



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования

«Дальневосточный федеральный университет»

Инженерная школа

Кафедра инженерных систем зданий и сооружений

Сергиенко Ксения Николаевна

**КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА И ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ С
ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СЕЗОННОЙ АККУМУЛЯЦИИ
ЕСТЕСТВЕННОГО ХОЛОДА ДЛЯ АДМИНИСТРАТИВНО-
ПРИЕМНОГО КОРПУСА САНАТОРИЯ-ПРОФИЛАКТОРИЯ
«БЕЛЫЙ ЛЕБЕДЬ» В Г.ВЛАДИВОСТОКЕ**

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

по образовательной программе подготовки магистров
по направлению подготовки
08.04.01 «Строительство»
«Теплогазоснабжение населенных мест и предприятий»

г. Владивосток 2018



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования

«Дальневосточный федеральный университет»

Инженерная школа

Кафедра инженерных систем зданий и сооружений

УТВЕРЖДЕНО

Руководитель ОП _____ к.т.н, доцент
(ученая степень, должность)
И.А. Журмилова
(подпись) _____ (ФИО)
« ____ » _____ 20__ г.

Заведующий кафедрой _____ к.т.н, доцент
(ученая степень, звание)
А. В. Кобзарь
(подпись) _____ (ФИО)
« ____ » _____ 20__ г.

ЗАДАНИЕ на выпускную квалификационную работу

Студентке

Сергиенко Ксении Николаевне
(фамилия, имя, отчество)

Группа: **М32196**

1. Наименование темы

«Кондиционирование воздуха и холодоснабжение с использованием сезонной аккумуляции естественного холода для административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в г. Владивосток»

2. Основания для разработки

Задание руководителя

3. Источники разработки

Базы данных научных публикаций eLibrary, Science Direct

4. Технические требования (параметры) Обеспечение нормативных, комфортных температур воздуха в помещениях жилого корпуса административно-приемного корпуса санатория-профилактория

5. Дополнительные требования кондиционирования

Применение нетрадиционной системы

6. Перечень разработанных вопросов Обзор экономических показателей современных систем кондиционирования воздуха с использованием естественных источников холода.

Разработка проекта системы кондиционирования воздуха, с использованием традиционных и нетрадиционных источников холода. Технико-экономическое сравнение показателей применения аккумуляции холода для системы кондиционирования. Экспериментальное определение коэффициента теплоотдачи от охлаждаемого воздуха к поверхности льда

5. Перечень графического материала (с точным указанием обязательных плакатов)

Плакаты А1: Планы систем кондиционирования и вентиляции для жилой части административно-приемного корпуса санатория-профилактория; Аксонометрические схемы систем кондиционирования и вентиляции; I-d диаграмма изменения состояния воздуха в теплый период года; Диаграммы и таблицы технико-экономических показателей применения аккумуляции холода для систем кондиционирования.

КАЛЕНДАРНЫЙ ГРАФИК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

№ п/п	Выполняемые работы и мероприятия	Срок выполнения	Отметка о выполнении
1.	Поиск информации в научных публикациях	до 15.10.17	
2.	Глава 1 Обзор экономических показателей современных систем кондиционирования воздуха с использованием естественных источников холода	до 15.11.17	
3.	Глава 2. Проектирование системы кондиционирования воздуха для жилой части административно-приемного корпуса	до 20.01.18	
4.	Глава 3. Расчет нетрадиционных источников холода для системы кондиционирования воздуха для жилой части административно-приемного корпуса	до 10.02.18	
5.	Глава 4. Технико-экономический анализ систем кондиционирования воздуха	до 01.03.18	
6	Глава 5. Экспериментальное определение коэффициента теплоотдачи от охлаждаемого воздуха к поверхности льда	до 01.04.18	
7.	Оформление пояснительной записки и графической части проекта	до 20.05.18	
8.	Прохождение процедуры рецензирования	до 17.06.18	
9	Написание автореферата и его оформление	до 25.06.18	
10	Оформление презентации	до 30.06.18	
11	Допуск к защите	19.06.18	

Дата выдачи задания _____

Срок представления к защите _____

Руководитель ВКР _____

(подпись)

Е.В.Тарасова

(ФИО)

Студент _____

(подпись)

К.Н. Сергиенко

(ФИО)

Аннотация

В выпускной квалификационной работе «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение с использованием сезонной аккумуляции естественного холода для административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в городе Владивостоке» объектом проектирования является трехэтажное здание с неотапливаемым чердачным помещением.

В данной работе произведен обзор научных зарубежных источников и проанализирован опыт использования холодохранилищ с точки зрения экономики.

Разработан проект системы вентиляции жилой части санатория-профилактория. Разработаны и экономически проанализированы три системы кондиционирования воздуха: с использованием холодильной машины (чиллера), с использованием энергии холодохранилища типа ледяной бунт и типа контейнер со льдом. В результате анализа выявлено, что наиболее экономически выгодным решением кондиционирования воздуха жилой части санатория-профилактория является использование аккумуляции холода холодохранилища типа ледяной бунт.

Проведен физический эксперимент, целью которого являлось уточнение значения коэффициента теплоотдачи на границе поверхность льда – воздушный поток.

Annotation

In the final qualifying work "Air conditioning and cooling supply using seasonal accumulation of natural cold for the administrative and reception building of the sanatorium-dispensary" White Swan "in the city of Vladivostok" the design object is a three-story building with an unheated attic space.

In this diploma project, a review of scientific foreign sources is made and the experience of using cold storage from the point of view of the economy is analyzed.

A draft system for the ventilation of the residential part of the sanatorium-preventorium has been developed. Three air conditioning systems have been developed and economically analyzed: using a chiller, using the cold storage capacity of the ice riot type and the ice container type. As a result of the analysis, it was revealed that the most cost-effective solution for air conditioning in the residential part of the sanatorium is the use of cold storage of cold storage such as ice riot.

A physical experiment was performed, the purpose of which was to clarify the value of the heat transfer coefficient at the ice-air interface boundary.

Введение

Актуальность темы исследования. В настоящее время энергоэффективность и энергосбережение входят в пять стратегических направлений приоритетного технологического развития. Современная практика использования энергоресурсов ориентируется на увеличение использования нетрадиционных источников энергии и на разработку энергосберегающих технологий. Одним из главных приоритетов энергетической политики России, подтвержденных Федеральным законом №261 от 23.11.2009 «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации», является использование возобновляемых источников энергии.

Энергосберегающая политика и создание энергоэффективного оборудования позволяет рационально использовать ресурсы. Производители климатического оборудования ищут инновационные решения в сфере энергосбережения, справедливо полагая, что уменьшить энергопотребление можно не только за счет усовершенствования особенностей конструкции, таких как двигатель и компрессор, но и за счет самого источника энергии.

Аккумуляция холода в системах холодоснабжения зданий с использованием возобновляемого источника холода – снега и льда является одним из способов уменьшения потребления энергии и экономически выгодным инженерным решением. Схема использования льда и снега достаточно проста – лед замораживается естественным образом, снег собирается с прилегающих территорий и сохраняется в специальном теплоизолированном холодохранилище до теплого периода года, далее используется для охлаждения воздуха внутри помещений.

Цель работы. Разработка наиболее энергоэффективной СКВ для административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в городе Владивостоке. Сравнение затрат на СКВ чиллер-фэнкойл,

СКВ холодохранилищами двух типов и выбор наиболее экономически выгодного решения.

Проведение физического эксперимента для получения уточненных данных по определению коэффициента теплоотдачи от воздушного потока к поверхности льда.

Задачи работы.

1. Произвести аналитический обзор научных зарубежных источников в области использования холодохранилищ для аккумуляции энергии. Проанализировать опыт использования холодохранилищ с точки зрения экономики.
2. Запроектировать систему вентиляции и кондиционирования воздуха для жилой части административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» расположенного по адресу г. Владивосток, о. Русский, ул. Воевода, 20.
3. Рассчитать нетрадиционные источники холода для систем кондиционирования воздуха для жилой части административно-приемного корпуса санатория-профилактория.
4. Произвести технико-экономический анализ запроектированных систем кондиционирования воздуха.
5. Провести физический эксперимент и определить коэффициенты теплоотдачи от охлаждаемого воздуха к поверхности льда. Сравнение результатов эксперимента с результатами полученными ранее.

Объект исследования. Устройства, использующие природные источники холода, для создания микроклимата в помещениях.

Предмет исследований. Процессы теплообмена между охлаждаемым потоком воздуха и льдом на основе экспериментальной научно-исследовательской модели.

Методы исследования. Работа выполнена с применением информационного анализа, планирования эксперимента, статистической обработки данных и экспериментальных методов.

Научная новизна. Проведен физический эксперимент и получены уточняющие данные по определению коэффициента теплоотдачи от воздушного потока к поверхности льда.

Практическое значение работы. Система вентиляции и кондиционирования воздуха запроектирована для конкретного объекта. Произведен анализ технико-экономических показателей и определен наиболее выгодный вариант.

Учебно-методическая ценность. В экспериментальной установке были заменены воздухораспределители, что обеспечило большую скоростную равномерность воздушного потока. Установка позволяет магистрам, бакалаврам и студентам кафедры ТГСИВ проводить исследования и лабораторные работы по изучению нетрадиционных источников энергии.

Публикации. Опубликовано статья в рамках участия в региональной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Молодежь и научно-технический прогресс» (ДВФУ, Владивосток 2017). Тема статьи: Справедливость отношения Льюиса для тепло- влагообмена между воздухом и талой водой в зависимости от изменения парциального давления водяного пара в воздушном потоке. Принята в печать статья «Экспериментальное определение коэффициентов теплоотдачи от охлаждаемого воздуха к поверхности льда» в электронное издание «Молодежь и научно-технический прогресс 2018».

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы из 27 источников и приложений. Работа изложена на 86 страницах и 5 плакатах.

1 Обзор экономических показателей современных систем кондиционирования воздуха с использованием естественных источников холода

За последние десятилетия мировой спрос на охлаждение значительно увеличился из-за увеличения численности населения, индустриализация, требований к комфорту и новых технологий строительства. Обычное охлаждение часто производится электрическими управляемыми устройствами. Одним из менее затратных альтернативных источников холода является снег или лед, который используется для охлаждения воздуха в теплый период года. Эта технология уже нашла отклик во многих частях света.

За годы исследований кондиционирования воздуха с использованием естественных источников холода были предложены многочисленные методы хранения снега и льда. В Японии за последние 30 лет было реализовано около 100 проектов, в Китае около 50-100. США, Канада и Швеция также прилагают усилия в развитии этой области.

Экономический стимул для снежного хранения напрямую зависит от альтернативной стоимости и от необходимости новой системы охлаждения.

Экономический обзор различных исследований представлен ниже.

Аккумуляция естественного холода для системы кондиционирования воздуха (СКВ) Региональной больницы в Швеции

В Швеции в Сундсвалльской больнице с 1999 года успешно эксплуатируется холодохранилище.

Естественный и искусственный снег хранится в слегка наклонном, мелком непроницаемом бетонном пруду. Снег термически изолирован слоем древесной щепы толщиной 0,1-0,2 м. На рисунке 1.1 представлена схема системы кондиционирования воздуха.

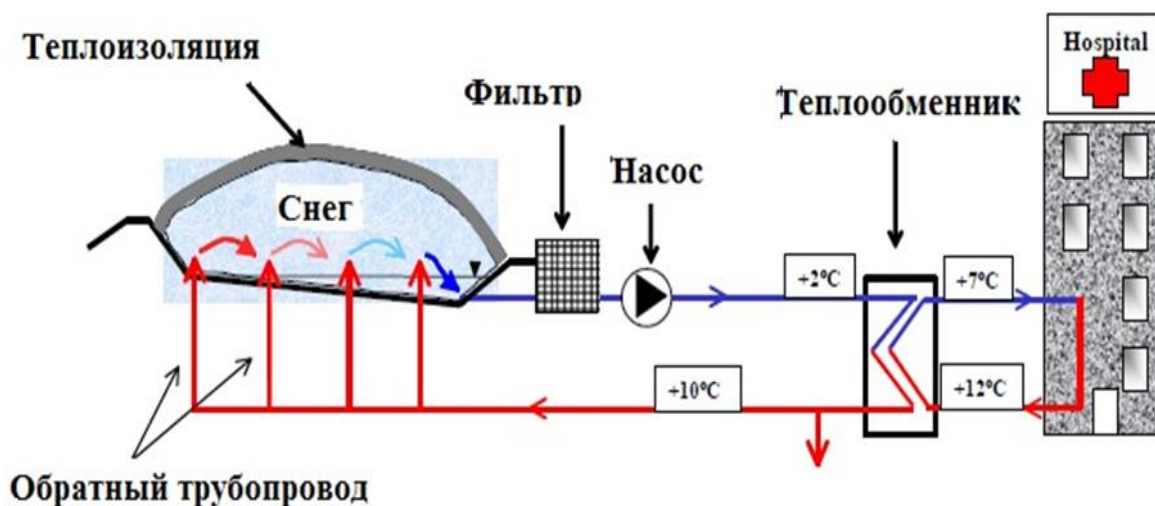


Рисунок 1.1 – Схема СКВ Региональной больницы Сундсвалля

За годы с 1999 по 2003 больница практически полностью перешла на использование альтернативной энергии снега (77-93%), это составляет 655-1,345 МВт/ч. Общий коэффициент производительности в 0,6 – 2,0 раз больше, чем у обычной системы с использованием чиллера.

Спустя время пруд сделали более компактный внешне, но более глубокий. Снизили затраты на техническое обслуживание и процент таяния снега. Стоимость охлаждения оценивается в 0,03–0,5 евро за кВт/ч, это дешевле, чем система централизованного охлаждения.

Исследование также выявило потерю массы источника холода, возникающую из-за замораживания воды. Каждое замораживание влечет потерю воды, которая соответствует 2,5-10% сформированного льда. Этот феномен был изучен, поскольку повторное замораживание и оттаивание испаряют большое количество воды. По оценкам, потери при замораживании мало влияют на функцию хранения снега в климатических условиях Швеции, хотя потери могут быть более значительными в других условиях.

Кристиан Йоханссон (Швеция, Технологический институт Блекинге, докторантура, отдел компьютерных наук и инженерии) в 1999 году исследовали предпосылки охлаждения воздуха снегом в течение лета, сосредоточившись на подземных местах хранения. Были изучены хранилища

объемом 25000-150000 м³, предполагая, что плотность снега 650 кг/м³. Моделирование эксперимента дало результаты. Таяние снега в первый год эксперимента составляло 3-6% общей массы и 1-3% на десятый год исследований. Основываясь на расходах на охлаждение района, изученный вариант охлаждения имел срок окупаемости менее одного года.

Йоханссон исследовал районные цены охлаждения для шведских систем кондиционирования и выяснил, что потребительская стоимость будет примерно равна альтернативной стоимости охлаждения с использованием естественных источников охлаждения. Это означает, что поставщики районного охлаждения установили цену, которая была близка к обычной стоимости для этих относительно новых технологий. Время окупаемости 0,5-6 лет для хранения снега в размере 100 000 м³ (ледяной пруд), в зависимости от подключенных пиковых мощностей.

Ниже приведены более детальные расходы на строительство холодохранилища типа ледяной пруд.

Строительство пруда

Стоимость устройства котлована размером 50x50x10 м в Швеции составляет около 127 евро. Вертикальная и горизонтальная гидроизоляция пруда стоит около 420-469 евро. Для крупномасштабных проектов заводы изготавливают сварные пластиковые листы с защитной геомембраной на каждой стороне. Такие листы стоят 6,8-9,8 евро за квадратный метр. Для устройства песчано-гравийного слоя толщиной 0,4 м требуется песок и гравий стоимостью около 6,3-30 евро за 1 м³, в зависимости от качества.

Предполагая, что мощность охлаждения 2000 кВт и разница температур теплообменника 5°C, необходимый расход воды составляет почти 0,1 м³/с. Площадь пруда 50x50 м, четыре входа поступления воды, при общей стоимостью 2930 евро. Стоимость насоса, подходящего по техническим характеристикам с регулированием скорости подачи воды составляет около

7300 евро. Трубопроводы и система управления не были включены в расчет стоимости.

Теплоизоляция

Стоимость теплоизоляции – это вопрос инвестиций и срока службы системы. Согласно опыту Сундсвалла, древесная щепа должна каждый год досыпаться до необходимой отметки и каждые 2-4 года заменяться полностью, поскольку в ней проходят процессы гниения, вследствие ее загрязнения. Стоимость древесной щепы склеенной в большие листы составляет 11,2 евро за кубический метр. Помимо этого необходимо учитывать транспортные расходы на доставку данных листов.

На данный момент до сих пор не найдены действительно хорошие изоляционные листы, поскольку одни листы слишком дороги, а другие маленького размера, слишком хрупкие или слишком сложны в обращении.

Надстройки над прудом стоят достаточно дорого и, похоже, мешают производству снега. Возможно, надстройка экономически выгодна, если использовать только природный снег. Этот вопрос нуждается в дальнейших исследованиях и требует доработки.

Снег

Городской снег может быть ниже по себестоимости или даже бесплатным, в зависимости от местных правил уборки и складирования снега.

Стоимость произведенного снега зависит от климата, типа снежной пушки и стоимости электричества и воды. Йоханссон оценил общую стоимость производства 100 000 м³ снега (40000-45000 тонн), с производственным временем 100-500 часов. Производство снега по системе SnowEnergyTower (снежная энергетическая башня) обойдется в 16900-31500 евро, а при использовании шести снежных вентиляторов в 17400-25600 евро.

Стоимость охлаждения в зависимости от изменения требуемых параметров

Для анализа стоимости охлаждения была сделана упрощенная модель таяния снега с возможностью изменять многие параметры, например, среднемесячный спрос на охлаждение, диаметр пруда, высоту снега над берегом, боковой склон, тип и толщину теплоизоляции, среднемесячные температуры, годовые осадки, количество снежных орудий, процентная ставка и ряд других экономических параметров. Анализировали параметры на заводе Сундсвалль.

Предполагалось, что хранилище имеет форму перевернутого усеченного конуса, рисунок 1.2.

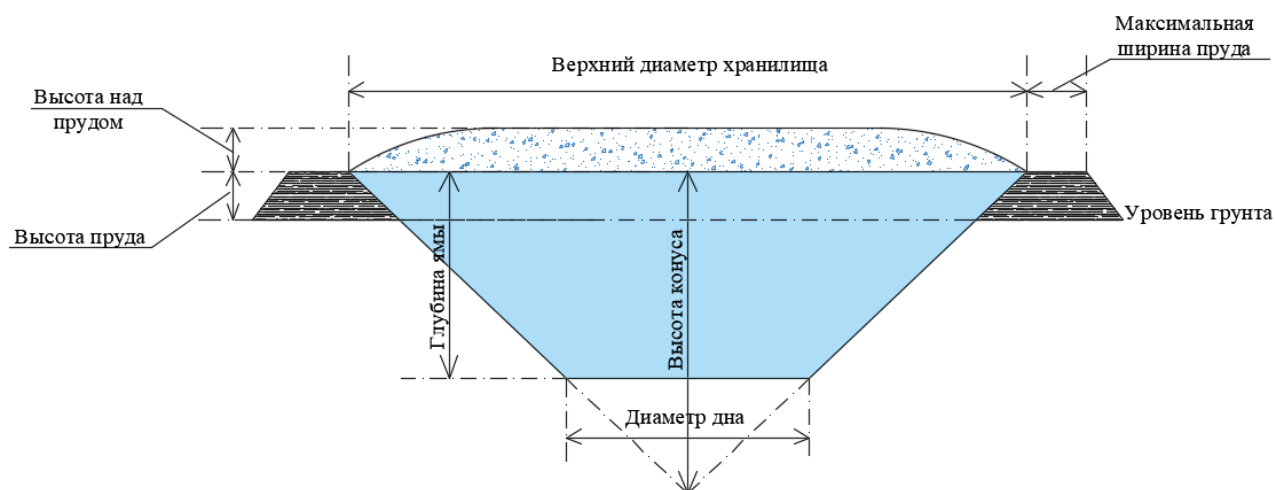


Рисунок 1.2 – Структура пруда для хранения снега в модели расчета стоимости охлаждения

Модель оценивает объем снега, необходимый для удовлетворения общего прироста энергии от естественного и принудительного таяния.

Основным результатом анализа является стоимость энергии охлаждения. Оценочная стоимость энергии охлаждения изучается для разных конструкций. Уместно сравнивать физические результаты эксперимента с использованием экономической модели с более детальной проектной моделью.

Сравнение затрат на энергию охлаждения в зависимости от изменения материала теплоизоляции и его толщины

Стоимость 3,850 МВт/ч охлаждения была сравнена для разных теплоизоляционных материалов. В таблице 1.1 представлены результаты анализа.

Таблица 1.1 – Расходы на охлаждение для разных теплоизоляционных
материалов

Теплоизоляционный материал	Потребность в охлаждении [МВтч]	Пиковая нагрузка [кВт]	Изоляционный слой [м]	Объем снежного покрова [м3]	Доля искусственного снега [%]	Верхний диаметр хранилища [м]	Глубина хранения (ямы) [м]	Высота пруда [м]	Цена электроэнергии [евро/кВтч]	Время амортизации для хранения снега [год]	Интерес [%]	Общая стоимость охлаждения [евро/кВтч]
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Древесные щепки	3,85	3,696	0,2	68,623	50	94	16,6	5,4	0,07	30	6	0,03
Изоляция из пластика	3,85	3,696	0,03	69,537	50	94	18,6	5,5	0,07	30	6	0,032
Мусор	3,85	3,696	0,4	78,309	50	98	20,3	5,9	0,07	30	6	0,032
Древесные щепки	3,85	8000	0,2	68,623	50	95	14,8	5,5	0,07	30	6	0,034
Древесные щепки	3,85	3,696	0,4	64,572	50	92	16,1	5,4	0,07	30	6	0,031
Древесные щепки	3,85	3,696	0,2	69,061	25	95	14,8	5,5	0,07	30	6	0,028
Древесные щепки	3,85	3,696	0,2	75,051	50	110	7,5	5,4	0,07	30	6	0,032
Древесные щепки	3,85	3,696	0,2	68,623	50	94	14,8	5,4	0,07	30	6	0,028
Древесные щепки	3,85	3,696	0,2	68,623	50	94	14,8	5,4	0,1	30	6	0,032
Древесные щепки	3,85	3,696	0,2	68,623	50	94	14,8	5,4	0,07	10	6	0,046
Древесные щепки	3,85	3,696	0,2	68,623	50	94	14,8	5,4	0,07	30	3	0,024

Расчетная стоимость охлаждения составила 0,028-0,046 евро за кВт/ч. Самая низкая стоимость для решения с 25% искусственного снега вместо 50%, и для решения без водонепроницаемой облицовки по бокам и дну. Самые большие затраты для варианта охлаждения с 10-летним временем амортизации вместо 30 лет.

