

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра ЮНЕСКО «Энергосбережение
и возобновляемые источники энергии»

Е. Ю. Иващенко

ПРОМЫШЛЕННЫЕ ХОЛОДИЛЬНИКИ

Пособие
по дисциплине «Промышленные холодильники»
для студентов специальности 1-36 20 01
«Низкотемпературная техника»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области машиностроительного оборудования и техники*

Минск
БНТУ
2021

УДК 621.57(0.75.8)

ББК 31.392я7

И24

Рецензенты:

кафедра « Технологии и техническое обеспечение процессов переработки сельскохозяйственной продукции» УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»

(зав. каф., канд. техн. наук, доцент *А. Б. Торган*);

заместитель председателя Ассоциации предприятий микроклимата и холода, академик Международной академии холода *В. В. Волков*

Ивашенко, Е. Ю.

И24 Промышленные холодильники : пособие по дисциплине «Промышленные холодильники» для студентов специальности 1-36 20 01 «Низкотемпературная техника» / Е. Ю. Ивашенко. – Минск : БНТУ, 2021. – 81 с.

ISBN 978-985-583-689-7.

Пособие по дисциплине «Промышленные холодильники» предназначено для студентов специальности 1-36 20 01 «Низкотемпературная техника», выполняющих курсовой проект по дисциплине. Пособие рассматривает основные этапы проектирования промышленных холодильников: составление планировок промышленных холодильников, проведение теплотехнического и калорического расчета помещений холодильников, а также определение нагрузок на камерное и компрессорное оборудование.

УДК 621.57(0.75.8)

ББК 31.392я7

ISBN 978-985-583-689-7

© Ивашенко Е. Ю., 2021

© Белорусский национальный
технический университет, 2021

Содержание

Введение	4
Задание 1. Определение емкости холодильника	9
Задание 2. Составление планировки промышленного холодильника	15
Задание 3. Расчет толщины теплоизоляционного материала в конструкции ограждения	26
Задание 4. Проверка ограждения на возможность конденсации водяного пара	44
Задание 5. Определение коэффициента теплопередачи при наличии тепловых мостиков (по первому способу).....	56
Задание 6. Определение коэффициента теплопередачи при наличии тепловых мостиков (по второму способу).....	59
Задание 7. Определение коэффициента теплопередачи при наличии тепловых мостиков (метод круговых потоков).....	62
Задание 8. Расчет теплопритоков в охлаждаемые помещения и их учет на компрессорное и камерное оборудование	67
8.1. Теплоприток через ограждения Q_1	67
8.2. Расчет теплопритока от грузов Q_2	71
8.3. Расчет теплопритока от вентиляции Q_3	74
8.4. Расчет эксплуатационного теплопритока Q_4	75
Список литературы.....	80

Введение

Холодильник – это промышленное предприятие (или его цех), в помещениях которого с помощью холодильной установки поддерживают определенные режимы, необходимые для обработки и хранения скоропортящихся продуктов. Холодильник состоит из технологического здания и компрессорного цеха с пристроенным к нему аппаратным отделением.

Холодильная обработка пищевых продуктов преследует одну общую цель – понижение их температуры до заданной конечной, вследствие чего замедляются биохимические процессы и развитие микроорганизмов. Конечная температура и скорость охлаждения играют немаловажную роль в успешном достижении указанной цели.

Правильный выбор режима холодильной обработки продуктов (температура, влажность и скорость движения воздуха, начальная и конечная температура продукта, продолжительность холодильной обработки) имеет важное значение для сохранения высокого качества и уменьшения потерь продуктов. Снижение температур и значительное увеличение скорости движения воздуха в камерах холодильной обработки позволяют в 2–3 раза ускорить процесс охлаждения и замораживания, при этом снизив усушку продуктов на 25–35 %.

Промышленные холодильники можно классифицировать по различным признакам. Каждый тип холодильника имеет свои особенности, которые приходится учитывать при проектировании и эксплуатации. Прежде всего, холодильники *различаются по целевому назначению*. Эта классификация наиболее полно отражает особенности работы холодильников и их оборудования.

Наличие разнообразных холодильных предприятий отвечает задачам осуществления непрерывной холодильной цепи, под которой понимают совокупность холодильников различных типов и организацию взаимной связи между ними, благодаря которой пищевые продукты, начиная с момента производства и кончая потреблением, находятся под постоянным воздействием низких температур, что обеспечивает им высокое качество даже при длительном хранении. Отдельные типы холодильников являются звеньями непрерывной холодильной цепи.

В соответствии с этим различают следующие типы холодильников:

1. *Производственные* холодильники, которые предназначены для первичной термической обработки (охлаждения и замораживания) пищевых продуктов или их заготовок, находятся в районах производства. Они могут быть цехом какого-либо пищевого предприятия (мясокомбината, молочного комбината и т. п.) или самостоятельным предприятием в месте заготовки, например, рыбы (рыбные заготовительные) или птицы, яиц (птично-яичные) и другой продукции сельского хозяйства. Холодильники этого типа характеризуются большой производительностью устройств охлаждения и замораживания и относительно небольшим объемом помещений для хранения продуктов. В связи со значительной производительностью замораживающих устройств производственные холодильники имеют холодильное оборудование большой мощности для низких температур кипения. Работа холодильников этого типа характеризуется резкой неравномерностью, связанной с сезонностью заготовок пищевых продуктов.

2. *Базисные* холодильники предназначены для долгосрочного хранения продуктов, поступающих из производственных холодильников, с целью создания резервов. Эти холодильники обычно имеют большую емкость помещений для хранения продуктов и малую производительность устройств охлаждения и замораживания. К таким холодильникам предъявляются повышенные требования к поддержанию постоянной температуры и влажности в охлаждаемых помещениях.

3. *Портовые* холодильники служат для краткосрочного хранения грузов при их перемещении с одного вида транспорта на другой, например, с водного на железнодорожный и т. п. Строятся такие холодильники в речных или морских портах. Для них характерны большие объемы грузовых операций, операций по осмотру и сортировке продуктов, для чего предусматриваются специальные помещения. Особенно высокой должна быть степень автоматизации грузовых работ, в частности, для погрузки и разгрузки судов.

4. *Распределительные* холодильники предназначены для равномерного обеспечения городов и промышленных центров сезонными продуктами питания в течение всего года. Так же, как и базисные холодильники, характеризуются относительно большой вместимостью помещений для хранения продуктов. Выпуск грузов осуществляется сравнительно равномерно. Холодильники часто имеют

производственные цехи: производства мороженого, водного льда, твердой двуокисиуглерода (сухого льда), фасовки мяса, масла и др.

5. *Торговые* холодильники служат для кратковременного хранения продуктов на торговых базах, в магазинах, столовых, ресторанах и т. п. Характерными чертами для этого типа холодильников являются повышенные температуры хранения и менее строгие требования в отношении поддержания постоянных условий хранения. К этой же группе холодильных установок относятся также устройства для текущего хранения продуктов в торговой сети.

6. *Транспортные* холодильники предназначены для создания необходимых низкотемпературных условий перевозки продуктов на разнообразном транспорте. Различают железнодорожный, водный, автомобильный и авиационный холодильный транспорт, а также холодильные контейнеры. Все эти виды холодильных устройств являются связующими элементами непрерывной холодильной цепи. Транспортные холодильники могут предназначаться и для производственных или заготовительных целей. Так, например, имеются промысловые суда, на которых производится замораживание рыбы, передвижные устройства на автомобилях для замораживания ягод и т. п.

7. *Домашние (бытовые)* холодильники служат для кратковременного хранения продуктов в домашних условиях и для производства небольшого количества льда. Они являются последним звеном непрерывной холодильной цепи.

Приведенная классификация холодильников в какой-то степени условна, так как иногда их функции могут меняться или сочетаться. Так, портовый холодильник может выполнять функции распределительного холодильника, обеспечивая текущее потребление района, в котором он расположен. Эти же функции может выполнять производственный холодильник.

Однако каждому предприятию свойственна основная функция, которая позволяет отнести его к определенному типу. Различные холодильники могут сравниваться друг с другом по объему или емкости камер хранения, по производительности помещений или устройств для термической обработки (охлаждения или замораживания). В зарубежной практике размер холодильников обычно характеризуют объемом камер хранения в кубических метрах.

В зависимости от ассортимента хранимых грузов различают *универсальные* и *специализированные* холодильники.

В *универсальных* холодильниках хранят смешанные грузы (мясо, рыба, фрукты, консервы и др.), в *специализированных* – однотипные. По емкости камер холодильники подразделяются на мелкие – до 100 т, малые – до 500 т, средние – до 3000 т, крупные – до 10 000 т и сверхкрупные – свыше 10 000 т.

В зависимости от этажности различают *одноэтажные* и *многоэтажные* холодильники.

При проектировании холодильников учитывают:

– емкость камер для охлаждения, замораживания и хранения продуктов;

– виды продуктов и характер загрузки по месяцам года;

– нормы загрузки (в кг на 1 м² площади);

– возможности использования автомобильного и железнодорожного транспорта для доставки и отправки грузов;

– возможности использования внутрицехового транспорта и подъемных механизмов для механизации погрузочно-разгрузочных работ;

– схему водоснабжения и канализации;

– основное и резервное электропитание;

– глубину промерзания грунта, и допустимые нагрузки на грунт и перекрытия;

– санитарные и противопожарные нормы, правила техники безопасности на фреоновых и аммиачных холодильных установках;

– технико-экономические показатели применения новых изоляционных материалов, планировки различных помещений и т. д.

По конструкции холодильники относят к промышленным зданиям. Характерной особенностью их является то, что в камерах поддерживаются низкие температуры при высокой относительной влажности воздуха. Изменение температуры и относительной влажности воздуха вызывает постепенное ослабление структуры строительных и изоляционных материалов. Материалы для конструкций холодильников выбирают с учетом капитальности здания. Капитальность здания холодильников разделяют на четыре класса:

I класс – здания со сроком службы свыше 100 лет;

II класс – от 50 до 100 лет;

III класс – от 25 до 50 лет;

IV класс – от 5 до 25 лет.

Класс капитальности принимают в зависимости от вместимости холодильника. Холодильники вместимостью от 701 т и более от-

носятся ко II классу, от 250 до 700 т – к III классу, до 250 т – к IV классу.

По материалам несущих и ограждающих конструкций здания холодильников подразделяются на:

- холодильники из железобетонных и каменных конструкций с теплоизоляцией из плитных материалов;
- холодильники из легких металлических и стальных конструкций с применением теплоизоляционных панелей типа «сэндвич»;
- холодильники с каркасом из железобетонных конструкций с ограждением панелей типа «сэндвич».

Проектирование предприятия предполагает размещение всех производственных и вспомогательных помещений как по горизонтали (в плане), так и по вертикали (по этажам). Чтобы выполнить это размещение, называемое *планировкой*, необходимо знать назначение отдельных помещений, их количество и размеры. Основными исходными документами, позволяющими решить эту задачу, являются схема технологического процесса и грузооборот проектируемого предприятия.

Следующими этапами проектирования становятся:

- составление планировки объекта на основании полученных из таблицы грузооборота площадей помещений;
- подбор теплоизоляционных материалов и конструкций и выполнение теплотехнического расчета ограждений;
- определение теплопритоков в охлаждаемые помещения;
- формирование групп потребителей холода и определение нагрузок на компрессорное и камерное оборудование.

В представленном пособии рассмотрены примеры расчетов указанных выше стадий проектирования, которые могут использоваться студентами для более глубокого освоения курса и выполнения курсового проекта.

Задание 1. Определение емкости холодильника

Цель: по заданному грузообороту (табл. 1.1) найти необходимую емкость распределительного холодильника и помещений для хранения отдельных видов груза.

Порядок выполнения

Необходимая емкость холодильника определяется по наибольшему количеству продуктов, которые одновременно должны храниться в камерах холодильника [1]. Так как расчет удобнее вести в тоннах условного груза, то соответствующее наибольшее число следует искать в графе 22 табл. 1.1. Здесь наибольшее количество хранящихся продуктов оказывается в декабре – 5779 т. Эта величина и должна быть принята за общую емкость холодильника

$$G_{\text{хол}} = 5779 \text{ т.}$$

Общая емкость холодильника разделяется на емкость помещений для продуктов, хранящихся при различных температурах. Выделяем две группы продуктов.

К первой группе относятся мороженые продукты, хранение которых осуществляется при отрицательных температурах ($-18 \dots -25 \text{ }^\circ\text{C}$). К таким продуктам, в соответствии с табл. 1.1, относятся мороженые мясо, рыба и птица, а суммарное количество этих грузов, хранящихся одновременно в каждом месяце, рассчитывается и вписывается в графу 23 табл. 1.1.

Ко второй группе относятся охлажденные продукты, хранящиеся при положительных температурах ($+4 \dots -2,5 \text{ }^\circ\text{C}$). К этой группе относятся яйца и фрукты, а суммарное количество этих грузов рассчитывается и вписывается в графу 24 табл. 1.1.

Наибольшее количество хранящихся мороженых продуктов приходится на декабрь и составляет 4150 т, а наибольшее количество охлажденных грузов приходится на октябрь – 1744 т. Если отвести под указанные продукты емкость помещений, то она составит

$$G = 4150 + 1744 = 5894 \text{ т,}$$

а не

$$G_{\text{хол}} = 5779 \text{ т,}$$

что приведет к ухудшению использования объема холодильника. Более целесообразным оказывается устройство универсальных камер, позволяющих поддерживать отрицательную или положительную температуру, в зависимости от потребности. В таком случае, емкость холодильника распределится следующим образом:

– емкость камер с отрицательными температурами:

$$G_{\text{отр}} = G_{\text{хол}} - G_{\text{пол.макс}} = 5779 - 1744 = 4035 \text{ т};$$

– емкость камер с положительными температурами:

$$G_{\text{пол}} = G_{\text{хол}} - G_{\text{отр.макс}} = 5779 - 4150 = 1629 \text{ т};$$

– емкость универсальных камер:

$$G_{\text{ун}} = G_{\text{хол}} - G_{\text{пол}} - G_{\text{отр}} = 5779 - 4035 - 1629 = 1115 \text{ т}.$$

Изменение по месяцам количества продуктов, хранящихся в камерах с различными температурами, позволяет определить вместимость этих камер.

При построении графика (рис. 1.1) емкость камер для хранения охлажденных продуктов отсчитывается сверху вниз от своей оси абсцисс, расположенной от основания нижнего графика на расстоянии, равном общей емкости холодильника ($G_{\text{хол}} = 5779 \text{ т}$). *Линия 1* проходит через точку максимального количества хранимых грузов при отрицательных температурах, а *линия 2* – максимального количества грузов, хранящихся при положительных температурах. Область между линиями 1 и 2 и определяет емкость универсальных камер.

Максимальное суточное поступление продуктов на холодильник:

$$G_{\text{пост}} = (G_{\text{макс мес.пост}} / 30)m_{\text{пост}},$$

где $G_{\text{макс мес.пост}}$ – максимальное поступление за месяц, которое находится по графе 19 табл. 1.1 и приходится на июль месяц (3045 т/месяц);

$m_{\text{пост}}$ – коэффициент неравномерности поступления грузов, принимаем равным 2.

