Ставрополь	9,1	33	-19	47	82
Таллин	5,0	26	-21	71	83
Тамбов	4,8	32	-26	49	81
Ташкент	13,3	37	-13	24	59
Тбилиси	12,7	34	-8	39	57
Тюмень	1,3	31	-35	58	77
Томск	-0,6	29	-39	59	79
Уфа	2,8	32	-30	53	82
Хабаровск	1,4	32	-33	67	76
Харьков	6,9	32	-22	49	81
Херсон	9,8	33	-18	41	79
Чита	-2,7	32	-39	53	73
Ялта	13,0	33	-11	56	68
Ярославль	2,7	28	-28	58	85

Таблица 3

Коэффициент теплопередачи ограждающих конструкций

Среднегодовая температура	Коэффициент теплопередачи наружных стен (Вт/м <sup>2</sup> ·К) при температуре воздуха в охлаждаемом помещении, °С						
	-40 -30	-25 -20	-15 -10	-5	0	5	12
-2°С и ниже	0,208	0,256	0,322	0,38	0,417	0,476	0,526
Выше -2°С, но ниже 7°С	0,196	0,23	0,277	0,36	0,417	0,476	0,526
7°С и выше	0,185	0,208	0,23	0,27	0,303	0,36	0,45

Таблица 4

Коэффициент теплопередачи покрытий

Среднегодовая температура	Коэффициент теплопередачи покрытий (Вт/м <sup>2</sup> ·К) при температуре воздуха в охлаждаемом помещении, °С						
	-30	-20	-10	-5	0	5	12
-2°С и ниже	0,196	0,248	0,303	0,36	0,36	0,38	0,435
Выше -2°С, но ниже 7°С	0,185	0,217	0,27	0,303	0,36	0,38	0,435
7°С и выше	0,172	0,196	0,23	0,256	0,294	0,333	0,37

Таблица 5

Коэффициент теплопередачи внутренних стен, перегородок и междуэтажных перекрытий

Температура воздуха в более теплом помещении	Коэффициент теплопередачи внутренних стен, перегородок и междуэтажных перекрытий (Вт/м <sup>2</sup> ·К) при температуре воздуха в более холодном помещении, °С						
	-30	-20	-10	-5	0	5	10
-30	0,59	–	–	–	–	–	–
-20	0,45	0,59	–	–	–	–	–
-10	0,29	0,57	0,59	–	–	–	–
-5	0,25	0,303	0,45	0,59	–	–	–
0	0,23	0,277	0,37	0,45	0,59	–	–
5	0,217	0,25	0,31	0,37	0,45	0,59	–
10	0,208	0,22	0,27	0,37	0,37	0,45	0,59
20	0,19	0,20	0,23	0,277	0,34	0,45	0,45

Таблица 6

Коэффициент теплопередачи внутренних стен и перегородок

Коэффициент теплопередачи внутренних стен и перегородок, отделяющих охлаждаемые помещения от неохлаждаемых и неотапливаемых					
Температура воздуха в охлаждаемом	в	Коэффициент теплопередачи, К Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Температура воздуха в	в	Коэффициент теплопередачи, К Вт/(м <sup>2</sup> ·К)

помещения, °С		помещения, °С	
-30	5,1	0	2,4
-20	4,3	12	1,9
-10	3,6		

Таблица 7  
Коэффициент теплопередачи полов

Температура воздуха в охлаждаемом помещении, °С	Коэффициент теплопередачи полов на обогреваемых грунтах, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
-1	0,36
-10	0,26
-20	0,18
-30	0,15

Таблица 8  
Избыточная разность температур от действия солнечной радиации

Вид ограждения	Стороны света								
	Ю		Ю В	Ю З	В	З	С В	С З	
	Географическая широта								
	40 <sup>0</sup>	50 <sup>0</sup>	60 <sup>0</sup>	от 40 <sup>0</sup> до 60 <sup>0</sup> С					
Стены:									
– бетонные	5,9	8,0	9,8	8,8	10,0	9,8	11,7	5,1	5,6
– кирпичные	6,6	9,1	11,0	9,9	11,3	11,0	13,2	5,8	6,3
– побеленные известью или оштукатуренные светлой штукатуркой	3,6	4,9	6,0	5,4	6,1	6,0	7,2	3,2	3,5
– покрытые штукатуркой на темном песке	5,1	7,1	8,5	7,7	8,8	8,5	10,2	4,5	4,9
– облицованные белыми глазурованными плитками	22,3	3,2	3,9	3,5	4,0	3,9	4,7	2,0	2,2
Кровли:									
– покрытые толем, асфальтом	18,5								
– покрытые темным рубероидом	17,7								
– покрытые светлым рубероидом	14,9								

Таблица 9

Температура	Мясо говяжье, птица	Баранина	Свинина	Рыба тощая	Рыба жирная	Молоко цельное	Масло сливочное	Виноград, абрикосы, вишня	Фрукты и плоды других видов
-20	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-18	4,6	4,6	4,6	5,0	5,0	5,5	3,8	7,5	6,7
-15	13,0	12,6	12,2	14,3	14,3	14,3	10,1	20,6	17,2
-12	22,2	21,8	21,4	24,8	24,4	25,2	17,6	36,5	29,8
-10	30,2	29,8	28,9	33,6	32,7	32,7	23,5	49,8	38,5
-8	39,4	38,5	34,8	43,5	42,3	42,3	29,3	66,5	51,0
-5	57,3	55,6	54,4	64,0	62,5	62,8	40,6	116,0	82,9
-3	75,3	74,0	73,3	88,4	85,5	88,7	50,5	202,2	130,0
-2	98,8	95,8	91,6	111,6	106,2	111,2	60,4	229,0	211
-1	185,5	179,5	170,0	212,2	199,8	184,2	91,6	232,6	267,0
0	232,2	224,0	211,8	205,	219,0	317,8	95,0	235,8	271,7
1	235,5	227,0	21-	209,5	252,0	322,8	98,8	239,5	274,3
2	238,2	230,0	217,8	272,9	256,0	326,8	101,4	242,9	279,0
4	245,5	230,3	221,0	280,0	262,6	334,4	106,5	250,2	280,7
8	248,2	249,0	235,8	293,9	277,0	350,7	121,4	261,5	302,0
10	264,5	255,3	241,7	301,0	283,0	358,5	129,	271,8	308,8
12	270,8	261,4	248,2	308,0	290,0	366,0	138,6	278,6	317,0
15	280,4	271,2	256,8	314,4	300,4	378,0	155,3	289,6	328,0
20	296,8	286,7	272,5	336,0	317,4	398,0	182,8	307,0	316,5
25	312,0	301,8	287,7	353,6	334,4	418,0	204,2	325,5	365,6
30	329,0	314,0	301,8	371,0	351,5	437,0	221,4	343,0	384,8
35	345,0	334,0	317,8	388,0	369,0	458,0	240,0	360,5	403,0
40	361,0	349,8	332,2	406,0	385,0	477,0	253,6	378,0	421,0

Удельные энтальпии пищевых продуктов, кДж/кг

Таблица 10  
Характеристики кожухотрубных конденсаторов

Марка конденсатора	Площадь теплопередающей поверхности, м <sup>2</sup>	Габаритные размеры, мм			Диаметры патрубков, мм			Масса, кг
		длина	ширина	высота	вход пара	выход жидкости	вход, выход воды	
КТГ-32	36	4430	810	910	50	20	65	1155
КТГ-40	40	3520	910	1000	65	20	80	1448
КТГ-50	53	4520	910	1000	65	25	1516	2023
КТГ-63	67	5520	910	1000	80	25	100	2023
КТГ-80	95	4640	1110	1230	80	32	125	2472
КТГ-125	120	5640	1110	1230	80	32	125	3540
КТГ-160	151	4750	1330	1670	100	40	200	4292
50КВН	50	–	1235	5000	65	32	–	1716
75КВН	75	–	1335	5000	65	32	–	2258
100КВН	100	–	1455	5000	80	40	–	2996
125КВН	125	–	1560	5000	80	40	–	3865
150КВН	150	–	1700	5000	100	50	–	4553

Таблица 11

Характеристики испарителей для жидких хладоносителей

Марка	Площадь теплопередающей поверхности, м <sup>2</sup>	Габаритные размеры, мм			Диаметры патрубков, мм			Вместимость по хладагенту, м <sup>3</sup>	Масса, кг
		длина	Ширина или диаметр	высота	вход жидкости	выход пара	вход, выход хладоносителя		
<b>Кожухотрубных</b>									
ИКТ-65	67,8	55 80	10 75	15 50	25	80	125	0,885	2100
ИКТ-90	96,8	46 70	13 10	19 50	25	125	150	1,14	2800
ИКТ-110	21,0	56 70	13 10	19 50	25	125	150	1,58	3500
ИКТ-140	54,4	48 00	14 93	22 70	40	150	200	2,1	4100
ИКТ-180	93,0	58 00	14 93	22 70	40	150	200	2,64	4230
И-80	80,0	55 60	10 75	14 70	25	80	125	0,885	2400
И-125	25,0	46 50	13 10	18 00	25	125	150	1,140	3530
И-160	60,0	56 50	13 10	18 00	25	125	150	1,580	4230
<b>Панельных</b>									
40ИП	40	3470	735	10 50	20	65	100	0,223	1500
60ИП	60	3670	1060	10 50	20	100	100	0,332	2180
90ИП	90	3670	1045	10 50	20	100	100	0,497	3000
120ИП	120	6100	1175	12 00	40	150	200	0,501	4000
160ИП	180	6100	1626	12 00	40	150	200	0,744	5530

Таблица 12  
Характеристики компрессорных агрегатов

Марка агрегата	Теоретическая подача, м <sup>3</sup>	Мощность двигателя, кВт	Габаритные размеры, мм			Масса, кг	
			длина	ширина	высота		
Одноступенчатых							
A20-7-2	0,015	9,1	610	550	485	180	
A40-7-2	0,029	18,5	850	680	580	280	
A60-7-2	0,043	19,5	885	700	685	330	
A80-7-2	0,043	19,5	885	700	685	330	
A110-7-2	0,084	39,0	950	900	800	770	
A220-7-2	0,167	78,0	1110	1140	890	1100	
1A280-7-2	0,165	132	2825	1030	1420	2385	
2A350-7-2	0,243	160,0	2900	1150	2200	3320	
Двухступенчатых							
	Ниж. ступени	верхней ступени					
21АД-25-7-4	0,0435	0,0145	30	1700	1065	1220	900
Д-55-7-4	0,125	0,042	55	2500	1330	1290	2800

Таблица 13  
Характеристики насосов

Марка насоса	Номинальная подача, м <sup>3</sup> /ч.	Номинальный напор, м.	Допустимый кавитационный запас, м.	Мощность электродвигателя, кВт	Диаметр патрубков, мм.		Габаритные размеры, мм.			Масса, кг
					всасывающий	нагнетательный	длина	ширина	высота	
Насосы для воды и хладоносителей										
К 8/18	8	18	4	1,5	50	40	768	257	321	79
К 20/18	20	18	4	2,2	50	40	832	299	343	86
К 20/30	20	30	4	4,0	50	40	832	299	343	109
К 45/30	45	30	4,5	7,5	80	50	1030	332	413	168
К 45/56	45	55	4,5	30	80	50	1360	515	525	445
К 90/20	90	20	5,5	7,5	100	70	1030	332	413	174
К 90/55	90	55	5,5	30	100	70	1360	515	525	455
К 90/85	90	85	5,5	55	100	70	1575	665	655	510
К 160/20	160	20	4,5	30	150	100	1350	555	525	480
К 160/30	160	30	4,5	30	150	100	1545	575	555	465
К 290/18	290	18	4,5	22	200	150	1455	575	555	440