Кьелл Скогсберг (Технологический университет Лулео, Швеция) в 2003 году установил, что расчетное время окупаемости шведской установки для получения 6 000 мВт/ч холода (120 000 м³ снега) составляет приблизительно 3 года.

Альтернативное кондиционирование воздуха в Японии – Химуро и Юкимуро (Himuros and Yukimoros)

Профессор Масаёши Кобияма (Муроранский технологический институт, Япония) в 1997 году провел экономическое сравнение между системами кондиционирования воздуха Химуро, Юкимуро и обычной системой в климатических условиях Японии.

Химуро - это помещение или комната, где хранятся овощи со льдом. В Юкимуро, вместо льда используется снег. Хранилище может находиться в земле. Оба являются традиционными способами использования снега/льда для холодного хранения в Японии. Еда хранится на стеллажах, а снег/лед хранятся в лотках. Соотношение продуктов и снега варьируется в зависимости от климата и теплоизоляции здания. Холод распределяется естественной конвекцией и может контролироваться только специальными ставнями, занавесками, и т. д. Температура в Химуро/Юкимуро на несколько градусов выше 0°C с относительной влажностью около 90-95%. Один из недостатков заключается в том, что влажность и температура не может точно контролироваться.

Если стоимость земли была учтена в стоимости снежного покрова, система снега была намного дешевле, чем обычная система кондиционирования для

площадей более 200 м², из-за снижения потребности в электроэнергии. В противном случае невозможно было дать конкретный ответ из-за больших колебаний в стоимости земли.

Японско-китайский проект (частично идея взята по типу Химуро) был реализован в 1994 году. К измельченному озерному льду добавлялась вода, в результате чего образовался ледяной блок. После эксплуатации в летне-осенний период от первоначального блока осталась одна треть размером 10x5x3 м. Арбузы хранились в течение двух месяцев, дольше, чем когда-либо в этом районе. Овощи хранились в течение трех месяцев. Отсюда был сделан вывод о том, что метод является успешным. Температура в помещении для хранения продуктов варьировалась от 0 до 10°С в течение всего года.

Хранение овощей с использованием энергии снега в Канаде

В канадском исследовании 380 тонн брюквы (репа) хранились в частично пустом хранилище с 64,5 м³ снега (41 тонна) с одной стороны здания. Тонкий слой опилок изолировал снег, а вентилятор циркулировал воздух. Брюква хранилась с конца декабря до конца июня. Когда температура стала слишком низкой, дверь холодохранилища открывали; когда температура поднялась до 3°С, слой опилок был удален. В июне температура хранения составляла 8°С. Оставшиеся овощи были хорошего качества.

Фредерик Виньо в 2000 году оценил стоимость данной идеи. Стоимость строительства овощехранилища была незначительной, а годовое содержание оценивалось в 700 долларов США (465 евро). Строительные и эксплуатационные расходы были оценены в 22 000 доллара США (14 700 евро) и 400 долларов США (265 евро).

В 2005 году основным препятствием для охлаждения воздуха с использованием энергии снега или льда в Канаде являются низкая стоимость энергии и выбор потребителей в пользу компаний, производящих снег/лед искусственными методами.

Ледяной ящик или Fabrikaglace

Ледяной ящик или Fabrikaglace – канадское изобретение. Он состоит из неизолированного ящика внутри изолированного укрытия. Тонкие распыленные слои воды толщиной всего в несколько мм заморожены во внутренней коробке холодным воздухом, надутым над водой. Для извлечения холода талую воду закачивают в теплообменник и затем повторно циркулируют по льду. Испытанные ледовые ящики варьировались от малых до 250 МВт/ч с мощностью охлаждения 8-1,600 кВт.

Фредерик Виньо обнаружил, что Ледяной ящик для предварительного охлаждения около 1000 тонн овощей снизит стоимость электроэнергии на 72%, а капитальные затраты будут сопоставимы с затратами на обычную систему кондиционирования. Система могла бы быть модернизирована, поскольку данный метод является жизнеспособным и экономически выгодным вариантом, но еще до модернизации, была завершена.

Холодохранилища США.

Изучено множество различных методов хранения снега и льда где снег/лед хранятся в прудах или ямах с непроницаемыми сторонами и дном. Идея охлаждения распыленной воды зимой была запатентована в США в 1836.

В конце 1970-х годов был построен ледяной пруд размером 20x20x5 м для охлаждения воздуха в Принстонском университете, США. Пруд вмещал до 1000 тонн льда и был водонепроницаемым. Лед был получен путем распыления воды. Схема ледяного пруда изображена на рисунке 1.3.

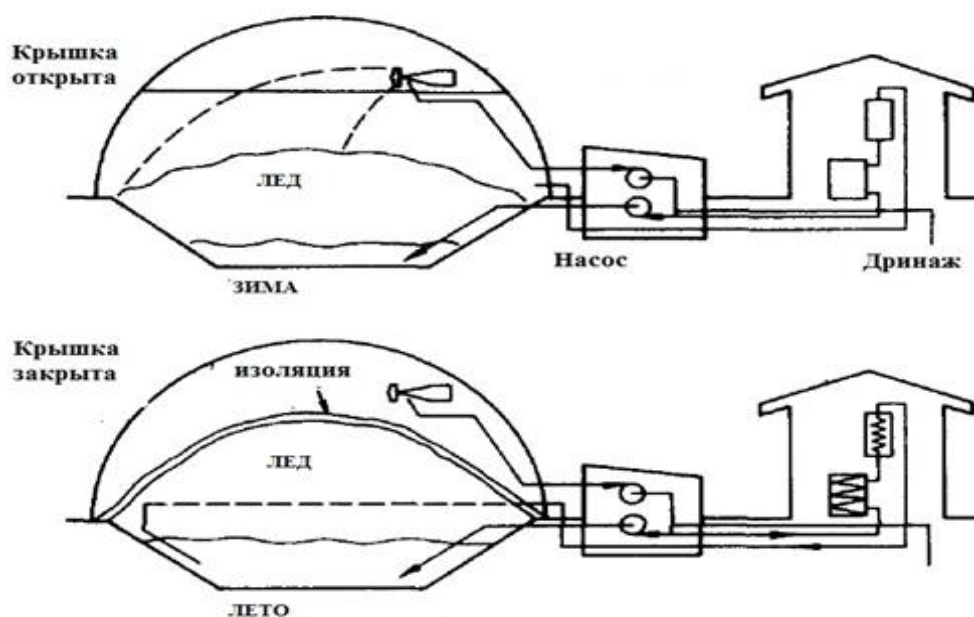


Рисунок 1.3 – Схема ледяного пруда в Принстонском университете, США

Изначально сверху пруд был изолирован алюминиевым листом. Из-за шторма крышка была разорвана, и слой из соломы толщиной 0,3 м между двумя листами брезента был использован для остальной части сезона.

Тейлор в 1985 году подсчитал, что сезонные ледяные пруды достаточно прибыльны для кондиционирования воздуха зданий площадью более 10 000 – 20 000 м², из-за более низких эксплуатационных расходов и размеров. Предполагаемая общая стоимость льда составляла 10-25 долларов США за тонну, при эксплуатации порядка 10 000–20 000 тонн льда. Стоимость теплоизоляционных покрытий составляла более двух третей от общей суммы. Для этой технологии приемлема стоимость до 20 долларов США за квадратный метр земли.

Киркпатрик и его команда в 1985 году провели эксперимент. Они использовали 26 м³ (14,3 тонн) льда/снега. Изолировали холодоноситель алюминиевыми листами или надувной палаткой. Для формирования холодохранилища использовалось 3-6 снегоочистителей. После проведения эксперимента пришли к выводам, что расчетный срок службы составляет 20 лет. Расчетное время окупаемости составило 0,8-1,4 лет при использовании

алюминиевых теплоизоляционных листов и 5-86 лет при использовании надувной палатки.

Абдельнур и команда в 1994 году изучили три метода хранения холода - теплоизолированный ящик для льда (холодильник), ледяной пруд и яму со снегом, и три системы кондиционирования: в отдельном одноэтажном здании (8 кВт) и в двух офисных зданиях (45 и 1600 кВт) в Монреале, Галифаксе и Торонто. В Торонто и Монреале континентальный климат, в то время как в Галифаксе более умеренный морской климат. Были изучены наиболее экстремальные климатические условия за 20-летний период. В этом исследовании расчетный срок службы составил 20 лет, процентная ставка 6%, годовое обслуживание в размере 1% от стоимости инвестиций. Стоимость электроэнергии составила 0,07 доллара США за кВт/ч. Стоимость перевозки снега не была включена в расчет. Они обнаружили, что использование снежной ямы с осажденным снегом для охлаждения воздуха обходилось дешевле, чем альтернативные системы для всех мест их использования. Холодильник (ящик для льда) был конкурентоспособен для небольших систем в Галифаксе, благодаря короткому сезону, для которого требуется охлаждение воздуха. Ледяные пруды были слишком дорогими, возможно, потому, что исследовали системы с толщиной льда 1,6 м.

1.1 Выводы

Многие зарубежные страны уже на протяжении многих лет используют технологию аккумуляции льда и снега для систем кондиционирования воздуха. Наиболее активно аккумуляция снега и льда используется в Японии, Швеции, Канаде, США.

Рассмотренный зарубежный опыт использования холодохранилищ для охлаждения воздуха подтвердил экономическую целесообразность использования аккумуляции снега или льда в системах кондиционирования воздуха. Энергосберегающая технология на основе аккумуляции естественного

льда или снега для систем кондиционирования воздуха имеет большой потенциал использования в странах, где климатические условия позволяют аккумулировать естественный холод в зимний период года.

Разработка наиболее энергоэффективных систем с использованием энергии возобновляемых источников возможна лишь при тщательном технико-экономическом анализе проектов. Для того чтобы сравнить варианты климатических систем необходимо иметь ясное представление о стоимости оборудования, его возможностях, а также об экономической эффективности его эксплуатации.

2 Проектирование системы кондиционирования воздуха для жилой части административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в г. Владивостоке

2.1 Исходные данные на проектирование

Объектом проектирования является административно-приемный корпус санатория-профилактория, расположенный на острове Русский, в городе Владивостоке. Объем жилой части первого этажа составляет 642,6 м³, второго и третьего – 756 м³.

Жилые комнаты 2 двухместные.

Жилые комнаты 3 этажа 3-х и 5-местные.

На 2 этаже расположена игровая комната, рассчитанная на 7 человек

Необходимо спроектировать СКВ для 2 и 3 этажей.

2.1.1 Расчетные параметры наружного воздуха

Расчетные параметры наружного воздуха при проектировании данного общественного здания, расположенного в городе Владивосток (географическая широта – 43°), взяты по параметрам Б и приняты в соответствии с СП [18] и сведены в таблицу 2.1.1.

Таблица 2.1.1- Расчетные параметры наружного воздуха

Период года	Температура t, °С	Относительная влажность φ, %	Скорость воздуха v, м/с
1	2	3	4
Холодный	-23	59	5,2
Теплый	24,8	86	4,2

2.1.2 Расчетные параметры внутреннего воздуха

Допустимые параметры (температура, относительная влажность, подвижность) воздуха в рабочей зоне помещений, отвечающие санитарно-

гигиеническим требованиям, принимаются в зависимости от периода года и категории помещения, в данной работе расчетные помещения 1-й и 4-й категории [19]. Данные сведены в таблицу 2.1.2.

Таблица 2.1.2 - Расчетные параметры внутреннего воздуха

Наименование помещения	Период года	Температура t, °С	Относительная влажность φ, %	Скорость воздуха v, м/с
1	2	3	4	5
Жилые комнаты	теплый	22	60	0,5
Детская игровая комната	теплый	22	60	0,5

2.2 Расчет выделений вредностей

Для расчета СКВ необходимо рассчитать вредности (тепло, влага и CO₂):

- от людей;
- от электрического оборудования;
- от солнечной радиации.

Расчет вредностей от людей (теплота, влага и CO₂)

Поступление явной теплоты Q_{яв}, [Вт]:

$$Q_{\text{яв}} = n \times q_{\text{яв}} \quad (2.2.1)$$

Поступление полной теплоты Q_{пол}, [Вт]:

$$Q_{\text{пол}} = n \times q_{\text{пол}} \quad (2.2.2)$$

Поступление влаги W_л, [г/час]:

$$W_{\text{л}} = n \times m \quad (2.2.3)$$

Поступление CO₂ M_{co2}, [л /час]:

$$M_{\text{co2}} = n \times m_{\text{co2}}, \quad (2.2.4)$$

где n – количество людей в помещении;

q_{яв}, q_{пол} – количество теплоты явной и полной выделяемой человеком, [Вт];

m – количество влаги выделяемой человеком, [г/час];

m_{co2} – объем углекислого газа выделяемого человеком, [л/час].

Расчет сведен в таблицу 2.2.1.

Таблица 2.2.1 – Вредности от людей

№ помещения	Количество чел, п	Кол-во явной теплоты $q_{яв}$, Вт	Кол-во полной теплоты $q_{п}$, Вт	Кол-во влаги m , г/час	Объем углекислого газа m_{CO_2} , л/час	Поступление явной теплоты $Q_{яв}$, Вт	Поступление полной теплоты $Q_{пол}$, Вт	Поступление влаги $W_{л}$, г/час	Поступление CO_2 M_{CO_2} , л /час
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
209	2	87	116	40	23	174	232	80	46
210	2	87	116	40	23	174	232	80	46
211	2	87	116	40	23	174	232	80	46
212	2	87	116	40	23	174	232	80	46
213	2	87	116	40	23	174	232	80	46
216	7	104	203	140	35	728	1421	980	245
303	5	87	116	40	23	435	580	200	115
304	5	87	116	40	23	435	580	200	115
305	5	87	116	40	23	435	580	200	115
306	5	87	116	40	23	435	580	200	115
307	5	87	116	40	23	435	580	200	115
308	5	87	116	40	23	435	580	200	115
309	5	87	116	40	23	435	580	200	115
310	5	87	116	40	23	435	580	200	115
311	3	87	116	40	23	261	348	120	69
						5339	7569		

Поступление теплоты в помещение от электрического оборудования

В жилых комнатах 2-го этажей установлены холодильники. В жилых комнатах 3-го этажа установлены холодильники и телевизоры. Мощность оборудования и количество теплоты, выделяемой им, указаны в таблице 2.2.2.

Таблица 2.2.2 – Поступления теплоты от электрического оборудования

№ помещения	Наименование оборудования	$Q_{об}$, Вт	Количество п, шт	$Q_{общ}$, [Вт]
1	2	3	4	5
209	холодильник	60	1	60
210	холодильник	60	1	60

1	2	3	4	5
211	холодильник	60	1	60
212	холодильник	60	1	60
213	холодильник	60	1	60
216	-	-	-	0
303	холодильник, tv	360	1	360
304	холодильник, tv	360	1	360
305	холодильник, tv	360	1	360
306	холодильник, tv	360	1	360
307	холодильник, tv	360	1	360
308	холодильник, tv	360	1	360
309	холодильник, tv	360	1	360
310	холодильник, tv	360	1	360
311	холодильник, tv	360	1	360
			ΣQ, [Вт]	3480

Поступление теплоты в помещение от солнечной радиации

Поступление теплоты от солнечной радиации рассчитаны при помощи [6]. Поступления теплоты, $Q_{\text{ост}}$ [Вт], в помещении от солнечной радиации через остекленные световые проемы для наиболее жаркого месяца года (июля) и заданного или каждого часа суток, рассчитывается по формуле:

$$Q = \sum_{i=1}^a Q_i, \quad (2.2.5)$$

где Q_i - тепловой поток, Вт, через i -й световой проем;

a - число световых проемов и массивных ограждений.

Расчетным является максимальный тепловой поток $Q_{\text{макс}}$, [Вт], выбираемый из часовых поступлений теплоты за период, когда в помещении работают или отдыхают люди или ведется производственный процесс.

Результаты расчета приведены в таблице 2.2.3.

Таблица 2.2.3 – Поступления теплоты от солнечной радиации

№ помещения	Аок, м2	Ориентация	Qост, Вт
1	2	3	4
209	8,4825	ю/з ю/в	3596
210	2,8275	ю/з	1242

1	2	3	4
211	2,8275	ю/з	1242
212	2,8275	ю/з	1242
213	2,8275	ю/з	1242
216	5,655	ю/з	2484
303	8,4825	ю/з ю/в	3596
304	2,8275	ю/з	1242
305	2,8275	ю/з	1242
306	2,8275	ю/з	1242
307	2,8275	ю/з	1242
308	2,8275	ю/з	1242
309	2,8275	ю/з	1242
310	2,8275	ю/з	1242
311	2,8275	ю/з	1242
		$\Sigma Q_{\text{ост}}, [\text{Вт}]$	24570

2.2.1 Тепловой баланс

Расчет теплопритоков, [Вт], производится следующим образом:

Для теплого периода:

$$Q_{\text{я}} = Q_{\text{ля}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{об}}; \quad (2.2.1.1)$$

где $Q_{\text{ля}}$ – явные теплопоступления от людей, [Вт];

$Q_{\text{осв}}$ – теплопоступления от солнечной радиации, [Вт];

$Q_{\text{об}}$ – теплопоступления от электрического оборудования, [Вт].

$$Q_{\text{я}} = 5339 + 24570 + 3480 = 33389 \text{ [Вт]}$$

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{об}} + Q_{\text{л.п}} + Q_{\text{осв}}; \quad (2.2.1.2)$$

где $Q_{\text{л.п}}$ – полные теплопоступления от людей, [Вт];

$$Q_{\text{п}} = 3480 + 36559 + 24570 = 64609 \text{ [Вт]}$$

2.3 Расчет воздухообмена

Воздухообмен определяем по нормативным кратностям:

$$L = n \cdot V_{\text{п}}, \quad (2.3.1)$$

где $n = 1$ – нормативная кратность воздухообмена в 1 час;

V_n – объем помещения, м³.

Расчет представлен в таблице 2.3.1.

Таблица 2.3.1 – Воздухообмен в помещениях

№ пом-ния	Наименование помещения	S пом, м	h эт, м	Объем помеще-ния W, м3	Кратность, 1/ч		Воздухообмен, м3/ч	
					Приток	Вытяжка	Приток	Вытяжка
1	2	3	4	5	6	7	8	9
208	Коридор	35,47	2,8	99,32	По балансу			
209	Жилая	28,8	2,8	80,64	-	1	-	80,64
210	Жилая	18,47	2,8	51,72	-	1	-	51,72
211	Жилая	19,82	2,8	55,50	-	1	-	55,50
212	Жилая	19,92	2,8	55,78	-	1	-	55,78
213	Жилая	19,06	2,8	53,37	-	1	-	53,37
214	Туалет	10,38	2,8	29,06	-	-	-	50,00
215	Холл	103,98	2,8	291,14	По балансу			
216	Игровая (детская комната)	33,59	2,8	94,05	3	2	235,13	141,08
303	Жилая	29,42	2,8	82,38	-	1	-	82,38
304	Жилая	16,64	2,8	46,59	-	1	-	46,59
305	Жилая	19,5	2,8	54,60	-	1	-	54,60
306	Жилая	19,5	2,8	54,60	-	1	-	54,60
307	Жилая	19,5	2,8	54,60	-	1	-	54,60
308	Жилая	19,5	2,8	54,60	-	1	-	54,60
309	Жилая	18,46	2,8	51,69	-	1	-	51,69
310	Жилая	17,55	2,8	49,14	-	1	-	49,14
311	Жилая	13,55	2,8	37,94	-	1	-	37,94
312	Туалет	18,61	2,8	52,11	-	-	-	50,00
317	Коридор	59,2	2,8	165,76	По балансу			

2.4 Подбор воздухораспределителей

В качестве устройств подачи и удаления воздуха в жилых помещениях санатория-профилактория используются диффузоры ДПУ-М круглой формы (рисунок 2.4.1).



Рисунок 2.4.1 - Диффузоры универсальные ДПУ-М (Арктос)

Диффузор ДПУ-М состоит из корпуса, присоединительного патрубка и подвижного обтекателя. При перемещении обтекателя с закручивателем соответственно вдоль оси корпуса изменяются вид формируемой приточной струи (от вертикальной смыкающейся конической до горизонтальной веерной) и ее дальнобойность, что позволяет реализовать посезонное регулирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Материал – полипропилен белого цвета – выдерживает температуру до +70°С, стоек к большинству агрессивных веществ, при горении не опасен, не выделяет токсичных газов, только деформируется и не воспламеняется.

Монтаж осуществляется с помощью присоединительного патрубка, который крепится на самонарезающих винтах к стенкам воздуховода или к подшивному потолку.

В помещении игровой в качестве средств подачи используется решетка 4АПН с дополнительным приспособлением – камерой статического давления ЗКСД (рисунок 2.4.2).



Рисунок 2.4.2 – Потолочный диффузор 4АПН с камерой статического давления ЗКСД

Потолочные диффузоры 4АПН изготавливаются с камерами статического давления ЗКСД, размеры которых определяются средней расчётной скоростью воздушного потока в них не более 1,5 м/с с учётом рекомендуемой

производительности диффузоров, а также возможностью их размещения в подшивном пространстве потолка.

ЗКСД изготавливаются из оцинкованной стали, имеют боковой подвод воздуха по большей стороне диффузора или торцевой подвод.

Крепление диффузоров к камерам произведено самонарезающими винтами по периметру. Герметичность соединения входного патрубка ЗКСД с воздуховодом обеспечивается резиновым уплотнением.

Монтаж камеры статического давления потолочный. Крепление ЗКСД к строительным конструкциям производится с помощью металлических тросов, пропущенных через отверстия в отогнутых полках камеры или с помощью резьбовых штанг (шпилек) и угловых кронштейнов. Крепёжные элементы в комплект поставки не входят. Подшивной потолок устанавливается после крепления ЗКСД.

В помещении холла 2 этажа и игровой в качестве средств удаления воздуха используется решетка АДН с дополнительным приспособлением – камерой статического давления 1КСД (рисунок 2.4.3).



Рисунок 2.4.3 – Потолочный диффузор АДН с камерой статического давления 1КСД

Решётки АДН изготавливаются с камерами статического давления 1КСД, размеры которых определяются средней расчётной скоростью воздушного потока в них не более 1,5 м/с с учётом рекомендуемой производительности решёток.

Для регулирования расхода воздуха камеры статического давления 1КСД оснащены регулирующим устройством, которое устанавливается во входном патрубке.

Камера статического давления действует как простейший камерный глушитель, снижая шум, распространяющийся по вентиляционной сети на 4-6 дБ. Камеры статического давления могут изнутри покрываться слоем теплоизоляционного и звукопоглощающего материала. При этом габаритные размеры камеры статического давления не изменяются.