Тогда

$$G_{\text{пост}} = \frac{3045 \cdot 2}{30} = 203 \text{ т/сутки}.$$

Таблица 1.1

Данные по грузообороту предприятия, т

Месяцы	Мясо мороженое			Рыба мороженая			Птица мороженая			Яйца			Фрукты			Всего							
	Поступление	Выпуск	Единоновременное хранение	Поступление	Выпуск	Единоновременное хранение	Поступление	Выпуск	Единовременное хранение	Поступление	Выпуск	Единовременное хранение	Поступление	Выпуск	Единовременное хранение	Поступление	Выпуск	Единовременное хранение	Единовременное хранение условного груза	Единовременное хранение мороженных продуктов	Единовременное хранение охлажденных продуктов		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1	230	-	2130	150	350	650	450	820	1030	70	150	300	327	-	200	915	997	900	1520	5025	5134	3810	1324
2	-	300	1830	200	250	600	640	960	710	100	120	280	305	-	200	715	779	940	1830	4135	4224	3140	1084
3	-	400	1430	200	250	550	700	1100	310	200	220	260	283	-	200	515	561	1100	2170	3065	3134	2290	844
4	-	300	1130	600	500	650	940	540	710	300	380	180	196	-	200	315	343	1840	1920	2985	3029	2490	539
5	-	250	880	800	700	750	1350	850	1210	500	430	250	272	-	200	115	125	2650	2430	3205	3237	2840	397
6	-	250	630	800	650	900	1720	1100	1830	500	400	350	381	-	65	50	55	3020	2465	3760	3796	3360	436
7	-	200	430	500	600	800	1760	1410	2180	500	400	450	490	285	85	250	273	3045	2695	4110	4173	3410	763
8	-	200	230	400	300	900	1200	1360	2020	310	320	440	479	300	-	550	600	2210	2180	4140	4229	3150	1079
9	-	200	30	400	600	700	930	1130	1820	350	170	620	676	350	-	900	981	2030	2100	4070	4207	2550	1657
10	655	-	685	650	500	850	700	950	1570	125	245	500	545	200	-	1100	1199	2330	1695	4705	4849	3105	1744
11	645	-	1330	400	300	950	680	750	1500	90	155	435	474	50	50	1100	1199	1865	1255	5315	5453	3780	1673
12	570	-	1900	200	300	850	470	570	1400	-	55	380	414	115	100	1115	1215	1355	1025	5645	5779	4150	1629

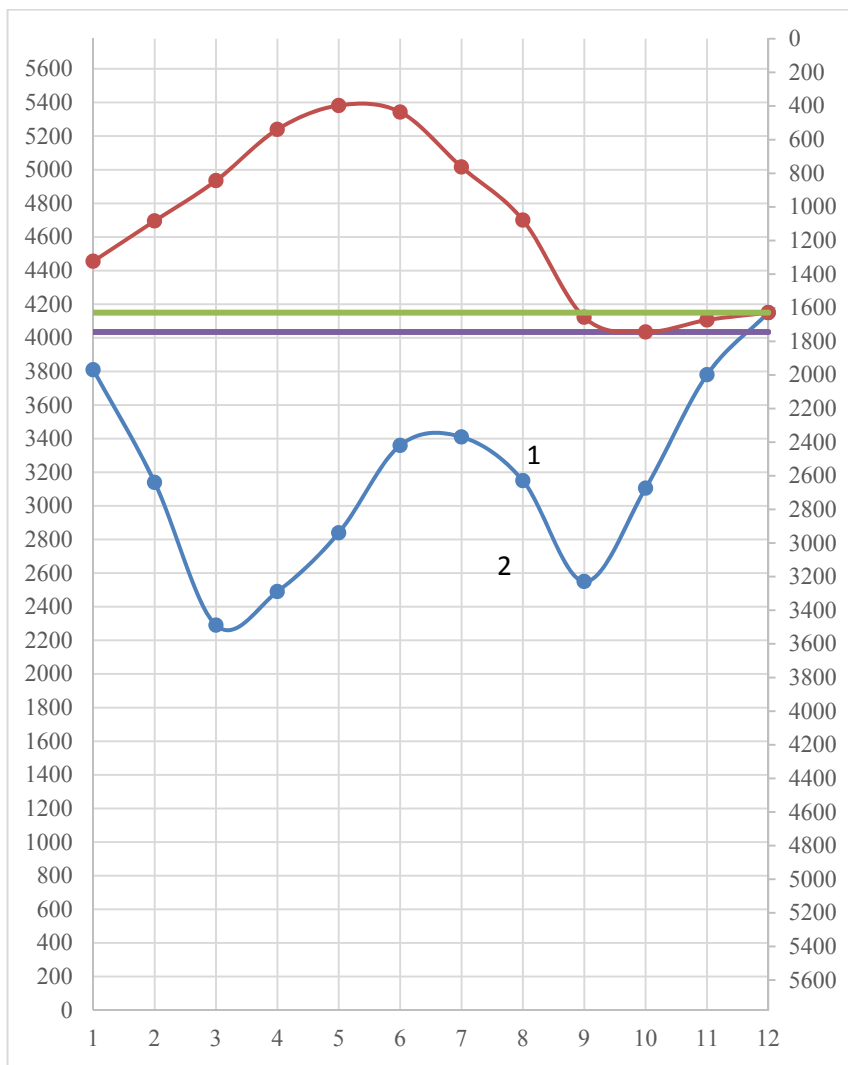


Рис. 1.1. График изменения вместимости холодильника для различных грузов по месяцам для определения вместимости камер с различными температурами

Максимальный суточный выпуск грузов из холодильника:

$$G_{\text{вып}} = (G_{\text{max мес. вып}} / 22) m_{\text{вып}},$$

где $G_{\text{max мес. вып}}$ – максимальный выпуск за месяц, который находится по графе 20 табл. 1.1 и приходится на июль месяц (2695 т/месяц);
 $m_{\text{вып}}$ – коэффициент неравномерности поступления грузов, принимаем равным 1,5.

Тогда

$$G_{\text{вып}} = \frac{2695 \cdot 1,5}{22} = 184 \text{ т/сутки.}$$

Максимальная сумма поступающих и выпускаемых грузов, т/сутки:

$$G_{\text{max пост. и вып}} = [(G_{\text{мес. пост}} / 30) m_{\text{пост}} + (G_{\text{мес. вып}} / 22) m_{\text{вып}}]_{\text{max мес}},$$

находится по месяцу, в котором сумма количеств поступающих и выпускаемых грузов оказывается наибольшей. Для этого складываются числа граф 19 и 20 каждого месяца. Таким месяцем оказывается июль, в этом месяце

$$G_{\text{мес. пост}} + G_{\text{мес. вып}} = 3045 + 2695 = 5740 \text{ т/месяц.}$$

Тогда

$$G_{\text{max пост. и вып}} = \frac{3045}{30} \cdot 2 + \frac{2695}{22} \cdot 1,5 = 203 + 184 = 387 \text{ т/сутки.}$$

Производительность морозилок находится из предположения, что из всего количества продуктов, поступающих в низкотемпературные камеры, часть (15–35 %) идет на замораживание или подмораживание. Принимаем эту величину 20 %. Остальное количество мороженных грузов имеет достаточно низкую температуру и может не поступать на домораживание.

Максимальное поступление мяса берется по графе 2, наибольшее поступление имеет место в декабре – 645 т. Тогда производительность мясоморозилки составит

$$G'_{\text{мясо}} = \frac{G_{\text{max мес. пост. мяса}}}{30} \cdot m_{\text{пост}} \cdot 0,2 = \frac{655 \cdot 2}{30} \cdot 0,2 = 8,7 \text{ т/сутки.}$$

Максимальное поступление рыбы приходится в мае и июне – 800 т. Тогда производительность рыбоморозилки составит

$$G'_{\text{рыба}} = \frac{G_{\text{макс. мес. пост. рыбы}}}{30} m_{\text{пост}} \cdot 0,2 = \frac{800 \cdot 2}{30} \cdot 0,2 = 10,7 \text{ т/сутки.}$$

Максимальное поступления птицы – в июле – 1760 т. Тогда производительность морозилки для птицы составит

$$G'_{\text{птица}} = \frac{G_{\text{макс. мес. пост. птицы}}}{30} m_{\text{пост}} \cdot 0,2 = \frac{1760 \cdot 2}{30} \cdot 0,2 = 23,5 \text{ т/сутки.}$$

Тогда общая производительность морозилок составит:

$$G' = 8,6 + 10,6 + 23,4 = 42,6 \text{ т/сутки,}$$

что составляет

$$43 / 5779 = 0,73 \%$$

от общей емкости, которая несколько превышает рекомендуемые практические нормы, составляющие 0,5–0,7 %.

Задание 2. Составление планировки промышленного холодильника

Цель: рассчитать емкости камер и составить планировку распределительного холодильника.

Порядок выполнения

Исходные данные по хранимой продукции представлены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Исходные данные для расчета емкости камер

№	Продукт	g_v , кг/м ³	G , т	$h_{гр}$, м
1	Масло сливочное	0,7	333	3
2	Мясо (свинина)	0,45	3049	5,25
3	Птица (курица)	0,38	909	3,6
4	Мороженое	0,23	503	5,25
5	Консервы (мясные)	0,38	391	3,8
Итого			5185	

Планировка холодильника является одним из узловых моментов проекта, поскольку при ее выполнении решается ряд комплексных вопросов проектируемого предприятия. В связи с этим можно установить некоторые требования, выполнение которых дает возможность найти более рациональные решения:

1. Планировка должна соответствовать принятой в проекте схеме технологического процесса, обеспечить выполнение технологических условий обработки продуктов.

2. Планировка должна способствовать уменьшению первоначальных затрат на строительство предприятия.

3. Планировка должна обеспечить эффективную работу предприятия в основном путем уменьшения теплопритоков в охлаждаемые помещения и организации эффективной транспортно-складской системы.

4. Планировка должна учитывать особенности принятой системы охлаждения.

5. Планировка должна отвечать требованиям правил техники безопасности и пожарной безопасности.

6. Планировка должна обеспечить возможность расширения предприятия.

Планировка охлаждаемого склада включает два сквозных коридора (вестибюля), шириной 6 м, соединяющих железнодорожную и автомобильную платформы.

Длину железнодорожной платформы делаем не менее 120 м, высоту – равной 1400 мм от уровня головки рельс. Платформу выполняем закрытой от солнца.

Для въезда на автомобильную платформу устраиваем пандусы. Над автомобильной платформой делаем завесу, чтобы избежать попадания солнечных лучей.

Здание холодильника проектируется одноэтажным. Конструкции холодильника должны быть устойчивыми к воздействию низких температур и высокой влажности.

Отношение длин сторон холодильника от 1,4 до 3. Ширина камер принимается равной от 6 до 18 м, при отношении ширины к длине, равном 1:3. Вместимость каждой камеры должна быть не менее 50 т и не более 1000 т. Высоту помещений холодильника принимаем равной 6 м.

Здание холодильника выполняется по каркасной конструктивной схеме с самонесущими стенами, при которой нагрузка от покрытия и подвесного оборудования передается на каркас из сборных элементов. Самонесущие стены здания опираются на фундаментные балки, а те – на фундаментные колонны. Балки и колонны выполнены из железобетона. Сечение колонны принимаем 400×4400 мм. В камерах с обогреваемыми полами при хранении продуктов без упаковки при температуре воздуха ниже –10 °С колонны покрывают теплоизоляцией, толщиной 100–150 мм на высоту 1,5 м.

Стена между камерами и корпусом машинного отделения и служебных помещений, которая по противопожарным требованиям выполняется массивной, например, кирпичной, принимаем толщиной 380 мм.

Внутренние стены между охлаждаемыми камерами и неохлаждаемыми помещениями (например, коридор и др.) выполняются из крупных легкобетонных панелей с последующей тепло- и пароизоляцией.

Пол холодильника должен иметь достаточную прочность, выдерживать нагрузку от грузов и транспортных средств, быть гигиеничным и безопасным для передвижения людей и транспортных средств. Для защиты грунта от промерзания применяется пол с электрическим обогревом.

Наружные стены здания холодильника выполняются из крупных легкобетонных панелей с последующей тепло- и пароизоляцией с внутренней стороны здания. Со стороны охлаждаемых помещений теплоизоляция разделена противопожарными поясами на отсеки и защищается негоряемым отделочным слоем.

Находим действительную емкость камер G , т:

$$G = G_{\text{усл}} \frac{g_v}{g_{\text{усл}}},$$

где g_v – норма загрузки расчетным продуктом, т/м³.

Рассчитываем грузовой объем камер хранения $V_{\text{гр}}$, м³:

$$V_{\text{гр}} = \frac{G}{g_v}.$$

Находим грузовую площадь камер $F_{\text{гр}}$, м²:

$$F_{\text{гр}} = \frac{V_{\text{гр}}}{h_{\text{гр}}},$$

где $h_{\text{гр}}$ – грузовая высота или высота штабеля, м.

Строительную площадь камер $F_{\text{стр}}$, м², вычисляют по формуле

$$F_{\text{стр}} = \frac{F_{\text{гр}}}{\beta_F}, \text{ м}^2,$$

где β_F – коэффициент использования строительной площади камер, учитывающий проходы и проезды в камерах, отступы от стен, ко-

лонн, оборудования, расстояния между штабелями, площадь, занимаемую оборудованием.

Находим число строительных прямоугольников n :

$$n_{\text{стр}} = \frac{F_{\text{стр}}}{f},$$

где f – строительная площадь одного прямоугольника, определяемая выбранной сеткой колонн 6×12 , м^2 ($f = 72 \text{ м}^2$).

Определяем действительную емкость камер хранения $G_{\text{д}}$, т:

$$G_{\text{д}} = G \frac{n_{\text{д}}}{n},$$

где $n_{\text{д}}$ – принятое число строительных прямоугольников.

Исходя из решения задачи планировки холодильника, число полученных строительных прямоугольников можно изменять как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения. Допустимое отклонение 10–15 % расчетной площади.

Полученные при расчете данные сводим в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Строительные площади холодильника

№	$G_{\text{усл}}$	g_v , т/м ³	$V_{\text{гр}}$, м ³	$h_{\text{гр}}$, м	$F_{\text{гр}}$, м ²	β_F	$F_{\text{стр}}$, м ²	n	$n_{\text{д}}$	$G_{\text{д}}$
1	167	0,7	476	3	159	0,77	206	2,9	3	349
2	2372	0,45	6776	5,25	1287	0,82	1569	21,8	22	3076
3	837	0,38	2391	3,6	665	0,8	831	11,5	11	866
4	765	0,23	2186	5,25	418	0,8	523	7,3	8	554
5	360	0,38	1029	3,8	271	0,77	351	4,9	5	399
	4500						3482			5246

Производительность камеры замораживания

$$G_{\text{мор}} = \frac{0,006G_{\text{хол}}^{\text{усл}}\tau}{24},$$

где $\tau = 24$ часов – продолжительность цикла замораживания в камере в сутки, включая время на холодильную обработку, загрузку-выгрузку продуктов, оттаивание камерных приборов и т. д.;

0,006 – вместимость камер замораживания, определяется из табл. 2.3.

Таблица 2.3

Структура распределительного холодильника

Камеры	Количество (числитель) и вместимость камер (в % от общей вместимости) распределительных холодильников вместимостью, т			
	12–125	250; 400; 700; 1000	1500; 3000; 5000	10000 и более
Хранение охлажденных продуктов	–	–	–	3–5 10
Хранение мороженых продуктов	1–2 60–75	2–3 50–65	4–7 75	6–8 75
Универсальные	1–2 40–25	2–3 50–35	2–3 25	4–6 15
Морозильные	–	–	1–2 До 0,6	2–3 До 0,3

Общая условная вместимость холодильника $G_{\text{хол}}^{\text{усл}}$, т:

$$G_{\text{хол}}^{\text{усл}} = 166,5 + 2371,5 + 837 + 765 + 3360 = 4500.$$

Тогда

$$G_{\text{мор}} = \frac{0,005 \cdot 4500 \cdot 24}{24} = 22,5 \text{ т/сутки.}$$

Определяем строительную площадь $F_{\text{мор}}$, м^2 , камеры замораживания:

$$F_{\text{мор}} = \frac{G_{\text{мор}}}{q_F} = \frac{22,5}{0,6} = 37,5.$$

где $q_F = 0,6$ – норма загрузки на 1 м^2 строительной площади камеры замораживания, $\text{т}/\text{м}^2$.

Определяем число строительных прямоугольников n , шт., по формуле

$$n_{\text{стр}} = \frac{37,5}{72} = 0,52 \text{ (принимаем } n_{\text{д}} = 1).$$

Тогда действительная емкость камеры замораживания составит

$$G_{\text{мор}}^{\text{д}} = G_{\text{мор}} \frac{n_{\text{д}}}{n} = \frac{22,5 \cdot 1}{0,52} = 43,3 \text{ т.}$$

Расчет вспомогательных помещений

Вспомогательные камеры: принимаем одну камеру накопительных грузов равную по площади морозилке (1 квадрат), камеру дефектных грузов (1 квадрат), экспедицию охлажденных грузов (1 квадрат), камеру сортировки (1 квадрат) и камеру упаковки (1 квадрат), по длине холодильника два закрытых коридора, выходящих во все камеры и, согласно нормам ВНТП, платформы (автомобильную и железнодорожную).

Площадь, отводимую для вспомогательных помещений, учитывают путем введения коэффициента использования площади всего предприятия $\eta_{\text{хол}}$. В определенной степени данный коэффициент является мерой полезного использования производственной площади предприятия в пределах изолированного контура. Данный коэффициент зависит от размеров холодильника. Для средних холодильников $\eta_{\text{хол}} = 0,75 \dots 0,85$. Принимаем данный коэффициент равным $\eta_{\text{хол}} = 0,8$. Тогда общая площадь всех помещений холодильника рассчитываем по формуле

$$F_{\text{хол}} = \sum F_{\text{стр}} / \eta_{\text{хол}} = 3481,8 / 0,8 = 4352 \text{ м}^2,$$

что соответствует шестидесяти строительным прямоугольникам.

Принимаем общее число строительных прямоугольников $n = 60$.

Расчет машинного отделения

Требуемая площадь охлаждаемого склада составит

$$F_{\text{охл}} = 3481,5 + 37,5 = 3519 \text{ м}^2.$$

Находим требуемую площадь машинного отделения:

$$F_{\text{маш}} = 0,1F_{\text{охл}} = 0,1 \cdot (205,9 + 1569,3 + 831,3 + 523,1 + 361,9 + 37,5) = 351,9 \text{ м}^2,$$

что составляет 5 прямоугольников.

Расчет служебных помещений

Находим требуемую площадь служебных помещений:

$$F_{\text{сл}} = 0,3F_{\text{охл}} = 0,3 \cdot 3519 = 1055,7 \text{ м}^2 - 15 \text{ прямоугольников.}$$

Расчет грузооборота холодильника

Общая вместимость холодильника $G_{\text{хол}}^{\text{д}}$, т, составит

$$G_{\text{хол}}^{\text{д}} = 379,2 + 3077,5 + 865,7 + 553,5 + 399,8 = 5246.$$

Определим грузооборот $G_{\text{сут}}^{\text{пост+вып}}$, т/сутки, продуктов на холодильнике:

$$G_{\text{сут}}^{\text{пост+вып}} = G_{\text{сут}}^{\text{пост}} + G_{\text{сут}}^{\text{вып}},$$

где $G_{\text{сут}}^{\text{пост}}$ – поступление грузов в сутки;

$G_{\text{сут}}^{\text{вып}}$ – выпуск грузов с холодильника в сутки.