Таблица 14 .  
Теплофизические свойства хладоносителей

Концентрация, %	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Температура замерзания, °С	Температура раствора, °С	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)
раствора этиленгликоля				
4,6	1005	-2	0	4,106
8,4	1010	-4	0	4,064
12,2	1015	-5	0	3,980
16,0	1020	-7	0	3,896
19,8	1025	-10	0	3,855
23,6	1030	-13	0	3,813
			-10	3,855
27,4	1035	-15	0	3,729
			-10	3,687
31,2	1040	-17	0	3,666
			-10	3,645
35,0	1045	-21	0	3,603
			-10	3,561
38,8	1050	-26	0	3,520
			-10	3,478
			-20	3,436
42,6	1055	-29	0	3,436
			-10	3,394
			-20	3,352
раствора хлорида кальция				
9,4	1080	-5,2	0	3,337
			-5	3,352
14,7	1130	-10,2	0	3,331
			-5	3,318
			-10	3,310
18,9	1170	-15,7	0	3,130
			-5	3,100
			-10	3,090
			-15	3,070
20,9	1190	-19,2	0	3,046
			-5	3,017
			-10	2,988
			-15	2,959
23,8	1220	-25,7	0	
			-5	
			-10	
			-15	
			-20	

Таблица 15

Стальные бесшовные трубы, применяемые в холодильных установках

Условный проход, мм	Наружный диаметр и толщина стенки, мм	Номинальный внутренний коэффициент	Площадь поперечного сечения, м <sup>2</sup>	ГОСТ
10	14*3	8	0,00005	8734-74
15	18*3	12	0,000103	8734-74
20	25*3	19	0,000284	8734-74
25	32*3,5	25	0,000492	8734-74
32	38*4	30	0,000706	8734-74
40	45*4	37	0,00107	8734-74
50	57*3,5	50	0,00196	8732-74
70	76*4	68	0,00367	8732-74
80	89*4,5	80	0,00502	8732-74
100	108*4	100	0,00785	8732-74
125	133*4	125	0,0122	8732-74
150	159*4,5	150	0,0177	8732-74

Таблица 16.  
Коэффициенты теплоотдачи

Поверхности помещений	Коэффициент теплоотдачи $\alpha$ Вт/(м <sup>2</sup> -К)
Наружные поверхности наружных стен и покрытий	23,3
Наружные поверхности чердачных покрытий	11,6
Внутренние поверхности помещений без принудительной циркуляции воздуха	
поверхность стены	8,12
поверхность потолка холодной камеры при расположении над ней более теплой камеры	5,81
поверхность пола более теплой камеры при расположении под ней холодной камеры	6,96
Внутренние поверхности помещений с умеренной циркуляцией воздуха	9,28
Внутренние поверхности помещения с усиленной циркуляцией воздуха	10,44

Таблица 17  
Нормы загрузки некоторых продуктов

Продукты	Условная загрузка, т/м <sup>3</sup>	Кэффи- циент пересчета	Продукты	Условная загрузка, т/м <sup>3</sup>	Кэффи- циент пересчета
Говядина мороженая в четвертинах	0,40	0,88	Сыры без тары и в дере- вянных ящиках	0,50	0,70
в полутушах	0,30	1,17	в деревянных бара- банах	0,46	0,76
в четвертинах и полу- тушах	0,35	1,00	Сметана в кадках	0,75	0,47
Баранина мороженая	0,28	1,25	Творог в кадках	0,71	0,50
Свинина мороженая	0,45	0,78	Сгущенное молоко		
Мясо и субпродукты в блоках	0,60	0,58	в деревянных бочках	0,57	0,61
Птица мороженая в дере- вянных ящиках	0,38	0,92	в фанерных бочках	0,74	0,47
Колбасные изделия в де- ревянных ящиках	0,40	0,88	Яйца		
Копчености в деревянных ящиках	0,50	0,70	в деревянных ящиках	0,32	1,09
Рыба мороженая в дере- вянных и картонных ящи- ках, рогожных кулях	0,45	0,78	в картонных ящиках	0,27	1,30
Рыба мороженая осетро- вых пород без тары	0,45	0,78	Яичные и молочные про- дукты	0,40	0,88
Рыбное филе мороженое в картонных ящиках	0,70	0,50	Консервы		
Рыба соленая	0,60	0,58	в деревянных ящиках	0,60	0,58
Масло сливочное			в картонных ящиках	0,65	0,54
в деревянных ящиках	0,70	0,50	Мороженое на рейках без стеллажей		
в картонных ящиках	0,80	0,44	в картонных коробках	0,17	2,00
Масло и жиры топленые			в контейнерах	0,33	1,08
в деревянных ящиках	0,65	0,54	в гильзах	0,21	1,66
в деревянных бочках	0,54	0,65	Мороженое на стеллажах в картонных ящиках	0,23	1,52
			Яблоки и груши в дере- вянных ящиках	0,36	0,97
			Цитрусовые		
			в фанерных ящиках	0,45	0,78
			в картонно-деревян- ных ящиках	0,32	1,09
			Прочие грузы	0,35	1,00
При укладке на поддонах					
Масло сливочное			Жиры топленые в дере- вянных бочках	0,40	0,87
в деревянных ящиках	0,63	0,56	Рыба мороженая		
в картонных ящиках	0,70	0,50	в деревянных ящи- ках	0,39	0,90
Яйца			в картонных ящиках	0,47	0,75
в деревянных ящиках	0,30	1,17	Маргарин		
в деревянных ящиках	0,26	1,35	в картонных ящиках	0,70	0,50
и картонных коробках			в деревянных бочках	0,43	0,81
Консервы мясные в дере- вянных ящиках	0,38	0,92	Консервы рыбные в дере- вянных ящиках	0,41	0,85
Колбасные изделия в де- ревянных ящиках	0,30	1,17	Яблоки и груши в дере- вянных ящиках	0,34	1,03
Сыры в деревянных ящи- ках	0,40	0,87	Цитрусовые		
Сыр плавленый в дере- вянных ящиках	0,67	0,52	в фанерных ящиках	0,32	1,09
Птица мороженая			в картонно-деревян- ных ящиках	0,30	1,17
в деревянных ящиках	0,44	0,79	Лук репчатый	0,34	1,03
в картонных ящиках	0,38	0,92	Морковь	0,32	1,09
Виноград и томаты в лет- ках	0,30	1,17			

Таблица 18.

Коэффициент теплопроводности изоляционных материалов

Материал	Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , Вт/м·град
<b>Строительный</b>	
Кладка кирпичная	0,85
Бетон	1,1–1,4
Железобетон	1,4–1,6
Асфальтобетон	0,75–0,85
Дерево	0,2–0,25
Штукатурка цементная	0,9–0,2
Облицовочные керамическ. плитки на цементном	0,2–0,25
Битум	0,2
Рулонная гидроизоляция на битуме	0,25–0,3
Гравий керамзитовый	0,45–0,5
Шлак топливный	0,2–0,25
Штукатурка гипсовая (сухая)	0,12–0,35
Песок	0,46–0,58
Туф	0,46–0,58
Грунт растительный	1,16
<b>Теплоизоляционный</b>	
Плиты из минеральной пробки и минераловаты	0,075–0,08
Пенополистирол ПСБ–С	0,04–0,045
Пенополиуретан	0,035–0,05
Пенопласт ПХВ	0,05–0,058
Пенополистирол ПС–БС	0,04–0,05
Пенопласт ФРП	0,065–0,07
Пенобетон	0,095–0,1
Плиты перлитцементные или перлитогелевые	0,08–0,09
<b>Парогидроизоляционные</b>	
Пергамин и рубероид	0,14–0,18
Битум	0,18–0,2
Гидроизол	0,3–0,35
Борулин	0,29–0,35

Таблица 18а

Удельный приток тепла при открывании дверей

Помещения	Теплоприток(в Вт/м <sup>2</sup> ) при высоте камер 6 м и площади, м <sup>2</sup>		
	до 50	50—150	более 150
Камеры охлаждения, аккумуляторы и камеры хранения охлажденной рыбы	23	12	10
Камеры хранения охлажденных продуктов	29	15	12
Камеры замораживания	32	15	12
Камеры хранения мороженых продуктов	22	12	8
Экспедиции и приемные	78	38	20

## Приложение Б

Построение цикла холодильной установки и определение параметров хладагента

Цикл паровой холодильной установки удобнее для расчета изображать в  $i$ - $\lg p$  – диаграмме (рис.1).

На диаграмме  $i$ - $\lg p$  изображены следующие процессы:

- 4–1' – кипение хладагента в испарителе при  $t_0$ ,  $p_0$  (принято, что из испарителя выходит сухой пар – насыщенный);
- 1'–1 – перегрев паров хладагента перед компрессоров от  $t_0$  до  $t_{вс}$  при  $p_0 = \text{const}$ ;
- 1–2 – адиабатное сжатие в компрессоре;
- 2–2'–3' – процесс отвода тепла в конденсаторе при  $p_0 = \text{const}$ , который можно разделить на два процесса: 2–2' – охлаждение пара до состояния насыщения и 2'–3' – конденсация хладагента при  $t_k = \text{const}$ ;
- 3'–3 – переохлаждение жидкого хладагента в переохладителе от  $t_k$  до  $t_{по}$  при давлении  $p_k$ ;
- 3–4 – дросселирование хладагента в регулирующем вентиле от  $p_k$  до  $p_0$  по линии постоянной энтальпии.

Рассмотрим процесс построения цикла холодильной установки на примере. В качестве хладагента выберем хладон R–12 со следующими параметрами рабочего режима:  $t_0 = -20^\circ\text{C}$ ;  $t_k = 35^\circ\text{C}$ ;  $t_{по} = 30^\circ\text{C}$ ;  $t_{вс} = 5^\circ\text{C}$ .

Вписывание цикла в диаграмму удобно начать с нанесения линии  $t_0 = -20^\circ\text{C}$ , которая в области влажного пара совпадает с линией давления  $p_0 = 0,15 \text{ МПа} = 1,54 \text{ кгс/см}^2$ . На пересечении этой линии с правой пограничной кривой лежит точка 1', характеризующая состояние сухого насыщенного пара (конец процесса кипения). Затем этот пар перегревается в испарителе или трубопроводе на пути из испарителя в компрессор. Перегрев протекает по изобаре  $p_0$ , которая в области перегретого пара изображается в

$i$ – $\lg p$  – диаграмме горизонтальной прямой линией, в  $T$ – $S$ –диаграмме – восходящей кривой, на конце которой дано значение абсолютного давления. Давление  $p_0$ , проще и точнее можно определить по таблице насыщенных паров.

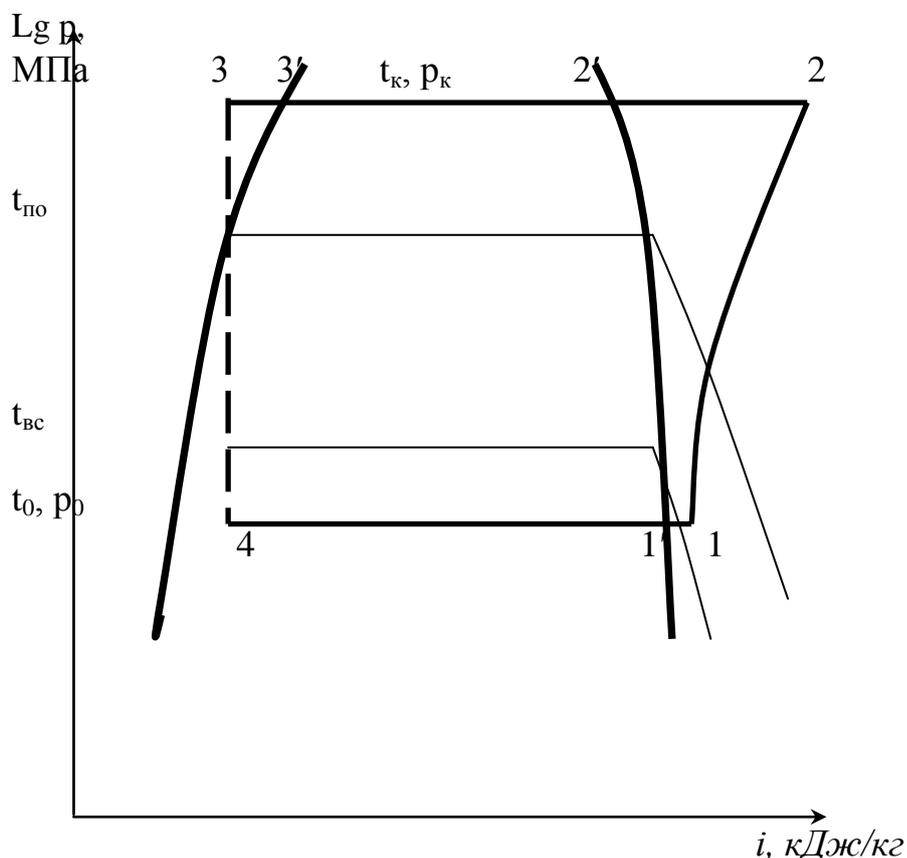


Рис. 1 – Цикл холодильной машины с одноступенчатым сжатием в  $i$ – $\lg p$  – диаграмме

Состояние пара, поступающего в компрессор, характеризуется точкой 1, лежащей в области перегретого пара на пересечении изобары  $p_0 = 0,15 \text{ МПа} = 1,54 \text{ кгс/см}^2$  с изотермой, соответствующей температуре пара, всасываемого компрессором,  $t_{вс} = -5^\circ\text{C}$ . Изотермы в области перегретого пара изображаются в  $i$ – $\lg p$ –диаграмме штрихпунктирными спадающими кривыми, в  $T$ – $S$  – диаграмме – горизонтальными прямыми.