1КСД изготавливаются из оцинкованной стали, имеют боковой подвод воздуха по большей стороне решётки или торцевой подвод. Монтаж камеры статического давления – потолочный или настенный.

Крепление решёток к камерам для настенного монтажа произведено с помощью пружинных фиксаторов. Решётки с камерами, предназначенные для потолочного монтажа, закреплены на саморезах. Герметичность соединения входного патрубка 1КСД с воздуховодом обеспечивается резиновым уплотнением.

Количество диффузоров определяется по формуле:

$$n = \frac{L_{\text{воздуха}}}{L_{\text{диф}}} \quad (2.4.1)$$

где $L_{\text{воздуха}}$ - расход приточного или вытяжного воздуха, м³/час;

$L_{\text{диф}}$ - расход на один диффузор, м³/час;

Скорость воздуха в диффузоре v , м/с, определяется по формуле:

$$v = \frac{L_{\text{воздуха}}}{n \cdot F \cdot 3600} \quad (2.4.2)$$

где F – площадь сечения диффузора, м²

Результаты расчета представлены в таблице 2.4.1.

Таблица 2.4.1 – Подбор воздухораспределителей

№ пом	Название помещения	Воздухообмен, м ³ /ч		v реком	F тр	d реш	F реш	n факт	v факт	Тип решетки
		Приток	Вытяжка							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
208	Коридор	364,346		1,5	0,067	200	0,029	3	1,163	ДПУ-М
		-	-	-	-	-	-	-	-	-
209	Жилая	80,640		1,5	0,015	160	0,018	1	1,244	ДПУ-М
		-	-	-	-	-	-	-	-	-
210	Жилая	51,716		1,5	0,010	125	0,011	1	1,306	ДПУ-М
		-	-	-	-	-	-	-	-	-
211	Жилая	55,496		1,5	0,010	125	0,011	1	1,401	ДПУ-М
		-	-	-	-	-	-	-	-	-

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
212	Жилая	-	-	-	-	-	-	-	-
		55,776	1,5	0,010	125	0,011	1	1,408	ДПУ-М
213	Жилая	-	-	-	-	-	-	-	-
		53,368	1,5	0,010	125	0,011	1	1,348	ДПУ-М
214	Туалет	-	-	-	-	-	-	-	-
		50,000	1,5	0,009	125	0,011	1	1,263	ДПУ-М
215	Холл	-	-	-	-	-	-	-	-
		89,349	1,5	0,017	200x 100	0,018	1	1,379	АДН+1 КСД
216	Игровая (детская комната)	235,130	1,5	0,044	300x 300	0,019	2	1,719	4АПН+3 КСД
		141,078	1,5	0,026	300x 100	0,027	1	1,451	АДН+1 КСД
303	Жилая	-	-	-	-	-	-	-	-
		82,376	1,5	0,015	160	0,018	1	1,271	ДПУ-М
304	Жилая	-	-	-	-	-	-	-	-
		46,592	1,5	0,009	125	0,011	1	1,177	ДПУ-М
305	Жилая	-	-	-	-	-	-	-	-
		54,600	1,5	0,010	125	0,011	1	1,379	ДПУ-М
306	Жилая	-	-	-	-	-	-	-	-
		54,600	1,5	0,010	125	0,011	1	1,379	ДПУ-М
307	Жилая	-	-	-	-	-	-	-	-
		54,600	1,5	0,010	125	0,011	1	1,379	ДПУ-М
308	Жилая	-	-	-	-	-	-	-	-
		54,600	1,5	0,010	125	0,011	1	1,379	ДПУ-М
309	Жилая	-	-	-	-	-	-	-	-
		51,688	1,5	0,010	125	0,011	1	1,305	ДПУ-М
310	Жилая	-	-	-	-	-	-	-	-
		49,140	1,5	0,009	125	0,011	1	1,241	ДПУ-М
311	Жилая	-	-	-	-	-	-	-	-
		37,940	1,5	0,007	100	0,070	1	0,151	ДПУ-М
312	Туалет	-	-	-	-	-	-	-	-
		50,000	1,5	0,009	125	0,011	1	1,263	ДПУ-М
317	Коридор	562,943	1,5	0,104	250	0,046	3	1,133	ДПУ-М
		-	-	-	-	-	-	-	-

2.5 Аэродинамический расчет воздушных сетей

Распределение воздуха в системах кондиционирования и вентиляции осуществляется по более или менее сложной системе воздуховодов.

Воздухораспределительная сеть должна отвечать определенным требованиям:

- обеспечивать производительность по воздуху;
- иметь минимальные потери напора;
- иметь скорость потока воздуха, удовлетворяющую требованиям санитарных норм;

- иметь уровень шумов, не превышающий допустимый по санитарным нормам;
- быть герметичной;
- при необходимости воздуховоды должны иметь соответствующую тепло-, звуко- или пароизоляцию;
- пространство, занимаемое воздуховодами, должно быть минимальным.

Системы воздушных коммуникаций классифицируются по скорости потока воздуха и рабочему давлению.

Расчет сети воздуховодов в общем виде сводится к определению потерь давления в воздуховодах при данном расходе воздуха.

Задаются сечением или диаметром воздуховодов и определяют скорость воздуха при проектируемом расходе и соответствующие потери давления в воздуховоде на 1 м длины.

Потери давления в системах вентиляции складываются из потерь давления на трение и потерь давления в местных сопротивлениях:

$$\Delta P_{сети} = \Delta P_{тр.} + Z \quad (2.5.1)$$

Потери давления на трение, Па:

$$\Delta P_{тр.} = R \cdot l \cdot n \quad (2.5.2)$$

где R – удельные потери на трение, Па/м;

l – длина участка воздуховода, м;

n – поправочный коэффициент, который зависит от абсолютной эквивалентной шероховатости воздуховодов.

При температуре воздушного потока, отличающейся от 20°C , на потери давления, подсчитанные по формуле, следует вводить поправочные коэффициенты, соответственно, на трение и на местные сопротивления.

Потери давления на трение в воздуховодах можно определить по формуле

$$P_0 = \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (2.5.3)$$

где ρ – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$;

v – скорость воздуха в воздуховоде, м/с.

Для воздухопроводов прямоугольного сечения за расчетную величину диаметра d принимается эквивалентный диаметр $d_{\text{ЭКВ}}$, который определяется по формуле:

$$d_{\text{ЭКВ}} = 2 \cdot A \cdot B / (A + B) \quad (2.5.4)$$

где A и B — размеры сторон прямоугольного воздуховода, м.

Потери давления в местных сопротивлениях, Па:

$$Z = \sum \xi \cdot P_0 \quad (2.5.5)$$

где $\sum \xi$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений на расчетном участке воздуховода, коэффициенты на границе двух участков относят к участку с меньшим расходом.

Порядок расчета:

Задаем оптимальной скоростью, определяем сечение воздуховода, а также соответствующие потери давления.

1) Вычерчиваем аксонометрическую схему системы воздухопроводов. На схеме указываем порядковый номер каждого расчетного участка, количество воздуха L , м³/ч, и длину каждого участка воздуховода, м.

2) По номограммам, задавая скорость движения воздуха, согласно требованиям для данного помещения, и зная количество воздуха L , проходящего по данному участку, выбираем диаметр каждого участка воздуховода d .

3) По табличным данным (из справочной литературы) определяем сумму коэффициентов местных сопротивлений [20].

4) Рассчитываем сумму потерь давлений на участках сети до заданного ответвления.

Необходимо увязать все ветви сети воздухопроводов, то есть приравнять сопротивление каждой ветви к сопротивлению наиболее нагруженной ветви.

Результаты расчетов приведены в Таблице А.1. А.2. Приложения А.

Для функционирования системы необходимо подобрать приточно-вытяжные установки по одной на каждый этаж. Установки будут смонтированы в чердачном пространстве.

При выборе подходящей модели приточной установки нужно учесть, чтобы максимальная производительность установки была больше расчетного значения. После этого по вентиляционной характеристике мы определяем производительность системы при заданном сопротивлении сети. Если полученное значение будет несколько выше требуемой производительности вентиляционной системы, то выбранная модель нам подходит.

По данному алгоритму были подобраны приточно-вытяжные установки Save VSR 500 (88550) Systemair по одной на каждый этаж.

Описание и технические характеристики приведены в Приложении Б.

2.6 Построение процессов обработки воздуха на I-d диаграмме

I-d-диаграмма состояния воздуха графически связывает все параметры, определяющие тепловлажностное состояние воздуха: энтальпию, влагосодержание, температуру, относительную влажность, парциальное давление водяных паров.

Исходными данными для построения процесса тепловлажностной обработки воздуха являются расчетные параметры наружного воздуха – температура t_n , °С, и относительная влажность φ_n , %, (точка Н), заданные параметры внутреннего воздуха – t_b , °С, и φ_b , %, (точка В). Температуру приточного воздуха t_p , °С, следует определять в зависимости от схемы воздухораспределения. Так как высота жилых комнат от 2,4 до 2,8 м, приточный воздух подается выше рабочей зоны, следовательно, перепад температур Δt составляет 4°С.

Для трех помещений с наибольшими поступлениями теплоты, были построены на i-d диаграмме процессы изменения состояния воздуха [7]. I-d диаграмма представлена в приложении Б.

2.7 Подбор фэнкойла

Расчет фэнкойла производился академическим способом. При этом способе подбора учитываются теплообменные процессы охлаждения/нагрева воздуха в помещениях с использованием систем кондиционирования воздуха. При подборе учитываются все факторы, чтобы в максимальной мере предусмотреть все нюансы при работе фэнкойла. В этом случае применяются точные справочные значения коэффициентов теплопроводности, теплопередачи материалов ограждения, коэффициенты теплоотдачи от стен к внутренней и внешней среде. При расчетах обязательно применяется i-d диаграмма влажного воздуха.

Система чиллер - фэнкойл (chiller - fancoil) отличается от всех остальных систем кондиционирования тем, что между наружным и внутренними блоками циркулирует не фреон, а вода (или незамерзающая жидкость). Охлаждает воду чиллер — холодильная машина, предназначенная для охлаждения жидкости. Чиллер представляет собой обычный фреоновый кондиционер, через испаритель которого проходит не охлаждаемый воздух, а вода. Эта вода с помощью насосной станции поступает по системе теплоизолированных трубопроводов к фэнкойлам. Фэнкойлы устанавливаются в кондиционируемых помещениях и выполняют ту же роль, что и внутренние блоки сплит-систем.

Определяем избыточное количество явной теплоты в теплый период года:

$$Q_T^{явн} = 0,278 \cdot G_{пом} \cdot c_v (t_{н'} - t_v), [Вт] \quad (2.7.1)$$

где $G_{пом}$ - воздухообмен помещения, [$м^3/ч$]

c_v - удельная теплоемкость воздуха, [$кДж/(кг \cdot ^\circ C)$]

$t_{н'}$ - температура наружного воздуха, [$^\circ C$]

t_v - внутренняя температура помещения, [$^\circ C$]

$$Q_{ф}^{явн} = Q_{пом}^{явн} + Q_T^{явн}, [Вт], \quad (2.7.2)$$

где $Q_{ф}^{явн}$ - явная теплота фэнкойла [Вт],

$Q_{пом}^{явн}$ - явная теплота в помещении [Вт].

$$W_{прит} = G_{пом} \cdot (d_{н'} - d_v), [Вт] \quad (2.7.3)$$

где $d_{H'}$ - влагосодержание в точке H' [г/кг];

$d_{в}$ - влагосодержание внутреннего воздуха [г/кг].

$$W_{\text{фэнк}} = W_{\text{пом}} + W_{\text{прит}} \quad (2.7.4)$$

где $W_{\text{пом}}$ - количество влаги, выделяющейся в помещении, [кг/час];

$W_{\text{прит}}$ - количество поступающей влаги, [кг/час].

Определяем количество полной теплоты в теплый период года:

$$Q_{\text{Т}}^{\text{явн}} = 0,278 \cdot G_{\text{пом}} \cdot (i_{H'} - i_{в}), [\text{Вт}] \quad (2.7.5)$$

где $Q_{\text{Т}}^{\text{явн}}$ - полное количество теплоты в помещении [Вт]

$i_{H'}$ - энтальпия в расчетной точке H';

$i_{в}$ - энтальпия внутреннего воздуха.

$$Q_{\text{ф}}^{\text{полн}} = Q_{\text{пом}}^{\text{полн}} + Q_{\text{Т}}^{\text{полн}}, [\text{Вт}], \quad (2.7.6)$$

где $Q_{\text{ф}}^{\text{полн}}$ - полная теплота фэнкойла [Вт],

$Q_{\text{пом}}^{\text{полн}}$ - полная теплота в помещении [Вт].

$$t_{\text{пр}}^{\text{фэнк}} = t_{H'} - \frac{3,6 \cdot Q_{\text{фэнк}}^{\text{явн}}}{c_{в} \cdot G_{\text{рец}}}, [^{\circ}\text{C}] \quad (2.7.7)$$

$t_{\text{пр}}^{\text{фэнк}}$ - температура притока фэнкойла, [$^{\circ}\text{C}$];

$G_{\text{рец}}^{\text{фэнк}}$ - расход воздуха подобранного фэнкойла [$\text{м}^3/\text{ч}$].

$$d_{\text{пр}}^{\text{фэнк}} = \frac{d_{в} \cdot G_{\text{рец}}^{\text{фэнк}} - W - G_{\text{пом}} \cdot d_{H'}}{G_{\text{рец}}^{\text{фэнк}}} \quad (2.7.8)$$

Результаты расчета представлены в таблице 2.7.1

Таблица 2.7.1 – Расчет фэнкойлов

№ пом	$Q_{\text{Т.явн}}$	$Q_{\text{фэнк. явн}}$	$W_{\text{прит.}}$	$W_{\text{фэнк.}}$	$Q_{\text{Т.полн.}}$	$Q_{\text{полн.фэнк.}}$	$t_{\text{пр.фэнк}}$	$d_{\text{пр. фэнк}}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
209	67,59	3897,59	491,90	571,90	403,52	4313,52	11,74	8,51
216	118,25	3330,25	860,58	1840,58	705,95	4897,95	13,67	9,74
303	69,05	4460,05	502,49	702,49	412,21	5003,21	11,83	8,37
210-213	16,61	1492,61	120,90	200,90	99,18	1655,18	12,90	8,91
304-311	16,34	2053,34	118,95	318,95	97,58	2334,58	13,31	8,99

В результате расчета были подобраны фэнкойлы компании Daikin FVT02-06CT06, FVT02-06CT02, FVT02-06CT04. Настенные фанкойлы Daikin серии FWT-CT обеспечивают комфортный микроклимат во всей группе помещений. Преимущество настенных фанкойлов Daikin заключается в эстетичном дизайне и широком наборе встроенных функций. Управлять работой системы можно как с настенного пульта, так и с беспроводного ИК пульта. Фанкойлы Daikin FWT-CT имеют фильтры против пыли, шерсти домашних животных, пылевых клещей и многих других загрязнений. Оснащены улучшенной системой распределения воздуха. Широкоугольные воздушные заслонки направляют воздух по всему периметру помещения, не допуская образования сквозняков и «мертвых» зон у пола и потолка.

Технические характеристики приведены в Приложении Г.

2.7.1 Расчет уровня звукового давления в помещении в расчетной точке

Уровень звуковой мощности шума по октавным полосам, излучаемого фэнкойлом, определяется уровнем звуковой мощности шума, генерируемого вентилятором фэнкойла, скоростью воздуха на выходе из воздухораспределителей. В качестве параметра для оценки уровня звука используется также А-взвешенный уровень звуковой мощности и звукового давления, определяемые путем умножения шумовых характеристик в разных октавах на весовые коэффициенты в соответствии с чувствительностью человеческого уха. Эти характеристики получают при акустических испытаниях фэнкойлов соответствующего типоразмера для определенной скорости вращения вентилятора в соответствии со стандартом ISO 3711 и приводят в каталогах.

Значение уровня звукового давления в помещении зависит от количества источников шума: фэнкойлов, воздухораспределителей, звукопоглощающих свойств помещения и остаточного шума и расчетной точки.

Октавные уровни звукового давления, создаваемые в расчетной точке источников шума (фэнкойлов) определяют по формуле:

$$L_p = L_w + 10 \cdot \lg \cdot \left(\left(\frac{\varphi}{4 \cdot \pi \cdot r^2} \right) + \frac{4}{A} \right), [\text{дБ}] \quad (2.7.1.1)$$

L_p - уровень звукового давления шума соответствующей октавной полосы, дБ,

L_w - уровень звуковой мощности шума соответствующей октавной полосы, дБ,

φ - фактор направленности, определяемый по рисунку 4.8 [7],

A – эквивалентная площадь поглощающей поверхности, м^2 ,

r – расстояние от источника шума до расчетной точки, м.

Эквивалентную площадь поглощающей поверхности A , м^2 , помещения определяют по формуле:

$$A = 0,163 \cdot V / T, \quad (2.7.1.2)$$

где V – объем помещения, м^3 ,

T – время отражения звука, характеризует звукопоглощающую способность внутренних ограждений в помещении, таблица 4.3 [7].

Результаты расчета представлены в таблице 2.7.1.1.

Таблица 2.7.1.1 – Октавные уровни звукового давления, создаваемые в расчетной точке фэнкойлом

№ помещения	Модель фэнкойла	V , м^3	T , с	A , м^2	L_w , дБ	φ	r , м	L_p , дБ
1	2	3	4	5	6	7	8	9
209	FVT02-06CT06	80,64	0,5	26,23	59	4	1,5	67,6
216	FVT02-06CT06	94,05	1	15,33	59	2	1,5	64,7
210-213	FVT02-06CT02	55,78	0,5	18,18	45	4	1,5	53,7
303	FVT02-06CT06	82,38	0,5	26,85	59	4	1,5	67,6
304-311	FVT02-06CT04	54,60	0,5	17,79	55	4	1,5	63,7

Аналогично по формуле 2.7.1.1 определяют и A -взвешенный уровень звукового давления в помещении.

В Европейском стандарте по шуму VDI 2081 приведена диаграмма для определения разности между A -взвешенным уровнем звуковой мощности, излучаемой агрегатом, и A -взвешенным уровнем звукового давления в обслуживаемой зоне помещения (рисунок 2.7.1.1).

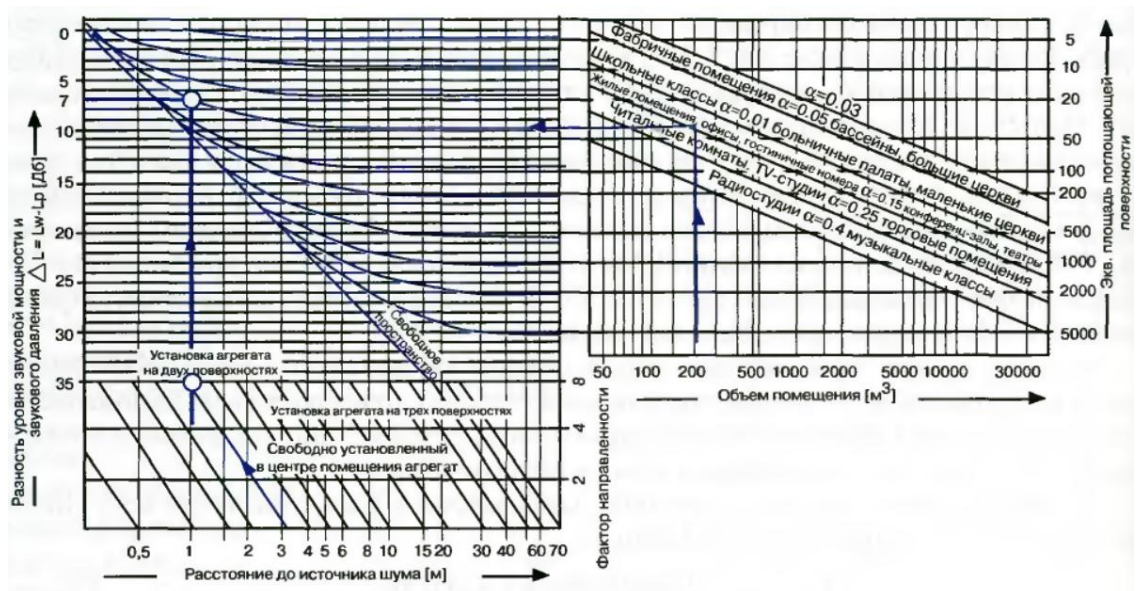


Рисунок 2.7.1.1 – Диаграмма для определения разности между уровнем звуковой мощности и уровнем звукового давления

Диаграмма дополнена полем для определения эквивалентной площади поглощающей поверхности в зависимости от объема помещения, его назначения, поглощательной способности стен. Исходя из объема помещения по диаграмме, в зависимости от назначения, находят величину эквивалентной площади поглощающей поверхности.

$$L_p = L_w - DL \quad (2.7.1.3)$$

В таблице 2.7.1.2 представлены результаты расчета.

Таблица 2.7.1.2 – Уровень звукового давления в помещении от фэнкойла

№ пом	Lw, дБ	DL	Lp, дБ
1	2	3	4
209	39	9	30
216	41	8	33
210-213	44	9	35
303	44	8	36
304-311	42	7	35

Согласно [21] предельно допустимый уровень звукового давления в жилых помещениях домов отдыха составляет 40 дБ с 7:00 до 23:00 и 30 дБ с 23:00 до 7:00. Согласно выполненным расчетам полученный уровень звукового

давления входит в предел допустимого звукового давления при эксплуатации фэнкойла в дневной промежуток времени.

2.8 Расчет и подбор чиллера

В качестве традиционного источника холода используется холодильная установка (чиллер).

Для подбора оборудования на основе построения диаграмм вычисляют фактический расход холода Q_x , [Вт], на охлаждение наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе по формуле 2.8.1 [10].

$$Q_x = 0,278 \cdot G_{\text{п}} \cdot (i_{\text{н}} - i_{\text{о}}) \quad (2.8.1)$$

$$Q_x = 0,278 \cdot 1566,53 \cdot (65,2 - 36,5) = 12498,7 \text{ [Вт]} = 12,5 \text{ [кВт]}$$

Необходимая поддерживаемая температура жидкости 13,5 °С.

Была подобрана холодильная установка BMCW 14 CS 14,4 кВт согласно рассчитанным параметрам [11]. Технические характеристики чиллера представлены в Приложении Д.

2.9 Гидравлический расчет трубопроводов системы холодоснабжения фэнкойлов

Гидравлический расчет трубопроводов системы тепло- и холодоснабжения фэнкойлов выполняют с целью определения расчетного циркуляционного давления для всех циркуляционных колец, выбора диаметра трубопроводов, достаточных для пропускания заданного количества тепло и холодоносителя, при действующем циркуляционном давлении и гидравлической увязке отдельных циркуляционных колец. Гидравлический расчет в двухтрубных системах тепло и холодоснабжения фэнкойлов выполняют для определяющего режима охлаждения с проверкой для режима отопления.