Количество грузов, поступающих в сутки, т/сутки, определяется

$$G_{\text{сут}}^{\text{пост}} = \frac{G_{\text{хол}}^{\text{д}} B}{365} m_{\text{пост}} = \frac{5246 \cdot 5}{365} \cdot 1,5 = 107,8,$$

где $G_{\text{хол}}^{\text{д}}$ – действительная емкость холодильника, т;

B – коэффициент оборачиваемости (4–6), 1/год;

365 – число дней в году, когда производится прием товара;

$m_{\text{пост}}$ – коэффициент неравномерности поступления грузов, принимается равным 1,5–2,5.

Количество грузов, выпускаемых в сутки $G_{\text{сут}}^{\text{вып}}$, т/сутки, определяется [6, с. 32, формула (2.2)]:

$$G_{\text{вып}} = \frac{G_{\text{хол}}^{\text{д}} B}{253} m_{\text{вып}} = \frac{5246 \cdot 5}{253} \cdot 1,5 = 155,5,$$

где 253 – число дней в году, когда производится выпуск товара, с учетом выходных дней;

$m_{\text{вып}}$ – коэффициент неравномерности выпуска грузов, принимается равным 1,1–1,5.

Тогда общий грузооборот холодильника

$$G_{\text{сут}}^{\text{пост+вып}} = 107,8 + 155,5 = 263,3 \text{ т/сутки.}$$

Предполагаем, что холодильник будет обслуживаться железнодорожным и автомобильным транспортом. Тогда общий грузооборот холодильника

$$G_{\text{сут}}^{\text{пост+вып}} = G_{\text{ж/д}} + G_{\text{авт}},$$

где $G_{\text{ж/д}}$ – количество груза, перевозимое железнодорожным транспортом;

$G_{\text{авт}}$ – количество груза, перевозимое автомобильным транспортом.

Количество продуктов, которое проходит через автомобильную платформу, определим, считая, что автомобильным транспортом доставляется 10 % прибывающих грузов и отправляется 85 % выпускаемых грузов. Тогда

$$G_{\text{авт}} = 0,1 \cdot 107,8 + 0,85 \cdot 155,5 = 143 \text{ т/сутки.}$$

Для определения длины железнодорожной платформы будем считать, что железнодорожным транспортом доставляется 90 % прибывающих грузов и отправляется 15 % выпускаемых грузов. Тогда

$$G_{\text{жел}} = 0,9 \cdot 107,8 + 0,15 \cdot 155,6 = 120,3 \text{ т/сутки.}$$

Расчет железнодорожной платформы

При средней грузоподъемности железнодорожного четырехосного вагона $g_{\text{ваг}} = 20$ т, число вагонов, прибывающих за сутки, будет

$$n_{\text{ваг}} = \frac{G_{\text{жел}}}{g_{\text{жел}}} = \frac{120,3}{20} \approx 6.$$

Длина железнодорожной платформы:

$$L_{\text{жел}} = \frac{n_{\text{ваг}} l_{\text{ваг}} m_{\text{п.в.}}}{\Pi},$$

где $l_{\text{ваг}}$ – длина четырехосного вагона, составляет 20 м;

Π – число подач вагонов в сутки, обычно составляет 1–4, принимаем $\Pi = 2$;

$m_{\text{п.в.}}$ – коэффициент неравномерности подачи вагонов, составляет до 1,5, примем 1,55.

Тогда

$$L_{\text{жел}} = \frac{6 \cdot 20 \cdot 1,55}{2} = 93 \text{ м.}$$

Принимаем длину железнодорожной платформы $L = 120$ м, чтобы обеспечить прием пятивагонной рефрижераторной секции.

Расчет автомобильной платформы

Число автомобилей, прибывающих за сутки:

$$n_{\text{авт}} = \frac{G_{\text{авт}}}{g_{\text{авт}} \eta_{\text{исп.авт}}},$$

где $g_{\text{авт}}$ – грузоподъемность автомашины, в среднем 3 т;

$\eta_{\text{исп.авт}}$ – коэффициент использования грузоподъемности автомашины, можно считать $\eta_{\text{исп.авт}} = 0,5 \dots 0,7$, принимаем 0,6.

Тогда

$$n_{\text{авт}} = \frac{143}{3 \cdot 0,6} = 68.$$

Тогда длина автомобильной платформы

$$L_{\text{авт}} = n_{\text{авт}} b_{\text{авт}} \psi_{\text{пер}} \tau_{\text{авт}} m_{\text{авт}} / 8,$$

где $b_{\text{авт}}$ – ширина, кузова автомашины, включая промежуток между машинами при постановке их у платформы; $b_{\text{авт}} = 3 \dots 4$ м, принимаем 3,5 м;

$\psi_{\text{пер}}$ – доля от общего числа машин, характеризующая их количество, прибывающее в течение первой (дневной) смены; обычно эта доля от 0,6 до 1,0, принимаем 0,85;

$\tau_{\text{авт}}$ – время загрузки или выгрузки одной автомашины; оно составляет 0,50–0,75 ч, примем 0,6 ч;

$m_{\text{авт}}$ – коэффициент неравномерности прибытия автомобилей по отношению к среднечасовому их количеству; можно считать $m_{\text{авт}} = 1,0 \dots 1,5$.

Длину автомобильной платформы следует округлять до значения, кратного ширине $b_{\text{авт}}$.

$$L_{\text{авт}} = \frac{68 \cdot 4 \cdot 0,85 \cdot 0,6 \cdot 1,5}{8} \approx 26 \text{ м.}$$

Длину автомобильной платформы округляем до значения кратного ширине автомобиля (4 м), принимаем $L_{\text{авт}} = 56$ м. Такая длина платформы необходима для соединения двух сквозных коридоров.

План проектируемого холодильника представлен на рис. 2.1.

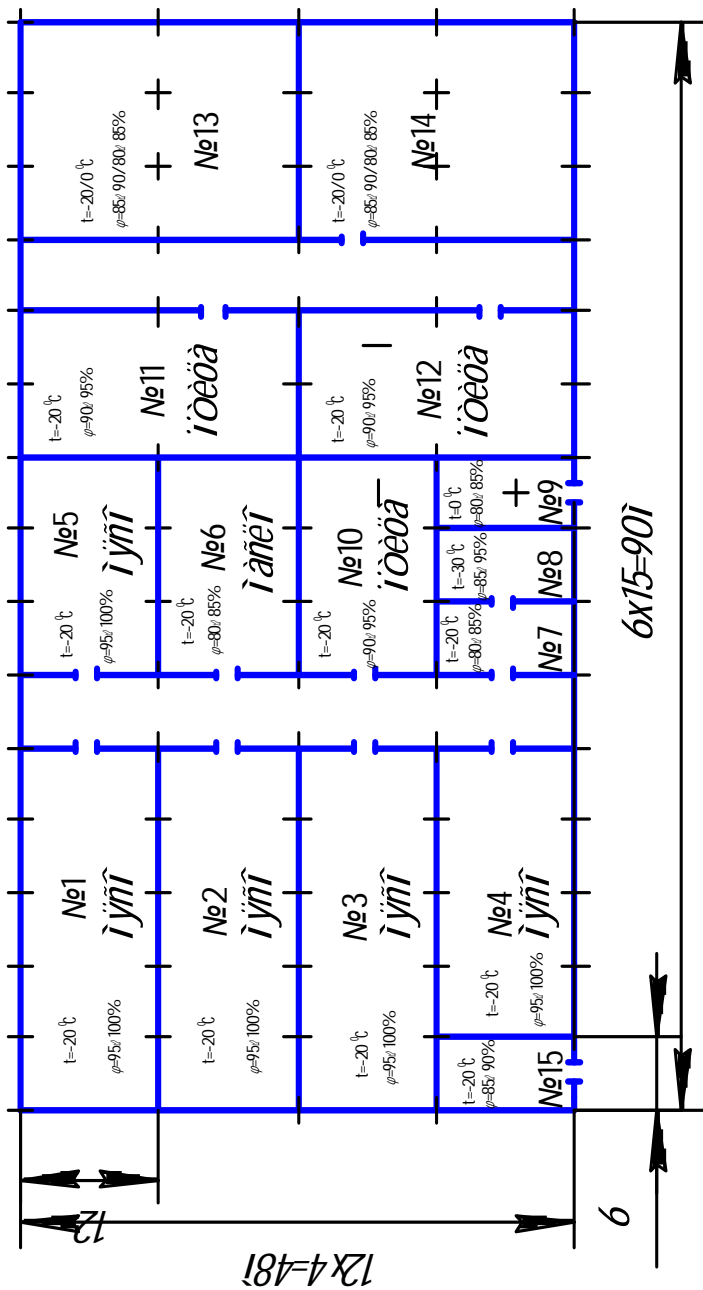


Рис. 2.1. Планировка холодильника

Исходя из условий планирования и конструкторских решений, принимаем:

1. Пять камер для хранения мяса: $n_1 = 5, n_2 = 5, n_3 = 5, n_4 = 4, n_5 = 3$.
2. Одну камеру для хранения масла: $n_6 = 3$.
3. Три камеры для хранения птицы: $n_{10} = 3, n_{11} = 4, n_{12} = 4$.
4. Две универсальные камеры: $n_{13} = 6$ и $n_{14} = 6$.
5. Одну накопительно-разгрузочную камеру: $n_7 = 1$.
6. Одну камеру замораживания: $n_8 = 1$.
5. Одну экспедиторскую камеру: $n_9 = 1$.
6. Одну камеру хранения дефектных грузов: $n_{15} = 1$.

Задание 3. Расчет толщины теплоизоляционного материала в конструкции ограждения

Цель: определить толщину теплоизоляции камер хранения продовольственного магазина,

Порядок выполнения

Планировка нижнего этажа магазина представлена на рис. 3.1, а назначения помещений в табл. 3.1.

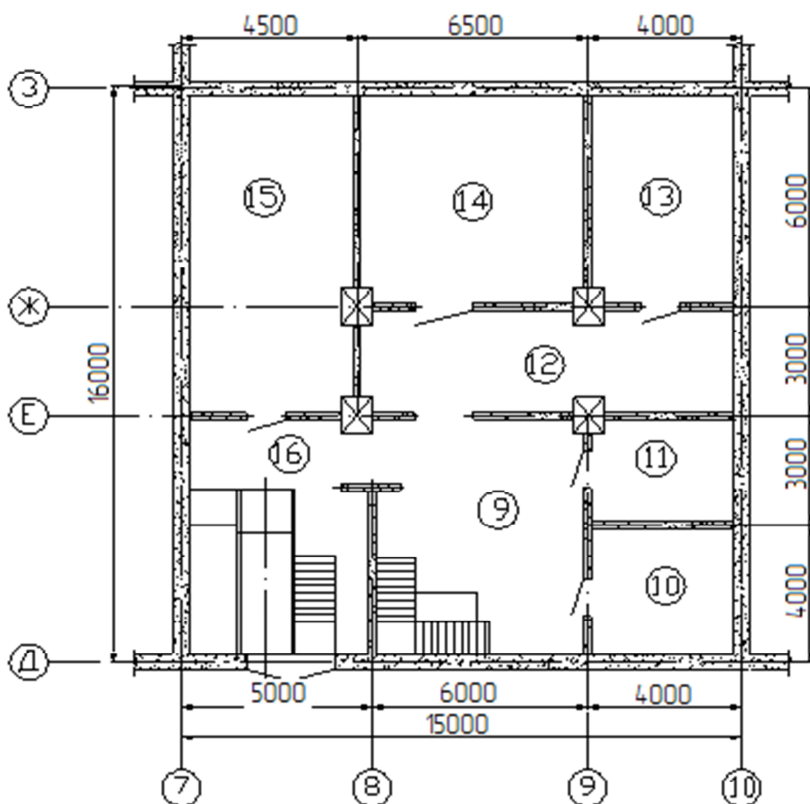


Рис. 3.1. Планировка нижнего этажа магазина

Таблица 3.1

Назначение помещений нижнего этажа магазина

№ помещения	Назначение помещения
1	Торговый зал магазина
2	Бытовое помещение (кабинет)
3	Бытовое помещение (кабинет)
4	Лестничная площадка
5	Неохлаждаемая кладовая
6	Неохлаждаемая кладовая
7	Коридор
8	Санузел
9	Лестничная площадка подвала
10	Машинное отделение
11	Неохлаждаемая кладовая
12	Тамбур холодильных камер
13	Камера хранения замороженной продукции ($-18\text{ }^{\circ}\text{C}$)
14	Камера хранения охлажденной продукции ($5\text{ }^{\circ}\text{C}$)
15	Неохлаждаемая кладовая
16	Зал приема товара

Изоляционная (теплоизоляционная) конструкция – это ограждение охлаждаемых объектов. Ограждения холодильников, выполняемые по старой технологии из традиционных материалов (бетона, кирпича, натурального камня), являются *многослойными*. Они состоят из двух основных слоев: наружного, являющегося несущим и защитным, и внутреннего, выполненного из теплоизоляционного материала. Теплоизоляционный материал, как правило, защищен с наружной стороны (точнее с более теплой) пароизоляционным слоем. Возможны и вспомогательные слои, например, слой цементной штукатурки для выравнивания поверхности кирпичной кладки, отделочный слой для защиты поверхности теплоизоляционного слоя от повреждения или повышения его огнестойкости.

Современные здания холодильников с металлическим каркасом имеют ограждающие конструкции из панелей типа «сэндвич». Применение таких панелей способствует снижению тепло- и массообмена охлаждаемого помещения с окружающей средой и облегчает поддержание температурно-влажностного режима работы помещения. Ограждения из таких панелей, изготовленных на заводе, в 15–30 раз легче стены из традиционных материалов по старой технологии, что позволяет уменьшить массу несущих конструкций, увеличить размеры сетки, колонн здания, уменьшить расход материала и объем строительных работ.

Анализ показывает, что строительство холодильников из сборных металлических конструкций, с высокой степенью готовности, позволяет в 4–5 раз снизить общую массу здания, сократить в 2–3 раза трудозатраты и в 3–4 раза сроки строительства. Строительство полносборных холодильников сокращается в 4 и более раз по сравнению с традиционными.

Важный элемент изоляционной конструкции – изоляция.

Свойства теплоизоляционных материалов

Изоляция ограждений холодильных сооружений работает в тяжелых условиях прежде всего из-за непрерывных изменений температуры и влажности наружного воздуха, переменного воздействия солнечной радиации, ветра и атмосферных осадков. Потоки теплоты и влаги изменяются не только по значению, но иногда (при относительно высоких температурах в помещениях) и по направлению.

Особенностью условий эксплуатации холодильной изоляции является возможность конденсации водяного пара на поверхности ограждения или внутри изоляции, а в некоторых случаях и замерзания выпавшей влаги. В этих условиях необходимо, чтобы теплоизоляционные материалы не только имели хорошие первоначальные свойства, но и по возможности сохраняли их в процессе эксплуатации. По этой причине теплоизоляционные материалы должны обладать определенными свойствами, позволяющими изолированным ограждениям успешно выполнять свои функции в течение длительного срока:

1. Основное свойство, которым должен обладать теплоизоляционный материал, – это низкая способность проводить теплоту, характеризующаяся соответственно малым значением теплопроводности λ .

В определенной степени указанное свойство предполагает малую объемную массу материала ρ . Связь между двумя величинами объясняется тем, что характерной особенностью структуры теплоизоляционных материалов является *высокая пористость*. Можно сказать, что каждый теплоизоляционный материал состоит из каркаса твердого вещества, образующего оболочку пор (ячеек, капилляров), и воздуха (или другого газа), заполняющего объем пор. В связи с такой неоднородностью структуры теплоизоляционных материалов, их характеристикой является не плотность, а объемная масса, представляющая собой массу единицы объема.

Коэффициент теплопроводности изоляционных материалов, имеющих пористую структуру, определяется соотношением между количеством газа внутри пор, имеющего низкий коэффициент теплопроводности, и количеством вещества в твердой структуре материала. Нормативными документами рекомендуется применять в качестве изоляции материалы, имеющие $\lambda \leq 0,06$ Вт/(м·К) и $\rho \leq 200$ кг/м³.

2. Теплоизоляционные материалы должны обладать малой гигроскопичностью и малым водопоглощением. *Гигроскопичностью* называется свойство материалов поглощать (сорбировать) водяной пар, а *водопоглощением* – поглощать капельно-жидкую воду. Этими свойствами различные материалы обладают в разной степени, но в результате их проявления влажность материалов возрастает.

Поглощение влаги материалом ведет, прежде всего, к увеличению его теплопроводности. Объясняется это тем, что вода может занимать в материале часть объема ячеек и пор, вытесняя из них газ. Так как теплопроводность воды $\lambda = 0,58$ Вт/(м·К), что примерно в 25 раз больше теплопроводности неподвижного воздуха, то наличие воды в материале вызывает существенное повышение теплопроводности теплоизоляционного материала. При низких температурах вода в порах материала может замерзнуть, что приведет к еще большему возрастанию его теплопроводности, так как теплопроводность льда $\lambda = 2,2$ Вт/(м·К), что почти в 100 раз больше теплопроводности неподвижного воздуха.