Состояние пара в конце сжатия характеризуется точкой 2, которая находится на пересечении адиабаты  $S = 4,60 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ , проходящей через точку 1, с изобарой  $p_k$  (соответствующей температуре конденсации  $t_k = 35^\circ\text{C}$ ). В

области влажного пара изобара  $p_k = 0,846 \text{ МПа} = 8,62 \text{ кгс/см}^2$  совпадает с изотермой  $t_k = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ , а в области перегретого пара изображается аналогично  $p_0$  горизонтальной линией в  $i\text{--lg } p$  – диаграмме.

Точка 2' лежит на правой пограничной кривой и характеризует состояние насыщенного пара (начало конденсации), а точка 3' – на левой пограничной кривой и характеризует состояние насыщенной жидкости (окончание конденсации).

Состояние переохлажденной жидкости в диаграмме характеризуется точкой 3, лежащей в области жидкости на пересечении изобары  $p_k$  с изотермой, соответствующей температуре переохлаждения  $t_{\text{по}} = 30^\circ\text{C}$ .

Состояние хладагента после дросселирования (точка 4) находится на пересечении изоэнтальпы  $i_3 = 429 \text{ кДж/кг}$ , проходящей через точку 3, с изобарой  $p_0 = 0,15 \text{ МПа} = 1,54 \text{ кгс/см}^2$  (или с изотермой  $t_0 = -20 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

По диаграмме можно определить пять параметров в любой точке цикла, кроме удельного объема жидкости в точках 3 и 3'. Удельный объем насыщенной и переохлажденной жидкости определяют только по таблицам насыщенных паров. Термодинамические диаграммы не единственный источник для определения параметров хладагента. Проще и точнее можно определить параметры по таблицам насыщенных и перегретых паров соответствующих хладагентов.

По таблицам насыщенных паров определяют давления  $p_0$  и  $p_k$ , а также все другие параметры точек, расположенных на пограничных кривых (1', 2', 3'), т.е. параметры сухого насыщенного пара и насыщенной жидкости, по температурам  $t_0 = -20 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $t_k = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ .

По таблице перегретых паров находят параметры точек 1 и 2, находящихся в области перегретого пара. Точки в области перегретого пара определяются двумя любыми параметрами. Так, по давлению  $p_0 = 0,15 \text{ МПа}$  и температуре  $t_{\text{вс}} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$  находят другие три параметра  $v, i, s$  точки 1.

Параметры точки 2 находят по давлению  $p_k = 0,846$  МПа и энтропии  $S = 4,60$  кДж/(кг·К) .

Параметры точки 4 по таблицам не определяют. Однако в процессе 3–4 энтальпия постоянна, т.е.  $i_4 = i_3$ , а  $i_3$  берется из таблиц насыщенных паров.

Полученные данные заносятся в таблицу 1.

Таблица 1 Значения основных параметров хладагента

Точки цикла	Параметры					Состояние
	$p$ , Мпа	$t$ , °С	$V$ , м <sup>3</sup> /кг	$i$ , кДж/кг	$S$ , кДж/кг	
1	2	3	4	5	6	7
1'	0,151	-20	0,109	542,96	4,57	Сухой насыщ. пар
1	0,151	-5	0,117	551,96	4,60	Перегретый пар
2	0,846	60	0,024	584,87	4,60	Перегретый пар
2'	0,846	35	0,021	556,64	4,55	Сухой насыщ. пар
3'	0,846	35	0,00079	434,09	4,12	Насыщ. жидкость
3	0,846	30	0,00077	429,08	4,09	Переохл. жидкость
4	0,151	-20	0,03000	429,08	4,10	Влажный насыщ. пар

Полученные данные позволяют сделать расчеты характеристик и выбор основного и вспомогательного оборудования холодильной станции.

Функциональные схемы холодильных машин гидравлические:

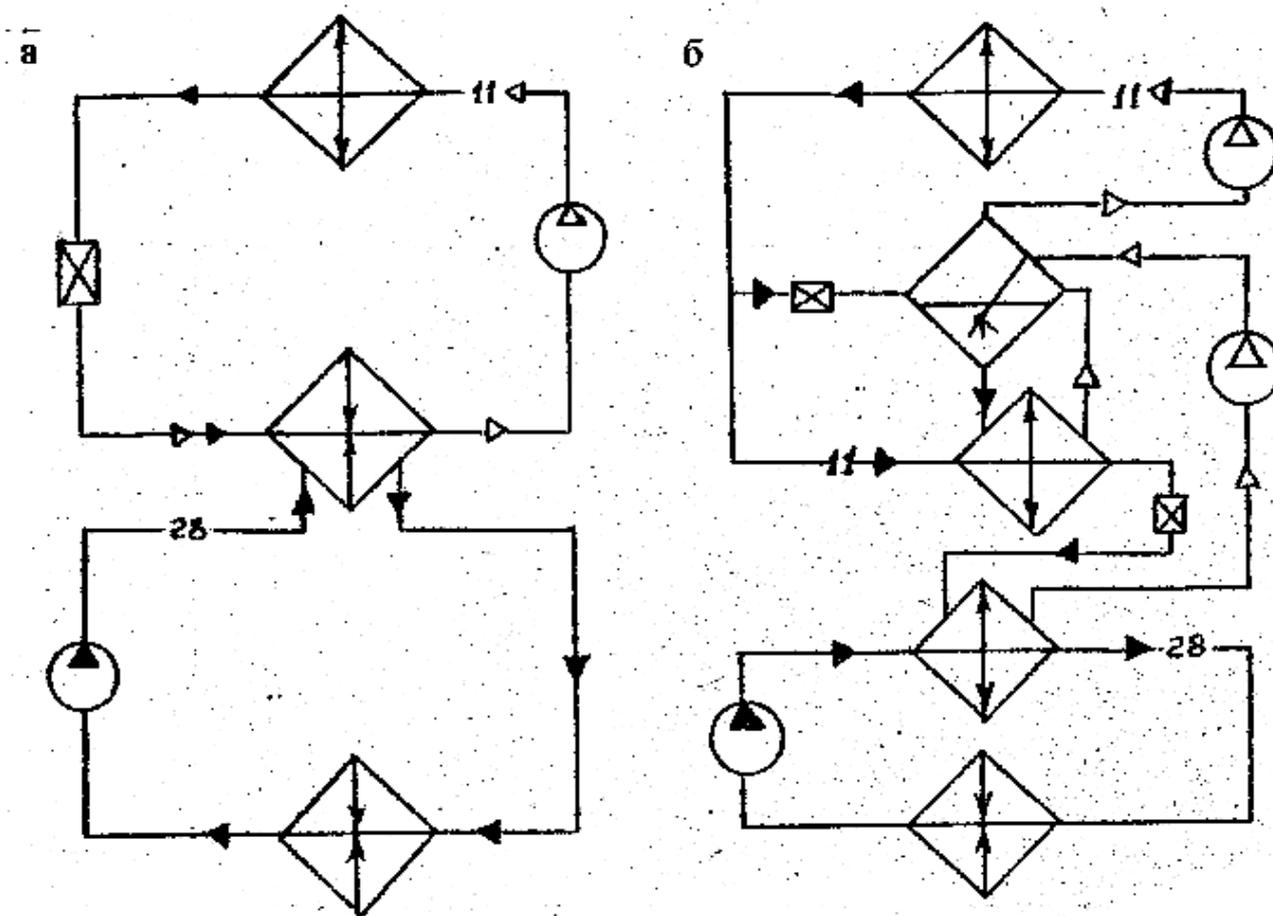
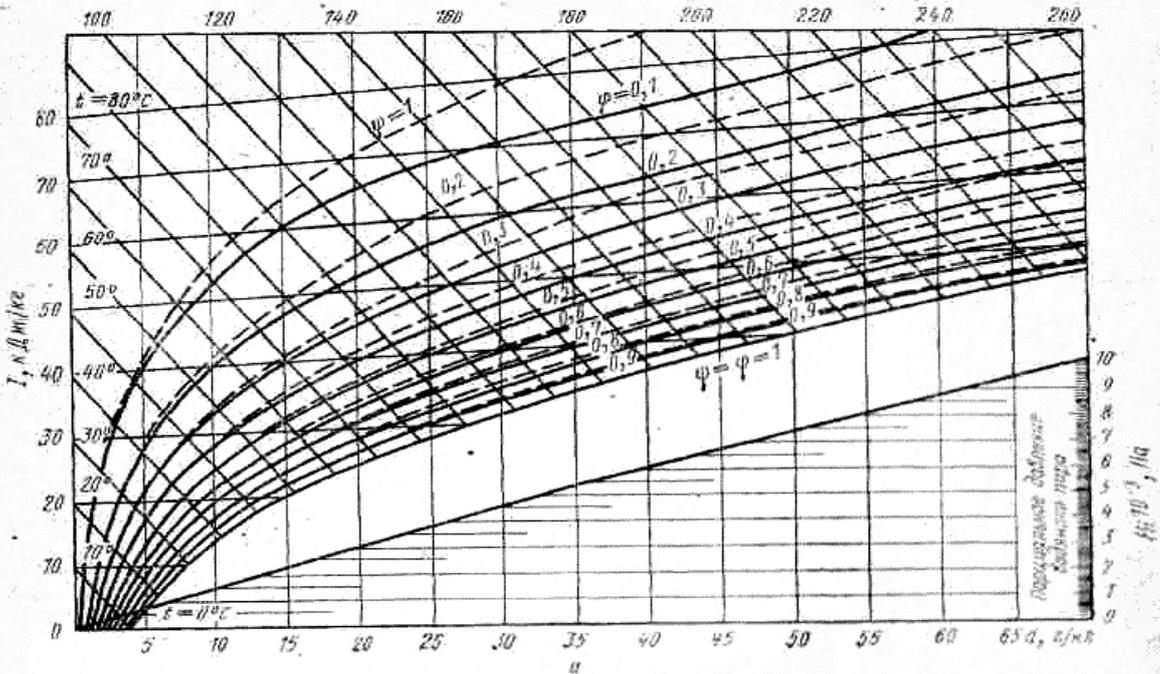