Потери давления на участках определяют методом удельных линейных потерь давления на трение по формуле:

$$\Delta p = R \cdot l + Z \quad (2.9.1)$$

где R – удельная линейная потеря давления на трение, Па/м;

l – длина участка, м;

Z – потери давления на местных сопротивлениях на участке, Па.

Значения R определяют либо по номограммам, либо по таблицам, либо рассчитывают по формуле (2.9.2) для соответствующих труб и выбранного тепло-холодоносителя:

$$R = \frac{\lambda \cdot \rho \cdot w^2}{d \cdot 2} \quad (2.9.2)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;

d – внутренний диаметр трубопровода, м;

w – скорость движения тепло-холодоносителя, м/с;

ρ – плотность тепло-холодоносителя, кг/м³.

Значение коэффициента гидравлического трения зависит от режима движения жидкости в трубопроводах, определяемого значением критерия Рейнольдса:

$$Re = v \cdot d / \nu \quad (2.9.3)$$

где ν – кинематическая вязкость жидкости, изменяющаяся в зависимости от температуры и концентрации растворенного вещества для водных растворов, м²/с.

Потери давления на местных сопротивлениях определяют по формуле:

$$Z = \sum \zeta \rho w^2 / 2 \quad (2.9.4)$$

где $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на расчетном участке.

Гидравлическое сопротивление шаровых кранов, дисковых затворов, обратных клапанов, сетчатых фильтров определяют по формуле:

$$\Delta p = (0,01 G / k_v)^2, \quad (2.9.5)$$

где G – расчетный расход тепло-холодоносителя на участке, где установлена арматура, кг/ч;

k_v – условная пропускная способность (коэффициент расхода), представленная в таблицах технических данных арматуры, м³/ч.

Первым этапом гидравлического расчета является подготовка схемы системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов. Зная место расположения чилера и фэнкойлов в помещении, составляют аксонометрическую схему системы холодоснабжения фэнкойлов. На схему системы тепло-холодоснабжения наносят нагрузки по холоду (теплоте) каждого фэнкойла, которые равняются расчетным нагрузкам по холоду (теплоте) на местные агрегаты помещений, определенные на основе расчета и построения процессов на $I-d$ - диаграмме. Затем путем последовательного суммирования определяют нагрузки по холоду (теплоте) на всех участках схемы, а также наносят длины участков. Общую холодильную (тепловую) нагрузку помещений здания определяют последовательным суммированием нагрузок по холоду (теплоте) параллельных участков системы.

После этого определяют расчетные расходы тепло-холодоносителя на участках:

$$G = 3,6Qx/c_{рж}(t_{ж.к} - t_{ж.н}) \quad (2.9.6)$$

где $c_{рж}$ – удельная теплоемкость жидкости, используемой в качестве тепло-холодоносителя, кДж/(кг·К);

$t_{ж.н}$, $t_{ж.к}$ – соответственно начальная и конечная температура тепло-холодоносителя, °С.

Определение диаметров трубопроводов по традиционной методике производят тремя способами:

- ориентируясь на известный располагаемый перепад давлений, определенный на основе напора, развиваемого предварительно выбранным насосом;
- на основе ориентировочного располагаемого перепада давления;
- ориентируясь на допустимую скорость движения жидкости в трубопроводах.

В данном проекте гидравлический расчет трубопроводов системы холодоснабжения фэнкойлов выполнен в программе для расчета систем

отопления, охлаждения, теплоснабжения, колориферов и оборудования – ПОТОК [22].

Результаты расчета приведены в Приложении Е.

2.10 Выводы

Во второй главе диссертации запроектирована система кондиционирования воздуха для жилой части административно-приемного корпуса санатория-профилактория.

Был произведен расчет вредностей поступающих в помещение, расчет воздухообмена. Количество приточного воздуха составило 1567 кг/ч, удаляемого – 1498 кг/ч. В результате расчета подобраны воздухораспределители. Для подачи и удаления воздуха в жилых помещениях используются диффузоры ДПУ-М, в помещении игровой для подачи воздуха используется решетка 4АПН с камерой статического давления ЗКСД. В помещении холла и игровой для удаления воздуха используются решетки АДН с камерой статического давления 1КСД.

Выполнен аэродинамический расчет основных и вспомогательных помещений. На I-d диаграмме построены процессы изменения состояния воздуха. Были подобраны фэнкойлы с требуемыми характеристиками и произведен расчет уровня звукового давления в помещениях в расчетных точках. Произведен расчет холодильной машины (чиллера) с помощью программы подбора вентиляционного оборудования РУСКЛИМАТ. Выполнен гидравлический расчет трубопроводов системы холодоснабжения фэнкойлов.

3. Расчет нетрадиционных источников холода для системы кондиционирования воздуха для жилой части административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в г. Владивостоке

В качестве нетрадиционного источника холода выбрано ледохранилище.

Это решение позволит снизить неравномерности работы холодильного оборудования и потребление электрической энергии в часы пиковых нагрузок.

3.1. Расчет годового расхода холода

Расчет годового расхода холода для СКВ жилой зоны, использующей кондиционирование около 4 дней в неделю по 4 часа в сутки, выполнен согласно [6]. Расход воздуха 1879,83 кг/ч.

Средняя энтальпия воздуха в помещении в теплый период $I_{ср,т}=47$ кДж/кг, энтальпия воздуха на выходе из воздухоохладителя в теплый период $I_{ф,т}=36,6$ кДж/кг.

Годовой расход холода прямоточной СКВ, [кДж/г]:

$$Q=0,143nm G_{п} DJ_{т}M_3K_3K_4 \quad (3.1.1)$$

$$Q=(0,143 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 1879,83 \cdot 32,55 \cdot 137,7 \cdot 0,97 \cdot 0,65) / 10^6 = 12785 \text{ [МДж/г]};$$

где n - число рабочих дней в неделе;

m - продолжительность смены, ч;

c - удельная теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДж/кг $^{\circ}$ С;

K_3 и K_4 – коэффициенты для определения продолжительности периода потребления теплоты или холода в сутках, $K_3=0,97$ и $K_4=0,65$;

$G_{п}$ - расход приточного воздуха, кг/ч;

$$DJ_{т} = J_{т} - J_{ф,т} \quad (3.1.2)$$

$$DJ_{т} = 66,05 - 36,6 = 32,55$$

$J_{т}$ - энтальпия воздуха самого жаркого месяца, определяемая по формуле:

$$J_{т} = J_{ср,т} + A_{э,т} K_1 K_2 \quad (3.1.3)$$

$$J_T = 69 + 3,8 \cdot 0,925 \cdot (-0,84) = 66,05$$

где $J_{cp,r}$ - средняя энтальпия самого жаркого месяца года, определяемая по таблице 1 [6];

$A_{э,г}$ - средняя амплитуда энтальпии, кДж/кг, самого жаркого месяца в году, определяемая по таблице [6];

K_1 - коэффициент, определяемый по таблице 2 [6] в зависимости от продолжительности работы систем в течение суток;

K_2 - коэффициент, определяемый по таблице 2 [6] в зависимости от времени, приходящегося на середину суточного периода работы системы.

$J_{ф,г}$ - энтальпия воздуха на выходе из форсуночной камеры или воздухоохладителя в теплый период года;

M_3 - длительность периода потребления холода за год, сут.:

$$M_3 = 182,5 \cdot (D J_T / D J_{T,г})^{0,5} \quad (3.1.4)$$

$$M_3 = 182,5 \cdot (32,55 / 51,67)^{0,5} = 144,85$$

где DJ_T – определяется по формуле:

$$DJ_{T,г} = J_T - J_{г} \quad (3.1.5)$$

$$DJ_{T,г} = 66,05 - 14,38 = 51,67$$

где $J_{г}$ - среднегодовая энтальпия наружного воздуха:

$$J_{г} = J_{cp,r} + 0,5 (A_{э,г} + A_{э,х}) K_1 K_2 \quad (3.1.6)$$

$$J_{г} = 17,1 + 0,5 \cdot (3,8 + 3,2) \cdot 0,925 \cdot (-0,84) = 14,38$$

где $J_{cp,r}$ - среднегодовая энтальпия, определяемая по таблице 1 [6];

$A_{э, х}$ - средняя амплитуда энтальпии, кДж/кг, самого холодного месяца в году, определяемая по таблице 1 [6];

Число часов потребления холода за год определяется по формуле

$$N_3 = 0,143 \cdot n \cdot m \cdot M_3 K_3 \quad (3.1.7)$$

$$N_3 = 0,143 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 144,85 \cdot 0,97 = 321,5 \text{ [ч]}$$

Годовой расход холода для системы охлаждения воздуха составил 12784 МДж/г.

3.2. Расчет холодохранилища

Холодохранилище рассчитано по методике, разработанной в [5].

3.2.1 Расчет холодохранилища для кондиционирования жилой части административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в г. Владивостоке

Задаем коэффициентом эффективности теплоизоляции – $\eta = 0,7$.

Определяется годовой запас холода, кДж:

$$Q_{\text{общ}}^{\text{год}} = \frac{Q_{\text{пол}}^{\text{год}}}{\eta} \quad (3.2.1.1)$$

где $Q_{\text{общ}}^{\text{год}}$ - годовой запас холода, кДж/год;

$Q_{\text{пол}}^{\text{год}}$ - полезно-использованный холод или годовое потребление холода системой СКВ, кДж/год.

$$Q_{\text{общ}}^{\text{год}} = \frac{12784731}{0,7} = 18\,263\,902 \text{ [кДж]}$$

Определяем требуемую массу аккумуляции льда, кг:

$$m_x = \frac{Q_{\text{общ}}}{c_{\text{пл}}} \quad (3.2.1.2)$$

где $c_{\text{пл}}$ – удельная теплота плавления льда, равная 330 кДж/кг;

$$m_x = \frac{18263902}{330} = 55\,345,16 \text{ [кг]};$$

Исходя из требуемой массы аккумуляированного льда m_x , задаем размерами и конфигурацией холодохранилища. Толщина, материал теплоизоляции первоначально задаются без предварительного расчета.

Объем ледохранилища определяется как:

$$V_{\text{хр}} = \frac{m_{\text{лед}}}{\rho_{\text{лед}}^{\text{н}}} \quad (3.2.1.3)$$

где $m_{\text{лед}}$ – требуемая масса льда, кг; $\rho_{\text{лед}}^{\text{н}}$ – начальная плотность льда, 917 кг/м³.

Минимальный объем холодохранилища составил 60,4 м³ льда.

Подберем две конструкции холодохранилища.

Первый тип холодохранилища – ледяной бунт в форме усеченной пирамиды. Размеры холодохранилища: нижнее основание шириной – 7 м,

длиной 9 м, верхнее основание шириной – 4 м, длиной 6 м, высота – 1,5 м. Итоговый объем холодохранилища 63,0 м³. Для теплоизоляции хранилища используется напыляемый полиуретановый утеплитель полинор, толщиной 0,05 м, с коэффициентом теплопроводности 0,025 Вт/м⁰С. Принято, что под ледохранилищем смонтирован трубчатый теплообменник, через который в теплый период года пропускается водяная смесь с незамерзающей жидкостью. Холодоноситель циркулирует по трубопроводам и поступает в охладитель установки кондиционирования.

Второй тип холодохранилища – ледохранилище (теплоизолированное помещение). В качестве помещения используется контейнер объемом 45 футов типа High Cube Pallet Wide. Внешние размеры контейнера 13,716x2,500x2,896 м. Внутренние размеры контейнера 13,513x2,444x2,670 м. Теплоизоляция ограждающих конструкций – изопинк 50x600x2400, плотностью 35кг/м³, толщиной 150 мм. Внутри контейнера рядами расположены паллетные фронтальные стеллажи 1500x2600x600, общее количество стеллажей в хранилище 27 штук. На стеллажи устанавливаются контейнеры 740x650x600 со льдом, общее количество контейнеров 216 штук.

Вода замораживается в пластиковых емкостях в холодный период года естественным путем, при температуре наружного воздуха ниже минус 10 °С. После чего контейнеры закрываются теплоизолированной крышкой и устанавливаются на стеллажи. Лед сохраняется до лета. Принято, что в теплый период года воздух с каркасно-панельной установки проходит через холодохранилище по байпасному воздуховоду и поступает в жилую часть санатория-профилактория. Многократное использование пластиковых контейнеров является экологически выгодным решением.

3.2.2 Расчет теплообменного аппарата для кондиционирования жилой части

Для расчета теплообменника определяем расход жидкости, исходя из уравнения теплового баланса:

$$Q_x = 0,278 \cdot c_{ж} \cdot L_{ж} \cdot (t_{п} - t_o) \quad (3.2.2.1)$$

Получаем необходимый расход жидкости $L_{ж}$, кг/ч:

$$L_{ж} = \frac{Q_x}{0,278 \cdot c_{ж} \cdot (t_{п} - t_o)} \quad (3.2.2.2)$$

где Q_x – холодопроизводительность, [Вт];

$c_{ж}$ – удельная теплоемкость воды при 10°C, равная 4,192 [кДж/кг°C];

$t_{п}=11^\circ\text{C}$; $t_o=7^\circ\text{C}$;

$$L_{ж} = \frac{12498,7}{0,278 \cdot 4,192 \cdot (11 - 7)} = 9614,4 \text{ [кг/ч]}.$$

Далее определена поверхность теплообмена F , м^2 , для этого воспользуемся уравнением теплопередачи:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t \quad (3.2.2.3)$$

где Q – холодопроизводительность, [Вт];

K - коэффициент теплопередачи, [Вт/м²·К], определяемый по формуле 3.2.2.4;

Δt – разность температур между средами, [К];

$$K = \frac{1}{R} \quad (3.2.2.4)$$

где R – сопротивление теплопередаче, [м²К/Вт], определяемое по формуле 3.2.2.5;

Конструкция покрытия: 1 – пескобетон: $\lambda=0,7$ Вт/м·К, $\delta=100$ мм, 2 - песок (влажность 10 %): $\lambda=0,97$ Вт/м·К, $\delta=50$ мм, 3- стальные трубы, 4 – пленка полиэтиленовая 0,1 мм, 5 – грунт (рисунок 3.2.2.1).

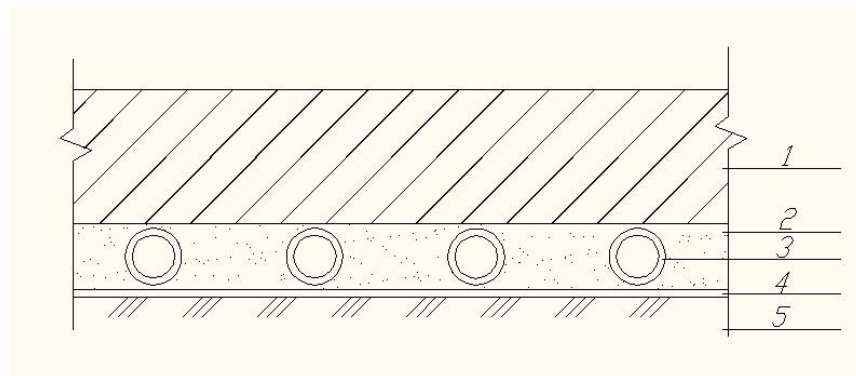


Рисунок 3.2.2.1 – Разрез покрытия

Определяем сопротивление теплопередаче R , м²К/Вт по формуле:

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (3.2.2.5)$$

где α - коэффициент теплоотдачи от среды, [Вт/м²К];

δ – толщина слоя, [м];

λ - коэффициент теплопроводности, [Вт/мК];

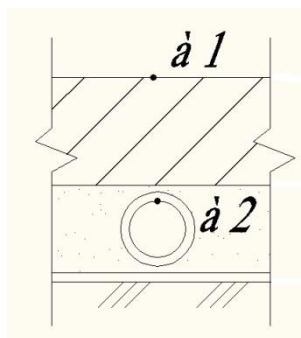


Рисунок 3.2.2.2 – Разрез дорожного покрытия. $\alpha_1 = \infty$

Скорость движения среды внутри труб $\dot{\phi}$, м/с, определяется из уравнения:

$$\dot{\phi} = \frac{V}{3600 \cdot F_{\text{ж.с.}}} \quad (3.2.2.6)$$

где $F_{\text{ж.с.}}$ - площадь живого сечения трубы, [м²];

V - объемный часовой расход охлаждаемой среды, м³/ч:

$$V = \frac{L_{\text{ж}}}{\rho} \quad (3.2.2.7)$$

где $L_{\text{ж}}$ – расход жидкости, кг/ч;

ρ - плотность среды, принимаемая при средней температуре $t_{\text{ср}}$ в теплообменнике, кг/м³;

$$V = \frac{9614,4}{999,77} = 9,61 \text{ [м}^3\text{/ч]};$$

При нормируемой скорости движения охлаждаемой среды в трубе теплообменника ($\dot{\phi}=0,5-1,5$ м/с) и с учетом (3.2.2.6) рассчитывается площадь живого сечения для её прохода:

$$F_{\text{ж.с.}} = \frac{V}{3600 \cdot \dot{\phi}} \quad (3.2.2.8)$$

$$F_{\text{ж.с.}} = \frac{9,61}{3600 \cdot 1} = 0,0026 \text{ [м}^2\text{]}$$

Следовательно, минимальный диаметр d , м, для трубы определяется по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{ж.с.}}}{\Pi}} \quad (3.2.2.9)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0026}{3,14}} = 0,056 \text{ м};$$

Для больших труб приняли условный диаметр $dy=76$, для малых $dy=57$.

Согласно формуле 3.2.2.6 определяем расчетную скорость движения охлаждаемой среды в теплообменнике:

$$\dot{q} = \frac{9,61}{3600 \cdot 0,0026} = 1,03 \text{ м/с};$$

Определяем гидродинамический режим движения охлаждаемой среды в трубах по числу Рейнольдса:

$$Re = \frac{\dot{q} \cdot d}{\nu} \quad (3.2.2.10)$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости при средней температуре среды [$\text{м}^2/\text{с}$];

При развитом турбулентном режиме движения ($Re_{ж1} > 10000$) коэффициент теплоотдачи от холодной среды к внутренней поверхности трубы определяется из безразмерного уравнения теплоотдачи:

$$Nu = 0,0263 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.35} \quad (3.2.2.11)$$

где Nu - число Нуссельта, равное:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad (3.2.2.12)$$

Отсюда:

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \quad (3.2.2.13)$$

где α_2 – коэффициент теплоотдачи от холодной среды к внутренней поверхности трубы, [$\text{Вт}/\text{м}^2\text{К}$];

λ - коэффициент теплопроводности холодной среды, [$\text{Вт}/\text{мК}$].

Число подобия Прандтля находим по формуле:

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (3.2.2.14)$$

где a - коэффициент температуропроводности холодной среды, $\text{м}^2/\text{с}$;

$$Pr = 0,000001306 / 0,000000137 = 9,53$$

$$Re = 0,98 \cdot 0,057 / 0,000001306 = 42771,8$$

При турбулентном режиме движения охлаждаемой среды интенсивность теплоотдачи к ней от внешней поверхности трубы определяется безразмерным уравнением подобия вида:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,45} \quad (3.2.2.15)$$

$$Nu = 0,021 \cdot 42771,8^{0,8} \cdot 9,53^{0,45} = 293,6$$

Откуда коэффициент теплоотдачи α_2 :

$$\alpha_2 = 293,6 \cdot 0,574 / 0,057 = 2956,6 \text{ [Вт/м}^2\text{К]}$$

Определяем сопротивление теплопередаче R, м²К/Вт по формуле 3.2.2.5:

$$R = (1/\infty) + (0,01/0,7) + (0,05/0,97) + (1/1193) = 0,06 \text{ [мК/Вт]};$$

Коэффициент теплопередачи (формула 3.2.2.4):

$$K = 1/0,06 = 16,7 \text{ [Вт/м}^2\text{К]}$$

Поверхность теплообмена F, м², (формула 3.2.2.3):

$$F = 12498,7 / (16,7 \cdot (286,95 - 273)) = 53,7 \text{ м}^2;$$

Поверхность теплообмена F с запасом 5%: 56 м² (рисунок 3.2.2.3). Общая необходимая длина труб – 374 м; шаг труб – 0,1 м. Определяем потери давления в теплообменнике (Таблица 3.2.2.1):

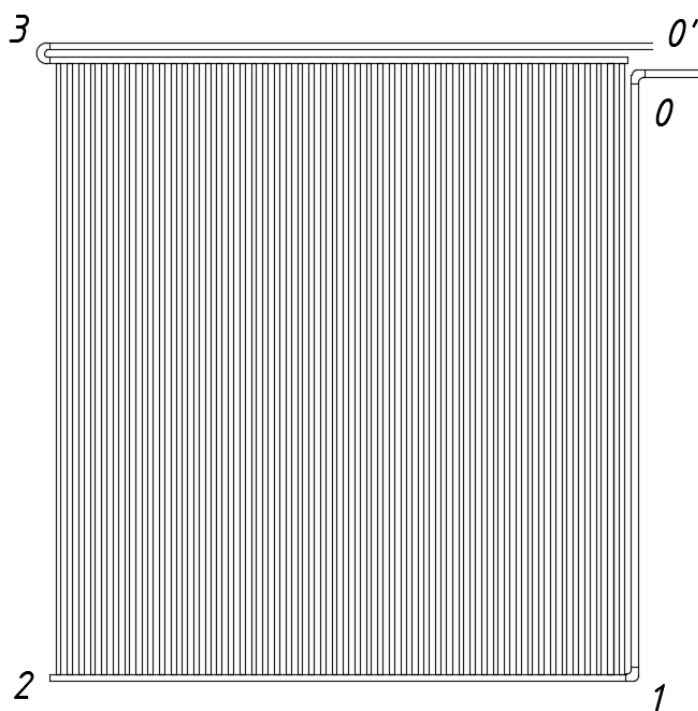


Рисунок 3.2.2.3 – Схема теплообменного аппарата

Таблица 3.2.2.1 – Потери давления теплообменного аппарата

№ уч	Q	D _{вн}	l _{расч.}	λ/d	l·λ/d	Σξ	ξ _{пр}	P _д	P _{уч}	G
-	Вт	мм	м	-	-	-	-	Па	Па	кг/ч
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0-1	12499	70	6,9	0,4	2,76	3,4	6,2	2,9	17,9	1075
2-3	245	50	6,7	0,55	3,6575	4,5	8,2	0,01	0,1	29
1-2	6250	70	8,8	0,4	3,52	93	132,5	0,7	96,0	537
3-0'	12499	70	8,1	0,4	3,22	4,6	7,8	2,9	22,7	1075

Потери давления в теплообменнике составили 136,6 Па, в воздухоохладителе 2716 Па, общие потери давления составили 2852,6 Па.