Зависимость теплопроводности материала от объемной влажности может быть выражена эмпирической формулой:

$$\lambda = \lambda_0 + \Delta\lambda\omega,$$

где λ_0 – теплопроводность материала в воздушно-сухом состоянии;

$\Delta\lambda$ – приращение теплопроводности на каждый процент объемной влажности;

ω – объемная влажность, %.

Приращение $\Delta\lambda$ для органических материалов при положительных температурах принимают равным $3,5 \cdot 10^{-3}$, а при отрицательных температурах – $4 \cdot 10^{-3}$ Вт/(м·К); для неорганических материалов – $2,3 \cdot 10^{-3}$ и $3,5 \cdot 10^{-3}$ Вт/(м·К), соответственно. Содержащий влагу изоляционный материал может подвергаться гниению, в нем могут образовываться грибки и плесени, что приводит к разрушению материала и сокращению срока его службы.

3. Теплоизоляционные материалы должны быть *температуростойкими* и *морозостойкими*. Это значит, что материалы не должны становиться хрупкими при низких температурах и, кроме того, должны сохранять прочность и эластичность каркаса, подвергаясь многократному замораживанию и оттаиванию в увлажненном состоянии, т. е. при наличии воды в порах. Увеличение объема воды при ее замерзании в порах материала не должно вызывать образование в нем трещин или его разрушения.

4. Теплоизоляционные материалы должны быть *негорючими* или обладать *возможно меньшей горючестью*.

5. Теплоизоляционные материалы должны быть *химически инертными* по отношению к материалам, с которыми они могут контактировать в изоляционной конструкции, например, не вызывать коррозию стальных стенок аппарата, на наружную поверхность которого наложен теплоизоляционный слой данного материала.

6. Теплоизоляционные материалы *не должны иметь запаха и его воспринимать*. Это свойство существенно для пищевых предприятий, поскольку многие скоропортящиеся пищевые продукты легко воспринимают различные запахи, что ухудшает их качество. Некоторые продукты (например, рыба) сами обладают запахом, который может быть воспринят теплоизоляционным материалом и передан другим продуктам, которые впоследствии будут храниться в этом помещении.

7. Теплоизоляционные материалы должны быть *защищены от грызунов* и не привлекать их. Грызуны не только портят изоляцию и

хранящиеся продукты, но и способствуют распространению различных заболеваний.

8. Теплоизоляционные материалы должны обладать *достаточной механической прочностью*, чтобы выдерживать воздействия, неизбежные при транспортировке, укладке и эксплуатации (нагрузка от продуктов, загрузочно-разгрузочных средств, удары, вибрация).

9. Теплоизоляционные материалы должны *легко обрабатываться* (резаться, пилиться и т. д.) обычными режущими инструментами.

10. Теплоизоляционные материалы должны обладать *приемлемыми экономическими показателями*. При прочих удовлетворительных свойствах высокая стоимость материала или его малые ресурсы ограничивают возможность его применения.

Материалов, обладающих всеми перечисленными свойствами, пока не существует. Как правило, теплоизоляционные материалы выбирают с учетом не только их положительных и отрицательных качеств, но и реальной возможности получения материала на месте строительства, а также значимости и назначения объекта.

Правильно выбирать материалы для тепловой изоляции помогает классификация их по отдельным характерным признакам.

Виды теплоизоляционных материалов холодильников

По внешнему виду или способу применения теплоизоляционные материалы разделяются на группы:

1) *штучные жесткие изделия*, имеющие определенные размеры и форму. Для изоляции плоских поверхностей их изготавливают в виде плит, блоков и кирпичей; криволинейных поверхностей – в виде сегментов, брусков с трапециевидным сечением, скорлуп (полуцилиндрических оболочек). Изделия сложной конфигурации предназначены для изоляции частей трубопроводов (вентилей, тройников, отводов и т. п.);

2) *штучные гибкие изделия*, имеющие определенные размеры, но допускающие в некоторой степени изменение формы. Их производят в виде матов, листов, рулонов и шнура. Такие изделия используют для изоляции как плоских, так и криволинейных поверхностей.

3) *сыпучие, или засыпные, материалы*, представляющие собой рыхлую бесформенную массу с произвольным расположением частиц (засыпают между двумя стенками, одной из которых является изолируемая поверхность);

4) материалы, которые в конечном виде получают в самом процессе выполнения теплоизоляционных работ, например, напылением на изолируемую поверхность или заливкой исходной смеси в изолируемое пространство.

Высокоэффективные материалы:

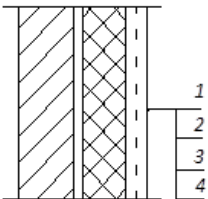
– органические искусственные материалы (пенопласты жесткие, полужесткие и эластичные, пенополистиролы (ПС), пенополивинилхлориды (ПХВ), пенополиуретаны (ПУ), а также материалы на основе фенольно-формальдегидных (ФФ), эпоксидных (Э) и кремнийорганических (К) смол;

– неорганические материалы (алюминиевая фольга (гофрированная), минеральная (мергели, доломиты, базальты), шлаковая (доменный шлак) и стеклянная (кварцевый песок, известь, сода) вата, губчатая резина).

Выполним расчет толщины теплоизоляционного слоя наружной стены камеры хранения охлажденной продукции № 14. Наружная стена выполнена из тяжелого бетона. Конструкция ограждения представлена в табл. 3.2. Температура в камере – 5 °С.

Таблица 3.2

Конструкция наружного ограждения

Наименование и конструкция ограждения	№ слоя	Наименование и материал слоя	Толщина δ , м	λ , Вт/(м·К)
	1	Штукатурка сложным раствором по металлической сетке	0,02	0,98
	2	Теплоизоляция из пенополиуретана	Требуется определить	0,02
	3	Пароизоляция – 2 слоя гидроизола на битумной мастике	0,004	0,30
	4	Наружный слой из тяжелого бетона	0,140	1,86

Требуемое сопротивление теплопередаче наружных стен определим по [3, табл. 2], в зависимости от температуры воздуха в камере:

$$R_{\text{тр}} = 2,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

тогда коэффициент теплопередачи стены составит

$$k_{\text{тр}}^0 = 0,48 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Суммарное термическое сопротивление слоев (кроме теплоизоляции) для представленной конструкции стены

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0,02}{0,98} + \frac{0,004}{0,3} + \frac{0,14}{1,86} = 0,108 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

Тогда требуемая толщина изоляционного слоя

$$\begin{aligned} \delta_{\text{из}} &= \lambda_{\text{из}} \cdot \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right] = \\ &= 0,02 \cdot \left[2,1 - \left(\frac{1}{23} + 0,108 + \frac{1}{8} \right) \right] = 0,036 \text{ м}. \end{aligned}$$

Принимаем толщину изоляционного слоя равной 50 мм. Поскольку принятая толщина теплоизоляции отличается от требуемой, определяем действительное значение коэффициента теплопередачи:

$$\begin{aligned} k_{\text{д}}^0 &= \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right) + \frac{\delta_{\text{из}}}{\lambda_{\text{из}}}} = \\ &= \frac{1}{\left(\frac{1}{23} + 0,108 + \frac{1}{8} \right) + \frac{0,05}{0,02}} = 0,36 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

Рассчитаем толщину изоляционного слоя *наружной стены камеры хранения замороженной продукции № 13*. Температура в камере равна $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Требуемое сопротивление теплопередаче наружных стен:

$$R_{\text{тр}} = 4,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \text{ [3, табл. 2]},$$

тогда коэффициент теплопередачи стены составит

$$k_{\text{тр}}^0 = 0,24 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Суммарное термическое сопротивление слоев конструкции (кроме теплоизоляции) составит

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0,02}{0,98} + \frac{0,004}{0,3} + \frac{0,14}{1,86} = 0,108 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

Тогда требуемая толщина изоляционного слоя составит

$$\delta_{\text{из}} = 0,02 \cdot \left[4,2 - \left(\frac{1}{23} + 0,108 + \frac{1}{8} \right) \right] = 0,078 \text{ м}.$$

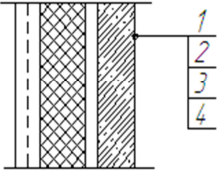
Принимаем толщину изоляционного слоя – 80 мм. Поскольку принятая толщина теплоизоляции отличается от требуемой, определяем действительное значение коэффициента теплопередачи:

$$k_{\text{д}}^0 = \frac{1}{\left(\frac{1}{23} + 0,108 + \frac{1}{8} \right) + \frac{0,08}{0,02}} = 0,23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Рассчитаем толщину изоляционного слоя *внутренней стены камеры хранения охлажденной продукции*, отделяющую ее от неохлаждаемого помещения № 15. Конструкция стены представлена в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Конструкция внутренних стен

Наименование и конструкция ограждения	№ слоя	Наименование и материал слоя	Толщина δ , м	λ , Вт/(м·К)
	1	Железобетонная плита	0,08	0,37
	2	Пароизоляция – 2 слоя гидроизола на битумной мастике	0,004	0,30
	3	Теплоизоляция из пенополиуретана	Требуется определить	0,02
	4	Известковая штукатурка	0,02	0,98

Требуемое сопротивление теплопередаче внутренних стен определим по [3, табл. 4], в зависимости от температуры воздуха в камере:

$$R_{\text{тр}} = 2,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Требуемый коэффициент теплопередачи стены

$$k_{\text{тр}}^0 = 0,45 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Суммарное термическое сопротивление слоев конструкции (кроме теплоизоляции):

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0,08}{0,37} + \frac{0,004}{0,3} + \frac{0,02}{0,98} = 0,25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тогда требуемая толщина изоляционного слоя:

$$\begin{aligned} \delta_{\text{из}} &= \lambda_{\text{из}} \cdot \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right] = \\ &= 0,02 \cdot \left[2,2 - \left(\frac{1}{8} + 0,25 + \frac{1}{8} \right) \right] = 0,034 \text{ м}. \end{aligned}$$

Принимаем толщину изоляционного слоя – 50 мм. Поскольку принятая толщина теплоизоляции отличается от требуемой, определяем действительное значение коэффициента теплопередачи:

$$k_d^0 = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + 0,25 + \frac{0,05}{0,02} + \frac{1}{8}\right)} = 0,33 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Рассчитаем толщину изоляционного слоя *внутренней стены камеры хранения охлажденной продукции*, отделяющую ее от тамбура № 12, принимая, что тамбур охлаждаемый, его температура – 10 °С. Требуемое сопротивление теплопередаче внутренних стен определим по [3, табл. 4], в зависимости от температуры воздуха в камере:

$$R_{\text{тр}} = 2,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Требуемый коэффициент теплопередачи стены

$$k_{\text{тр}}^0 = 0,45 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Суммарное термическое сопротивление слоев конструкции (кроме теплоизоляции):

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0,08}{0,37} + \frac{0,004}{0,3} + \frac{0,02}{0,98} = 0,25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тогда требуемая толщина изоляционного слоя:

$$\delta_{\text{из}} = 0,02 \cdot \left[2,2 - \left(\frac{1}{8} + 0,25 + \frac{1}{8} \right) \right] = 0,034 \text{ м}.$$

Принимаем толщину изоляционного слоя – 50 мм. Поскольку принятая толщина теплоизоляции отличается от требуемой, определяем действительное значение коэффициента теплопередачи:

$$k_d^0 = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + 0,25 + \frac{0,05}{0,02} + \frac{1}{8}\right)} = 0,33 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Рассчитаем толщину изоляционного слоя *внутренней стены камеры хранения замороженной продукции*, отделяющую ее от тамбура № 12, принимая, что тамбур охлаждаемый, его температура – 10 °С. Требуемое сопротивление теплопередаче внутренних стен определим по [3, табл. 4], в зависимости от температуры воздуха в камере:

$$R_{\text{тр}} = 4,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Требуемый коэффициент теплопередачи стены

$$k_{\text{тр}}^0 = 0,23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Суммарное термическое сопротивление слоев конструкции (кроме теплоизоляции):

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0,08}{0,37} + \frac{0,004}{0,3} + \frac{0,02}{0,98} = 0,25 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}.$$

Тогда требуемая толщина изоляционного слоя:

$$\delta_{\text{из}} = 0,02 \cdot \left[4,3 - \left(\frac{1}{8} + 0,25 + \frac{1}{8} \right) \right] = 0,082 \text{ м}.$$

Принимаем толщину изоляционного слоя – 100 мм. Поскольку принятая толщина теплоизоляции отличается от требуемой, определяем действительное значение коэффициента теплопередачи:

$$k_{\text{д}}^0 = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + 0,25 + \frac{1}{8} \right) + \frac{0,1}{0,02}} = 0,19 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Рассчитаем толщину изоляционного слоя *внутренней перегородки*, отделяющей камеры хранения охлажденной и замороженной продукции. Конструкция перегородки представлена в табл. 3.4.

Таблица 3.4

Данные для расчета перегородок холодильных камер

Наименование и конструкция ограждения	№ слоя	Наименование и материал слоя	Толщина δ , м	λ , Вт/(м·К)
Внутренние перегородки	1	Металлический лист (оцинкованная сталь)	0,005	58
	2	Теплоизоляция из пенополиуретана	Требуется определить	0,02
	3	Металлический лист (оцинкованная сталь)	0,005	58

Требуемое сопротивление теплопередаче внутренних стен и перегородок определим по [3, табл. 4], в зависимости от температуры воздуха в камерах:

$$R_{\text{тр}} = 3,84 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Требуемый коэффициент теплопередачи стены

$$k_{\text{тр}}^0 = 0,26 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Суммарное термическое сопротивление слоев конструкции (кроме теплоизоляции):

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0,005}{58} + \frac{0,005}{58} = 17,2 \cdot 10^{-5} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тогда требуемая толщина изоляционного слоя:

$$\begin{aligned} \delta_{\text{из}} &= \lambda_{\text{из}} \cdot \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right] = \\ &= 0,02 \cdot \left[3,84 - \left(\frac{1}{8} + 17,2 \cdot 10^{-5} + \frac{1}{8} \right) \right] = 0,072 \text{ м}. \end{aligned}$$

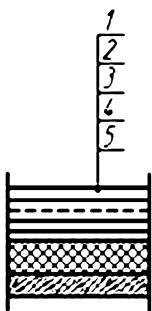
Принимаем толщину изоляционного слоя – 80 мм. Поскольку принятая толщина теплоизоляции отличается от требуемой, определяем действительное значение коэффициента теплопередачи:

$$k_d^0 = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + 4 + \frac{1}{8}\right)} = 0,24 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Рассчитаем толщину изоляционного слоя *покрытия*. Теплоизоляцию покрытия всех камер принимаем одинаковой. В качестве расчетной принимаем конструкцию покрытия в камере хранения мороженных грузов. Конструкция покрытия представлена в табл. 3.5.

Таблица 3.5

Данные для расчета покрытия холодильных камер

Наименование и конструкция ограждения	№ слоя	Наименование и материал слоя	Толщина δ , м	λ , Вт/(м·К)
<p>Покрытие охлаждаемых помещений</p> 	1	5 слоев гидроизола на битумной мастике	0,012	0,98
	2	Стяжка из бетона по металлической сетке	0,040	1,86
	3	Пароизоляция (слой пергамина)	0,001	0,15
	4	Теплоизоляция из пенополиуретана	Требуется определить	0,02
	5	Железобетонная плита покрытия	0,035	2,04

Требуемое сопротивление теплопередаче покрытий определим по [3, табл. 3], в зависимости от температуры воздуха в камерах:

$$R_{\text{тр}} = 4,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Требуемый коэффициент теплопередачи

$$k_{\text{тр}}^0 = 0,23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Суммарное термическое сопротивление слоев конструкции (кроме теплоизоляции):

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0,012}{0,98} + \frac{0,04}{1,86} + \frac{0,001}{0,15} + \frac{0,035}{2,04} = 0,058 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тогда требуемая толщина изоляционного слоя:

$$\begin{aligned} \delta_{\text{из}} &= \lambda_{\text{из}} \cdot \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right] = \\ &= 0,02 \cdot \left[4,4 - \left(\frac{1}{8} + 0,058 + \frac{1}{23} \right) \right] = 0,083 \text{ м}. \end{aligned}$$

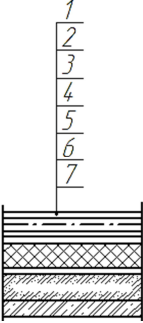
Принимаем толщину изоляционного слоя – 100 мм. Поскольку принятая толщина теплоизоляции отличается от требуемой, определяем действительное значение коэффициента теплопередачи:

$$k_{\text{д}}^0 = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + 5,06 + \frac{1}{23} \right)} = 0,19 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Рассчитаем толщину изоляционного слоя *пола*. В качестве расчетной принимаем конструкцию пола в камере хранения мороженных грузов. Конструкция покрытия представлена в табл. 3.6.