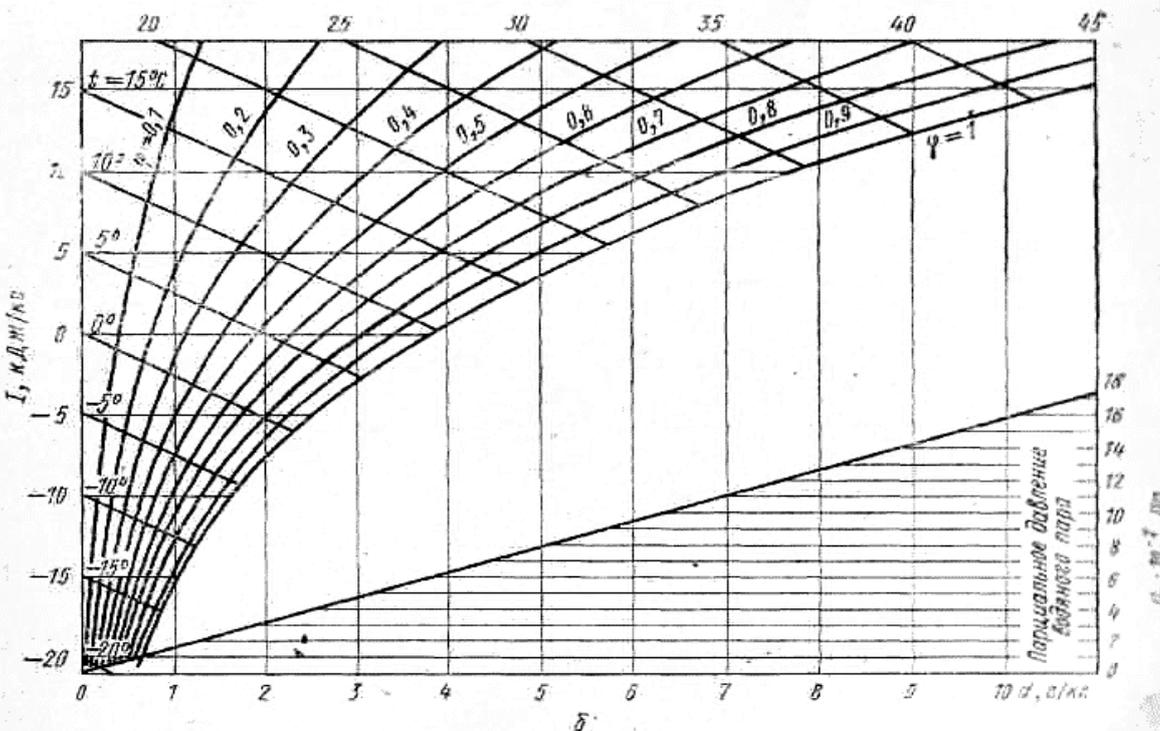
Рис. 2. Схемы холодильных машин. Гидравлические функциональные:  
а – одноступенчатая; б – двухступенчатая с полным промежуточным охлаждением пара и переохлаждением жидкости

$i$ - $d$  диаграмма влажного воздуха

$I$  —  $d$ -диаграмма воздуха ( $p_{\text{св}} = 100 \text{ кПа}$ )



а) в диапазоне температур 80...0 °С;



б) в диапазоне температур 15...-20 °С;

Пример определения  $t_m$  по  $i-d$  диаграмме (для г. Киров).

Расчётные параметры наружного воздуха.

Холодильники, как правило, рассчитывают на самый жаркий период года. Поэтому в качестве летней расчётной температуры в городе Кирове принимаем  $t_{л} = 29,5^{\circ}\text{C}$ . В качестве летней расчётной относительной влажности наружного воздуха принимают  $\phi = 51\%$ . Расчётное значение среднегодовой температуры наружного воздуха  $t_{ср.г} = 3,1^{\circ}\text{C}$ .

Метод определения температуры мокрого термометра.

На  $i-d$  диаграмме сначала определяется точку А с параметрами  $t = 29,5^{\circ}\text{C}$ ,  $\phi = 51\%$ . Она находится по линии постоянной температуры ( $t = \text{const}$ ), с заданным значением расчётной летней температуры, до пересечения с линией постоянной относительной влажности ( $\phi = \text{const}$ ), с заданным значением расчётной летней относительной влажности. Затем из точки А по линии постоянной энтальпии ( $i = \text{const}$ ) двигаемся до пересечения с линией  $\phi = 100\%$  (точка Б). Температура в точке Б. и будет искомой температурой мокрого термометра  $t_m = 22^{\circ}\text{C}$ .

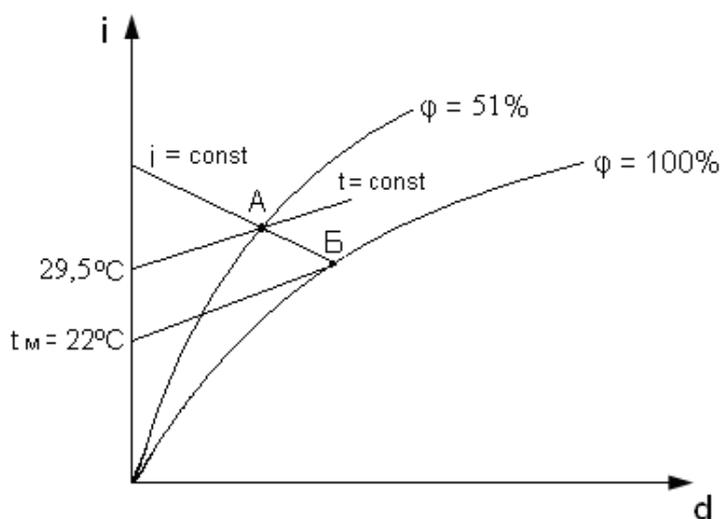


Рис. 3. Метод определения по  $i - d$  диаграмме точку мокрого термометра

## **Пример решения и оформления курсового проекта**

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ ГУМАНИТАРНО-  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ»**

Инженерно-технологический институт  
Кафедра «Технологические машины и переработка материалов»

**Курсовой проект**

По дисциплине:  
«Холодильное оборудование»

На тему:  
«Проект распределительного холодильника на 1500 тонн в г. Омск»

Выполнил:

Проверил:

Черкесск 2018 г.

## Задание на проект

Спроектировать одноэтажное здание распределительного холодильника, находящегося в городе Омск.

Условная ёмкость холодильника – 1500 т.

Камеры хранения мороженных грузов составляют 60%, универсальные камеры 40% от условной ёмкости холодильника.

Вода на конденсатор – обратная

					КП-СКГГА-15.03.02-05-16 ПЗ	Лист
						78
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## ВВЕДЕНИЕ

Холодильная техника в настоящее время представляет собой высокоразвитую отрасль промышленности, способную удовлетворить самые разнообразные требования, возникающие в связи с необходимостью отводить теплоту от различных объектов при температурах ниже температуры окружающей среды.

Холодильная техника применяется на предприятиях различных отраслей промышленности. Практически нет таких отраслей, где бы не применялся искусственный холод. Одной из важнейших областей применения искусственного холода является мясная, и молочная промышленность входит в состав агропромышленного комплекса. Основные задачи агропромышленного комплекса достижение устойчивого роста сельскохозяйственного производства, надёжное обеспечение страны продуктами питания и сельскохозяйственным сырьём. Решение задач, поставленных перед агропромышленным комплексом, зависит от внедрения достижений холодильной техники и технологии развития сети холодильников, оснащений отраслей агропромышленного комплекса рефрижераторным транспортом, контейнерами для транспортировки и хранения продукции.

В данном проекте применяется система централизованного холодоснабжения потребителей холода с помощью воздухоохладителей и гладкотрубных батарей.

					<i>КП-СКГГА-15.03.02-05-16 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						79
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

## 1. Выбор расчетного режима холодильника

По заданному месторасположению предприятия находят климатические характеристики атмосферного воздуха табл.1.[1]

среднемесячную температуру  $t_{с.м.} = 0^{\circ}\text{C}$

температуру абсолютного максимума  $t_{а.м.}, = 31^{\circ}\text{C}$

относительную влажность воздуха  $\varphi_{н.} = 52$

Для температуры абсолютного максимума  $t_{а.м.}$ , и относительной влажности воздуха  $\varphi_{н.}$  по  $i-d$  диаграмме [4] определяют  $t_M$  температуру мокрого термометра.

$t_M = 23^{\circ}\text{C}$

Ёмкость камер хранения мороженных грузов составляет 60%,

от условной ёмкости холодильника  $Ем.р. = 1500 \times 0,06 = 900$  т.

универсальные камеры 40%  $Еу.к. = 1500 \times 0,04 = 600$  т.

Расчет ведется отдельно для каждой группы камер.

					КП-СКГГА-15.03.02-05-16 ПЗ	Лист
						80
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 2. Определение числа и размеров камер холодильника

Камеры хранения мороженых грузов

Расчет ведется по методике описанной в [1] стр. 22 – 30.

2.1 Рассчитывают грузовой объем камер хранения  $V_{ГР}$ , м<sup>3</sup>

$$V_{ГР} = \frac{E}{q_v} = \frac{900}{0,4} = 2250$$

где: E – условная емкость холодильника, т

$q_v = 0,4$  норма загрузки, т/м<sup>3</sup> (прил. А.таб. 17)

2.2 Определяют грузовую площадь камер  $F_{ГР}$ , м<sup>2</sup>

$$F_{ГР} = \frac{V_{ГР}}{h_{ГР}} = \frac{2250}{5,4} = 417$$

где:  $h_{ГР}$  – грузовая высота или высота штабеля, м

$h_{ГР} = 5,4$  м. Мясо хранится в контейнерах. Контейнеры установлены в 3 яруса.

Высота одного контейнера  $h = 1,8$  м.

2.3 Определяют строительную площадь камер  $F_{СТР}$ , м<sup>2</sup>.

$$F_{СТР} = \frac{F_{ГР}}{\beta_F} = \frac{417}{0,75} = 556$$

где:  $\beta_F$  – коэффициент использования строительной площади.

$\beta_F = 0,75$  при  $F > 100$  м<sup>2</sup>.

Для упрощения выполнения планировки принимаем площадь одного строительного прямоугольника учитывая шаг колонн:  $6 \times 6 = 36$  м<sup>2</sup>.

2.4 Определяют число строительных прямоугольников

$$n = \frac{F_{СТР}}{f} = \frac{556}{36} = 15,4$$

где:  $f$  – строительная площадь одного прямоугольника, определяемая выбранной сеткой колонн, м<sup>2</sup>.

Принято что  $n = 16$ , и число камер хранения = 4.

Тогда  $24/4 = 6$  одна камера занимает 6 строительных прямоугольников,  $6 \times 36 = 216$  м<sup>2</sup>. (камера со сторонами 12x18м)

					КП–СКГГА–15.03.02–05–16 ПЗ	Лист
						81
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Универсальные камеры хранения:

2.6 Рассчитывают грузовой объем камер хранения  $V_{гр}$ , м<sup>3</sup>

$$V_{гр} = \frac{E}{q_v} = \frac{600}{0,35} = 1714$$

где: E – условная емкость холодильника, т.

$q_v = 0,35$  норма загрузки условным грузом, т/м<sup>3</sup>. [2] стр.85.

2.2 Определяют грузовую площадь камер  $F_{гр}$ , м<sup>2</sup>

$$F_{гр} = \frac{V_{гр}}{h_{гр}} = \frac{1714}{5} = 342$$

где:  $h_{гр} = 5$  грузовая высота или высота штабеля, м.

2.3 Определяют строительную площадь камер  $F_{стр}$ , м<sup>2</sup>.

$$F_{стр} = \frac{F_{гр}}{\beta_F} = \frac{342}{0,75} = 456$$

где:  $\beta_F$  – коэффициент использования строительной площади.

$\beta_F = 0,75$  при  $F > 100$  м<sup>2</sup>.

Для упрощения выполнения планировки принимаем площадь одного строительного прямоугольника учитывая шаг колонн:  $6 \times 6 = 36$  м<sup>2</sup>.

2.5 Определяют число строительных прямоугольников

$$n = \frac{F_{стр}}{f} = \frac{456}{36} = 12$$

где:  $f$  – строительная площадь одного прямоугольника, определяемая выбранной сеткой колонн, м<sup>2</sup>.

Принято что  $n = 12$ , и число камер хранения = 4.

Тогда  $12/4 = 3$  одна камера занимает 3 строительных прямоугольника,  $3 \times 36 = 108$  м<sup>2</sup>. (камера со сторонами 12х9м)

Ёмкость одной камеры хранения мороженных грузов:  $900/4 = 225$  т.