Для второго типа холодохранилища (контейнер со льдом) подобран теплообменник VBR 100-50-3 Water Heating Bat [12]. Технические характеристики теплообменника приведены в Приложении Ж.

По рассчитанным данным был подобран насос Grundfos TP 40-30/4 A-F-A-BQQE-98896273 [13]. Технические характеристики насоса представлены в Приложении З.

3.2.3 Расчет холодохранилища для кондиционирования административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в г. Владивостоке

Для определения годового запаса холода для кондиционирования воздуха административно-приемного корпуса санатория-профилактория необходимо сложить имеющиеся нагрузки на охлаждение жилой части, столовой и кафе (3.2.3.1).

$$m_{\text{лед общ}} = m_{\text{лед ж. ч.}} + m_{\text{лед к}} + m_{\text{лед ст.}} \quad (3.2.3.1)$$

где $m_{\text{лед ж. ч.}}$ - требуемая масса льда для кондиционирования жилой части, кг;

$m_{\text{лед к}}$ - требуемая масса льда для кондиционирования кафе, кг;

$m_{\text{лед ст.}}$ - требуемая масса льда для кондиционирования столовой, кг.

Требуемая масса аккумуляции льда для кондиционирования жилой части составляет 55345,2 кг; для кафе – 27754,1 кг; для столовой 166915,8 кг.

$$m_{\text{лед общ}} = 55345,2 + 27754,1 + 166915,8 = 250015,1 \text{ [кг]}$$

Объем холодохранилища определяем по формуле (3.2.1.3).

$$V_{xp} = \frac{250015,1}{917} = 272,6 \text{ м}^3$$

Минимальный объем холодохранилища составил 272,6 м³.

Размеры снегохранилища: нижнее основание шириной – 13 м, длиной 16 м, верхнее основание шириной – 8 м, длиной 12 м, высота –1,85 м. Итоговый объем снегохранилища 274,6 м³. Для теплоизоляции хранилища используется напыляемый полиуретановый утеплитель полинор, толщиной 0,05 м, с коэффициентом теплопроводности 0,025 Вт/м⁰С. Под снегохранилищем смонтирован трубчатый теплообменник, через который в теплый период года пропускается водяная смесь с незамерзающей жидкостью. Холодоноситель циркулирует по трубопроводам и поступает в охладитель установки кондиционирования.

3.2.4 Расчет теплообменного аппарата для кондиционирования административно-приемного корпуса санатория-профилактория

По формуле (3.2.2.2) определяем расход жидкости, необходимый для всего корпуса, исходя из уравнения теплового баланса (3.2.2.1):

$$L_{ж} = \frac{12498,7 + 20921 + 122328}{0,278 \cdot 4,192 \cdot (11 - 7)} = 33\,422,2 \text{ [кг/ч]}$$

Определим поверхность теплообмена F, м², для этого воспользуемся уравнением теплопередачи (3.2.2.3). Конструкцию покрытия примем такую же, как в варианте холодохранилища для жилой части.

$$V = \frac{33\,422,2}{999,77} = 33,43 \text{ [м}^3\text{/ч]};$$

Определим площадь живого сечения трубы теплообменника для прохода охлаждаемой среды (3.2.2.8)

$$F_{ж.с.} = \frac{33,43}{3600 \cdot 1} = 0,0093 \text{ [м}^2\text{]};$$

Минимальный диаметр d, м, для трубы (3.2.2.9):

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0093}{3,14}} = 0,11 \text{ м};$$

Для больших труб приняли условный диаметр du=165, для малых du=114.

Согласно формуле 3.2.2.6 определяем расчетную скорость движения охлаждаемой среды в теплообменнике:

$$\dot{q} = \frac{33,43}{3600 \cdot 0,0093} = 1,0 \text{ м/с};$$

Определяем гидродинамический режим движения охлаждаемой среды в трубах по числу Рейнольдса. Число подобия Прандтля находим по формуле (3.2.2.14):

$$Pr=0,000001306/0,000000137=9,53;$$

$$Re=0,98 \cdot 1,14/0,000001306=855436;$$

Поскольку $Re_{ж1} > 10000$, режим движения – турбулентный. При турбулентном режиме движения охлаждаемой среды интенсивность теплоотдачи к ней от внешней поверхности трубы определяется безразмерным уравнением подобия вида (3.2.2.15):

$$Nu = 0,021 \cdot 855436^{0,8} \cdot 9,53^{0,45} = 3224$$

Откуда коэффициент теплоотдачи α_2 :

$$\alpha_2 = 3224 \cdot 0,574 / 0,114 = 16233 \text{ [Вт/м}^2\text{К]}$$

Определяем сопротивление теплопередаче R , $\text{м}^2\text{К/Вт}$ по формуле 3.2.2.5:

$$R = (1/\infty) + (0,01/0,7) + (0,05/0,97) + (1/1193) = 0,06 \text{ [мК/Вт]};$$

Коэффициент теплопередачи (формула 3.2.2.4):

$$K = 1/0,06 = 16,7 \text{ [Вт/м}^2\text{К]}$$

Поверхность теплообмена F , м^2 , (формула 3.2.2.3):

$$F = (12498,7 + 20921 + 122328) / (16,7 \cdot (286,95 - 273)) = 668,5 \text{ м}^2;$$

Поверхность теплообмена F с запасом 5%: 702 м^2 (рисунок 3.2.4.1). Общая необходимая длина труб – 832 м; шаг труб – 0,15 м. Определяем потери давления в теплообменнике (таблица 3.2.4.1):

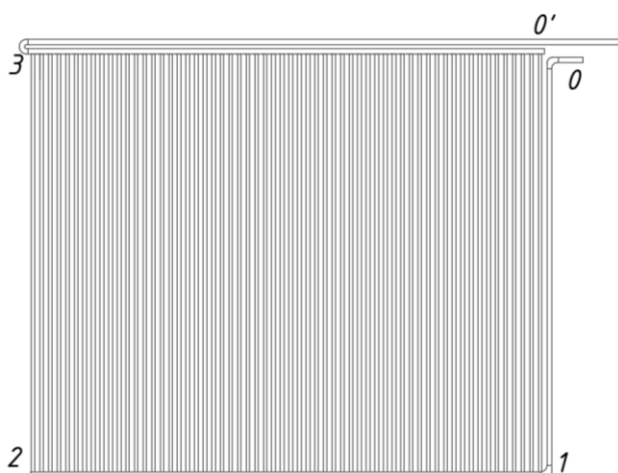


Рисунок 3.2.4.1 – Схема теплообменного аппарата

Таблица 3.2.4.1 – Потери давления теплообменного аппарата

№ уч	Q	D _{вн}	l _{расч.}	λ/d	$l \cdot \lambda/d$	$\Sigma \xi$	$\xi_{пр}$	P _д	P _{уч}	G
-	Вт	мм	м	-	-	-	-	Па	Па	кг/ч
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0-1	155748	150	12,9	0,4	5,16	3,1	8,3	450,0	3717,0	13394
2-3	2553	100	12,7	0,55	6,9575	4,5	11,5	0,99	11,3	362
1-2	77874	150	15,8	0,4	6,32	132	138,3	112,51	15562,4	6697
3-0'	155748	150	15,7	0,4	6,26	4,6	10,9	450,0	4887,0	13394

Потери давления в теплообменнике составили 24177,7 Па, в воздухоохладителе 33847 Па, общие потери давления составили 61024,7 Па.

По рассчитанным данным был подобран насос Grundfos NBE 50-200/219 A-F2-A-E-BAQE [13]. Технические характеристики насоса представлены в Приложении И.

3.3 Выводы

В третьей главе диссертации произведен расчет нетрадиционных источников холода для системы кондиционирования жилой части административно-приемного корпуса санатория профилактория.

Выполнен расчет годового расхода холода, который составил 12 785 МДж/год. По расходу холода произведен расчет холодохранилищ двух типов (ледяной бунт и контейнер со льдом). Ледяной бунт представляет собой холодохранилище в виде усеченной пирамиды. Размеры нижнего основания

7x9 м, верхнего – 4x6 м. Сверху холодохранилище теплоизолировано папыляемым полиуретановым утеплителем – полинор. Для холодохранилища второго типа используется 45 футовый контейнер. Контейнер сверху теплоизолирован изопинком. Лед хранится в пластиковых контейнерах, которые устанавливаются на паллетные фронтальные стеллажи. Для холодохранилищ рассчитаны теплообменные аппараты, подобран насос Grundfos TP 40-30/4 A-F-A-BQQE-98896273.

Произведен расчет холодохранилища типа ледяной бунт для административно-приемного корпуса санатория-профилактория. Объем холодохранилища составил 274,6 м³. Для данного холодохранилища рассчитан теплообменный аппарат.

4. Техничко-экономический анализ систем кондиционирования воздуха

Варианты систем охлаждения воздуха выбирались из условий обеспечения комфортных условий в помещениях.

Для технико-экономического сравнения были приняты следующие варианты систем охлаждения помещений:

1. Система чиллер-фэнкойл. В помещениях установлены фэнкойлы. Охлаждение жидкого холодоносителя происходит в чиллере.
2. Система с льдохранилищем. В помещениях установлены фэнкойлы. Охлаждение жидкого холодоносителя происходит в льдохранилище с аккумулятированным льдом.

4.1. Расчет капиталовложений для кондиционирования жилой части административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в г. Владивостоке для СКВ с использованием чиллера

Капиталовложения для системы охлаждения с традиционным источником холода состоят из стоимости оборудования, его монтажа и своевременного обслуживания.

Для достижения оптимальных параметров воздуха жилой части административно-приемного корпуса санатория-профилактория были рассчитаны и подобраны: холодильная установка ВМСW 14 CS 14,4 кВт, фэнкойлы Daikin FVT02-06CT06, FVT02-06CT02, FVT02-06CT04. Стоимость оборудования приведена в таблице 5.1.1.

Таблица 4.1 – Стоимость основного оборудования для системы кондиционирования воздуха чиллер – фэнкойл

Стоимость материалов			
Наименование	Кол-во, шт	Цена, руб.	Сумма, руб
1	2	3	4
Холодильная установка ВМСW 14 CS 14,4 кВт	1	516 460	516 460
Фэнкойл Daikin FVT02-06CT02	4	35 890	143 560
Фэнкойл Daikin FVT02-06CT04	8	42 810	342 480

Продолжение таблицы 4.1

1	2	3	4
Фэнкойл Daikin FVT02-06CT06	3	55 390	166 170
		Итого	1 168 670

Стоимость наладки и монтажа системы кондиционирования зависит от сложности объекта и используемого оборудования. Примем, что на данные работы приходится 30% от стоимости оборудования.

Сложив все затраты, мы получили капиталовложения данного варианта, которые составили 1 519 271 рублей.

4.2 Расчет капиталовложений для системы кондиционирования воздуха с использованием холодохранилища

Капиталовложения являются рентабельными, когда общая прибыль превышает инвестиционные вложения. При этом существенным является соотношение капитальных и эксплуатационных затрат. Первые из них на стадии проектирования определяются стоимостью применяемого оборудования, а также объемами строительно-монтажных и пусконаладочных работ. Вторые связаны с режимами эксплуатации, необходимыми расходными материалами, энергопотреблением, а также трудозатратами на техническое обслуживание и ремонт.

Капиталовложения для СКВ со ледохранилищем состоят из стоимости:

- насосного оборудования;
- теплоизоляции;
- теплообменника;
- строительно-монтажных работ.

4.2.1 Расчет капиталовложений для кондиционирования жилой части административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в г. Владивостоке для СКВ с использованием холодохранилища

Ориентировочная стоимость [14] и количество материала для первого типа холодохранилища – ледяной бунт, указаны в таблице 4.2.1.1.

Таблица 4.2.1.1 – Затраты на основное оборудование и материалы для
холодохранилища – ледяной бунт

Стоимость материалов				
Наименование	Кол-во	Ед. изм	Цена, руб	Сумма, руб
1	2	3	4	5
Насос Grundfos TP 40-30/4 A-F-A-BQQE – 98896273	1	шт	40 312	40 312
Полинонор $\delta=0,05$	64	м ²	490	31 360
Песок	3,25	м ³	650	2 123
Пескобетон, 50 кг	260	меш	400	104 000
Пленка	65	м ²	21	1 365
Стальная труба d50	342	м	110	37 620
Стальная труба d70	32	м	150	4 800
			Итого	443 160

Капиталовложения для СКВ с аккумуляцией льда для холодохранилища типа ледяной бунт, с учетом стоимости монтажа и наладки, составили 576 108 рублей.

Ориентировочная стоимость [14] и количество материала для второго типа холодохранилища – теплоизолированное помещение, указаны в таблице 4.2.1.2

Таблица 4.2.1.2 – Затраты на основное оборудование и материалы для
холодохранилища – теплоизолированное помещение

Стоимость материалов				
Наименование	Кол-во	Ед. изм.	Цена, руб	Сумма, руб
1	2	3	4	5
Теплообменник VBR 100-50-3 Water Heating Bat	1	шт	67 634	67 634
Насос Grundfos TP 40-30/4 A-F-A-BQQE – 98896273	1	шт	40 312	40 312
Контейнер High Cube Pallet Wide, 45 футов	1	шт	287 661	287 661
Паллетные фронтальные стеллажи 1500x2600x600	27	шт	7500	202 500
Пластиковые контейнеры 740x650x600	216	шт	2200	475 200
Изопинк 50x600x2400, $\rho=35$ кг/м ³	267	шт	338	90 246
Корабельная доска	129	м ²	260	33 540
			Итого	1 197 093

Капиталовложения для СКВ с аккумуляцией льда, с учетом стоимости монтажа и наладки, составили 1 556 221 рублей.

4.2.2 Расчет капиталовложений для кондиционирования административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в г. Владивостоке для СКВ с использованием холодохранилища

Ориентировочная стоимость [14] и количество материала для холодохранилища – ледяной бунт, указаны в таблице 4.2.2.1.

Таблица 4.2.2.1 – Затраты на основное оборудование и материалы для холодохранилища – ледяной бунт

Стоимость материалов				
Наименование	Кол-во	Ед. изм	Цена, руб	Сумма, руб
1	2	3	4	5
Grundfos NBE 50-200/219 A-F2-A-E-BAQE	1	шт	271 336	271 336
Полинол $\delta=0,05$	187	м ²	490	91 630
Песок	10,4	м ³	650	6 760
Пескобетон, 50 кг	840	меш	400	336 000
Пленка	210	м ²	21	4 410
Стальная труба d110	772	м	183	141 276
Стальная труба d160	60	м	200	12 000
			Итого	863 412

Капиталовложения для СКВ с аккумуляцией льда для холодохранилища типа ледяной бунт, с учетом стоимости монтажа и наладки, составили 1 122 435,6 рублей.

4.3 Расчет технико-экономических показателей

Технико-экономические сравнение систем охлаждения было произведено согласно [15, 16, 17].

Ежегодные эксплуатационные затраты, \mathcal{E}_i , руб./год:

$$\mathcal{E}_i = \mathcal{E}_a + \mathcal{E}_o + \mathcal{E}_T \quad (4.3.1)$$

где \mathcal{E}_a – амортизационные отчисления, руб./год;

\mathcal{E}_o – затраты на ремонт и обслуживание технических средств, руб./год;

\mathcal{E}_T – затраты на потребление энергоресурсов, руб./год;

Амортизационные отчисления:

$$\mathcal{E}_a = K_{\text{осн}} / T_{\text{осн}} \quad (4.3.2)$$

где $K_{\text{осн}}$ – стоимость основного оборудования,

$T_{\text{осн}}$ – срок службы основного оборудования, в расчете принят 10 лет.

Затраты на ремонт и обслуживание технических средств

$$\mathcal{E}_o = 0,01 \cdot (H_o \cdot K_{\text{осн}}) \quad (4.3.3)$$

где H_o – норма годовых затрат на ремонт оборудования, %. На стадии технико-экономического обоснования H_o принимается от 2 до 3 %, для расчетов принято 2,5 %.

Дисконтированная (приведённая, текущая) стоимость — оценка стоимости (текущий денежный эквивалент) будущего потока платежей исходя из различной стоимости денег, полученных в разные моменты времени (концепция временной ценности денег). Денежная сумма, полученная сегодня, обычно имеет более высокую стоимость, чем та же сумма, полученная в будущем. Это связано с тем, что деньги, полученные сегодня, могут принести в будущем доход после их инвестирования.

Дисконтированные затраты, при условии постоянства текущих издержек по годам расчётного периода:

$$ДЗ_i = K_i + \mathcal{E}_{\text{пр}i} \quad (4.3.4)$$

где $\mathcal{E}_{\text{пр}i}$ – приведенные эксплуатационные затраты, т. руб. (эксплуатационные затраты в сравниваемых вариантах приняты без учета их изменения по вариантам за счет налогов на имущество и на прибыль):

$$\mathcal{E}_{\text{пр}i} = \sum \mathcal{E}_i (1 + P_d)^{T-1} \quad (4.3.5)$$

где P_d – средний темп увеличения ежегодных затрат, принят 10%;

T – расчетный срок, лет.

Простой срок окупаемости, лет:

$$T_D = \frac{K}{\mathcal{E}} \quad (4.3.6)$$

где K – инвестиции в проект, руб;

\mathcal{E} – ежегодные эксплуатационные издержки, руб./год.

При расчете эксплуатационных затрат стоимость электроэнергии принималась согласно тарифов на май 2018 г. 1кВт/ч – 3,54 руб.

В таблице 4.3.1 представлены технико-экономические показатели систем охлаждения помещений.

Таблица 4.3.1 - Технико-экономические показатели систем охлаждения помещений

№	Наименование	ед.изм	чиллер-фэнкойл	ледяной бунт	контейнер	
1	2	3	4	5	6	
Капиталовложения						
1	Основное оборудование	руб	1 168 670	443 160	1 197 093	Косн
2	ВСЕГО	руб	1 519 271	576 108	1 556 221	К
Эксплуатационные затраты						
3	Затраты на ремонт и обслуживание	руб/год	29 216,8	11 079	29 927,3	Эо
4	Амортизационные начисления	руб/год	116 867	44 316	119 709,3	Эа
5	Затраты на электроэнергию	руб/год	95 570,1	15 292,8	29 056,3	Эт
6	ВСЕГО	руб/год	241 653,8	70 687,8	178 692,9	Э
Дисконтированные затраты						
7	Приведенные эксплуатационные затраты на 10 лет	руб	569 807,1	166 678,1	421 348,6	Эпр
8	Дисконтированные затраты на 10 лет	руб	2 089 078,1	742 786,1	1 977 569,6	ДЗ
9	Срок окупаемости проекта	лет	6,3	-	8,7	Тд

Капиталовложения, эксплуатационные затраты, дисконтированные затраты за 10 лет службы для сравниваемых вариантов систем охлаждения помещения приведены на диаграммах 4.3.1, 4.3.2 и 4.3.3.

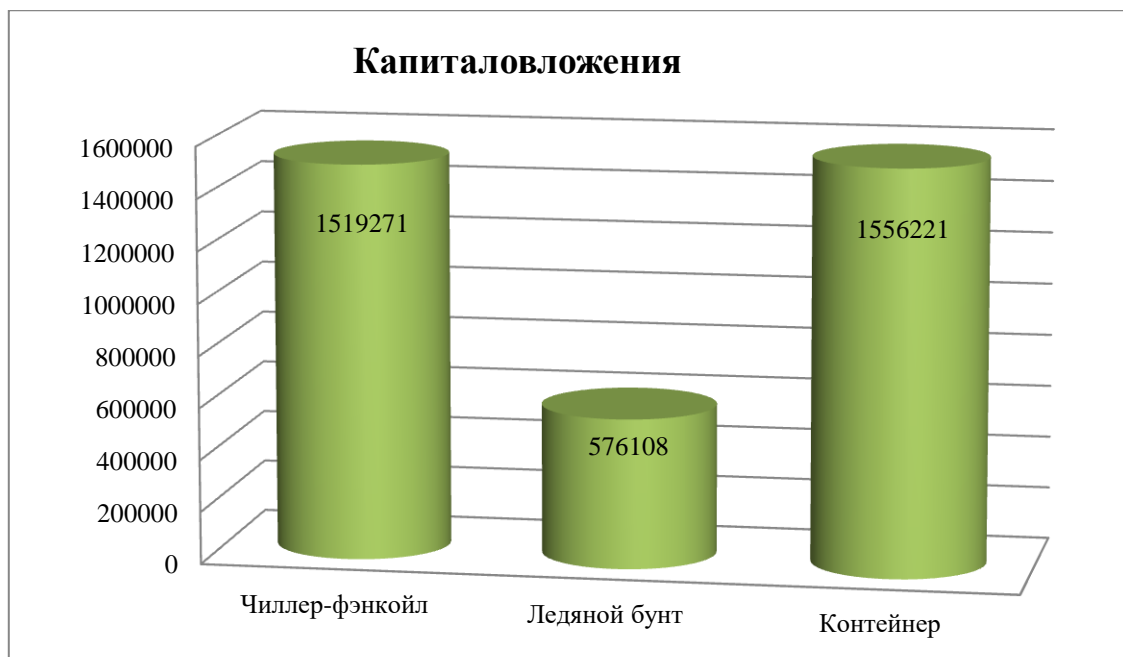


Диаграмма 4.3.1 - Капиталовложения, руб.

Капиталовложения для СКВ с использованием традиционной системы чиллер-фэнкойл на 164% больше, чем для системы кондиционирования воздуха - ледяной бунт, но на 2,4% меньше, чем для системы – контейнер со льдом.

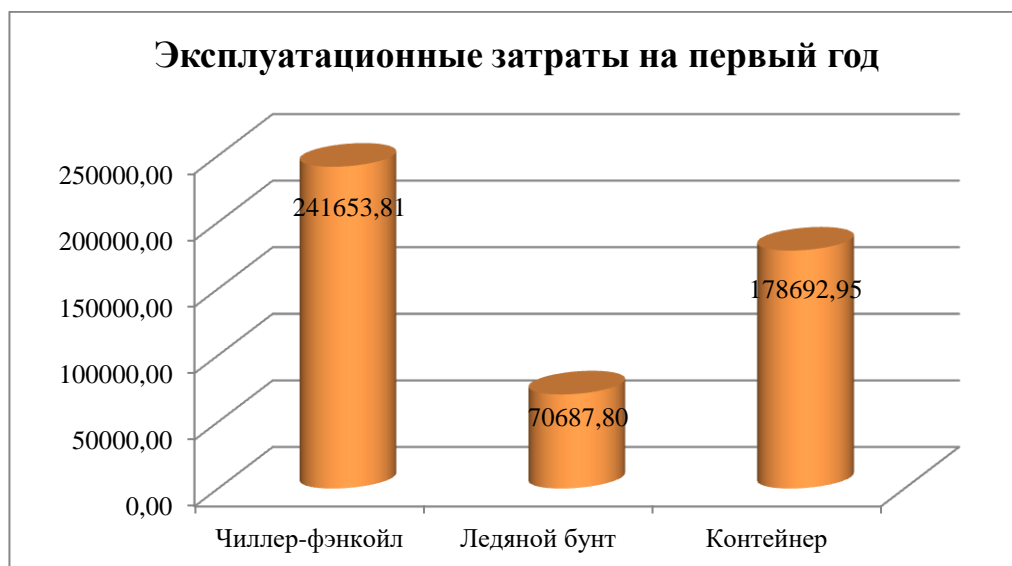


Диаграмма 4.3.2 - Эксплуатационные затраты за первый год работы систем, руб.