Таблица 3.6

Данные для расчета пола холодильной камеры

Наименование и конструкция ограждения	№ слоя	Наименование и материал слоя	Толщина δ , м	λ , Вт/(м·К)
Полы охлаждаемых помещений 	1	Монолитное бетонное покрытие из тяжелого бетона	0,040	1,86
	2	Армобетонная стяжка	0,080	1,86
	3	Пароизоляция (слой пергамина)	0,001	0,15
	4	Теплоизоляция из пенополиуретана	Требуется определить	0,02
	5	Цементно-песчаный раствор	0,025	0,98
	6	Уплотненный песок	1,35	0,58
	7	Бетонная подготовка с электронагревателями	–	–

В низкотемпературных камерах необходимо предусмотреть подогрев пола во избежание промерзания грунта, если полы холодильника располагаются непосредственно на нем. В этом случае требуемое сопротивление теплопередаче покрытий определим по [3, табл. 6], в зависимости от температуры воздуха в камерах:

$$R_{\text{тр}} = 5,16 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Требуемый коэффициент теплопередачи

$$k_{\text{тр}}^0 = 0,19 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Суммарное термическое сопротивление слоев конструкции (кроме теплоизоляции):

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0,04}{1,86} + \frac{0,08}{1,86} + \frac{0,001}{0,15} + \frac{0,025}{0,98} + \frac{1,35}{0,58} = 2,421 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тогда требуемая толщина изоляционного слоя:

$$\delta_{\text{из}} = \lambda_{\text{из}} \cdot \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right] =$$

$$= 0,02 \cdot \left[5,16 - \left(\frac{1}{8} + 2,421 + \frac{1}{23} \right) \right] = 0,0514 \text{ м.}$$

Принимаем толщину изоляционного слоя – 60 мм. Поскольку принятая толщина теплоизоляции отличается от требуемой, определяем действительное значение коэффициента теплопередачи:

$$k_{\text{д}}^0 = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + 2,421 + \frac{1}{8} \right) + \frac{0,06}{0,02}} = 0,176 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Результаты расчета толщины изоляции для ограждений камер представлены в табл. 3.7.

Таблица 3.7

Результаты расчета толщины изоляции для ограждений камер

Ограждения	$t_{\text{в}}, ^\circ\text{C}$	Толщина теплоизо-		Коэффициент	
		ляционного слоя		теплопередачи	
		$\delta_{\text{из}}^{\text{тр}}, \text{ мм}$	$\delta_{\text{из}}^{\text{д}}, \text{ мм}$	$k_{\text{о}}^{\text{тр}}, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$	$k_{\text{о}}^{\text{д}}, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$
Камера охлаждения (0 °С)					
Наружная стена	+5	36	50	0,48	0,36
Внутренние стены	+5/10	349	50	0,45	0,33
Перегородка	5/-18	72	80	0,26	0,24
Покрытие	+5	83	100	0,23	0,19
Пол	+5	36	50	0,48	0,36
Камера замораживания (-15 °С)					
Наружные стены	-18	78	80	0,24	0,23
Внутренние стены	-18/10	82	100	0,23	0,19
Перегородка	-18/+5	72	80	0,26	0,24
Покрытие	-18	83	100	0,23	0,19
Пол	-18	51	60	0,19	0,176

Задание 4. Проверка ограждения на возможность конденсации водяного пара

Цель: проверить изолированное ограждение на возможность конденсации водяного пара внутри ограждения наружной стены камеры замораживания № 13, температура воздуха в камере $t_{\text{пм}} = -18^\circ\text{C}$, влажность $\varphi_{\text{пм}} = 90\%$, температура наружного воздуха -30°C , влажность -80% . В случае наличия зоны конденсации следует так изменить конструкцию ограждения, чтобы конденсации в нем не возникало.

Порядок выполнения

Конструкция ограждения показана в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Конструкция наружного ограждения

Наименование и конструкция ограждения	№ слоя	Наименование и материал слоя	Толщина δ , м	λ , Вт/(м·К)
	1	Штукатурка сложным раствором по металлической сетке	0,02	0,98
	2	Теплоизоляция из пенополиуретана	0,08	0,02
	3	Наружный слой из тяжелого бетона	0,140	1,86

Коэффициент теплопередачи наружного ограждения камеры $k = 0,23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Тогда тепловой поток через ограждение составит:

$$q = k \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{пм}}) = 0,23 \cdot (30 + 18) = 11 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Найдем температуру на наружной и внутренней поверхностях ограждения, разделяющих слои различных материалов. В теплоизоляционном материале определим температуру нескольких промежуточных слоев (разделим слой теплоизоляции на четыре части, каждый толщиной по 20 мм.).

Для определения температуры в разных слоях используем выражение:

$$t_x = t_H - qR_x.$$

Тогда

$$t_1 = 30 - 11 \cdot \frac{1}{23} = 29,52;$$

$$t_2 = 30 - 11 \cdot \left(\frac{1}{23} + \frac{0,14}{1,86} \right) = 28,69;$$

$$t_3 = 30 - 11 \cdot \left(\frac{1}{23} + \frac{0,14}{1,86} + \frac{0,02}{0,02} \right) = 17,6;$$

$$t_4 = 30 - 11 \cdot \left(\frac{1}{23} + \frac{0,14}{1,86} + \frac{0,02}{0,02} + \frac{0,02}{0,02} \right) = 6,6;$$

$$t_5 = 30 - 11 \cdot \left(\frac{1}{23} + \frac{0,14}{1,86} + \frac{0,02}{0,02} + \frac{0,02}{0,02} + \frac{0,02}{0,02} \right) = -4,4;$$

$$t_6 = 30 - 11 \cdot \left(\frac{1}{23} + \frac{0,14}{1,86} + \frac{0,02}{0,02} + \frac{0,02}{0,02} + \frac{0,02}{0,02} + \frac{0,02}{0,02} \right) = -15,5;$$

$$t_7 = 30 - 11 \cdot \left(\frac{1}{23} + \frac{0,14}{1,86} + \frac{0,02}{0,02} + \frac{0,02}{0,02} + \frac{0,02}{0,02} + \frac{0,02}{0,02} + \frac{0,02}{0,98} \right) = -15,7.$$

Для проверки находим

$$t_7 = t_{\text{пм}} + q \frac{1}{\alpha_{\text{пм}}} = -18 + 11 \cdot \frac{1}{8} \approx -16 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

По найденным температурам поверхности слоев определяются давления насыщенного водяного пара, соответствующие этим температурам [15, прил. 3]. Они приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Давление насыщенного водяного пара поверхности слоев при соответствующих температурах

Температура поверхности слоя	Давление насыщенного водяного пара p'' , мм рт. ст.	Давление насыщенного водяного пара p'' , мбар
$t_1 = 29,5$	30,92	41,12
$t_2 = 28,7$	29,53	39,27
$t_3 = 17,6$	15,09	20,07
$t_4 = 6,6$	7,31	9,72
$t_5 = -4,4$	3,17	4,22
$t_6 = -15,5$	1,18	1,57
$t_7 = -15,7$	1,16	1,54

Различие парциальных давлений пара внутри и снаружи помещения является движущейся силой потока водяного пара, идущего через ограждение, удельная величина которого составляет

$$w = \frac{p_n - p_{пм}}{H_n},$$

где H_n – сопротивление ограждения паропроницаия, равное сумме сопротивлений отдельных слоев:

$$H_n = \frac{\delta_1}{\mu_1} + \frac{\delta_2}{\mu_2} + \frac{\delta_3}{\mu_3},$$

где μ – коэффициент паропроницаия материала. Для бетона $\mu_1 = 0,004$ г/(м·ч·мм рт. ст.) = $0,835 \cdot 10^{-9}$ кг/(м·с·мбар); для пенополиуретана $\mu_2 = 1,39 \cdot 10^{-9}$ кг/(м·с·мбар); для известковой штукатурки $\mu_3 = 0,016$ г/(м·ч·мм рт. ст.) = $3,34 \cdot 10^{-9}$ кг/(м·с·мбар).

Тогда общее сопротивление ограждения паропроницанию составит

$$H_H = \frac{0,14}{0,835 \cdot 10^{-9}} + \frac{0,08}{1,38 \cdot 10^{-9}} + \frac{0,02}{3,34 \cdot 10^{-9}} = 231 \cdot 10^6 \text{ м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар} / \text{кг}.$$

Парциальное давление пара на наружной поверхности ограждения (по таблицам при температуре наружного воздуха):

$$p_1 = p_H = \varphi_H p_H'' = 0,8 \cdot 31,82 = 25,46 \text{ мм рт. ст.} = 33,86 \text{ мбар}.$$

Аналогично парциальное давление пара на внутренней поверхности ограждения (при температуре в камере):

$$p_7 = p_{\text{пм}} = \varphi_{\text{пм}} p_{\text{пм}}'' = 0,9 \cdot 0,94 = 0,85 \text{ мм рт. ст.} = 1,13 \text{ мбар}.$$

Следовательно,

$$w = \frac{p_H - p_{\text{пм}}}{H_H} = \frac{33,86 - 1,13}{231 \cdot 10^6} = 0,142 \cdot 10^{-6} \text{ кг} / \text{м}^2 \cdot \text{с}.$$

Действительное парциальное давление водяного пара в воздухе на поверхности слоев ограждения находится по зависимости

$$p_x = p_H - w H_x.$$

Тогда

$$p_2 = p_H - w \frac{\delta_1}{\mu_1} = 32,9 - 0,136 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{0,14}{0,835 \cdot 10^{-9}} = 10,05 \text{ мбар};$$

$$p_3 = 32,9 - 0,136 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{0,14}{0,835 \cdot 10^{-9}} + \frac{0,02}{1,38 \cdot 10^{-9}} \right) = 8,09 \text{ мбар};$$

$$p_4 = 32,9 - 0,136 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{0,14}{0,835 \cdot 10^{-9}} + \frac{0,02}{1,38 \cdot 10^{-9}} + \frac{0,02}{1,38 \cdot 10^{-9}} \right) = 6,13 \text{ мбар};$$

$$p_5 = 32,9 - 0,136 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{0,14}{0,835 \cdot 10^{-9}} + \frac{0,02}{1,38 \cdot 10^{-9}} + \frac{0,02}{1,38 \cdot 10^{-9}} + \frac{0,02}{1,38 \cdot 10^{-9}} \right) = 4,17 \text{ мбар};$$

$$p_6 = 32,9 - 0,136 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{0,14}{0,835 \cdot 10^{-9}} + \frac{0,08}{1,38 \cdot 10^{-9}} \right) = 2,20 \text{ мбар},$$

или

$$p_6 = 1,39 + 0,136 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{0,02}{3,34 \cdot 10^{-9}} \right) = 2,20 \text{ мбар}.$$

Давление насыщенного пара по сечениям ограждения на рис. 4.1 нанесено в координатах $\delta_x - p_x''$ (линия p_x''), а действительное давление пара отображает линия p_x .

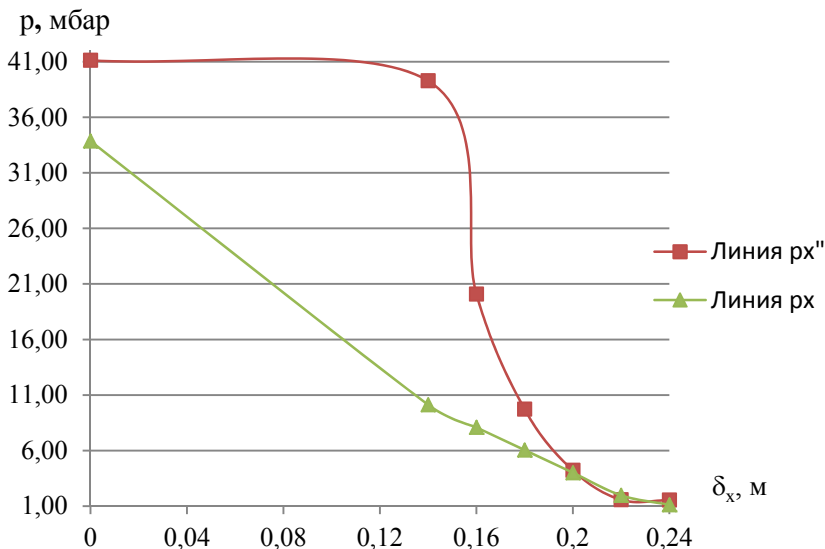


Рис. 4.1. Распределение температуры и парциального давления водяного пара по слоям ограждения

Пересечение линий p_x и p_x'' указывает на наличие в ограждении зоны конденсации. Для нахождения действительной ширины зоны

конденсации построим диаграмму в координатах $H_x - p_x''$, на которой проводим касательные из точек d и e к линии p_x'' . Между точками касания f и g и находится зона конденсации (рис. 4.2).

$$P_f = 2,4 \text{ мбар}, \quad p_g = 1,57 \text{ мбар}.$$

Количество влаги, выпадающее в зоне конденсации, составит

$$\Delta w = \frac{P_H - P_f}{H_{df}} - \frac{P_g - P_{\text{пм}}}{H_{ge}}.$$

В нашем случае получим

$$\Delta w = \frac{33,86 - 2,4}{220 \cdot 10^6} - \frac{1,57 - 1,13}{6,25 \cdot 10^6} = 0,0727 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}.$$

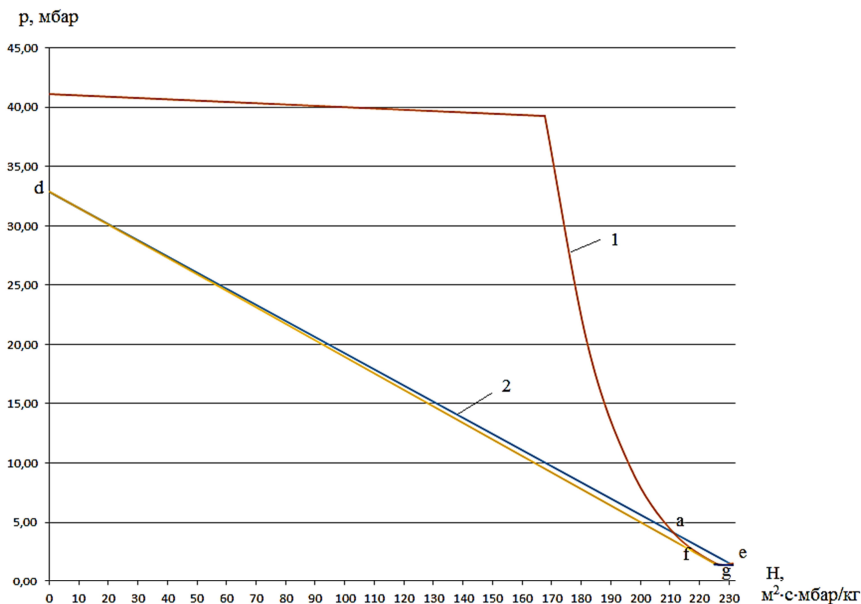


Рис. 4.2. Установление зоны конденсации в ограждении:
 линия 1 – изменение парциального давления насыщенного водяного пара;
 линия 2 – изменение парциального давления водяного пара в ограждении

Отсутствие зоны конденсации может обеспечить такой наклон линии p_x на рис. 4.2, какой имеет отрезок касательной ge .

Так как в диаграмме $H_x - p_x$ наклон прямой линии численно равен потоку пара, то зоны конденсации в ограждении не будет, если поток пара окажется не больше

$$w' = \frac{p_g - p_{\text{пм}}}{H_{ge}} = \frac{1,57 - 1,13}{6,25 \cdot 10^6} = 0,0711 \cdot 10^{-9} \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с.}$$

При таком потоке влаги сопротивление ограждения паропрооницанию должно быть

$$H'_n = \frac{p_n - p_{\text{пм}}}{w'} = \frac{33,86 - 1,13}{0,0711 \cdot 10^{-6}} = 460 \cdot 10^6 \text{ м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар/кг.}$$

Так как сопротивление ограждения составляет $231 \cdot 10^6 \text{ м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар/кг}$, то дополнительное сопротивление слоя пароизоляции должно быть

$$H_{\text{п}} = H'_n - H_n = (460 - 231) \cdot 10^6 = 229 \cdot 10^6 \text{ м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар/кг.}$$

С теплой стороны теплоизоляционного слоя предусматриваем два слоя борулина, толщиной по 3 мм, наклеенных битумом или горячей битумной мастикой. Сопротивление двух слоев борулина составит

$$H_6 = \frac{2 \cdot 0,003}{0,03 \cdot 10^{-9}} = 200 \cdot 10^6 \text{ м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар/кг.}$$

Сопротивление окраски битумом или битумной мастикой равно

$$H_{\text{м}} = 9,6 \cdot 10^6 \text{ м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар/кг.}$$

И тогда сопротивление паропрооницанию составит

$$H_{\text{п}} = (220 + 9,6) \cdot 10^6 = 229 \cdot 10^6 \text{ м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар/кг.}$$

Пароизоляционные материалы должны отвечать следующим требованиям:

1. Иметь высокое сопротивление паропрооницанию, что характеризуется малым коэффициентом паропрооницаемости материала. Количество влаги (кг/с), проникающее через однородное ограждение путем паропрооницания,

$$W = F(p_n - p_{пм})\mu / \delta,$$

где μ – коэффициент паропрооницаемости материала, кг/(м·с·Па);

δ – толщина ограждения, м.