Ёмкость одной универсальной камеры по условной загрузке:  $600/4 = 225$  т.

### 3. Планировка холодильника

КП-СКГГА-15.03.02-05-16 ПЗ

					Лист
					82
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

После определения размеров холодильника и грузового фронта приступают к планировке холодильника. Для уменьшения теплопритоков помещения с одинаковой температурой объединяют в температурные отсеки. Помещения следует располагать таким образом, чтобы обеспечить поточность и наилучшие условия для производственного процесса и грузовых операций. В данном проекте камеры хранения мороженных грузов и универсальные камеры объединены в температурные отсеки по четыре камеры. Выбрана коридорная схема планировки, которая обеспечит отдельный вход в каждую камеру.

Для машинного отделения камер хранения мороженных грузов предусмотрена одноэтажная пристройка к технологическому объекту, потребляющему холод. В универсальных камерах хранения применено децентрализованное охлаждение с помощью воздухоохладителей. Оборудование холодильной установки, подобранное согласно расчетам, размещается в основных помещениях: машинном (компрессорном зале) и аппаратном. Площадь основных помещений определяют после размещения оборудования. Кроме основных помещений, предусматриваются вспомогательные и подсобно-бытовые помещения, необходимые для функционирования машинного отделения и обеспечения санитарно-бытовых условий работы обслуживающего персонала. Эскиз холодильника для выбранной планировки в плане, представлен в приложении 1.

					<i>КП-СКГГА-15.03.02-05-16 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						83
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

## 4. Выбор теплоизоляционных материалов и конструкций

4.1 Расчет толщины изоляционного слоя угловой камеры хранения мороженных грузов.

Расчет ведется по методике описанной в [1]стр. 48 – 58.

Для одной камеры хранения мороженных грузов необходимо выбрать теплоизоляционный материал и теплоизоляционную конструкцию наружной стены, внутренней стены и перекрытия. Коэффициент теплопередачи ограждения принять по данным прил.1 таб.3 – 7 . Расчет толщины теплоизоляции проводят по формуле:

$$\delta_{из} = \lambda_{из} \left[ \frac{1}{\kappa_0} - \left( \frac{1}{\alpha_H} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right] \quad (1)$$

где:  $\lambda_{из}$   $\lambda_i$ , – коэффициенты теплопроводности изоляционного и строительных материалов, составляющих конструкцию ограждения Вт/(м<sup>2</sup>К), (прил.1 таб.18)

$\kappa_0$  – требуемый коэффициент теплопередачи ограждения Вт/(м<sup>2</sup>К), (таб.3–7)

$\alpha_H$  – коэффициент теплоотдачи с наружной или более теплой стороны ограждения Вт/(м<sup>2</sup>К). (прил.1 таб.17)

$\alpha_B$  – коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны ограждения Вт/(м<sup>2</sup>К). (прил.1 таб.17)

$\delta_i$  – толщина отдельных слоев конструкции ограждения, м

После определения толщины теплоизоляции определяется действительное значение коэффициента теплопередачи (в Вт/(м<sup>2</sup>К) по формуле:

$$\kappa_0 = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_H} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) + \frac{\delta_{из.д}}{\lambda_{из}}} \quad 90 \quad (2)$$

где;  $\delta_{из.д}$  – принятая толщина изоляционного слоя, м.

					КП-СКГГА-15.03.02-05-16 ПЗ	Лист
						84
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

### 4.1.1 Расчёт толщины изоляционного слоя наружной стены

Конструкция наружной стены холодильника приведена на рис. 1.



Рис. 1. Конструкция наружной стены

Конструкция наружной стены холодильника типовая:

1. кирпичная кладка в полтора кирпича –  $\delta = 500$  мм.  $\lambda = 0.82$  Вт/(м<sup>2</sup> К)
2. Цементная штукатурка с двух сторон – по  $\delta = 20$  мм.  $\lambda = 0.88$  Вт/(м<sup>2</sup> К)
3. Пароизоляция состоит из двух слоев битумной мастики и одного слоя гидроизола (общая толщина  $\delta = 5$  мм.)  $\lambda = 0.3$  Вт/(м<sup>2</sup> К)
4. Теплоизоляция – пенопласт полиуретановый.  $\delta_{из} - ?$  (по расчету)  
 $\lambda_{из} = 0.041$  Вт/(м<sup>2</sup> К)
5. Отделочный слой (листовой алюминий).  $\delta = 3$  мм.  $\lambda = 1,9$  Вт/(м<sup>2</sup> К)

Омск относится к северной климатической зоне  $t_{ср.год} = 0$  °С. Для северной зоны по таб.2,9 [1]:

$K_0 = 0.26$  Вт/(м<sup>2</sup>К), требуемый коэффициент теплопередачи ограждения.

Коэффициенты теплопередачи и соответствующие термические сопротивления: по таблице 2.10 [1] для наружной поверхности  $\alpha_n = 23.3$  Вт/(м<sup>2</sup> К)

Для внутренней  $\alpha_v = 8$  Вт/м<sup>2</sup>К

$$\frac{1}{\alpha_n} = 0,043 \text{ м}^2\text{К/Вт}; \quad \frac{1}{\alpha_v} = 0,125 \text{ м}^2\text{К/Вт};$$

Толщину изоляционного слоя определяем по формуле (1)

$$\delta_{из.} = 0,041 \left[ \frac{1}{0,26} - \left( \frac{1}{23,3} + \frac{0,04}{0,88} + \frac{0,5}{0,82} + \frac{0,005}{0,3} + \frac{0,003}{1,9} + \frac{1}{8} \right) \right] =$$

$$= 0,041(3,85 - 0,843) = 0,123\text{м}$$

Принимаем толщину изоляционного слоя 125мм (1 слой 100 один 25мм).

Толщина изоляционного слоя соответствует табличным, следовательно действительное значение коэффициента теплопередачи  $K_d = K_0$

$$K_d = 0,26 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$$

#### 4.1.2. Расчёт толщины изоляционного слоя покрытия

Конструкция покрытия холодильника приведена на рис. 2.

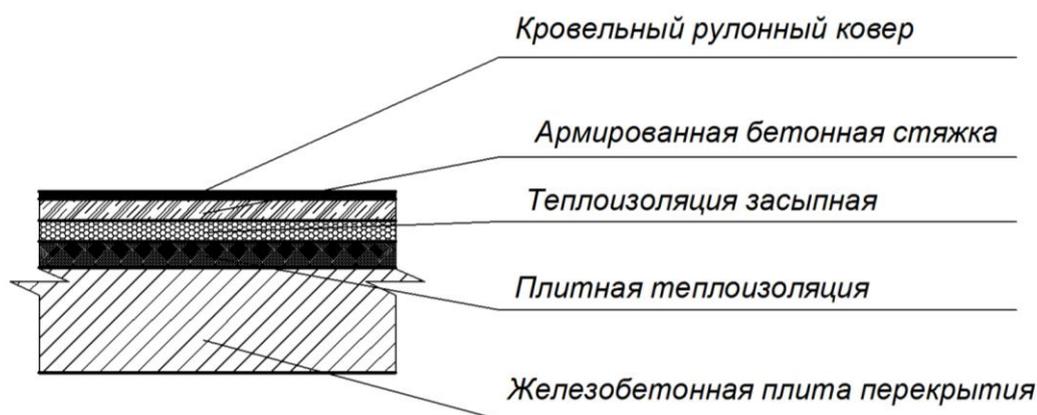


Рис. 2. Конструкция покрытия

1. Кровельный рулонный материал – 5 слоев гидроизола на горячей битумной мастике.  $\delta_1 = 90 \text{ мм}$   $\lambda_1 = 0,15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$

2. Армированная бетонная стяжка  $\delta_2 = 40\text{мм}$   $\lambda_2 = 1,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$

3. Засыпная теплоизоляция (керамзитовый гравий) –  $\delta_{из} = ?$   $\lambda_3 = 0,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$

4. Плитная теплоизоляция

(плиты пенопласта полистирольного) –  $\delta_4 = 150 \text{ мм}$   $\lambda_4 = 0,047 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$

5. Ж/б плита покрытия –  $\delta_5 = 220\text{мм}$   $\lambda_5 = 1,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$

Коэффициент теплопередачи требуемый по табл. 2.9

$$K_0 = 0,24 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$$

						КП-СКГГА-15.03.02-05-16 ПЗ	Лист 86
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

Коэффициенты теплопередачи и соответствующие термические сопротивления: по таблице 2.10 [1] для наружной поверхности  $\alpha_n=23.3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$

Для внутренней  $\alpha_v=7 \text{ Вт}/\text{м}^2\text{К}$

$$\frac{1}{\alpha_n} = 0,043 \text{ м}^2\text{К}/\text{Вт}; \quad \frac{1}{\alpha_v} = 0,143 \text{ м}^2\text{К}/\text{Вт};$$

Толщину изоляционного слоя определяем по формуле(1)

$$\delta_{из.} = 0,2 \left[ \frac{1}{0,24} - \left( \frac{1}{23,3} + \frac{0,09}{0,15} + \frac{0,04}{1,4} + \frac{0,15}{0,047} + \frac{0,22}{1,5} + \frac{1}{7} \right) \right] = 4 \text{ мм}$$

От засыпной теплоизоляции можно отказаться и оставить только плитную изоляцию толщиной 150мм (1 слой 100 один 50мм).

Толщина изоляционного слоя соответствует табличным, следовательно действительное значение коэффициента теплопередачи  $K_d = K_0$

$$K_d = 0,24 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$$

### 4.1.3. Расчёт толщины изоляции пола

Конструкция пола холодильника приведена на рис. 3

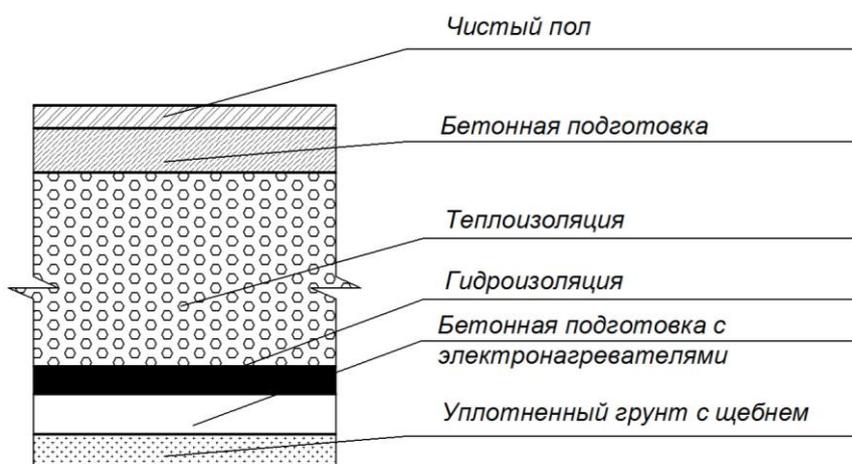


Рис.3. Конструкция пола

В расчете изоляции учитываем только слои лежащие выше бетонной подготовки с электронагревателями.

1. Чистый пол –  $\delta_1 = 40_{\text{мм}}$      $\lambda_1 = 1,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$

2. Армированная бетонная стяжка (керамзит) –  $\delta_2 = 100_{\text{мм}}$      $\lambda_2 = 1,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$

3. теплоизоляция (вермикулит вспученный) –  $\delta_{из} = ?$      $\lambda_3 = 0,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$

					КП-СКГГА-15.03.02-05-16 ПЗ	Лист 87
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$K_0 = 0,21 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$  – коэффициент теплопередачи пола[1] стр.62.

Термическое сопротивление переходу тепла от поверхности пола к воздуху

камеры:  $\frac{1}{\alpha_b} = 0,095 \text{ м}^2\text{К}/\text{Вт};$

толщина изоляции пола:

$$\delta_{\text{из.}} = 0,2 \left[ \frac{1}{0,21} - \left( \frac{0,04 + 0,1}{1,4} + \frac{0,05}{0,18} + 0,095 \right) \right] = 0,913 \text{ м}$$

2.4. Определим толщину слоя перегородки между камерами хранения мороженных грузов.