Эксплуатационные затраты за первый год работы для системы кондиционирования воздуха – ледяной бунт являются наименьшими по

сравнению с традиционной системой (на 71%) и системой – контейнер со льдом (на 60%).

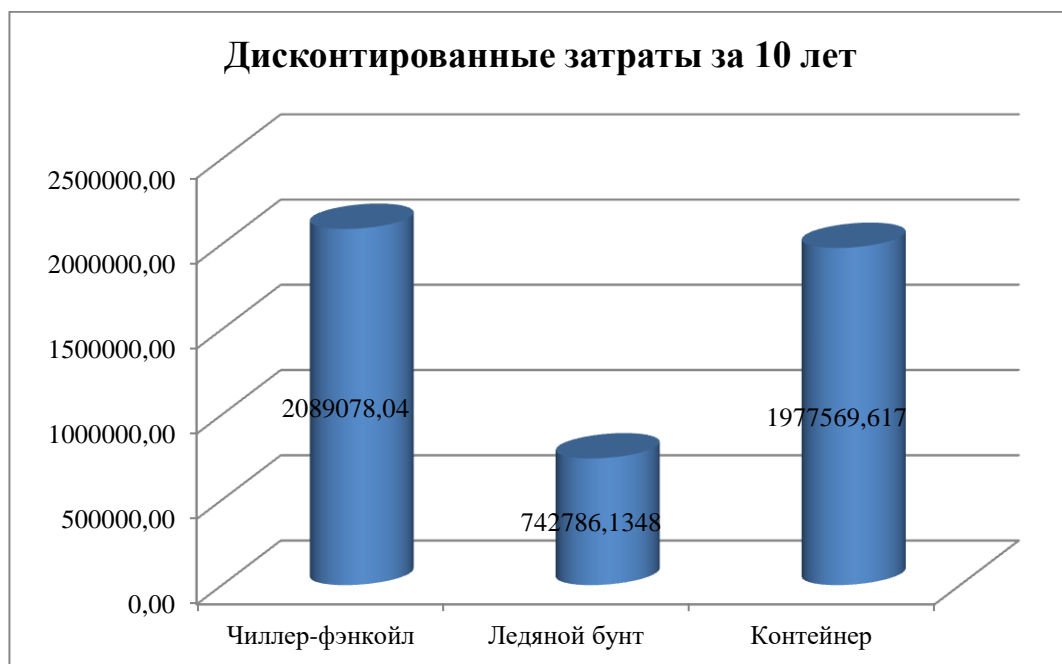


Диаграмма 4.3.2 - Дисконтированные затраты за 10 лет эксплуатации систем, руб.

Дисконтированные затраты за 10 лет эксплуатации систем являются наименьшими для СКВ с использованием аккумуляции естественного холода типа ледяной бунт.

4.4 Выводы

На основании произведенных технико-экономических расчетов можно сделать вывод о предпочтительном использовании системы кондиционирования воздуха с сезонным аккумулятором естественного холода типа ледяной бунт в качестве СКВ.

5 Экспериментальное определение коэффициентов теплоотдачи от охлаждаемого воздуха к поверхности льда

При прохождении воздуха через холодохранилище происходит прямой контакт воздуха со льдом. По мере прохождения воздуха через холодохранилище с ним происходят процессы тепло- и влагообмена, охлаждаясь, он отдает свою теплоту льду, который переходит в жидкую фазу – талую воду.

На поверхности льда при контакте с теплым воздухом образуется тонкий слой воды, поэтому теплообмен с воздухом происходит на границе воздух-вода. Обычно предполагают, что тонкий слой воздуха на поверхности воды оказывается полностью насыщенным водяными парами, а его температура равна температуре воды. Состояние воздуха в этом слое можно определить по температуре воды, считая его относительную влажность ϕ , равной 100 %. При таком предположении процесс тепло- и влагообмена между воздухом и водой можно рассматривать как процесс смешения основного потока воздуха с насыщенным воздухом в тонком слое, контактирующем с водой (Рисунок 5.1).

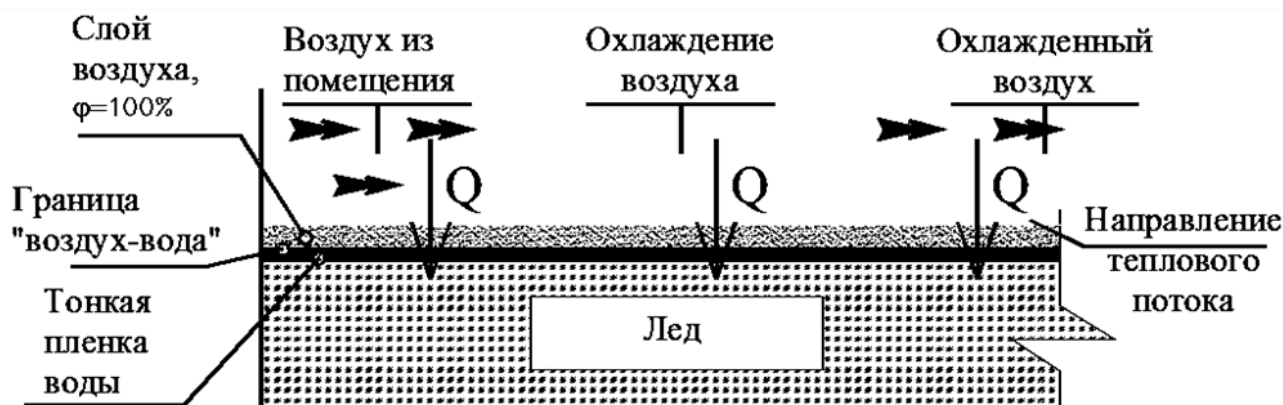


Рисунок 5.1 – Процесс охлаждения воздуха при соприкосновении со льдом

В зависимости от начальных параметров состояния воздуха, может быть несколько характерных процессов изменения термодинамических параметров воздуха (рисунок 5.2).

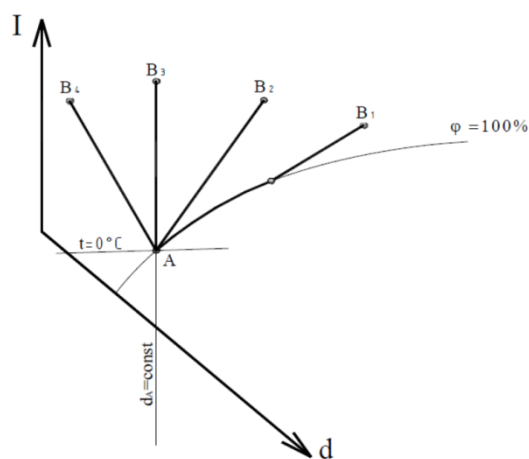


Рисунок 5.2 – I-d диаграмма характерных процессов тепло- и влагообмена воздуха с водяной пленкой на поверхности льда при различных начальных состояниях воздуха

Процесс В3-А идет при постоянном влагосодержании $d = 3,8$ г/кг. Воздух не осушается и не увлажняется, изменяется только его температура (сухое охлаждение).

Точка В4 характеризует состояние теплого, сухого воздуха с $d < 3,8$ г/кг. При соприкосновении потока воздуха с пленкой воды на поверхности льда происходит охлаждение и увлажнение воздуха. Тепло воздуха идет на нагрев и испарение талой воды.

В идеальном случае воздух, поступающий в холодохранилище, может охладиться до $t = 0$ °С. Фактически процесс охлаждения воздуха заканчивается на температуре выше 0 °С. Параметры воздуха, уходящего из холодохранилища, зависят от интенсивности теплообмена, площади соприкосновения со льдом или снегом и расхода воздуха.

В льдохранилище параметры влажного воздуха определяются температурой водяной пленки, которая в свою очередь равна температуре плавления пресного льда – 0 °С. При этом влагосодержание насыщенного воздуха равно $3,8$ г/кг, а его теплоемкость $1,0118$ кДж/(кг·К).

Согласно [5], коэффициенты влагоперехода и теплоотдачи связаны между собой соотношением Льюиса [23]:

$$c_e = \frac{\alpha}{\beta_d} \quad (5.1)$$

где c_e - теплоёмкость воздуха, кДж/(кг·К);

β_d – коэффициент влагоперехода, кг/(с·м²);

α – коэффициент теплоотдачи Вт/(м²·К).

Для определения численных значений коэффициентов теплоотдачи и влагоперехода был проведен физический эксперимент.

5.1 Цели и содержание эксперимента

Проведен эксперимент, целью которого являлось уточнение значения коэффициента теплоотдачи на границе поверхность льда – воздушный поток. Эксперимент проведенный ранее в [6] происходил в условиях неравномерного воздушного потока. В экспериментальной установке были заменены воздухораспределители, что обеспечило большую скоростную равномерность воздушного потока.

Физический эксперимент по исследованию процесса теплообмена при контакте потока воздуха со льдом проводился в закрытой лаборатории при температуре воздуха внутри $t_1=22,5^\circ\text{C}$ и $24,4^\circ\text{C}$, относительной влажности $\gamma_1 = 18,1\%$ и $18,4\%$ соответственно (эксперимент проводился в 2 дня).

Физический эксперимент по исследованию процесса теплообмена при контакте потока воздуха со снегом проводился в закрытой лаборатории при температуре воздуха внутри $t_1=25,2^\circ\text{C}$ и $25,3^\circ\text{C}$, относительной влажности $\gamma_1=21,7\%$ и $18,9\%$ соответственно (эксперимент проводился в 2 дня).

Эксперимент проводился в следующем порядке. В закрытый стеклянный короб помещался контейнер со льдом. Воздух нагнетался с помощью вентилятора. Изменяя начальную температуру воздуха с помощью калорифера в диапазоне $25-35^\circ\text{C}$ и расход воздуха заслонкой на выходе из стеклянного короба в точке снимались параметры: температура воздуха на выходе t_2 и относительная влажность на выходе γ_2 .

Для каждого расхода воздуха и температуры на входе количество проводимых измерений составило 4.

5.2 Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка, представленная на рисунках 5.2.1, 5.2.2, состоит из стеклянного короба размерами 880x285x480 мм, обшитого теплоизоляционными листами ПСБС, толщиной 50 мм. Внутри контейнера установлены два воздухораспределителя, обтянутых тканью, на входе и выходе, конструкция которых позволяет равномерно распределять воздух в установке (рисунок 5.2.3) и контейнер размерами 656x173x70 мм со льдом (снегом), имеющем температуру на поверхности льда 0 °С.

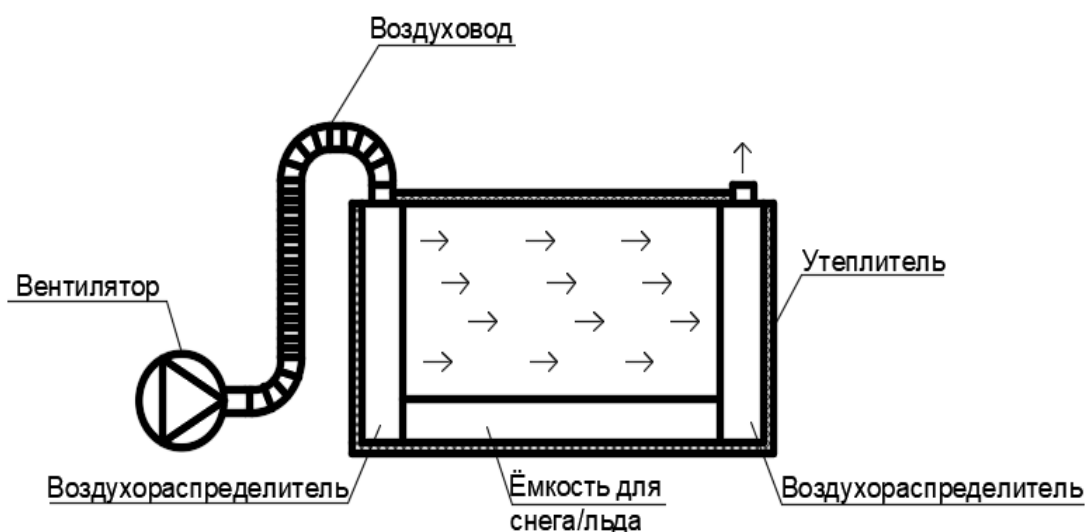


Рисунок 5.2.1 – Схема экспериментальной установки



Рисунок 5.2.2 – Общий вид экспериментальной установки (фронтальная теплоизолированная панель снята со стеклянного контейнера)

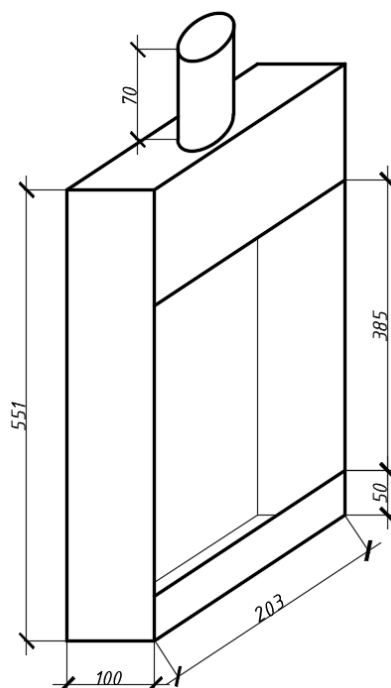


Рисунок 5.2.3 – Общий вид воздухораспределителя

Для подачи воздуха установлен центробежный вентилятор ВК-100Б, заслонка для регулирования расхода потока воздуха. Для нагрева подающего воздуха из соображений приведения установки к реальным температурным параметрам наружного воздуха в теплый период года установлен калорифер фирмы KORF ELK 100/1.5 (рисунок 5.2.4). Так же от заслонки до короба установлен гофрированный круглый воздуховод.

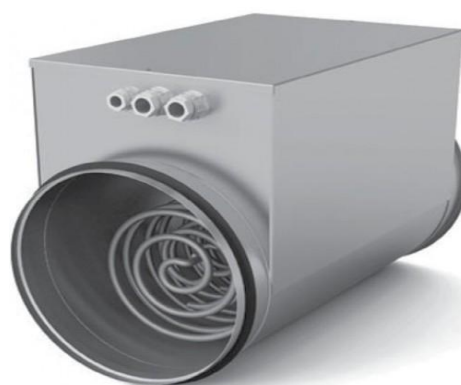


Рисунок 5.2.4 – Калорифер KORF ELK 100/1.5

Работа вентилятора и калорифера регулируется автоматически. Установлен датчик температуры после вентилятора, пульт установки температуры нагрева калорифера. Управление работой установки

осуществляется через шкаф автоматики фирмы KORF SHUT 9-11 (рисунок 5.2.5).



Рисунок 5.2.5 - Шкаф автоматики KORF SHUT 9-11

Для замеров параметров наружного и выходящего из установки воздуха использовался термогигрометр ИВТМ-7 М (рис. 5.2.6) и подключенный к нему преобразователь ИПВТ – 03, предназначенный для измерения относительной влажности и температуры в замкнутых объемах (рис. 5.2.7).



Рисунок 5.2.6 - Термогигрометр ИВТМ-7 М

Термогигрометр предназначен для непрерывного (круглосуточного) измерения и регистрации относительной влажности и температуры воздуха.



Рисунок 5.2.7 - Преобразователь ИПВТ – 03

Преобразователь ИПВТ-03-06-3В-М16-500 предназначен для измерения относительной влажности и температуры в замкнутых объемах.

Для определения скорости воздушного потока используется цифровой термоанемометр AV9201 (рис. 5.1.8).



Рисунок 5.1.8 - Термоанемометр AV9201

5.3 Анализ результатов эксперимента

Экспериментальные данные приведены в приложении К.

Скорость воздушного потока в стеклянном контейнере определена следующим образом:

$$V_{\text{к}} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot V_{\text{вых}}}{4 \cdot F_{\text{к}}}$$

(5.3.1)

где D – внутренний диаметр воздуховода в точке замера скорости воздуха, м;

$V_{\text{вых}}$ – скорость воздуха на выходе из стеклянного контейнера, м/с;

$F_{\text{к}}$ – площадь свободного сечения стеклянного контейнера, через которое продувался воздух, м².

Коэффициент теплоотдачи от воздушного потока к поверхности льда α :

$$\alpha = \frac{1000 \cdot c_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot (t_{\text{вых}} - t_{\text{во}}) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot V_{\text{вых}}}{(t_{\text{л}} - t_{\text{сн}}) \cdot F_{\text{к}}}, \quad (5.3.2)$$

где $c_{\text{в}}$ - теплоёмкость воздуха, кДж/(кг·К); $\rho_{\text{в}}$ - плотность воздуха, кг/м³; $t_{\text{вых}}$ – температура воздушного потока на выходе из стеклянного контейнера, °С; $t_{\text{л}}$ – температура льда, принята 0°С; $t_{\text{во}}$ – температура воздушного потока на входе в стеклянный контейнер, °С; $t_{\text{сн}}$ – средняя температура воздушного потока внутри стеклянного контейнера, °С:

$$t_{\text{сн}} = \frac{(t_{\text{вых}} - t_{\text{во}})}{2}, \quad (5.3.3)$$

Для каждого опыта вычислялось среднее арифметическое значение параметра оптимизации:

$$\bar{\alpha}_j = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n \alpha_{ju}, \quad (5.3.4)$$

где n – количество параллельных опытов.

Для каждого опыта определялась дисперсия s_j^2 :

$$s_j^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{u=1}^n (\alpha_{ju} - \bar{\alpha}_j)^2, \quad (5.3.5)$$

Проверялась гипотеза однородности дисперсий s_j^2 опытов, используя критерий Кохрена:

$$G_p = \frac{s_{\text{max}}^2}{\sum_{j=1}^N s_j^2}, \quad (5.3.6)$$

где N – число опытов.

Дисперсии однородны, так как значение критерия Кохрена составило 0,101, что меньше значения критерия Кохрена равного 0,138, соответствующего 5% уровню значимости [74].

Определены числа Рейнольдса и Нуссельта:

$$Re = \frac{V_{\text{к}} \cdot l}{\nu} \quad (5.3.7)$$

$$Nu = \frac{\bar{\alpha}_j \cdot l}{\lambda} \quad (5.3.8)$$

где l - длина контакта воздушного потока со льдом - 0,654 м;

ν – кинематическая вязкость воздуха, Па·с:

$$\nu = \nu_0 \cdot \frac{273+C}{T_{\text{вн}}+C} \cdot \left(\frac{T_{\text{вн}}}{273}\right)^{2/3}, \quad (5.3.9)$$

где ν_0 – динамическая вязкость воздуха при 0°С, Па·с, табл. 1 - 6 [25];

C – постоянная, зависящая от рода газа, табл. 1- 6 [25];

λ – теплопроводность воздуха, Вт/(м·К), [4]:

$$\lambda = 10^{-3} \cdot (-0,9474 + 11,961 \cdot \left(\frac{T_{\text{вн}}}{100}\right) - 2,3632 \cdot \left(\frac{T_{\text{вн}}}{100}\right)^2 + 0,8406 \cdot \left(\frac{T_{\text{вн}}}{100}\right)^3 - 0,1747 \cdot \left(\frac{T_{\text{вн}}}{100}\right)^4 + 1,904 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{T_{\text{вн}}}{100}\right)^5 - 1,035 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{T_{\text{вн}}}{100}\right)^6 + 2,228 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{T_{\text{вн}}}{100}\right)^7 \quad (5.3.10)$$

Значения чисел Рейнольдса и Нуссельта, рассчитанные по экспериментальным данным, приведены в таблице 5.3.1, 5.3.2.