Коэффициент μ представляет собой количество водяного пара (кг), проникающее за 1 с через 1 м² ограждения толщиной 1 м при разности парциальных давлений пара по сторонам ограждения 1 Па. Для пароизоляционных материалов μ равен $1 \cdot 10^{-12}$ кг/(м·с·Па). Сопротивление паропрооницанию слоя однородного материала (м²·с·Па/кг) определяют выражением

$$H = \delta / \mu.$$

2. Не поглощать влагу, что предупреждает гниение материалов и обеспечивает их долговечность.

3. Быть термоустойчивыми, т. е. не быть хрупкими при низких температурах и не размягчаться при температурах, соответствующих верхней границе рабочего температурного интервала.

4. Не иметь запаха.

Основным пароизоляционным материалом является *битум* (асфальтовый гудрон), который может применяться самостоятельно или являться важнейшей составляющей многих пароизоляционных материалов. Встречаются природные битумы, но в основном их получают искусственным путем в виде жидких и твердых остатков при перегонке нефти.

Твердые нефтяные битумы (БН) выпускают нескольких марок, различающихся главным образом по *температуре размягчения*, т. е. температуре, при которой битум переходит из твердого состояния в пластично-текущее. Битумы, имеющие температуру размягчения до 50 °С, называются *легкоплавкими*, а выше 50 °С – *тугоплавкими*.

Другой характеристикой битумов, определяющей их вязкость, является *пенетрация* (проникновение); мерой пенетрации считают глубину в десятых долях миллиметра, на которую проникает в вязкое тело игла с грузом в 100 г в течение 5 мин при температуре испытуемого материала 25 °С. Теплопроводность битума 0,3–0,35 Вт/(м·К).

Битумы с более высокой температурой размягчения оказываются значительно менее вязкими, что вызывает трудности при нанесении пароизоляционного слоя. Битум БН 50/50 размягчается от прямых солнечных лучей, а БН 90/10 – растрескивается при низких температурах. Для теплоизоляционных и пароизоляционных работ чаще всего используют битум БН 70/30. Для создания нужных свойств нередко применяют композиции из битумов двух марок, в частности БН 50/50 и БН 90/10, в равных долях.

По способу производства пароизоляционных работ пароизоляционные материалы могут быть *окрасочные* (обмазочные) и *оклеенные*. Битум относится к окрасочным материалам. Его наносят на поверхность в расплавленном состоянии щетками (кистями) вручную, в один или несколько слоев общей толщиной от 1 до 5 мм. Для расплавления битум разогревают в баках до температуры 160–170 °С, применяя электрический подогрев, и поддерживают эту температуру во время работы. Наносить битум следует только на сухую и чистую поверхность, что задерживает выполнение изоляционных работ. Делаются попытки наносить расплавленный битум при помощи пульверизаторов.

Более производительным способом, позволяющим создать пароизоляционный слой высокого качества, оказывается окраска поверхности битумной эмульсией или битумной мастикой.

Битумная эмульсия представляет собой мелкодисперсные частицы битума, находящиеся в воде во взвешенном состоянии. В состав эмульсии входят эмульгаторы (мыло, некоторые сорта глины и др.), обволакивающие поверхности частиц битума тонкой оболочкой и тем самым препятствующие слипанию их в крупные частицы. Для образования эмульсии битум в расплавленном состоянии дробится на частицы размером около 5 мкм в центрифугах, при большой скорости вращения, или в ультразвуковых диспергаторах. В составе эмульсии 50 % воды, 48 % битума, 1,5 % эмульгатора и 0,5 % щелочи. Эмульсию наносят на поверхность разбрызгиванием из пульверизатора (пистолета-распылителя). После испарения воды части-

цы битума слипаются в сплошную ровную пленку. После высыхания первого слоя можно наносить следующий (до трех-четырех слоев). Эмульсию можно наносить и на влажную поверхность. Недостатком этого способа является малая эластичность слоев, из-за чего при низких температурах на битуме появляются волосяные трещины, значительно увеличивающие паропроницаемость слоя. Для придания эластичности и морозостойкости слоям битумной эмульсии в нее добавляют латекс (водяную эмульсию синтетического каучука).

Находят применение *битумные мастики*. Они встречаются двух разновидностей: *горячие (твердые)* и *холодные (пластичные)*. В обоих случаях мастики представляют собой смесь битума с наполнителями, придающими мастикам эластичность. В качестве наполнителей применяют волокнистые (асбест) и пылевидные материалы (мелкий или молотый песок, известь и др.).

Для приготовления горячих мастик расплавленный битум (80–85 %) смешивают с различными наполнителями, желателно и с волокнистыми, и с пылевидными. Для придания пластичности в мастику добавляют соляровое масло и латекс.

Горячие мастики можно применять в качестве обмазочной пароизоляции, приклеивающего слоя для гидроизоляции из битумных рулонных материалов, а также для покрытия кровель по бескровным рулонным материалам. При проведении работ мастику расплавляют при температуре 120–180 °С и наносят на поверхность вручную или механическим распылением. При механизированном нанесении пароизоляционного слоя увеличивается плотность, долговечность и адгезионные свойства пароизоляции, а трудовые затраты уменьшаются в 5–10 раз.

Холодная мастика состоит из битумной эмульсии (50 %), асбестовых волокон (25 %) и песка (25 %). На поверхность ее наносят также, как штукатурку, слоем 5–10 мм. Мастика может наноситься на холодные и влажные поверхности. Особенно целесообразно ее применять в качестве пароизоляционного материала для пароизоляции холодных трубопроводов.

К оклеечным пароизоляционным материалам относятся различные битумные и не битумные рулонные и листовые материалы.

Битумные материалы с органической основой. Такими материалами являются пергамин и рубероид. *Пергамин* – это кровельный

картон, пропитанный легкоплавким битумом с толщиной листов 0,5–0,7 мм. *Рубероид* – кровельный картон, пропитанный легкоплавким битумом и покрытый с одной или с двух сторон слоем тугоплавкого битума. В связи с чем рубероид называют покровным рулонным материалом, а пергамин – беспокровным. Толщина рубероида 1,5 мм.

Для внутренней пароизоляции нельзя применять *толь*, так как он представляет собой картон, пропитанный каменноугольными дегтепродуктами, которые обладают сильным запахом. В связи с этим в холодильном строительстве толь используют только как наружный гидроизоляционный материал.

Недостатком этих материалов являются возможность гниения их основы и вследствие этого уменьшение долговечности пароизоляционного слоя. В связи с этим материалы с гниющей основой должны применяться главным образом для небольших установок и неответственных сооружений.

Материалы с неорганической (негниющей) основой. К ним относятся гидроизол, фольгоизол, стеклоизол, стеклорубероид. *Гидроизол* – это беспокровный рулонный материал, изготовленный путем пропитки асбестового картона битумами. Толщина листов около 1 мм. При изготовлении *фольгоизола* алюминиевую фольгу толщиной 0,2–0,3 мм покрывают с одной стороны битумно-резиновым составом. Толщина листов до 4 мм. *Стеклорубероид* и *стеклоизол* имеют одинаковую основу – стекловолоконистую ткань, но стеклорубероид получают нанесением на ткань битума, а стеклоизол – битумно-резиновой массы. Толщина листов 2–3 мм.

Безосновные материалы. К ним относятся *изол* и *бризол*, которые изготавливают прокатыванием через вальцы смеси нефтяных битумов с наполнителем (асбестовые волокна и тальк) и дробленой старой резиной. Материалы выпускают толщиной 2 мм, шириной 450 мм (бризол) и 800–1000 мм (изол). Их отличает высокая пластичность при низких температурах.

Материалы последних двух групп обладают высокой водостойкостью, долговечностью, низкой паропроницаемостью и применяются в ответственных сооружениях.

Для пароизоляции используют и не битумные материалы, в частности полимерные пленочные материалы, например, *полиэтиленовые* и *поливинилхлоридные пленки* (толщиной 0,2 мм). Их недостат-

ками являются быстрое старение и трудность наклеивания. Лучшие результаты дает применение дублированных пленок типа пленка–бумага или пленка–фольга–бумага.

Хорошим средством защиты изоляции от увлажнения является облицовка поверхности стен *глазурованными плитками*. Идеальными пароизоляционными материалами считаются металлы, которые приходится использовать в низкотемпературных малых установках.

Для приклеивания неполимерных теплоизоляционных материалов и пароизоляционных материалов к изолируемым поверхностям применяют расплавленную горячую битумную мастику. Но для приклеивания полимерных материалов она не годится из-за высокой температуры ее расплавления, при которой происходят необратимые изменения этих материалов. Для приклеивания пенополистирола и синтетических пленок используют или битумную мастику, с температурой расплавления 70–80 °С, или клей.

Температуру размягчения битумной мастики понижают добавлением органических растворителей (бензина, керосина, толуола и др.); мастика отвердевает при испарении растворителя. Применяют и различные клеи такие, как БК-3 на основе фенолформальдегидной смолы, мастику ДФК-П на основе дифенолкетоновых смол, мастику КН-2, латексный клей и клей СП-1 на основе синтетических каучуков.

Задание 5. Определение коэффициента теплопередачи при наличии тепловых мостиков (по первому способу)

Цель: определить коэффициент теплопередачи ограждения при наличии в ограждении теплового мостика по первому способу. В ограждении, изолированном пенополиуретаном с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{из} = 0,0582$ Вт/м·К, толщиной 100 мм, теплоизоляционный материал перерезается деревянными брусками шириной 60 мм ($\lambda_{д} = 0,174$ Вт/м·К), расстояние между осями которых 600 мм.

Порядок выполнения

Толщины слоев представлены на рис. 5.1.

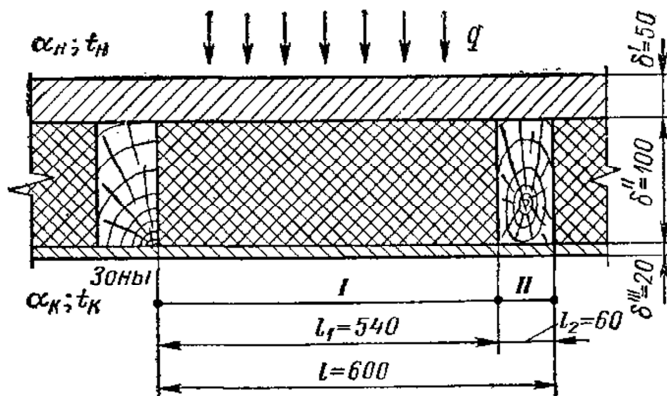


Рис. 5.1. Ограждение с тепловыми мостиками

Все предыдущие расчеты теплопрохождения через ограждения строились на предположении, что тепловой поток идет по направлению, перпендикулярному поверхности ограждения и с одинаковой плотностью, а линии теплового потока параллельны друг другу. По этой причине изотермические поверхности в ограждении оказывались параллельными поверхностями ограждения.

Включение в слой теплоизоляционного материала элементов с более высокой теплопроводностью вызывает в них концентрацию теплового потока, а также искривление линий потока и изотерми-

ческих поверхностей. Искривление происходит не только в самом включении, но и распространяется на соседние участки теплоизоляционного материала. Оно тем больше, чем значительнее отличаются друг от друга коэффициенты теплопроводности теплоизоляционного материала и материала включения. Если коэффициент теплопроводности материала включения не слишком отличается от коэффициента теплопроводности теплоизоляционного материала (примерно до 10 раз), то вычисление коэффициента теплопередачи можно упростить, придав изотермам более простой характер протекания, но отличающийся от действительного.

Применяются два способа расчета такого рода конструкций.

По первому способу изоляционную конструкцию разбивают на зоны мысленными, абсолютно нетеплопроводными и бесконечно тонкими перегородками (мембранами), перпендикулярными поверхности ограждения (рис. 5.1, зоны I и II).

В этом случае

$$k_{1\text{сп}} = k_1 \frac{F_1}{F} + k_2 \frac{F_2}{F} = k_1 \frac{l_1}{l} + k_2 \frac{l_2}{l},$$

где k_1 – коэффициент теплопередачи первой зоны (по изоляционному материалу), равный:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta'}{\lambda_1'} + \frac{\delta''}{\lambda_1''} + \frac{\delta'''}{\lambda_1'''} + \frac{1}{\alpha_{\text{пм}}}};$$

k_2 – коэффициент теплопередачи второй зоны (по деревянному бруску), равный:

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta'}{\lambda_2'} + \frac{\delta''}{\lambda_2''} + \frac{\delta'''}{\lambda_2'''} + \frac{1}{\alpha_{\text{пм}}}}.$$

В этих выражениях α_n и $\alpha_{\text{пм}}$ – коэффициенты теплоотдачи к наружной и внутренней поверхностям ограждения; принимаем их одинаковыми и равными 11 Вт/м²·К.

Тогда

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{11} + \frac{0,05}{0,174} + \frac{0,1}{0,0582} + \frac{0,02}{0,174} + \frac{1}{11}} = 0,436 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К};$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{11} + \frac{0,05}{0,174} + \frac{0,1}{0,174} + \frac{0,02}{0,174} + \frac{1}{11}} = 0,873 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}.$$

Тогда коэффициент теплопередачи изоляционной конструкции составит:

$$k_{\text{исп}} = 0,436 \cdot \frac{540}{600} + 0,873 \cdot \frac{60}{600} = 0,483 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}.$$

Таким образом, каждая зона должна включать однородную часть конструкции, а вся конструкция оказывается состоящей из параллельно включенных проводников теплоты. Изотермические поверхности в каждой зоне параллельны поверхности ограждения, но смещены по отношению к соседней зоне, поскольку в более теплопроводном элементе происходит уплотнение линий теплового потока.

При параллельном включении проводников теплоты общее количество теплоты, проходящее через ограждение, равняется сумме количеств теплоты, проходящих через каждую зону. Для каждой из зон определяют коэффициент теплопередачи.

Задание 6. Определение коэффициента теплопередачи при наличии тепловых мостиков (по второму способу)

Цель: определить коэффициент теплопередачи ограждения при наличии в ограждении теплового мостика по второму способу для условий предыдущего задания.

Порядок выполнения

Разбивка ограждения на зоны представлена на рис. 6.1.

На рисунке показан поперечный разрез ограждения, разделенный на две зоны, I и II. Зона I имеет длину $l_1 = 480$ и зона II — $l_2 = 20$. Общая длина ограждения $l = 500$. Толщина ограждения в зоне I $\delta^I = 150$, а в зоне II $\delta^{II} = 50$. Толщина теплового мостика $\delta^m = 10$. Направление теплового потока q показано стрелками, направленными вниз. Зоны I и II обозначены римскими цифрами I и II.

Рис. 6.1. Ограждение с тепловыми мостиками при разбивке по второму способу

По второму способу ограждение мысленно делят на слои абсолютно теплопроводными перегородками (мембранами), параллельными поверхностями ограждения. По абсолютно теплопроводным мембранам тепловой поток, переходящий из одного слоя в другой, перераспределяется, направляясь в основном по наиболее теплопроводному участку.

В каждом слое линии теплового потока параллельны друг другу. Сам поток движется независимо от того, как он шел в предыдущем слое. В расчете по этому способу предполагается, что ограждение представляет собой ряд последовательно включенных термических сопротивлений, вследствие чего общее термическое сопротивление

59

ограждения равно сумме термических сопротивлений отдельных слоев. Общее термическое сопротивление составит

$$R_{2\text{сп}} = R_{\text{н}} + R' + R'' + R''' + \dots + R_{\text{пм}}.$$

Здесь R' , R'' и R''' – термические сопротивления слоев, равные:

$$R' = \frac{\delta'}{\lambda_1' \frac{l_1}{l} + \lambda_2' \frac{l_2}{l}} = \frac{0,05}{0,174 \cdot \frac{540}{600} + 0,174 \cdot \frac{60}{600}} = 0,287 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт};$$

$$R'' = \frac{\delta''}{\lambda_1'' \frac{l_1}{l} + \lambda_2'' \frac{l_2}{l}} = \frac{0,1}{0,0582 \cdot \frac{540}{600} + 0,174 \cdot \frac{60}{600}} = 1,43 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт};$$

$$R''' = \frac{\delta'''}{\lambda_1''' \frac{l_1}{l} + \lambda_2''' \frac{l_2}{l}} = \frac{0,02}{0,174 \cdot \frac{540}{600} + 0,174 \cdot \frac{60}{600}} = 0,115 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

Тогда

$$R_{2\text{сп}} = \frac{1}{11} + 0,287 + 1,43 + 0,115 + \frac{1}{11} = 2,01 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт},$$

а коэффициент теплопередачи тогда составит

$$k_{2\text{сп}} = \frac{1}{2,01} = 0,498 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Первый способ дает преуменьшенное значение коэффициента теплопередачи, поскольку при этом способе в ограждении предполагается наличие абсолютно нетеплопроводных перегородок, исключая влияние теплопроводных элементов на теплоизоляционный материал. В то время как второй способ дает преувеличенные результаты, так как в ограждение вводятся предположительно элементы абсолютно теплопроводные.

В приближенных расчетах можно ограничиваться определением по первому способу, как наиболее приближающемуся к действительной физической картине процесса. Иногда для уточнения при заметной разнице между коэффициентами, полученными по обоим способам, за расчетное значение коэффициента теплопередачи ограждения принимают среднее арифметическое из значений, полученных по первому и второму способам:

$$k = \frac{0,483 + 0,498}{2} = 0,491 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К.}$$

Задание 7. Определение коэффициента теплопередачи при наличии тепловых мостиков (метод круговых потоков)

Цель: определить коэффициент теплопередачи ограждения при наличии в ограждении теплового мостика по методу круговых потоков.