Поскольку перегородки разделяют камеры с одинаковыми температурно–влажностными условиями, принимаем в качестве материала пенобетон.

Коэффициент теплопередачи перегородки:  $K_0 = 0.58 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$  стр.53 [1]

Коэффициент теплопроводности пенобетона  $\lambda = 0.15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$

Термические сопротивления по обе стороны перегородки равны

$$\frac{1}{a_b} = 0,111 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$$

Потребная толщина изоляционного слоя

$$\delta_{\text{из.}} = 0.15(1.724 - 0.222) = 0.15 \cdot 1.502 = 0.225 \text{ мм}$$

Принимаем перегородки толщиной 250мм в один слой.

Действительное значение коэффициента теплопередачи

$$K_d = 0,53 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К});$$

2.5 Определим толщину слоя перегородки между универсальными камерами.

Конструкция перегородки состоит из:

1 – отделочный слой (листовой алюминий)

2 – теплоизоляция (ПСБ–С)

3 – пароизоляция (гидроизол)

4 – пенобетон

					<i>КП–СКГГА–15.03.02–05–16 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						88
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Значения  $\delta_i$  и  $\lambda_i$

1 – отделочный слой (листовой алюминий)  $\delta_i = 4$  мм,  $\lambda_i = 1,9$  Вт/(м<sup>2</sup> К) ;

2 – теплоизоляция (ПСБ–С)  $\delta_i = ?$  мм,  $\lambda_i = 0,047$  Вт/(м<sup>2</sup> К) ;

3 – пароизоляция (гидроизол)  $\delta_i = 4$  мм,  $\lambda_i = 0,3$  Вт/(м<sup>2</sup> К) ;

4 – пенобетон  $\delta_i = 250$  мм,  $\lambda_i = 0,53$  Вт/(м<sup>2</sup> К) ;

Камеры охлаждаются воздухоохладителями, циркуляция воздуха умеренная.

Коэффициент теплопередачи требуемый по табл. 2.9

$K_0 = 0,26$  Вт/(м<sup>2</sup> К)

Коэффициенты теплопередачи и соответствующие термические сопротивления: по таблице 2.10 [1] для наружной поверхности  $\alpha_n = \alpha_b = 9$  Вт/м<sup>2</sup>К

Для внутренней

$$\frac{1}{\alpha_n} = 0,111 \text{ м}^2\text{К/Вт}; \quad ; \quad \frac{1}{\alpha_b} = 0,111 \text{ м}^2\text{К/Вт};$$

По формуле (1):

$$\delta_{из.} = 0,047 \left[ \frac{1}{0,26} - \left( 0,111 + 2 \frac{0,003}{1,9} + \frac{0,004}{0,3} + \frac{0,25}{0,53} + 0,111 \right) \right] = 150 \text{ мм}$$

Принимаем 2 слоя по 75 мм., по обе стороны перегородки.

Коэффициент теплопередачи внутренних стен, отделяющих камеры от неохлаждаемого коридора по [1] стр.52:

$K_0 = 0,26$  Вт/(м<sup>2</sup> К)

Для загрузки и выгрузки камер, в стенах оставлены проемы размером 2000x2300 мм, закрываемые дверьми прислонного типа. Двери имеют теплоизоляцию толщиной 150 мм. из ПСБ – С и обшиты листовым алюминием, который одновременно является пароизоляцией. [1] стр.47–48.

					КП–СКГГА–15.03.02–05–16 ПЗ	Лист
						89
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 5. Тепловой расчет охлаждаемых помещений

Расчет ведется по методике описанной в [1стр. 58 – 68.]

Тепловой расчет всех помещений выполняется по укрупненным показателям удельных теплопритоков на 1 м<sup>2</sup> строительной площади пола помещения .

Потребность в холоде определяется теплопритоками в охлаждаемые объекты, основными из которых являются:

$$\sum Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad (3)$$

$Q_1$  – теплоприток через ограждения охлаждаемых объектов;

$Q_2$  – теплоприток от охлаждаемых продуктов;

$Q_3$  – теплоприток от охлаждаемого воздуха при вентиляции охлаждаемых помещений;

$Q_4$  – теплопритоки, связанные с эксплуатацией охлаждаемых помещений.

Сумма всех теплопритоков составляет «тепловую нагрузку», по которой подбирается холодильное оборудование. Суммируются теплопритоки отдельно для каждой группы холодильного оборудования: насосов, испарителей и компрессоров. Расчет составляющих  $Q_{1...4}$  суммарного теплопритока производится для одного охлаждаемого помещения в соответствии с техническим заданием. Потребности в холоде каждой группы потребителей рассчитывается по укрупненным показателям.

### 5.1. Теплоприток через ограждения охлаждаемых объектов

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C} \quad \text{Вт} \quad (4)$$

$Q_{1T}$  – теплоприток из-за разности температур наружной среды и среды внутри объекта

$Q_{1C}$  – теплоприток, образующийся в результате поглощения теплоты солнечной радиации

Теплоприток  $Q_{1T}$  рассчитывается по формуле теплопередачи с учетом полученных размеров ограждений охлаждаемых помещений. [1 стр.59–61]

$$Q_{1T} = k_n \cdot F_n \cdot (t_n - t_v), \quad \text{Вт} \quad (5)$$

где  $k_n$  – коэффициент теплопередачи ограждающей конструкции, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$F_n$  – площадь поверхности ограждающей конструкции, м<sup>2</sup>;

$t_n$  – температура воздуха снаружи охлаждаемого помещения. °С;

					КП–СКГГА–15.03.02–05–16 ПЗ	Лист
						90
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$t_b$  – температура воздуха внутри охлаждаемого помещения, °С.

Температура внутри охлаждаемого помещения определяется технологическими режимами, которые приведены в табл. 3–9 прил. А. [3]

Теплоприток  $Q_{1c}$  рассчитывается также по формуле теплопередачи, однако за температурный напор принимается избыточная разность температур, обусловленная солнечной радиацией:

$$Q_{1c} = k_d F_H \Delta t_c, \text{ Вт (6)}$$

Расчет ведется для угловой камеры с температурой:

камера хранения мороженных грузов  $t_b = -20$  °С.

универсальная камера хранения  $t_b = +4 \dots -18$  °С.

$k_n$  – определен в разделе 4.

$\Delta t_c = 7.2$  °С – для наружной стены, таб. 3.1 [1];

$\Delta t_c = 17.7$  °С – для плоской кровли, таб. 3.1 [1];

$t_n = 31$  °С температура воздуха снаружи охлаждаемого помещения;

теплоприток через обогреваемый пол:

$$Q_1 = k_d \cdot F \cdot (t_{cp} - t_b), (7)$$

Итоги расчета произведенного по фор.(4,5,6,7) сводятся в таб.1

					<i>КП–СКГГА–15.03.02–05–16 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						91
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

таблица 1 Расчет теплопритоков

ограждение	$K_d$ Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	L м	H м	F м <sup>2</sup>	$\Delta t_c$	$Q_{1г}$ Вт	$Q_{1с}$ Вт	$Q_1$ Вт	$(t_n - t_b)$ °C
Стена южная	0,26	13,01	6,5	84,565	–	1121,8	–	1121,8	51
Стена северная	60% от $Q_1$ южной					673	–	673	
Стена восточная	0,26	12,336	6,0		–	0	0		0
Стена западная	0,26	,01	6,5	123,6	2	1639,0	1,3	1870,2	51
Покрытие	0,24	,336	18,336	226,3	7,7	2770	1,4	3731,4	51
Пол	0,21	,336	18,336	226,3		998,0	–	998	21
Итого								8394,4	

Количество теплопритоков во все камеры хранения мороженных грузов  
учитывая одинаковый размер и температурный режим:

$$Q_1 = 8394,4 \times 4 = 33577,6 \text{ Вт ;}$$

## 5.2. Теплоприток от охлаждаемых продуктов

$$Q_2 = Q_{2П} + Q_T, \text{ Вт.} \quad (8)$$

где:  $Q_{2П}$  – теплоприток от продуктов.

$Q_T$  – теплоприток от тары.

### 5.2.1 Теплоприток от продуктов для одной камеры

В зависимости от располагаемой информации о теплофизических свойствах продуктов этот теплоприток может быть найден как:

$$Q_{2П} = M_K \Delta i \frac{1000}{\tau \times 3600}, \text{ Вт.} \quad (9)$$

где  $M_K$  –суточное поступление продуктов в камеру, т/с;

$\tau$  – время термообработки, с;

$\Delta i$  – разность удельных энтальпий продукта до и после отвода теплоты, Дж/кг;

1000– переводной коэффициент из тонн в килограммы.

3600 – переводной коэффициент из часов в секунды.

Значения удельных энтальпий:

$i_{1П} = 39,4$  кДж/кг.  $t_H = -8^{\circ}\text{C}$  температура поступающего продукта.

$i_{2П} = 0$  кДж/кг.  $t_K = -20^{\circ}\text{C}$  конечная температура продукта.

$\tau = 24$  ч.

$E_K = 900/4 = 225$  т.

$M_K = E_K \times 0,06 = 225 \times 0,06 = 13,5$  т/с.

по формуле 9:  $Q_{2П} = \frac{13,5(39,4 - 0) \times 1000 \times 1000}{24 \times 3600} = 6156, \text{ Вт}$

### 5.2.2. Теплоприток от тары в камеру определяется по формуле

$$Q_T = M_T c_T (t_1 - t_2) \frac{1000}{\tau \times 3600} \quad (10)$$

где:  $M_T$  – суточное поступление тары, т/сутки

$c_T$  – удельная теплоемкость тары, Дж/(кгК)

$t_1$  – температура тары при поступлении груза,  $^{\circ}\text{C}$

$t_2$  – температура тары при выходе груза,  $^{\circ}\text{C}$

					КП–СКГГА–15.03.02–05–16 ПЗ	Лист 93
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$M_T = 13,5 \times 0,2 = 2,7$  т/с. (20% от поступающего груза)

Удельная теплоемкость тары:

Металлическая.....460 Дж/(кгК)

$$Q_T = \frac{2,7 \times 460(-8 - (20))1000}{24 \times 3600} = 172,5 \text{ Вт.}$$

по формуле 8:  $Q_2 = 6156 + 152,5 = 6328,5$  Вт.

### 5.2. Теплоприток от охлаждаемых продуктов для всей камеры по формулам (8..10)

$$Q_{2п} = \frac{54(39,4 - 0) \times 1000 \times 1000}{24 \times 3600} = 24625 \text{ Вт.}$$

$$Q_T = \frac{10,8 \times 460(-8 - (20))1000}{24 \times 3600} = 690 \text{ Вт.}$$

$$Q_2 = 24625 + 690 = 25315 \text{ Вт.}$$

### 5.3. Теплоприток от наружного воздуха при вентиляции охлаждаемых помещений

$Q_3 = 0$  в камерах хранения мороженых грузов вентиляция не предусмотрена.

### 5.4. Эксплуатационные теплопритоки в одну камеру

Источники эксплуатационных теплопритоков: электрическое освещение, работающие в помещении люди и механизмы, открытые двери.