Таблица 5.3.1 – Значения чисел Рейнольдса и Нуссельта льда при температуре воздуха в лаборатории +22,5 °С

Номер опыта	$\bar{\alpha}_j$	λ , Вт/(м·К)	ν , Па·с	V_k , м/с	Nu	Re	lnNu	lnRe
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	262,78	0,026017	0,00001835675	0,47	6625,82	16738,72	8,80	9,73
2	139,85	0,025856	0,00001825999	0,33	3548,22	11824,67	8,17	9,38
3	53,27	0,025804	0,00001822905	0,19	1354,26	6768,42	7,21	8,82
4	180,53	0,026049	0,00001837570	0,46	4546,35	16592,33	8,42	9,72
5	75,73	0,025892	0,00001828198	0,33	1918,59	11680,66	7,56	9,37
6	81,06	0,025704	0,00001816887	0,14	2068,74	4962,54	7,63	8,51
7	132,34	0,026070	0,00001838814	0,46	3329,98	16581,11	8,11	9,72
8	172,99	0,025820	0,00001823857	0,28	4395,10	10017,24	8,39	9,21
9	57,23	0,025712	0,00001817424	0,14	1459,99	5026,35	7,29	8,52
10	235,82	0,026016	0,00001835615	0,42	5946,19	14994,24	8,69	9,62
11	122,54	0,025847	0,00001825463	0,28	3110,01	10138,40	8,04	9,22
12	52,50	0,025729	0,00001818437	0,09	1338,59	3392,53	7,20	8,13
13	158,79	0,026058	0,00001838103	0,42	3997,61	14909,40	8,29	9,61
14	54,41	0,025971	0,00001832888	0,28	1374,37	10097,34	7,23	9,22
15	51,32	0,025769	0,00001820821	0,09	1306,51	3388,08	7,18	8,13
16	86,95	0,026095	0,00001840293	0,42	2185,91	14956,13	7,69	9,61
17	147,15	0,025820	0,00001823857	0,24	3738,69	8521,16	8,23	9,05
18	34,38	0,025818	0,00001823738	0,09	873,58	3382,67	6,77	8,13
19	212,73	0,026010	0,00001835260	0,37	5365,20	13381,08	8,59	9,50
20	100,88	0,025852	0,00001825761	0,24	2559,80	8447,29	7,85	9,04

1	2	3	4	5	6	7	8	9
21	21,67	0,025842	0,00001825166	0,09	550,20	3380,02	6,31	8,13
22	145,07	0,026052	0,00001837748	0,38	3652,82	13427,51	8,20	9,51
23	64,97	0,025916	0,00001829623	0,24	1644,44	8559,15	7,41	9,05
24	28,85	0,025763	0,00001820464	0,05	734,70	1824,71	6,60	7,51
25	81,05	0,026085	0,00001839702	0,38	2038,42	13413,25	7,62	9,50
26	109,67	0,025853	0,00001825820	0,19	2782,94	6757,62	7,93	8,82
27	18,56	0,025801	0,00001822727	0,05	471,89	1822,45	6,16	7,51
28	190,11	0,025998	0,00001834548	0,33	4796,88	11704,90	8,48	9,37
29	76,61	0,025872	0,00001827009	0,19	1942,40	6753,22	7,57	8,82
30	11,15	0,025827	0,00001824274	0,05	283,12	1755,87	5,65	7,47

Таблица 5.3.2 – Значения чисел Рейнольдса и Нуссельта снега при температуре воздуха в лаборатории +25,2 °С

Номер опыта	$\bar{\alpha}_j$	λ , Вт/(м·К)	ν , Па·с	V_k , м/с	Nu	Re	lnNu	lnRe
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	242,51	0,026060	0,00001838222	0,47	6104,66	16715,53	8,72	9,72
2	153,86	0,025809	0,00001823203	0,32	3910,81	11647,59	8,27	9,36
3	72,87	0,025771	0,00001820940	0,19	1854,93	6840,88	7,53	8,83
4	142,50	0,026146	0,00001843369	0,47	3575,37	16797,57	8,18	9,73
5	107,32	0,025884	0,00001827722	0,32	2719,95	11553,88	7,91	9,35
6	76,38	0,025796	0,00001822429	0,14	1942,37	5012,55	7,57	8,52
7	88,06	0,026222	0,00001847916	0,47	2202,94	16692,03	7,70	9,72
8	198,96	0,025744	0,00001819331	0,28	5069,67	10042,16	8,53	9,21
9	47,26	0,025871	0,00001826950	0,14	1198,40	4935,20	7,09	8,50
10	282,62	0,025912	0,00001829386	0,42	7154,98	14980,45	8,88	9,61
11	137,22	0,025799	0,00001822607	0,28	3489,18	10154,29	8,16	9,23
12	53,69	0,025796	0,00001822429	0,09	1365,36	3320,00	7,22	8,11
13	172,83	0,026024	0,00001836089	0,42	4356,63	14990,37	8,38	9,62
14	103,05	0,025853	0,00001825820	0,28	2614,77	10136,42	7,87	9,22
15	53,69	0,025796	0,00001822429	0,09	1365,36	3320,00	7,22	8,11
16	102,66	0,026115	0,00001841536	0,42	2578,78	14881,61	7,86	9,61
17	161,77	0,025769	0,00001820821	0,24	4118,11	8535,37	8,32	9,05
18	34,97	0,025844	0,00001825285	0,09	887,78	3379,80	6,79	8,13
19	253,37	0,025906	0,00001829030	0,37	6416,00	13296,93	8,77	9,50
20	115,50	0,025798	0,00001822548	0,24	2936,92	8527,28	7,99	9,05
21	25,07	0,025887	0,00001827901	0,09	635,35	3374,96	6,45	8,12
22	158,87	0,026011	0,00001835319	0,37	4006,75	13380,64	8,30	9,50
23	89,73	0,025837	0,00001824869	0,24	2278,29	8451,42	7,73	9,04

1	2	3	4	5	6	7	8	9
24	25,61	0,025847	0,00001825463	0,05	650,03	1754,72	6,48	7,47
25	112,03	0,026084	0,00001839642	0,37	2817,47	13284,71	7,94	9,49
26	127,77	0,025777	0,00001821298	0,19	3251,61	6839,54	8,09	8,83
27	17,42	0,025859	0,00001826177	0,05	441,84	1754,04	6,09	7,47
28	210,17	0,025936	0,00001830811	0,32	5315,78	11599,19	8,58	9,36
29	90,85	0,025802	0,00001822786	0,19	2309,88	6768,86	7,74	8,82
30	11,05	0,025911	0,00001829326	0,05	279,81	1621,31	5,63	7,39

В общем случае, зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса при вынужденной конвекции [26]:

$$Nu = z \cdot Re^{n_1}, \quad (5.3.11)$$

где z и n_1 – постоянные, определенные опытным путем.

$$n_1 = \frac{\ln Nu_2 - \ln Nu_1}{\ln Re_2 - \ln Re_1} \quad (5.3.12)$$

В графическом виде зависимость $\ln Nu$ от $\ln Re$ для экспериментальных данных представлена на графике 5.3.1. Эксперимент, описанный выше, проведен в лаборатории при температурах воздуха 22,5°C и 25,2°C. Полученные данные свидетельствуют о хорошей воспроизводимости результатов эксперимента и достаточной теплоизоляции экспериментальной установки. Аналогичный эксперимент проведен для источника холода – снега.

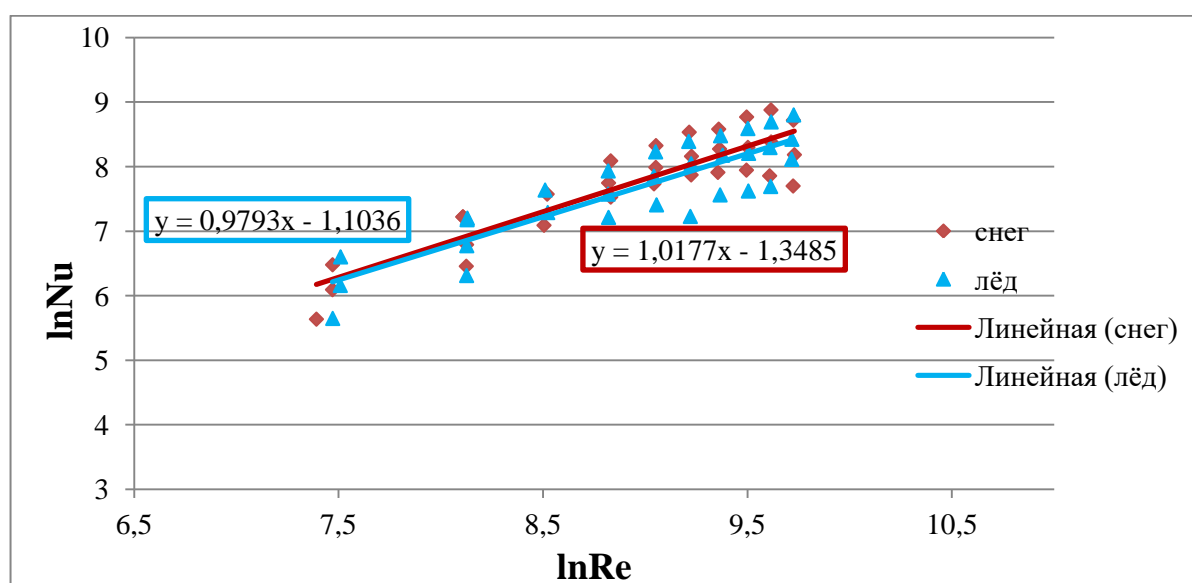


График 5.3.1 - Зависимость $\ln Nu$ от $\ln Re$ для экспериментальных данных

Согласно проведенному анализу опытных данных:

- зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса:

$$\text{для льда } Nu = 0,2506 \cdot Re^{1,018} \quad (5.3.13)$$

$$\text{для снега } Nu = 0,3887 \cdot Re^{0,979} \quad (5.3.14)$$

при $2000 < Re < 20000$;

- значения коэффициента теплоотдачи, посчитанные по зависимости, выраженной из найденного теоретически уравнения (5.3.15) при $t_{\text{насыщ}} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ (5.3.16):

$$t_{\text{в}} = t_{\text{насыщ}} + (t_{\text{во}} - t_{\text{насыщ}}) \cdot e^{\frac{F \cdot \alpha}{G_{\text{в}} \cdot C_{\text{в}}}} \quad (5.3.15)$$

$$\alpha = -\ln \frac{t_{\text{в}}}{t_{\text{во}}} \cdot \frac{G_{\text{в}} \cdot C_{\text{в}}}{F} \quad (5.3.16)$$

совпадают с экспериментальными значениями α .

Зависимости (5.3.13) – (5.3.16) позволяют рассчитать изменения параметров воздуха в процессе теплообмена между охлаждаемым потоком воздуха и льдом или снегом в зависимости от начальной температуры и влажности охлаждаемого воздуха, площади теплообмена и скорости воздушного потока.

Для анализа результатов эксперимента описанного выше и эксперимента, проведенного ранее Тарасовой Е.В. в 2013 году [6], графики для аналогичных источников холода сведены в единые (графики 5.3.2, 5.3.3).

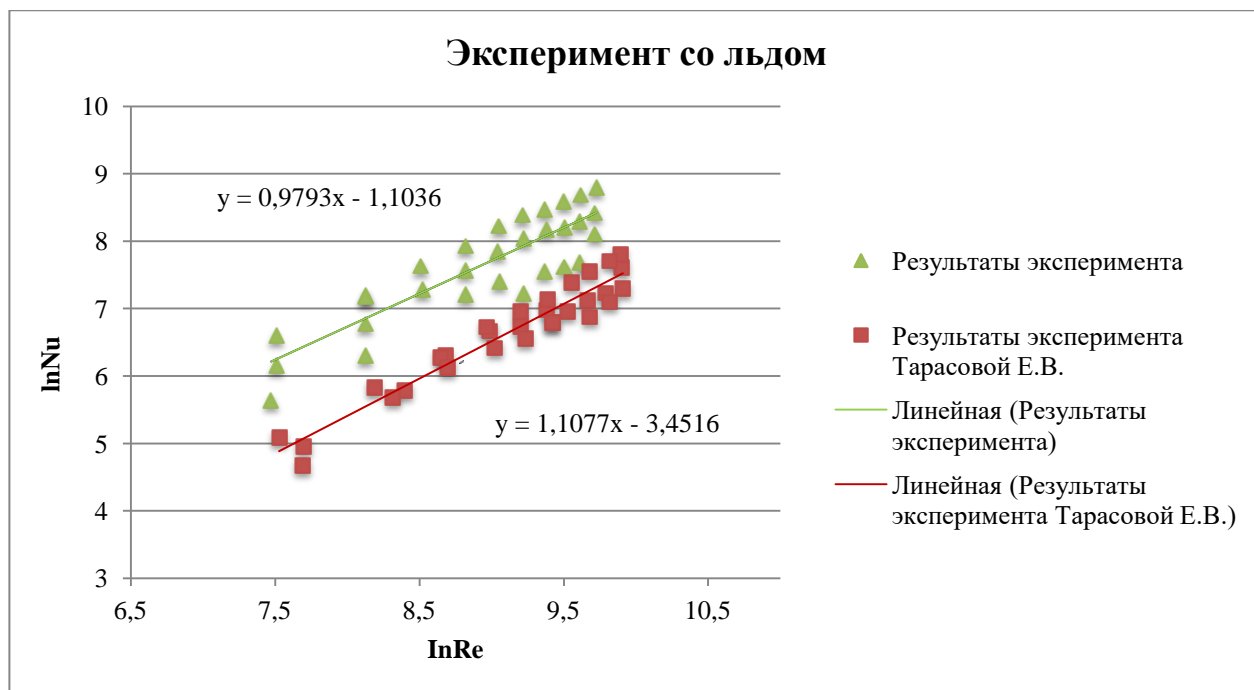


График 5.3.2 – Зависимость $\ln Nu$ от $\ln Re$ для экспериментальных данных

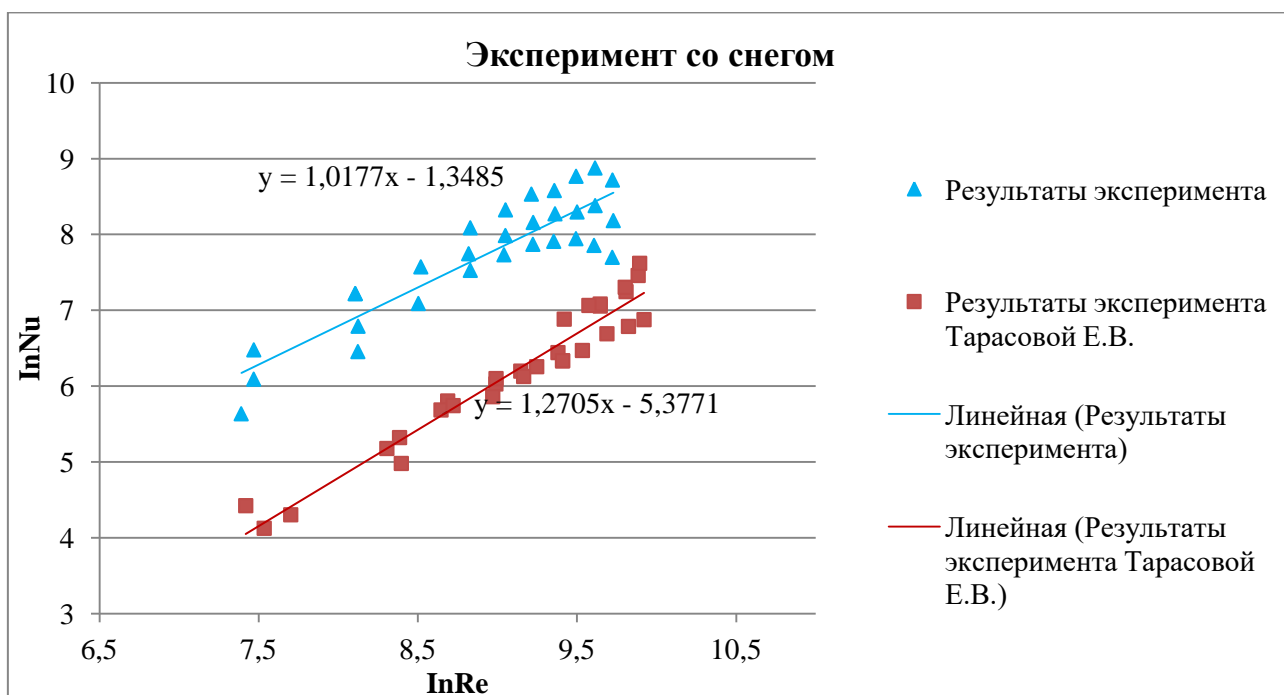


График 5.3.3– Зависимость $\ln Nu$ от $\ln Re$ для экспериментальных данных

Проанализировав графики, можно сделать вывод, что в обоих случаях при одинаковом значении $\ln Re$ значение $\ln Nu$ выше для эксперимента, описанного в данной работе, что говорит о более интенсивном конвективном теплообмене. Перенос тепла, осуществляемый потоком воздуха, происходит быстрее, чем в ранее опубликованных зависимостях [6].

5.4 Выводы

На основе приведённой модели получены расчётные зависимости термодинамических параметров воздуха в процессе теплоотдачи при непосредственном контакте потока воздуха со льдом или снегом в зависимости от начальной температуры и влажности воздуха, площади контакта, скорости воздушного потока.

При обработке и анализе результатов проведённого исследования определены зависимости диффузионного числа Нуссельта от числа Рейнольдса для расчёта коэффициента теплоотдачи. Диапазон чисел Рейнольдса соответствует скоростям воздуха в холодохранилищах.

Заключение

В данной работе представлен проект системы кондиционирования и вентиляции воздуха жилой части административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» расположенного в г. Владивосток, о. Русский, ул. Воеводы, 20.

В первой главе выполнен обзор зарубежного опыта использования холодохранилищ для охлаждения воздуха с экономической точки зрения. Анализ подтвердил экономическую целесообразность использования аккумуляции снега или льда в системах кондиционирования воздуха.

Во второй главе выполнен расчет системы вентиляции жилой части санатория-профилактория.

Для системы вентиляции жилой части санатория-профилактория применены приточно-вытяжные установки Save VSR 500 (88550) Systemair. Для раздачи воздуха используются диффузоры ДПУ-М круглой формы, решетки 4АПН с камерами статического давления ЗКСД и решетки АДН с камерами статического давления 1КСД.

Для вспомогательных помещений выполнен расчет воздухообмена по нормативной кратности, аэродинамический расчет вентиляции с механическим побуждением, подобраны вытяжные решетки и крышные вентиляторы.

Кондиционирование жилой части осуществляется с помощью системы чиллер-фэнкойл. Применяется чиллер Ballu Machine с воздушным охлаждением ВМСW 14 CS 14,4 кВт и фэнкойлы компании Daikin, модели FVT02-06CT06, FVT02-06CT02, FVT02-06CT04.

В третьей главе для определения характеристик нетрадиционного источника холода - холодохранилища произведен расчет годового расхода холода, параметров холодохранилища и теплообменного аппарата. Годовой расход холода составил 12 784 МДж/г.

Рассмотрены два варианта холодохранилищ – ледяной бунт и контейнер со льдом.

В четвертой главе произведен технико-экономический анализ рассчитанных системы кондиционирования воздуха. Приведены расчеты капиталовложений и эксплуатационных затрат.

Капиталовложения для системы кондиционирования воздуха с естественной аккумуляцией холода – холодохранилища типа ледяной бунт оказались наименьшими, по сравнению с холодохранилищем типа контейнер со льдом и традиционной системой чиллер-фэнкойл.

На основании выполненных расчетов, можно сделать вывод о предпочтительном использовании системы кондиционирования воздуха с сезонным аккумулятором естественного холода в качестве СКВ.

Список литературы

1. Kjell Skogsberg. Seasonal Snow Storage for Space and Process Cooling. Doctoral Thesis, 2005 – 195 стр.
2. Halime Ö. Paksoy. Thermal
3. Energy Storage for Sustainable Energy Consumption – 447 стр.
4. Коваленко Т.С. Выпускная квалификационная работа «Разработка проекта системы кондиционирования воздуха с использованием традиционных и нетрадиционных источников холода в жилом комплексе г. Владивостока», 2017 год - 105 стр.
5. Варгафтик, Н.Б. Справочник по теплопроводности жидкостей и газов / Н.Б. Варгафтик, Л.П. Филиппов, А.А. Тарзиманов, Е.Е. Топкий. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 352 с. ISBN 5-283-00139-3.
6. Тарасова Е.В. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук «Системы кондиционирования воздуха с сезонными аккумуляторами естественного холода», [Место защиты: Тюменский государственный архитектурно-строительный университет]. 2013 год – 151 стр.
7. Пособие 9.91 к СНиП 2.04.05-91 Годовой расход энергии системами отопления, вентиляции и кондиционирования: Ордена трудового красного знамени арендное предприятие промстройпроект - М.: Промстройпроект, 1993.
8. Белова Е.М. Системы кондиционирования воздуха с чилерами и фэнкойлами. ЕВРОКЛИМАТ, 2003, 400 с.
9. ГОСТ 25449-82* (СТ СЭВ 3033-81) Теплообменники водо-водяные и пароводяные. Типы, основные параметры и размеры (с изменением №1)
10. Патент РФ на изобретение №2411418. Тарасова Е.В., Штым А.С., Королева Е.А., Кузьменко А.С., Румянцев Н.С. Система охлаждения помещений и оболочка для кусков льда теплоизолированной камеры для льда такой системы. Зарегистрировано в гос. Реестре изобретений

- 05.11.2009, Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам.
11. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. – М.: Евроклимат, 2006. – 640с.: ил. – (Библиотека климатехника).
 12. Подбор чиллера [Электронный ресурс] / Общество с Ограниченной Ответственностью «Русклимат» - Режим ограниченного доступа: <http://podbor.rusklimat.ru>
 13. Подбор теплообменника [Электронный ресурс] / Общество с Ограниченной Ответственностью «SystemAir» - Режим доступа: <https://www.systemair.com>
 14. Подбор насоса [Электронный ресурс] / Общество с Ограниченной Ответственностью «Grundfos product center» – Режим доступа: <http://product-selection.grundfos.com>
 15. Стоимость материалов для холодохранилища [Электронный ресурс] / Общество с Ограниченной Ответственностью «ФарПост». – Режим доступа: <http://vladivostok.farpost.ru>
 16. Богуславский А.Д. Экономика теплогазоснабжения и вентиляции / А.Д. Богуславский, А.А. Симонова, М.Ф. Митин. - М.: Стройиздат 1988 – 351 с.
 17. Симонова А.А. Экономика систем инженерного оборудования / А.А.Симонова – М.: Стройиздат 1990. – 344 с.
 18. Рекомендации по оценке экономической эффективности инвестиционного проекта теплоснабжения. Общие положения: Р НП «АВОК» 5-2006 - М.: ООО ИИП АВОК-ПРЕСС- 2006 – 24 с.
 19. Свод правил: СП 131.13330.2012 Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99*. Минрегионразвития РФ 2012 г.
 20. ГОСТ 30494-96 Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. – Введ. 1999 г.

- 21.Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч.3: Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн.2 / Б.В. Баркалов, Н.Н. Павлов, С.С. Амирджанов и др.
22. СП 51.13330.2011 Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003 (с Изменением N 1).
23. Пакет программ для расчета систем отопления, вентиляции и тепловых расчетов [Электронный ресурс] / «ПОТОК Разработка программного обеспечения» – Режим ограниченного доступа: <http://www.potok.ru/>
24. Богословский, В.Н. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение /В. Н. Богословский, О. Я. Кокорин, Л. В. Петров. – М: Строиздат, 1985 г. – 367 с.
25. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. Перевод с английского Е.Г. Коваленко, под редакцией Н.П. Бусленко / Шенк Х. -М.: издательство «Мир», 1972. – 381с.
26. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с. ISBN 5-217-00393-6.
27. Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена: Учеб. Пособие для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. /В.А. Осипова. – М.: Энергия, 1979. – 320 с.