Порядок выполнения

Разбивка ограждения на зоны представлена на рис. 7.1.

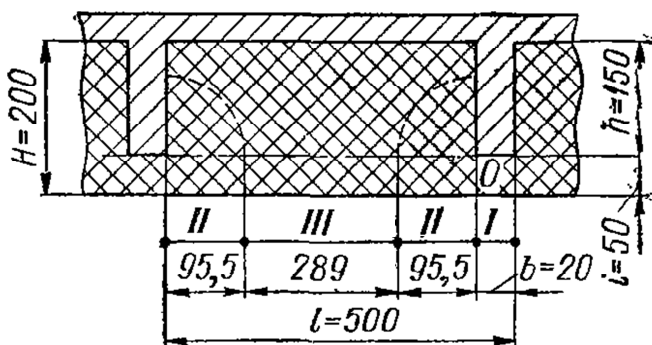


Рис. 7.1. Ограждение с тепловыми мостиками при разбивке по методу круговых потоков

Рассмотренные в предыдущих задачах способы определения коэффициента теплопередачи, при наличии в ограждении тепловых мостиков, дают результаты, очень отличающиеся друг от друга и от действительного значения коэффициента теплопередачи в случае наличия в ограждении элементов (включений), выполненных из материалов (например, из стали), теплопроводность которых значительно отличается от теплопроводности теплоизоляционного материала (коэффициент теплопроводности стали в 1000 раз больше коэффициента теплопроводности пенополистирола).

Для определения коэффициента теплопередачи изолированного ограждения, включающего такого рода металлические элементы, предложено несколько методов.

Одним из распространенных является метод, разработанный для расчета судовой изоляции. Этот метод представляет собой уточнение первого способа и позволяет в определенной степени учесть концентрацию линий теплового потока, вызванную наличием элементов с высокой теплопроводностью.

Как и в первом способе, конструкцию разбивают нетеплопроводными перегородками (мембранами) на зоны, не только однотипные, но и со своим, присущим им характером направления линий теплового потока. В этом методе пренебрегают термическими сопротивлениями теплоотдачи у поверхностей ограждения и термическими сопротивлениями стальных обшивок и стальных элементов конструкции (набора). В связи с этим температуру обшивки и стальных элементов (включений) считают равной температуре наружного воздуха.

Основной предпосылкой метода является предположение, что линии теплового потока, идущие от боковых поверхностей стальных элементов конструкции через изоляционный материал, являются дугами окружностей. По этой причине рассматриваемый метод называют *методом круговых потоков*.

Расчет коэффициента теплопередачи ограждения обычно ведется для полосы шириной в 1 м. При разбивке ограждения на зоны прежде всего выделяется зона I шириной b (площадью $F = lb \text{ м}^2$), находящаяся под стальным элементом конструкции. Линии теплового потока здесь перпендикулярны основанию ребра b .

В целях некоторого упрощения расчета целесообразно для каждой зоны вычислять ее теплопроводимость, т. е. произведение коэффициента теплопередачи зоны на ее площадь:

$$K_i = k_i F_i.$$

Эта величина представляет собой количество теплоты, проходящее через зону при разности температур по сторонам ограждения в 1 К. Так как

$$K_i = Q_i / \Delta t_i,$$

то теплопроводимость первой зоны (Вт/К) составит

$$K_1 = \frac{\lambda_{\text{из}} b}{i} = \frac{0,0582 \cdot 0,02}{0,05} = 0,0233 \text{ Вт/К}.$$

За зону *II* принимают участки, на которые распространяется влияние искривления линий теплового потока из-за наличия стального ребра. Метод круговых потоков предполагает, что линии теплового потока в этой зоне, идущие от боковых поверхностей ребра, представляют собой дуги окружностей, проведенных радиусом r из центра, находящегося в ближайшем углу ребра (точки O на рис. 7.1). От границы ребер линии теплового потока становятся перпендикулярными поверхности ограждения.

Элементарная теплопроводимость участка зоны *II* шириной dr может быть вычислена с учетом того, что путь теплового потока по дуге равен одной четвертой части длины окружности

$$dK_2 = dr / [i / \lambda_{из} + \pi r / (2\lambda_{из})] = \lambda_{из} dr / (i + \pi r / 2).$$

Теплопроводимость зоны *II* может быть получена путем интегрирования уравнения от r_{\min} до r_{\max} . Минимальный радиус дуги $r_{\min} = 0$. Максимальный радиус r_{\max} находится из тех соображений, что тепловой поток пойдет по пути наименьшего сопротивления и, следовательно, самый длинный путь по дуге окружности не может превышать длину пути по перпендикуляру от поверхности слоя *I* до прямой, проходящей через вершину ребра, т. е.

$$\pi r_{\max} / 2 = h$$

или

$$r_{\max} = 2h / \pi.$$

Так как зона *II* состоит из двух участков пути круговых потоков, то полная теплопроводимость этой зоны

$$K_2 = \frac{4\lambda_{из}}{\pi} \ln \frac{i+h}{\pi} = \frac{4 \cdot 0,0582}{\pi} 2,31g \frac{50+150}{50} = 0,102 \text{ Вт/К}.$$

Площадь зоны *III* получается вычитанием площади зон *I* и *II* из общей площади рассматриваемого участка ограждения

$$F_3 = S - b - 4h / \pi.$$

Следует заметить, что цилиндрические поверхности радиуса r_{\max} представляют собой воображаемые нетеплопроводные мембраны, отделяющие зону II от зоны III на этом участке.

Теплопроводимость зоны III, Вт/м²·К:

$$K_3 = \frac{\lambda_{\text{из}} F_3}{H} = \lambda_{\text{из}} \frac{S - b - \frac{4h}{\pi}}{H} =$$

$$= 0,0582 \cdot \frac{0,5 - 0,02 - 2 \cdot 0,0955}{0,2} = 0,084,$$

тогда коэффициент теплопередачи ограждения составит

$$k_{\text{ср}} = \frac{K_1 + K_2 + K_3}{l} = \frac{0,0233 + 0,102 + 0,084}{0,5} = 0,419 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Значение интенсивности теплового потока в первой зоне:

$$k_1 = \frac{K_1}{b} = \frac{\lambda_{\text{из}}}{i} = \frac{0,0582}{0,05} = 0,164 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Значение интенсивности теплового потока во второй зоне:

$$k_2 = \frac{\lambda_{\text{из}}}{i + \frac{\pi r}{2}}.$$

Поскольку величина радиуса r изменяется от 0 до $r_{\max} = \frac{2h}{\pi} = 0,0955$ м, меняется и величина интенсивности потока от $k_1 = \frac{\lambda_{\text{из}}}{i}$ до $k_3 = \frac{\lambda_{\text{из}}}{i+h} = \frac{\lambda_{\text{из}}}{H} = \frac{0,0582}{0,2} = 0,291 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$

Среднее значение интенсивности теплового потока можно представить в виде графика (рис. 7.2).

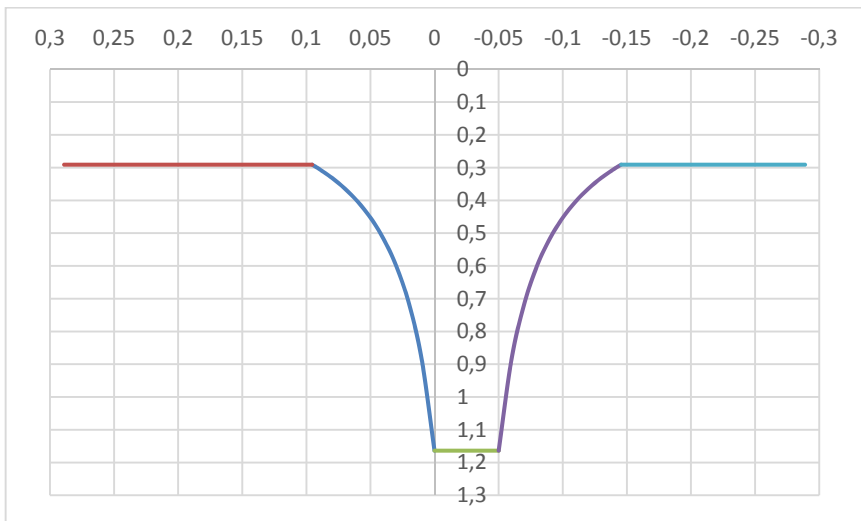


Рис. 7.2. Изменение интенсивности теплового потока в разных слоях ограждения с тепловым мостиком

Здесь видна значительная интенсивность проникновения теплоты в месте расположения ребра и постепенное ее понижение в зоне, на которую распространяется влияние искривления линий теплового потока. Наименьшему значению интенсивности теплового потока соответствует коэффициент теплопередачи ограждения, без тепловых мостиков.

Задание 8. Расчет теплопритоков в охлаждаемые помещения и их учет на компрессорное и камерное оборудование

Цель: определить теплопритоки в камеру № 13 для условий задания 3. В камере хранится замороженная птица в ящиках. Здание расположено в г. Витебск.

Порядок выполнения

Общий теплоприток в камеру Q , кВт, находится по следующей формуле:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4,$$

где Q_1 – теплоприток через ограждения;
 Q_2 – теплоприток с грузом и тарой;
 Q_3 – теплоприток от вентиляции;
 Q_4 – эксплуатационный теплоприток.

8.1. Теплоприток через ограждения Q_1

Он определяется следующим соотношением:

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1c},$$

где Q_{1T} – теплоприток через ограждения, возникающий под действием разности температур;

Q_{1c} – теплоприток, возникающий под действием солнечной радиации.

Теплоприток от стен и потолка определяется следующим соотношением:

$$Q_{1T} = F(t_n - t_{пм})k,$$

где F – площадь стены (потолка);

t_n – температура наружного воздуха или воздуха в соседнем помещении;

$t_{\text{пм}}$ – температура воздуха в камере;
 k – коэффициент теплопередачи, полученный при расчете толщины изоляции стены.

Расчетная температура наружного воздуха может быть определена по зависимости:

$$t_{\text{н}} = t_{\text{ср.м}} + 0,25t_{\text{а.макс}},$$

где $t_{\text{ср.м}}$ – среднемесячная температура самого жаркого месяца;

$t_{\text{а.макс}}$ – температура абсолютного максимума [5, табл. 3.2].

Для города Витебск

$$t_{\text{н}} = 23 + 0,25 \cdot 35 = 31,75 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Высоту камер принимаем равной $h = 3,6$ м. Ширину ограждений определяем из планировки здания.

Площадь северной стены: $F = 14,4 \text{ м}^2$.

Площадь западной стены: $F = 21,6 \text{ м}^2$.

Площадь южной стены: $F = 14,4 \text{ м}^2$.

Площадь восточной стены: $F = 21,6 \text{ м}^2$.

Площадь потолка: $F = 24 \text{ м}^2$.

Теплопритоки через ограждения составят

$$Q_{1\text{с}} = 14,4 \cdot (31,75 + 18) \cdot 0,23 = 165 \text{ Вт};$$

$$Q_{1\text{с}} = 21,6 \cdot (5 + 18) \cdot 0,24 = 119 \text{ Вт};$$

$$Q_{1\text{с}} = 14,4 \cdot (10 + 18) \cdot 0,19 = 77 \text{ Вт};$$

$$Q_{1\text{с}} = 21,6 \cdot (5 + 18) \cdot 0,24 = 119 \text{ Вт};$$

$$Q_{1\text{пот}} = 24 \cdot (31,75 + 18) \cdot 0,19 = 227 \text{ кВт}.$$

Для определения теплопритока через пол помещений с наружными стенами используют приближенное интегрирование зависимости плотности теплового потока от расстояния до наружной

стены, путем разбивки площади пола на зоны шириной два метра, начиная от наружной стены. Таким образом, теплоприток от пола находится по формуле:

$$Q_{\text{пол}} = m(t_p - t_{\text{пм}}) \sum k_i F_i,$$

где k_i для первой зоны равен $0,47 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; для второй зоны – $0,28 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; для третьей зоны – $0,12 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; для четвертой зоны – $0,07 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$;

m – коэффициент, учитывающий наличие изоляции в конструкции пола, равный

$$m = \left[1 + 1,25 \sum_{l=1}^n \frac{\delta_l}{\lambda_l} \right]^{-1} = (1 + 1,25 \cdot 5,67)^{-1} = 0,124.$$

Тогда

$$Q_{\text{пол}} = 0,124 \cdot (31,75 + 18) \cdot (4 \cdot 2 \cdot 0,47 + 4 \cdot 2 \cdot 0,28 + 4 \cdot 2 \cdot 0,176) = 46.$$

Теплоприток от солнечной радиации находится по формуле

$$Q_{1c} = F \Delta t_c k,$$

где Δt_c – избыточная разность температур, вызванная тепловым излучением, которая находится по [2, прил. 28].

Теплоприток от солнечной радиации в данном случае будет отсутствовать, поскольку магазин находится на нижнем этаже здания.

Общий теплоприток через ограждения составит

$$Q_1 = 165 + 119 + 77 + 119 + 227 + 46 = 0,753 \text{ кВт}.$$

При определении теплопритока Q_{1T} возникает разница между расчетными нагрузками на компрессор и камерное оборудование из-за различного отнесения на эти статьи теплопритоков через внутренние ограждения, отделяющие охлаждаемые помещения с раз-

личными температурами друг от друга. Для выяснения этой разницы рассмотрим пример расчета теплопритока в помещениях 1 и 2 только через общую наружную северную стену (НСС) и через внутреннюю стену (ВС), разделяющую эти помещения. Температура в помещении 1 составляет $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, в помещении 2 – $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Теплопритоки через наружные ограждения, покрытия, полы, а также через внутренние стены и перекрытия, отделяющие не охлаждаемые и отапливаемые помещения, одинаково учитывают и на компрессор, и на оборудование. Если же обратить внимание на теплоприток через внутреннюю стену между помещениями 1 и 2, то можно увидеть, что для помещения 1 этот теплоприток отрицателен, так как температура этого помещения выше, чем соседнего 2, в то время как для помещения 2 этот же теплоприток имеет положительный знак. При сложении теплопритоков помещений 1 и 2 для получения нагрузки на компрессор, обслуживающий эти помещения, теплопритоки через стену как одинаковые по значению, но имеющие различные знаки, сократятся. Таким образом, в нагрузку на общий компрессор не следует включать теплопритоки через внутренние ограждения. Если же для охлаждения каждого из смежных помещений используют самостоятельные компрессоры, работающие при разных температурах кипения, то теплопритоки через внутренние ограждения войдут в нагрузку каждый на свою температуру кипения, после чего будут учтены.

Что касается нагрузки на камерное оборудование, то для ее определения исходят из следующих соображений. В рассматриваемый момент времени работа оборудования помещения 2, с более низкой температурой, как бы помогает оборудованию помещения 1, с более высокой температурой, поскольку в низкотемпературную камеру отводится часть теплопритоков; однако могут быть периоды, когда в помещении 2 не будет поддерживаться столь низкая температура, и тогда ее оборудование не будет помогать работе оборудования помещения 1. Такие периоды будут более тяжелыми для оборудования помещения 1. Поэтому отрицательные теплопритоки не включают в нагрузку на оборудование. В период работы помещения 2, с повышенной температурой, нагрузка на компрессор будет наоборот понижена.

Некоторые охлаждаемые помещения (из числа имеющих температуру выше нуля) нуждаются в отоплении для поддержания задан-

ных условий в зимнее время. Для таких помещений определяют теплопотери, которые могут быть в зимнее время, что позволяет установить необходимую производительность отопительных приборов для каждого из таких помещений.

Что касается теплопритока от солнечной радиации, то в расчет нагрузки на камерное оборудование следует принимать теплоприток через ту стену, через которую от солнечной радиации проникает наибольшее, в течение суток, количество теплоты для данного помещения, и, конечно, через покрытие, если речь идет о расчете помещения, находящегося непосредственно под покрытием.

8.2. Расчет теплопритока от грузов Q_2

Теплоприток от грузов включает в себя

$$Q_2 = Q_{2гр} + Q_{2т},$$

где $Q_{2пр}$ – теплоприток от грузов (продуктов);

$Q_{2т}$ – теплоприток от тары.

Теплоприток от продукта находится по формуле

$$Q_{2гр} = G_{сут} \frac{i_1 - i_2}{3600 \cdot 24},$$

где $G_{сут}$ – суточная масса обрабатываемых продуктов;

i_1 и i_2 – энтальпии поступления и выпуска продукта, которые принимаются по [2, прил. 33].

Теплоприток от тары:

$$Q_{2т} = G_т c_т \frac{t_1 - t_2}{3600 \cdot 24},$$

где $G_т$ – суточная масса обрабатываемых продуктов;

$c_т$ – теплоемкость тары;

t_1 и t_2 – температуры поступления и выпуска продукта.

Находим суточную массу обрабатываемого продукта:

$$G_{сут} = \frac{F_{стр} g_v \beta_F h_{шт}}{\tau},$$

где $F_{\text{стр}}$ – строительная площадь камеры;
 g_v – норма загрузки объема камеры охлаждаемым продуктом;
 β_F – коэффициент использования площади камеры;
 τ – срок хранения продукта в сутках;
 $h_{\text{шт}}$ – высота штабеля, которая на 0,3 метра меньше высоты камеры.
 Строительная площадь камеры равна

$$F_{\text{стр}} = 4 \cdot 6 = 24 \text{ м}^2.$$

Норму загрузки объема помещения для хранения курицы определяем по [2, прил. 4].