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 \text{ Вт. (11)}$$

#### 5.4.1. Теплоприток от освещения, (Вт)

$$q_1 = AF \text{ (12)}$$

где:  $A = 1,2$  Вт/м<sup>2</sup> количество тепла, выделяемого освещением в единицу времени на 1 м<sup>2</sup> площади пола, [1] стр.62

$F = 216$  м<sup>2</sup> площадь камеры.

$$q_1 = 1,2 \times 216 = 259 \text{ Вт.}$$

#### 5.4.2. Теплоприток от пребывания людей, (Вт)

$$q_2 = 350n \text{ Вт. (13)}$$

					КП-СКГГА-15.03.02-05-16 ПЗ	Лист
						94
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где: 350 – тепловыделение одного человека при тяжелой физической работе, Вт

$n = 3$  число людей, работающих в данном помещении при  $F > 200$

$$q_2 = 350 \times 3 = 1050 \text{ Вт.}$$

5.4.3. Теплоприток от работающих электродвигателей, (Вт)

$$q_3 = 1000 N_э \text{ Вт.} \quad (14)$$

где:  $N_э$  – мощность установленных электродвигателей, кВт

$$q_3 = 1000 \times 4 = 4000 \text{ Вт.}$$

В предварительных расчетах мощность установленных электродвигателей можно ориентировочно принимать (кВт) :

Камеры хранения охлажденных грузов .....1–4

5.4.4. Теплоприток при открывании дверей, (Вт)

Расчет ведется по формуле:

$$q_4 = BF \quad (15)$$

где:  $B = 8$  (при  $F > 150 \text{ м}^2$ ) удельный приток тепла при открывании дверей, Вт/м<sup>2</sup> [1]

$F = 216 \text{ м}^2$  площадь камеры.

$$q_4 = 8 \times 216 = 1728 \text{ Вт.}$$

по формуле 4:

$$Q_4 = 259 + 1050 + 4000 + 1728 = 7036 \text{ Вт.}$$

**5.5. Эксплуатационные теплопритоки во все камеры хранения мороженных грузов:**

по формулам 11...15 :

$$q_1 = 1,2 \times 864 = 1036,8 \text{ Вт.}$$

$$q_2 = 350 \times 12 = 4200 \text{ Вт.}$$

$$q_3 = 1000 \times 8 = 8000 \text{ Вт.}$$

$$q_4 = 8 \times 864 = 6192 \text{ Вт.}$$

$$Q_4 = 1036 + 4200 + 8000 + 6192 = 19428,8 \text{ Вт.}$$

					<i>КП-СКГГА-15.03.02-05-16 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						95
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

**5.6 Суммарный теплоприток для одной камеры хранения мороженных грузов определяется по формуле:**

$$\sum Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 8394,4 + 6328 + 0 + 7036 = 21758,4 \text{ Вт.}$$

Суммарный теплоприток для всех камер хранения мороженных грузов определяется по формуле:

$$\sum Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 33577,6 + 25315 + 0 + 19428,8 = 78321,4 \text{ Вт.}$$

### **5.7. Тепловой расчет универсальных камер хранения:**

Расчет ведется по методике описанной в [стр. 58 – 68.]

Тепловой расчет всех помещений выполняется по укрупненным показателям удельных теплопритоков на  $1 \text{ м}^2$  строительной площади пола помещения. Камеры охлаждаются децентрализованно, воздухоохладителями. Циркуляция воздуха умеренная. Расчет ведется по формулам 3...15

#### **5.7.1. Теплоприток через ограждения охлаждаемых объектов:**

Расчет ведется для угловой камеры с температурой:

универсальная камера хранения  $t_{в} = +4...-18 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

$k_n$  – определен в разделе 4.

$\Delta t_c = 7,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$  – для наружной стены, таб. 3.1 [1];

$\Delta t_c = 17,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$  – для плоской кровли, таб. 3.1 [1];

$t_n = 31 \text{ }^{\circ}\text{C}$  температура воздуха снаружи охлаждаемого помещения;

Для расчета теплопритока через перегородку температура в соседних камерах:

$t_{к1} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$  температура воздуха в первой камере;

$t_{к2} = -18 \text{ }^{\circ}\text{C}$  температура воздуха соседней камеры;

Итоги расчета произведенного по фор.(4,5,6,7) сводятся в таб.2

					КП-СКГГА-15.03.02-05-16 ПЗ	Лист
						96
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

таблица 2 Расчет теплопритоков

ограждение	$K_d$ Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	L м	h м	F М <sup>2</sup>	$\Delta t_c$	$Q_{1г}$ Вт	$Q_{1с}$ Вт	$Q_1$ Вт	( $t_n - t_b$ ) °С
Стена западная	0,26	10,01	6,5	65,065	7,2	828,9	121,8	1121,8	48
Стена южная	60% от $Q_1$ северной					646,4	–	646,4	
Стена восточная	0,26	9,673	6,5	62,9	–	360	–	360	22
Стена северная	0,26	13,01	6,5	84,6	–	1639,0	–	1077,4	49
Покрытие	0,24	9,337	12,337	115,2	17,7	1354,8	489,4	1844,2	49
Пол	0,21	9,337	12,337	115,2	–	460	–	460	19
Итого								5339,7	

Количество теплопритоков через ограждения во все универсальные камеры хранения учитывая одинаковый размер и температурный режим:

$$Q_1 = 5339,7 \times 4 = 21358,8 \text{ Вт ;}$$

## 5.8. Теплоприток от охлаждаемых продуктов

$E = 150$  т. условная емкость камеры.

Емкость всех камер  $4 \times 150 = 600$  т.

5.8.1 Теплоприток от продуктов для одной камеры:

$$Q_{2п} = M_K \Delta i \frac{1000}{\tau \times 3600}, \text{ Вт.}$$

где  $M_K = 150 \times 0,08 = 12$  т/с; –суточное поступление продуктов в камеру,

$\tau = 24$  время термообработки, с;

$\Delta i = 30$  разность удельных энтальпий продукта до и после отвода теплоты, Дж/кг;

1000– переводной коэффициент из тонн в килограммы.

3600 – переводной коэффициент из часов в секунды.

Значения удельных энтальпий:

$i_1 = 232,2$  кДж/кг.  $t_H = 0^\circ\text{C}$  температура поступающего продукта.

$i_2 = 4,6$  кДж/кг.  $t_K = -18^\circ\text{C}$  конечная температура продукта.

$\tau = 24$  ч.

$M_K = E_K \times 0,08 = 150 \times 0,008 = 12$  т/с.

по формуле 9: 
$$Q_{2п} = \frac{12(232,2 - 4,6) \times 1000 \times 1000}{24 \times 3600} = 31611, \text{ Вт}$$

5.8.2. Теплоприток от тары в камеру определяется по формуле:

$$Q_T = M_T c_T (t_1 - t_2) \frac{1000}{\tau \times 3600} \quad (10)$$

где:  $M_T$  – суточное поступление тары, т/сутки

$c_T$  – удельная теплоемкость тары, Дж/(кгК)

$t_1$  – температура тары при поступлении груза,  $^\circ\text{C}$

$t_2$  – температура тары при выходе груза,  $^\circ\text{C}$

$M_T = 12 \times 0,2 = 2,4$  т/с. (20% от поступающего груза)

					КП–СКГГА–15.03.02–05–16 ПЗ	Лист
						98
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Удельная теплоемкость тары :

Металлическая.....460 Дж/(кгК)

$$Q_T = \frac{2,4 \times 460(0 - (-18))1000}{24 \times 3600} = 230 \text{ Вт.}$$

по формуле 8:  $Q_2 = 31611 + 230 = 31841 \text{ Вт.}$

5.8.3. Теплоприток от охлаждаемых продуктов и тары для всех камер по формулам (8..10)

$$Q_{2п} = \frac{48(232,2 - 4,6) \times 1000 \times 1000}{24 \times 3600} = 126444 \text{ Вт.}$$

$$Q_T = \frac{12 \times 460(0 - (-18))1000}{24 \times 3600} = 920 \text{ Вт.}$$

$$Q_2 = 126444 + 920 = 127364 \text{ Вт.}$$

### 5.9. Теплоприток от наружного воздуха при вентиляции охлаждаемых помещений

$Q_3 = 0$  в универсальных камерах хранения грузов вентиляция не предусмотрена.

### 5.10. Эксплуатационные теплопритоки в одну камеру хранения:

Источники эксплуатационных теплопритоков: электрическое освещение, работающие в помещении люди и механизмы, открытые двери.

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 \text{ Вт. (11)}$$

5.10.1. Теплоприток от освещения , (Вт)

$$q_1 = AF$$

где:  $A = 1,2 \text{ Вт/м}^2$  количество тепла, выделяемого освещением в единицу времени на  $1 \text{ м}^2$  площади пола , [1] стр.62

$$F = 108 \text{ м}^2 \text{ площадь камеры.}$$

$$q_1 = 1,2 \times 108 = 130 \text{ Вт.}$$

5.10.2. Теплоприток от пребывания людей, (Вт)

					<i>КП-СКГГА-15.03.02-05-16 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						99
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

$$q_2 = 350n \text{ Вт.}$$

где: 350 – тепловыделение одного человека при тяжелой физической работе, Вт

$n = 2$  число людей, работающих в данном помещении при  $F < 200$

$$q_2 = 350 \times 2 = 700 \text{ Вт.}$$

### 5.10.3. Теплоприток от работающих электродвигателей, (Вт)

$$q_3 = 1000 N_{\text{э}} \text{ Вт.}$$

где:  $N_{\text{э}}$  – мощность установленных электродвигателей, кВт

$$q_3 = 1000 \times 4 = 4000 \text{ Вт.}$$

В предварительных расчетах мощность установленных электродвигателей можно ориентировочно принимать (кВт) :

Камеры хранения охлажденных грузов .....1–4

### 5.10.4. Теплоприток при открывании дверей, (Вт)

Расчет ведется по формуле:

$$q_4 = VF \quad (15)$$

где:  $V = 15$  (при  $F < 150 \text{ м}^2$ ) удельный приток тепла при открывании дверей,  $\text{Вт/м}^2$  [1]

$F = 108 \text{ м}^2$  площадь камеры.

$$q_4 = 15 \times 108 = 1620 \text{ Вт.}$$

по формуле 4:

$$Q_4 = 130 + 700 + 4000 + 1620 = 6350 \text{ Вт.}$$

## 5.11. Эксплуатационные теплопритоки во все камеры хранения мороженных грузов:

по формулам 11...15 :

$$q_1 = 130 \times 4 = 520 \text{ Вт.}$$

$$q_2 = 350 \times 8 = 2800 \text{ Вт.}$$

$$q_3 = 1000 \times 8 = 8000 \text{ Вт.}$$

$$q_4 = 15 \times 432 = 6480 \text{ Вт.}$$

$$Q_4 = 520 + 2800 + 8000 + 6480 = 17800 \text{ Вт.}$$

					КП–СКГГА–15.03.02–05–16 ПЗ	Лист
						100
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

### 5.12 Суммарный теплоприток для одной универсальной камеры

хранения:

$$\sum Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 5339,7 + 31841 + 0 + 6350 = 43530,7 \text{ Вт.}$$

### 5.13 Суммарный теплоприток для всех универсальных камер хранения:

$$\sum Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 21358,8 + 127364 + 0 + 17800 = 166522,8 \text{ Вт.}$$

Результаты теплового расчета сводят в таблицу 3, форма которой приведена ниже.

Таблица 3. Сводная таблица теплопритоков

Помещение	Q1		Q2		Q3	Q4		Σ Q	
	камерное обо- рудование	компрессор	камерное обо- рудование	компрессор		камерное обору- дование	компрессор	камерное обо- рудование	компрессор
Камера хранения мороженных грузов	33578	33578	25315	12658	0	19429	9715	78322	55951
универсальные камеры хранения:	21359	21359	127364	63682	0	17800	8900	166522	93941

По [1]стр.68–71 нагрузку на оборудование считают 100% от расчётной.

Нагрузку на компрессор:

$Q_1$  – 100% от расчётной

$Q_2$ ;  $Q_4$  – от расчётной

**7. Холодопроизводительность компрессоров (на каждую температуру кипения отдельно) определяют по формуле:**

$$Q_o = \frac{k \sum Q_{KM}}{b}$$

где:  $k = 1,07$  коэффициент, учитывающий потери в трубопроводах и аппаратах холодильной установки [1]стр.68–71;

$\sum Q_{KM}$  — суммарная нагрузка на компрессоры для данной температуры кипения, принятая по сводной таблице теплопритоков;

$b = 0,9$  коэффициент рабочего времени. [1]стр.68–71

7.1 Холодопроизводительность компрессоров камер хранения мороженных грузов:

$$Q_{o1} = \frac{1,07 \times 55951}{0,9} = 66520 \text{ Вт}$$

7.2 Холодопроизводительность компрессоров универсальных камер хранения:

$$Q_{o2} = \frac{1,07 \times 93941}{0,9} = 111685 \text{ Вт}$$

## **7. Выбор способа охлаждения и схемы холодильной установки**

Способы охлаждения

▪ в камерах хранения мороженных грузов без упаковки — батарейное (тихое) охлаждение с использованием потолочных батарей из оребрѐнных труб.