Норма загрузки объема камеры $g_v = 0,4 \text{ т/м}^3$. Срок хранения продукции принимаем равным $\tau = 30$ суток.

Коэффициент использования площади помещения β_F зависит от размеров помещения: чем больше помещение, тем относительно лучше оно может быть загружено. Примерные значения этого коэффициента:

- для малых помещений (от 20 до 100 м²) – 0,65;
- для средних помещений (от 100 до 400 м²) – 0,70;
- для крупных помещений (свыше 400 м²) – 0,80.

Температуры поступления и выпуска продукта из камеры соответственно равны $t_1 = -14 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_2 = -18 \text{ }^\circ\text{C}$.

Находим суточную массу обрабатываемого продукта:

$$G_{\text{сут}} = \frac{24 \cdot 0,4 \cdot 0,65 \cdot 3,3}{30} = 687 \text{ кг/сутки.}$$

В качестве тары принимаем деревянные ящики.

Удельная теплоемкость тары из дерева равна $c_t = 2,3 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$.

Масса тары составляет в среднем 10–15 % от массы продуктов, для деревянной тары – 20 %, а для стеклянной тары – 100 %.

Энтальпии поступления и выпуска продукции соответственно равны $i_1 = 13 \text{ кДж/кг}$, $i_2 = 4,6 \text{ кДж/кг}$.

Тогда теплоприток от продукта составит

$$Q_{2\text{гр}} = 687 \cdot \frac{13 - 4,6}{3600 \cdot 24} = 0,07 \text{ кВт.}$$

Теплоприток от тары:

$$Q_{2т} = 0,2 \cdot 687 \cdot 2,3 \frac{-14+18}{3600 \cdot 24} = 0,015 \text{ кВт.}$$

Теплоприток от грузов Q_2 составит

$$Q_2 = 0,07 + 0,015 = 0,085 \text{ кВт.}$$

Для определения расчетной нагрузки на камерное оборудование отдельных помещений или аппаратов Q_2 распределяют пропорционально их производительности. В устройствах периодического действия действительный теплоприток значительно изменяется в течение всего периода обработки. В начальный момент, когда теплый продукт погружают в помещение с низкой температурой, от продукта в единицу времени отводят наибольшее количество теплоты, так как этому моменту соответствует наибольшая разность температур. По мере охлаждения (замораживания) продукта разность температур между продуктом и охлаждающей средой убывает, в связи с чем постепенно уменьшается и количество теплоты, отводимое в единицу времени. Указанные выше зависимости для нахождения теплопритока Q_2 позволяют получить среднее его значение за весь период обработки. Естественно, что оборудование, подобранное по среднему теплопритоку, не сможет отвести повышенное количество теплоты, выделяющееся в начале процесса. Поэтому на установках, рассчитанных подобным образом, сразу после погружки теплых продуктов, температура охлаждаемого помещения повышается, в результате чего продолжительность обработки оказывается существенно больше расчетной. Чтобы избежать этого, расчетный теплоприток на камерное оборудование целесообразно увеличивать на 30 % по сравнению с полученным теплопритоком, т. е. считать

$$Q_{2об} = 1,3Q_2.$$

Иногда это увеличение учитывается вводом коэффициента R .

Для создания более равномерной нагрузки на компрессор и приближения ее к расчетной желательно иметь не одно, а несколько

устройств для холодильной обработки (при устройствах периодического действия) со смещенными по времени циклами. В устройствах непрерывного действия получается сравнительно равномерная нагрузка на оборудование, в связи с чем вносить указанную поправку при их расчете не рекомендуют.

Холодильную обработку предусматривают и при расчете холодильного оборудования для хранения грузов при низких температурах, если возможно поступление грузов, имеющих температуру выше (более чем на 3 К) температуры охлаждаемого помещения. В нагрузку на компрессор в этом случае включают теплоприток от охлаждаемых или замораживаемых грузов, вычисленный по максимальному суточному поступлению во все помещения, обслуживаемые компрессором данной температуры кипения, так как общая нагрузка не зависит от того, в какое помещение поступит груз. Для определения же камерного оборудования данного помещения весьма существенно сколько груза поступает ежедневно именно в это помещение и насколько температура груза выше температуры помещения. Поэтому, например, для распределительных и производственных холодильников рекомендуется ограничивать суточное поступление грузов в камеры хранения вместимостью более 200 т на 6 %.

8.3. Расчет теплопритока от вентиляции Q_3

Для камер хранения продуктов Q_3 определяется

$$Q_3 = V_k a \rho_v (i - i) 10^3 / 3600,$$

где V_k – объем вентилируемой камеры, м³;

a – кратность воздухообмена в сутки, сутки⁻¹, которая показывает, сколько раз в сутки воздух должен быть заменен ($a = 3 \dots 5$ сутки⁻¹ для камер хранения; $a = 10 \dots 21$ сутки⁻¹ для камер предварительного охлаждения фруктов);

ρ_v – плотность воздуха в камере, кг/м³;

i_n и i_v – удельные энтальпии наружного воздуха и воздуха в камере, кДж/кг; определяются по температуре воздуха по $i-d$ диаграмме для влажного воздуха.

Поскольку теплоприток от вентиляции учитывается только для камер хранения растительных продуктов в свежем и охлажденном виде, а в рассматриваемой камере осуществляется хранение замороженного продукта животного происхождения, его не учитываем.

Теплоприток Q_3 учитывают полностью и на оборудование, и на компрессор.

8.4. Расчет эксплуатационного теплопритока Q_4

Эксплуатационный теплоприток состоит из следующих слагаемых:

$$Q_4 = Q_{4.1} + Q_{4.2} + Q_{4.3} + Q_{4.4},$$

где $Q_{4.1}$ – теплоприток от освещения;

$Q_{4.2}$ – теплоприток от работающих электродвигателей;

$Q_{4.3}$ – теплоприток от работающих людей;

$Q_{4.4}$ – теплоприток из смежных помещений через открытые двери.

Указанные теплопритоки рассчитывают по формулам:

$$Q_{4.1} = N_{\text{осв}} \eta_{\text{одн}}, \quad \text{или} \quad Q_{4.1} = q_{4.1} F_{\text{пм}};$$

$$Q_{4.2} = N_{\text{эл}} \eta_{\text{одн}}, \quad \text{или} \quad Q_{4.2} = q_{4.2} F_{\text{пм}};$$

$$Q_{4.3} = n 0,35;$$

$$Q_{4.4} = \beta F_{\text{дв}} (1 - \eta) q_{4.4},$$

где $N_{\text{осв}}$ – мощность светильников; при проектировании охлаждаемых помещений можно пользоваться нормами мощности светильников, отнесенной к 1 м^2 пола помещений. Так, для производственных помещений мощность светильников составляет $7,5 \text{ Вт}$ на 1 м^2 , для складских помещений – 3 Вт на 1 м^2 . С учетом коэффициента одновременности включения светильников, численное значение которого зависит от размеров и назначения помещения и находится в пределах $0,3-1,0$, удельный теплоприток на 1 м^2 $q_{4.1}$ будет: для производственных помещений $q_4 = 7,5 \cdot 0,6 = 4,5 \text{ Вт/м}^2$, для складских помещений $q_4 = 3,0 \cdot 0,35 = 1,1 \text{ Вт/м}^2$;

$\eta_{\text{одн}}$ – коэффициент одновременности включения осветительных приборов или электродвигателей, $\eta_{\text{одн}} = 0,4 \dots 1$;

$q_{4.1}$ – плотность теплового потока от светильников, обычно относится к площади пола охлаждаемого помещения, для складских помещений рекомендуется принимать $q_{4.1} = 5 \dots 8 \text{ Вт/м}^2$;

$N_{\text{эл}}$ – мощность электродвигателей, одновременно работающих в помещении;

$q_{4.2}$ – относительная мощность электродвигателей в помещениях, оборудованных воздухоохладителями, принимают кВт/м^2 : 0,01–0,02 для камер хранения; 0,1–0,2 для камер охлаждения и замораживания; 0,02–0,04 для фруктоовошехранилищ и молокозаводов;

0,35 – тепловыделения от одного человека при средней интенсивности работы, кВт;

n – число людей, одновременно работающих в помещении, $n = 2 \dots 4$;

β – коэффициент продолжительности открытия дверей; $\beta = 0,15$ для камер хранения производственных холодильников, $\beta = 0,3$ для камер хранения распределительных холодильников, $\beta = 1$ для камер холодильной обработки;

$F_{\text{дв}}$ – площадь дверного проема;

η – коэффициент эффективности снижения теплопритоков при использовании средств теплозащиты дверного проема; $\eta = 0,6$ для воздушной завесы, $\eta = 0,8$ для самозакрывающихся дверей, $\eta = 0,95$ для совместного применения тамбура с самозакрывающимися дверями и воздушной завесой;

$q_{4.4}$ – плотность теплового потока, отнесенного к площади дверного проема.

Значение плотности теплового потока $q_{4.4}$ для охлаждаемых помещений, не имеющих непосредственного выхода на улицу, определяют по графику, представленному на рис. 8.1 [1].

Плотность теплового потока рекомендуется определять для дверей, открываемых непосредственно наружу, по формуле

$$q_{4.4} = 0,37L\rho(0,15 + 0,13\theta)(0,95\theta + 0,5\Delta d),$$

где Δd – разность влагосодержания наружного воздуха и воздуха охлаждаемого помещения, кг/кг;

L – коэффициент (значение зависит от размеров площади пола охлаждаемого помещения: менее 120 м^2 – $L = 0,75$; $120 \dots 450 \text{ м}^2$ – $L = 0,7$; более 450 м^2 – $L = 0,6$);

θ – максимальное значение температурного напора между помещениями, соединяемыми дверным проемом, определяется по зависимости

$$\theta = a(t_{\text{н}} - t_{\text{пм}}),$$

где a – смежное помещение с нефиксированной температурой и выходом непосредственно наружу – $0,7$; смежное помещение с нефиксированной температурой и выходом наружу через другие помещения – $0,6$; соседнее помещение с фиксированной температурой – $1,0$.

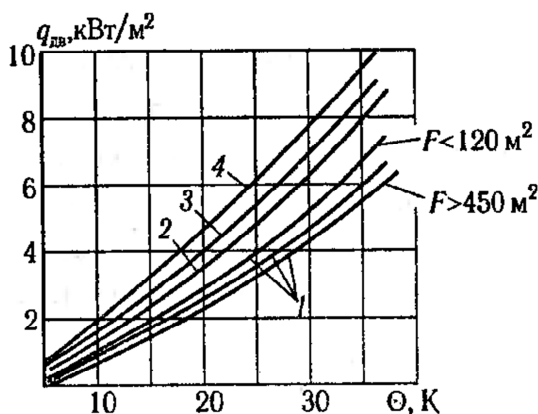


Рис. 8.1. Определение плотности теплового потока через дверной проем: 1 – камеры хранения с естественной циркуляцией воздуха; 2 – прочие охлаждаемые помещения с естественной циркуляцией воздуха; 3 – камеры холодильной обработки продуктов с принудительной циркуляцией воздуха; 4 – прочие охлаждаемые помещения с принудительной циркуляцией воздуха

Теплоприток от освещения:

$$Q_{4,1} = 1,1 \cdot 24 = 26,4 \text{ кВт.}$$

Теплоприток от работающих:

$$Q_{4,2} = 0,01 \cdot 24 = 0,24 \text{ кВт.}$$

Теплоприток от работающих людей:

$$Q_{4.3} = 2 \cdot 0,35 = 0,7 \text{ кВт.}$$

Теплоприток от открывания дверей:

$$Q_{4.4} = \beta F_{\text{дв}} (1 - \eta) q_{4.4}.$$

Коэффициент продолжительности открытия дверей равен $\beta = 0,15$. Площадь дверного проема – $5,06 \text{ м}^2$. Коэффициент эффективности теплового шлюза составляет $0,8$.

Тепловой поток, отнесенный к площади дверного проема принимаем равным $q_{4.4} = 2,9 \text{ кВт/м}^2$. Тогда

$$Q_{4.4} = 0,15 \cdot 5,06 \cdot (1 - 0,8) \cdot 2,9 = 0,44 \text{ кВт.}$$

Общий эксплуатационный теплоприток:

$$Q_4 = 0,026 + 0,24 + 0,7 + 0,44 = 1,4 \text{ кВт.}$$

Суммарный теплоприток в камеру:

$$Q = 0,753 + 0,085 + 1,4 = 2,238 \text{ кВт.}$$

Эксплуатационный теплоприток, учитываемый при подборе центрального холодильного оборудования, принимают в размере

$$Q_{4ц} = (0,7 \dots 0,8) Q_4.$$

При отнесении эксплуатационных теплопритоков на компрессор учитывают, что на предприятии эти теплопритоки не могут возникнуть одновременно во всех помещениях и от всех источников. Поэтому нагрузку на компрессор принимают $50\text{--}75\%$ от суммы всех эксплуатационных теплопритоков, т. е.

$$Q_{4км} = (0,5 \dots 0,75)(Q_{4.1} + Q_{4.2} + Q_{4.3} + Q_{4.4}).$$

В нагрузку на камерное оборудование следует включать эксплуатационные теплопритоки полностью, поскольку в любом отдельном помещении вполне вероятно одновременное появление теплопритоков от всех этих источников, т. е.

$$Q_{4об} = (Q_{4.1} + Q_{4.2} + Q_{4.3} + Q_{4.4}).$$

Если при проектировании трудно учесть эксплуатационные теплопритоки по их источникам, то ориентировочно можно принимать

$$Q_{4об} = (0,1...0,4)(Q_1 + Q_3).$$

Список литературы

1. Курылев, Е. С. Холодильные установки : учебник / Е. С. Курылев, В. В. Оносовский, Ю. Румянцев – СПб. : Политехника, 2004. – 576 с.
2. Бараненко, А. В. Практикум по холодильным установкам : учебное пособие для студентов вузов / А. В. Бараненко, В. С. Калюнов, Ю. Д. Румянцев. – СПб. : Профессия, 2001. – 272 с. : ил.
3. Здания холодильников. Строительные нормы проектирования : ТКП 5-3.02-151-2009 (02250). – Введ. 13.06.2018. – Минск : Министерство архитектуры и строительства Республики Беларусь, 2018. – 55 с.
4. Строительная теплотехника. Строительные нормы проектирования : ТКП 45-2.04-43-2006 (02250). – Введ. 29.12.2006. – Минск : Министерство архитектуры и строительства Республики Беларусь, 2006. – 32 с.
5. Строительная климатология : СНБ 2.04-0-2000. – Введ. 07.12.2000. – Минск : Министерство архитектуры и строительства Республики Беларусь, 2000. – 35 с.
6. Румянцев, Ю. Д. Холодильная техника : учебник / Ю. Д. Румянцев, В. С. Калюнов. – СПб. : Профессия, 2003. – 360 с.
7. Брайдерт, Г. Й. Проектирование холодильных установок / Г. Й. Брайдерт. – М. : Пищевая промышленность, 2006. – 216 с.
8. Мааке, В. Учебник по холодильной технике. Основы. Комплекующие. Расчеты : Монтаж, эксплуатация и техническое обслуживание холодильных установок / В. Мааке, Г.-Ю. Эккерт, Ж.-Л. Кошпен; под ред. В. Б. Сапожникова. – М. : МГУ, 1998. – 1142 с.
9. Явнель, Б. К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха / Б. К. Явнель. – М. : Агропромиздат, 1989. – 223 с.
10. Чумак, И. Г. Холодильные установки : учебник / И. Г. Чумак, В. И. Чепурненко, С. Г. Чуclin. – М. : Легкая промышленность, 1991. – 344 с.
11. Большаков, С. Н. Холодильная техника и технология : учебник / С. Н. Большаков [и др.]; под ред. А. В. Рущкого. – М. : Инфра-М, 2000. – 286 с.

12. Оболенский, Н. В. Холодильное и вентиляционное оборудование : учебник / Н. В. Оболенский, Е. А. Денисюк. – М. : Колосс, 2006. – 248 с.

13. Руководство по расчету теплового баланса холодильных камер и выбору основных проектных параметров холодильных установок. – М. : ЗАО «Остров», 1999.

14. Дячек, П. И. Холодильные машины и установки / П. И. Дячек. – Ростов на Дону : Изд-во «Фуникс», 2007. – 346 с.

15. Фокин, К. Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий / К. Ф. Фокин; под ред. Ю. А. Табунщикова, В. Г. Гагарина. – 5-е изд., пересмотр. – М. : АВОК-ПРЕСС, 2006. – 256 с.

Учебное издание

ИВАЩЕНКО Елена Юрьевна

ПРОМЫШЛЕННЫЕ ХОЛОДИЛЬНИКИ

Пособие

по дисциплине «Промышленные холодильники»
для студентов специальности 1-36 20 01
«Низкотемпературная техника»

Редактор *Е. И. Бенищевич*

Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 16.11.2021. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 4,77. Уч.-изд. л. 3,73. Тираж 100. Заказ 548.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.