▪ в универсальных камерах хранения грузов всех видов — воздушное охлаждение с использованием воздухоохладителей, обеспечивающих умеренную циркуляцию воздуха;

					КП–СКГГА–15.03.02–05–16 ПЗ	Лист
						102
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 8. Расчет и подбор оборудования

Режим работы холодильной установки характеризуется, прежде всего, температурами фазовых превращений хладагента:

$t_0$  – температура кипения хладагента, °C

$t_k$  – температура конденсации хладагента, °C

$t_{II}$  – температура переохлаждения жидкого хладагента перед регулирующим вентилем, °C

$t_{BC}$  – температура всасывания ( пара на входе в компрессор), °C

### 8.1 Выбор расчетного рабочего режима в камерах хранения мороженных грузов.

Температуру кипения хладагента принимают в зависимости от температуры воздуха в охлаждаемом помещении. При непосредственном охлаждении температура кипения обычно на  $7 \div 10$  °C ниже температуры воздуха в камере

$$t_0 = t_b - (7 \div 10) = -20 - 7 = -27 \text{ °C.}$$

Температура конденсации в конденсаторах, охлаждаемых водой, зависит от температуры и количества подаваемой воды. Оптимальной считают температуру конденсации, которая на  $3 \div 5$  °C выше температуры воды  $t_{вд 2}$ , отходящей из конденсатора:

$$t_k = t_{вд 2} + (3 \div 5) = 28 + 3 = 31 \text{ °C.}$$

Нагрев воды в конденсаторах холодильных установок можно принять  $2 \div 6$  °C

$$t_{вд 2} = t_{вд 1} + (2 \div 6) = 26 + 2 = 28 \text{ °C.}$$

$$t_{вд 1} = t_m + (2 \dots 3) = 23 + 3 = 26 \text{ °C.}$$

$t_m = 23$ °C. температура мокрого термометра(определяется по i-d диаграмме для влажного воздуха)

Температуру переохлаждения хладагента перед регулирующим вентилем принимают выше температуры подаваемой в переохладитель воды на  $3 \div 5$ °C:

$$t_{II} = t_{вд} + (3 \div 5) = 26 + 3 = 29 \text{ °C.}$$

Свежая вода с температурой  $t_{вд}$  подается на переохладитель, а затем добавляется к оборотной воде, поступающей в конденсатор. Для исключения влажного хода компрессора

					КП-СКГГА-15.03.02-05-16 ПЗ	Лист
						103
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

пар перед компрессором перегревается. Для машин, работающих на аммиаке, безопасность работы обеспечивается при перегреве пара на  $5 \div 15^\circ\text{C}$

$$t_{\text{вс}} = t_0 + (5 \div 15) = -27 + 12 = -15^\circ\text{C}.$$

Более подробно методика расчета  $t_0$ ,  $t_k$ ,  $t_{\text{п}}$ ,  $t_{\text{вс}}$ , приведена [1 стр. 86–89]

8.2 Построение (изображение) термодинамических циклов в диаграмме состояний хладагента

1. Параметры узловых точек циклов (температура, давление, удельная энтальпия и удельный объем) приводят в виде таблицы. Удельные объемы определяют только для пара, всасываемого в компрессор.

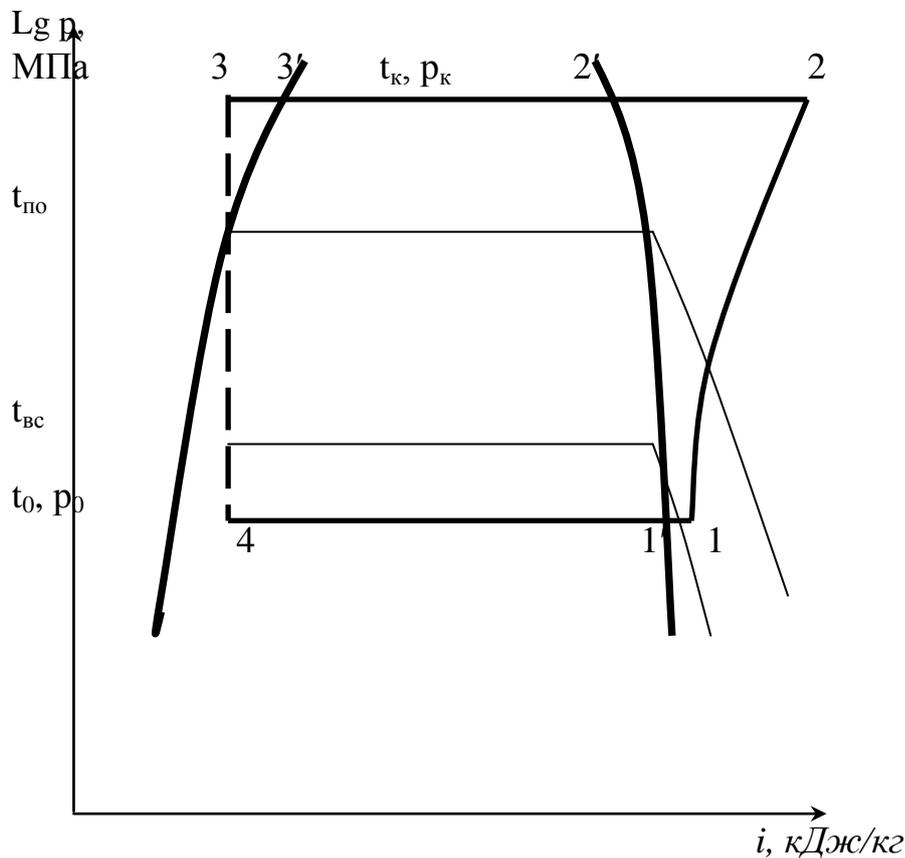


Рис.4 Цикл холодильной машины с одноступенчатым сжатием

По таблицам насыщенных паров [7] определяем давления  $p_0$  и  $p_k$ , а также все другие параметры точек, расположенных на пограничных кривых (1', 2', 3'), т.е.

					КП-СКГГА-15.03.02-05-16 ПЗ	Лист
						104
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

параметры сухого насыщенного пара и насыщенной жидкости, по температурам  $t_0$  и  $t_k$ .

По таблице перегретых паров находим параметры точек 1 и 2, находящихся в области перегретого пара. Точки в области перегретого пара определяем двумя любыми параметрами. Так, по давлению  $p_0 =$  и температуре  $t_{вс}$  находим другие три параметра  $v, i, s$  точки 1.

Параметры точки 2 находим по давлению  $p_k$  и энтропии  $S$ . Параметры точки 4 по таблицам не определяем. Однако в процессе 3–4 энтальпия постоянна, т.е.  $i_4 = i_3$ , а  $i_3$  берем из таблиц насыщенных паров. Данные вносим в таблицу 2.

таблица 2

	P, Мпа	t, °C	V, м <sup>3</sup> /кг	i, кДж/кг	S, кДж	
1'	0,15	-27	0,84	1727,8	7,015	Сухой насыщенный пар
1	0,15	-15	0,81	1753,6	7,07	Перегретый пар
2	1,2	40	0,147	2099,1	7,017	Перегретый пар
2'	1,2	31	0,11	1785,8	6,25	Сухой насыщенный пар
3'	1,2	31	1,68	646,2	2,5	Насыщенная жидкость
3	1,13	29	1,67	635,5	2,47	Переохлажденная жидкость
4	0,15	-27	1,53	635,5	7,07	Влажный насыщенный пар

### 8.1. Выбор расчетного рабочего режима в универсальных камерах хранения (определяется аналогично пункту 8.1)

Температуру кипения хладагента принимают в зависимости от температуры воздуха в охлаждаемом помещении. При непосредственном охлаждении температура кипения обычно на  $7 \div 10$  °C ниже температуры воздуха в камере

$$t_0 = t_b - 7 = -18 - 5 = -23 \text{ °C.}$$

					КП-СКГГА-15.03.02-05-16 ПЗ	Лист 105
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Для конденсаторов воздушного охлаждения, среднюю разность температур между конденсирующимся хладагентом и воздухом принимают 8...10 °С.

$$t_k = t_n + 7 = 31 + 8 = 39 \text{ °С.}$$

$$t_{\Pi} = t_{\text{вд}} + (3 \div 5) = 26 + 3 = 29 \text{ °С.}$$

$$t_{\text{вс}} = t_0 + (5 \div 15) = -20 + 12 = -8 \text{ °С.}$$

Более подробно методика расчета  $t_0$ ,  $t_k$ ,  $t_{\Pi}$ ,  $t_{\text{вс}}$ , приведена [1 стр. 86–89] параметры определенные по таблицам [7] сводятся в таблицу 5.

Таблица 5

	P, МПа	t, °С	V, м <sup>3</sup> /кг	i, кДж/кг	S, кДж	
1'	0,166	-23	706,55	1352,88	3,5	Сухой насыщенный пар
1	0,166	-8	0,82	1383,37	3,67	Перегретый пар
2	1,51	40	0,082	1397,55	2,67	Перегретый пар
2'	1,51	39	84,58	1397,57	2,68	Сухой насыщенный пар
3'	1,51	39	1,72	307,31	-0,81	Насыщенная жидкость
3	1,13	29	1,67	260,042	-0,96	Переохлажденная жидкость
4	0,166	23	1,53	260,042	-1,06	Влажный насыщенный пар

## 9. Выбор оборудования

В связи с относительно небольшой мощностью холодильной установки  $Q_{01} = 66520$  Вт. целесообразно подобрать холодильную установку по графикам зависимости холодопроизводительности от температуры кипения  $t_0$  и температуры конденсации  $t_k$ . [1] стр. 97. По рис.5.4[1] стр. 97 выбран компрессорный агрегат А – 110 – 7 – 2

					<i>КП-СКГГА-15.03.02-05-16 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						107
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

### Список использованной литературы

1. Свердлов Г.З. Явнель Б. К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – М.: Агропромиздат, 1978. – 263 с.
2. Курылев Е.С. В.В.Оносовский, Ю.Д. Румянцев Холодильные установки. – С–Пб:Политехника, 2002. – 575 с.
3. В.М.Шавра Основы холодильной техники и технологии. –М.: ДеЛи принт –2004. – 269 с.
4. Г.Д. Аверин, А. М. Бражников, А.И. Васильев Примеры расчетов по курсу «Холодильная техника». –М.: Агропромиздат,1986.–183с.
5. Холодильные машины: Справ./ Под ред. А. В. Быкова. – М.: Лег. и пищ. пром–сть, 1979. – 248 с.
6. Кривобоков Ю.А., Шевхужев А.Ф., Воронцов И.И., Холодильное и вентиляционное оборудование/Под общ. ред. И.И. Воронцова
7. Богданов С.Н., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник. Ленинград: Машиностроение,1976.–168 с. с ил.
8. Лебедев В. Ф., Румянцев Ю. Д., Чумак И. Г. Холодильная техника. – М.: Агропромиздат, 1986. – 334 с.
9. Проектирование охлаждаемых сооружений: Справ. – М.: Пищ. пром–сть, 1978. – 254 с.

					КП–СКГГА–15.03.02–05–16 ПЗ	Лист
						108
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

**БОТАШЕВ Анвар Юсуфович**  
**КОРКМАЗОВ Рашид Магомедович**  
**МАЛСУГЕНОВ Роман Сергеевич**

## **ХОЛОДИЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

Учебно–методическое пособие по выполнению курсового проекта для  
обучающихся направления подготовки 15.03.02  
Технологические машины и оборудование очной и заочной формы обучения

Печатается в редакции автора

Корректор Темирлиева Р.М.  
Редактор Темирлиева Р.М.

Сдано в набор  
Формат 60x84/16.  
Бумага офсетная.  
Печать офсетная.  
Усл. печ. л.  
Заказ №  
Тираж 100 экз.

Оригинал–макет подготовлен в Библиотечно–издательском центре СевКавГГТА  
369000, г. Черкесск, ул. Ставропольская, 36