Оглавление

Введение.....	3
1 Обзор экономических показателей современных систем кондиционирования воздуха с использованием естественных источников холода	6
1.1 Выводы.....	16
2 Проектирование системы кондиционирования воздуха для жилой части административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в г. Владивостоке	18
2.1 Исходные данные на проектирование	18
2.1.1 Расчетные параметры наружного воздуха	18
2.1.2 Расчетные параметры внутреннего воздуха	18
2.2 Расчет выделений вредностей	19
2.2.1 Тепловой баланс.....	22
2.3 Расчет воздухообмена.....	22
2.4 Подбор воздухораспределителей	23
2.5 Аэродинамический расчет воздушных сетей.....	27
2.6 Построение процессов обработки воздуха на I-d диаграмме	30
2.7 Подбор фэнкойла.....	31
2.7.1 Расчет уровня звукового давления в помещении в расчетной точке.....	33
2.8 Расчет и подбор чиллера	36
2.9 Гидравлический расчет трубопроводов системы холодоснабжения фэнкойлов	36
2.10 Выводы	39
3. Расчет нетрадиционных источников холода для системы кондиционирования воздуха для жилой части административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в г. Владивостоке	40

3.1. Расчет годового расхода холода	40
3.2. Расчет холодохранилища	42
3.2.1 Расчет холодохранилища для кондиционирования жилой части административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в г. Владивостоке	42
3.2.2 Расчет теплообменного аппарата для кондиционирования жилой части	43
3.2.3 Расчет холодохранилища для кондиционирования административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в г. Владивостоке	48
3.2.4 Расчет теплообменного аппарата для кондиционирования административно-приемного корпуса санатория-профилактория	49
3.3 Выводы	51
4. Технико-экономический анализ систем кондиционирования воздуха .	53
4.1. Расчет капиталовложений для кондиционирования жилой части административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в г. Владивостоке для СКВ с использованием чиллера.....	53
4.2 Расчет капиталовложений для системы кондиционирования воздуха с использованием холодохранилища	54
4.2.1 Расчет капиталовложений для кондиционирования жилой части административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в г. Владивостоке для СКВ с использованием холодохранилища.....	54
4.2.2 Расчет капиталовложений для кондиционирования административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в г. Владивостоке для СКВ с использованием холодохранилища	56
4.3 Расчет технико-экономических показателей	56
4.4 Выводы	60

5 Экспериментальное определение коэффициентов теплоотдачи от охлаждаемого воздуха к поверхности льда.....	61
5.1 Цели и содержание эксперимента.....	63
5.2 Описание экспериментальной установки.....	64
5.3 Анализ результатов эксперимента.....	67
5.4 Выводы.....	74
Заключение.....	75
Список литературы.....	77
Приложения.....	Ошибка! Закладка не определена.

Приложение А.

Таблица А.1 – Аэродинамический расчет воздушных сетей

N участка	L, м ³ /ч	l, м	d, мм	a, мм	h, мм	dэ, мм	F, м ²	v, м/с	R, Па/м	b _{шт}	R·b _{шт} ·l	Сум z	R _д , Па	Z, Па	P, Па	Сум P, Па	Характеристика местных сопротивлений	ΔP _{реш} , Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
2 этаж																		
Приток																		
0-1	121,45	3,8		200	100	133	0,02	1,69	0,38	1	1,5	0,12	1,7	0,20	28,66	28,66	Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,00; Диффузор z=0,12;	27
1-2	242,90	7,3		200	100	133	0,02	3,37	1,33	1	9,7	2,7	6,8	18,44	28,16	56,82	Узлы ответвления на нагнетании z=2,70;	
2-3	364,35	5,3		200	100	133	0,02	5,06	2,79	1	14,8	0,12	15,4	1,84	16,61	73,43	Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,00; Диффузор z=0,12;	
3-4	481,92	3		300	200	240	0,06	2,23	0,30	1	0,9	0,12	3,0	0,36	1,27	74,70	Диффузор z=0,12;	
4-5	599,49	3		300	200	240	0,06	2,78	0,45	1	1,3	0,6	4,6	2,77	4,12	78,82	Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,24; Отвод2 прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,24; Диффузор z=0,12;	
Отводы																		
1-5	121,45	0,4		100	200	133	0,02	1,69	0,38	1	0,2	0,12	1,7	0,20	0,36	0,36	Диффузор z=0,12;	
Вытяжка																		
0-1	80,64	1,25		100	200	133	0,02	1,12	0,19	1	0,2	0,12	0,8	0,09	32,32	32,32	Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,00; Диффузор z=0,12;	32
1-2	132,36	2,9		100	200	133	0,02	1,84	0,45	1	1,3	0,12	2,0	0,24	1,54	33,86	Диффузор z=0,12;	
2-3	187,85	5,4		100	200	133	0,02	2,61	0,84	1	4,5	0,12	4,1	0,49	5,01	38,88	Диффузор z=0,12;	
3-4	243,63	3		100	200	133	0,02	3,38	1,34	1	4,0	0,12	6,9	0,82	4,84	43,72	Диффузор z=0,12;	

Продолжение таблицы А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
4-5	297,00	9		100	200	133	0,02	4,12	1,92	1	17,3	0,45	10,2	4,59	21,86	65,58	Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,00; Отвод2 прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,00; Узлы ответвления на всасывании z=0,45;	
5-6	438,07	3,7		200	200	200	0,04	3,04	0,67	1	2,5	0,85	5,6	4,72	7,18	72,76	Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,25; Отвод2 прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,25; Узлы ответвления на всасывании z=0,35;	
6-7	527,42	9,7		200	200	200	0,04	3,66	0,93	1	9,0	0,5	8,0	4,02	13,06	85,82	Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,25; Отвод2 прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,25;	
Отводы																		
5-9	141,08	2,2		200	300	240	0,06	0,65	0,034 2	1	0,1	0,12	0,3	0,03	0,11	0,11	Диффузор z=0,12;	
6-8	89,35	2,3		100	200	133	0,02	1,24	0,222 1	1	0,5	0,12	0,9	0,11	0,62	0,62	Диффузор z=0,12;	
3 этаж																		
Приток																		
0-1	187,60	8,2		250	250	250	0,063	0,83	0,05	1	0,4	0,42	0,4	0,18	21,59	21,59	Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,30; Диффузор z=0,12;	21
1-2	375,20	10,5		250	250	250	0,063	1,67	0,17	1	1,8	2,7	1,7	4,50	6,30	27,89	Узлы ответвления на нагнетании z=2,70;	
2-3	562,80	5,4		250	250	250	0,063	2,50	0,35	1	1,9	3,9	3,8	14,64	16,55	44,44	Узлы ответвления на нагнетании z=3,90;	
Отводы																		
1-4	187,60	0,58		250	250	250	0,063	0,83	0,05	1	0,029	0,12	0,4	0,05	0,08	0,08	Диффузор z=0,12;	
2-5	187,60	0,58		250	250	250	0,063	0,83	0,05	1	0,029	0,12	0,4	0,05	0,08	0,08	Диффузор z=0,12;	

Окончание таблицы А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Вытяжка																		
0-1	82,38	2,60		100	200	133	0,02	1,14	0,19	1	0,50	0,12	0,79	0,09	32,59	32,59	Диффузор z=0,12;	32
1-2	128,97	3,10		150	200	171	0,03	1,19	0,15	1	0,47	0,12	0,86	0,10	0,57	33,17	Диффузор z=0,12;	
2-3	183,57	3,00		150	200	171	0,03	1,70	0,28	1	0,85	0,12	1,73	0,21	1,06	34,23	Диффузор z=0,12;	
3-4	238,17	3,30		150	200	171	0,03	2,21	0,45	1	1,49	0,12	2,92	0,35	1,84	36,07	Диффузор z=0,12;	
4-5	292,77	3,10		150	200	171	0,03	2,71	0,66	1	2,03	0,12	4,41	0,53	2,56	38,63	Диффузор z=0,12;	
5-6	347,37	3,10		150	200	171	0,03	3,22	0,89	1	2,77	0,12	6,21	0,74	3,51	42,14	Диффузор z=0,12;	
6-7	399,06	2,70		150	200	171	0,03	3,69	1,15	1	3,10	0,12	8,19	0,98	4,08	46,22	Диффузор z=0,12;	
7-8	448,20	3,10		150	200	171	0,03	4,15	1,42	2	4,39	0,12	10,33	1,24	5,63	51,85	Диффузор z=0,12;	
8-9	486,14	1,98		150	200	171	0,03	4,50	1,64	1	3,25	0,15	12,16	1,82	5,08	56,93	Узлы ответвления на всасывании z=0,15;	
Отводы																		
8-10	37,94	2,00		100	100	100	0,01	1,05	0,24	1	0,5	0,12	0,7	0,08	0,56	0,56	Диффузор z=0,12;	

Таблица А.2 – Аэродинамический расчет воздушных сетей вспомогательных помещений

N участка	L, м3/ч	l, м	d, мм	a, мм	h, мм	dэ, мм	F, м ²	v, м/с	R, Па/м	bш	R·bш·l	Сум z	Rд, Па	Z, Па	P, Па	Сум P, Па	Характеристика местных сопротивлений	ΔP _{реш.} , Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
0-1	75	1,7	100			100	0,008	2,65	1,24	1	2,1	0,12	4,2	0,5	3	3	Диффузор z=0,12;	
1-2	125	0,3	100			100	0,008	4,42	3,12	1	0,9	0,12	11,7	1,4	2	5	Диффузор z=0,12;	
2-3	175	3,4	100			100	0,008	6,19	5,78	1	19,6	0,22	23,0	5,1	25	30	Отвод прямоугольного сечения под 90 (1 шт) z=0,10; Диффузор z=0,12;	

Гидравлический расчет трубопроводов системы холодоснабжения фэнкойлов

Организация: двфу

Дата расчёта 17.06.2018 время начала расчёта 18:07:28
 Версия v.419 от 28.04.2018
 Информация о версиях: <http://www.potok.ru>
 П У Т Ь к данным: C:\Users\Public\Documents\ТеплоOV\Potok\Primer\Ксения.v419.rez

Система: Двухтрубная
 Встречное движение подающего и обратного теплоносителя в стояках
 Длины участков определены программно с закладки "Стояки!"

Р Е З У Л Ь Т А Т Ы Р А С Ч Ё Т А. Х а р а к т е р и с т и к а Д В У Х Т Р У Б Н Ы Х С Т О Я К О В [без узлов присоединения стояка]

Номер	ТЕПЛОВ.	t пом.	Подводка	К узлу Нагр.Приб	От узла Нагр.Прибора	Сопро-	НО-	Наименование	РАСЧЕТ	К-ВО ПРИБОРОВ	НОМИНАЛ	При-					
ЭТАЖЕ	НАГРУЗ-	или	диаметр/	Длина	Диам /	Сопр.	Длина	Диам /	Сопр.	потребителя	съем вт	ДЛИ-	в пла	вы-	ПОТОК,	соед	
СТОЯ-	КА,	Потери	скорость	Длина	Диам /	Сопр.	Длина	Диам /	Сопр.	тель	с 1 квт	НА	не	сота	квт	приб	
КА	Вт	напора	м/сек	м	Скорост	Па	м	Скорост	Па	ЛА							
Стояк 1																	
1	4300	22	-32/0.25	1.4	-40/0.72	307	1.4	-40/0.72	307	664	0	Фэнкойл	Без файла	обмена			
2	1700	22	-20/0.29	2.9	-40/0.53	363	2.9	-40/0.53	363	1401	0	Фэнкойл	Без файла	обмена			
3	1700	22	-20/0.29	3.0	-40/0.45	286	3.0	-40/0.45	286	1974	0	Фэнкойл	Без файла	обмена			
4	1700	22	-20/0.29	3.0	-40/0.38	415	3.0	-32/0.49	415	2804	0	Фэнкойл	Без файла	обмена			
5	1700	22	-20/0.29	3.0	-40/0.30	137	3.0	-40/0.30	137	3077	0	Фэнкойл	Без файла	обмена			
6	4900	22	-32/0.29	6.2	-32/0.29	315	6.2	-32/0.29	315	3794	0	Фэнкойл	Без файла	обмена			
Стояк 2																	
1	5000	22	-32/0.30	1.4	-65/0.36	44	1.4	-65/0.36	44	147	0	Фэнкойл	Без файла	обмена			
2	2300	22	-20/0.39	2.9	-50/0.50	236	2.9	-50/0.50	236	698	0	Фэнкойл	Без файла	обмена			
3	2300	22	-20/0.39	3.0	-50/0.44	194	3.0	-50/0.44	194	1086	0	Фэнкойл	Без файла	обмена			
4	2300	22	-20/0.39	3.0	-40/0.62	519	3.0	-40/0.62	519	2123	0	Фэнкойл	Без файла	обмена			
5	2300	22	-20/0.39	3.0	-40/0.52	370	3.0	-40/0.52	370	2864	0	Фэнкойл	Без файла	обмена			
6	2300	22	-20/0.39	2.9	-40/0.42	234	2.9	-40/0.42	234	3331	0	Фэнкойл	Без файла	обмена			
7	2300	22	-20/0.39	2.6	-32/0.41	246	2.6	-32/0.41	246	3824	0	Фэнкойл	Без файла	обмена			
8	2300	22	-20/0.39	1.8	-32/0.27	80	1.8	-32/0.27	80	3984	0	Фэнкойл	Без файла	обмена			
9	2300	22	-20/0.39	2.9	-25/0.24	145	2.9	-25/0.24	145	4571	0	Фэнкойл	Без файла	обмена			

Х а р а к т е р и с т и к а в е т в е й

С т о я к												Трубопроводы к стоякам			
Но-	Холодоноситель	Расход	Температура	Ду узл.присоед	Гравит	Потери Па	Дрос.	Трубопровод	Расход	Диа-	Ско-	Сопро-			
мер	вход	выход	подающ.	обратн	давле-	в	контур	шайба	эквив.шайбе	теплон	метр	рость	тивле-		
	Кг/час	°C	°C	мм	мм	Па	ке	стояк	мм	мм	м	Кг/Час	мм	М/Сек	Па

Ветка 1

1	3437	8.0	12.0	-40	-40	12	4226	5021	8464	-65	0.61	807
2	5027	8.0	12.0	-65	-65	4	4574	5681	5027	-65	0.36	304

1.Расход воды	КГ/ЧАС	8464
2.Тепловая нагрузка на приборы (Потребители)	КВт	39.400
3.Расход "холода" системой	КВт	39.400
4.Гидравлическое сопротивление [Па 12000]	Па	5681

Удельный фактический расход тепла на 1 м2 площади здания	0 Вт/м2	

С П Е Ц И Ф И К А Ц И Я О Б О Р У Д О В А Н И Я [промежуточная информация]

Спецификацию системы в полном объёме следует смотреть: меню - кнопка <Спецификация>

ном	Наименование и техническая характеристика	Тип,Марка, обозначение	КОД ОБОРУДОВАНИЯ	Завод изготовитель	Единица измерения	Количество	МАССА	Примечание
пп		документа, ном. опросн.листа	изделия	Материала	измерения	во	измер	
							Кг	
1.	Трубы стальные водогазопроводные обыкновенные, Ду=20		3262-75		пм.	10.2	1.7	стояки
2.	Трубы стальные водогазопроводные обыкновенные, Ду=25		3262-75		пм.	5.8	2.4	стояки
3.	Трубы стальные водогазопроводные обыкновенные, Ду=32		3262-75		пм.	28.1	3.1	стояки
4.	Трубы стальные водогазопроводные обыкновенные, Ду=40		3262-75		пм.	41.3	3.8	стояки
5.	Трубы стальные водогазопроводные обыкновенные, Ду=50		3262-75		пм.	11.7	4.9	стояки
6.	Трубы стальные водогазопроводные обыкновенные, Dn=76x3		10705-80		пм.	2.8	5.4	стояки
7.	Трубы стальные водогазопроводные обыкновенные, Dn=76x3		10705-80		пм.	11.6	5.4	магистральи
8.	Отводы бесшовные, L=R, сталь марки 20, Ду=65		ГОСТ 17375		шт.	10		
9.	Поверхность труб диаметром до Ду=50				м2.	13.6		
10.	Поверхность труб диаметром более Ду=50				м2.	3.4		
11.	Окраска труб за 2 раза				м2.	17.1		
12.	Испытание системы давлением, до Ду=100				пм.	111.5		

выполнено 05.05.2018 время окончания расчёта 18:07:32; из Архива -C:\Users\Public\Documents\ТеплоOV\Potok\Primer\

Ёмкость системы = 0,171 м3. Ёмкость открытого расширительного бака = 7,7 л, Ёмкость ОП СО = 0,0 л.
Обвязка бака. Трубы: Соединительная Ду25, Циркуляционная Ду20, Сигнальная Ду20, Переливная Ду32

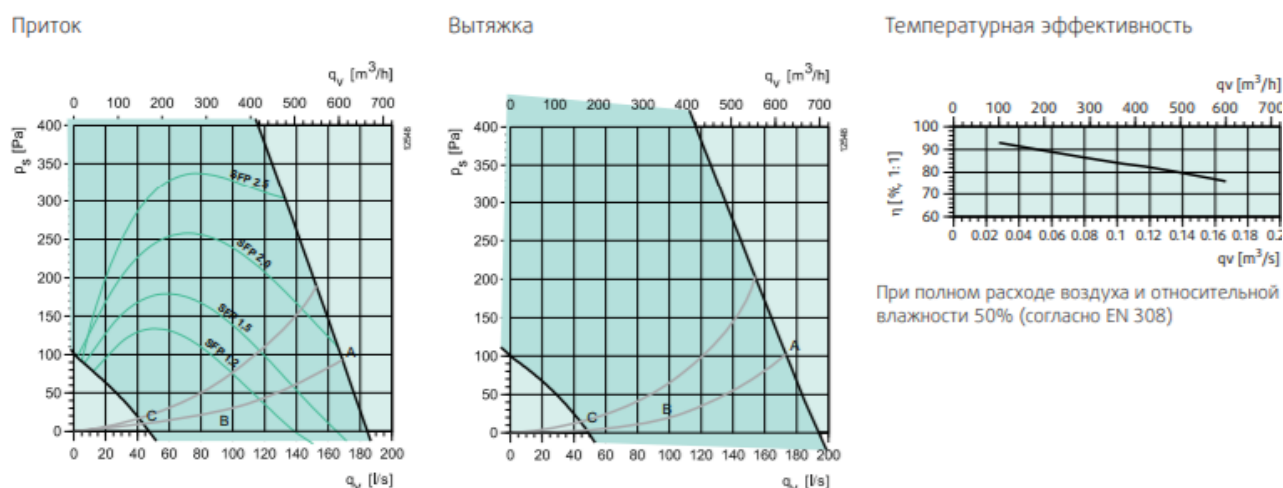
Приложение Б.

Таблица Б.1 – Технические характеристики приточно-вытяжной установки Save VSR 500 (88550) Systemair

Технические данные		VSR 150/B*	VSR 300	VSR 500
Напряжение/Частота	В/50Гц	230	230	230
Фазность	-	1	1	1
Мощность, двигателя	Вт	2x37	2x83	2x169
Мощность, нагреватель	Вт	0,5	1,67	1,67
Предохранитель	А	10	10	13
Вес	кг	47	61	72
Фильтр, приток	-	F7	F7	F7
Фильтр, вытяжка	-	G3	G3	G3
Площадь помещения	м ²	100	240	400
Управление (стандартная комплектация)	-	Выносной пульт CD 3 + кабель с разъемом, 6м	Выносной пульт CD 3 + кабель с разъемом, 12м	Выносной пульт CD 3 + кабель с разъемом, 12м

* - В - возможность подключения кухонного зонта

График Б.1 – Технические характеристики приточно-вытяжной установки Save VSR 500 (88550) Systemair



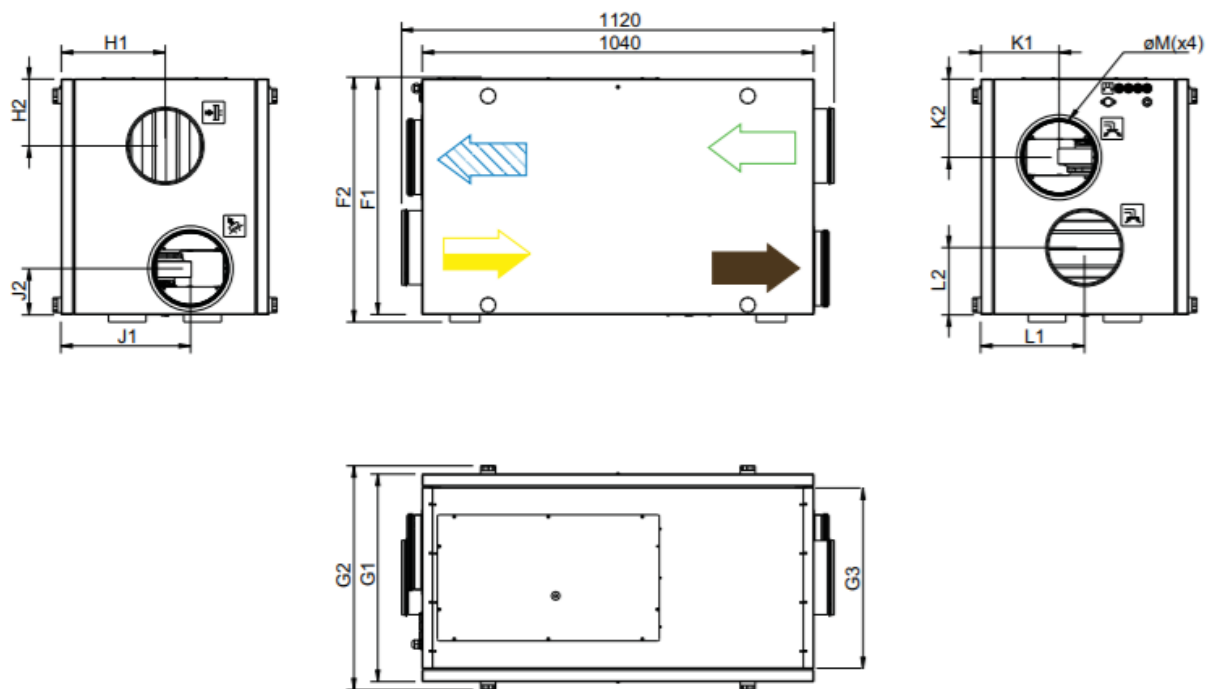
При полном расходе воздуха и относительной влажности 50% (согласно EN 308)

L_{wA} дБ(А)	Общ	Октавные полосы частот, Гц							
		63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
Приток	71	49	55	60	66	64	64	60	54
Вытяжка	60	37	44	55	57	48	43	35	27
К окружению	47	27	34	40	43	39	36	30	25

В таблице указан уровень звуковой мощности L_{wA} при рабочей точке 80 Па

Рисунок Б.1 – Габаритные размеры приточно-вытяжной установки Save VSR 500 (88550)

Systemair



SAVE	F1	F2	G1	G2	H1	H2	J1	J2	K1	K2	L1	L2	M	G3
VSR 300	582	602	461	505	231	188	307	112	160	177	281	136	160	392
VSR 500	632	652	551	595	276	178	345	123	207	208	276	179	200	482

 = приточный воздух
  = удаляемый воздух
  = вытяжной воздух
  = наружный воздух

Приложение Г.

Таблица Г.1 – Технические характеристики фэнкойлов Daikin FVT02-06CT02, FVT02-06CT04, FVT02-06CT06

FVT02-06CT			02	03	04	05	06
Охлаждение	Полная холодопроизводительность (выс.)	кВт	2,43	2,70	3,31	4,54	5,28
	Явная холодопроизводительность (выс.)	кВт	1,85	2,02	2,64	3,43	4,10
	Расход воды	л/час	420	460	570	780	910
	Гидросопротивление	кПа	34	24	31	28	32
Нагрев	Теплопроизводительность (выс.)	кВт	3,22	3,52	4,40	6,01	5,26
	Расход воды	л/час	420	460	570	780	910
	Гидросопротивление	кПа	29	20	25	25	29
Потребляемая мощность	Вт	31	32	42	53	72	
Объемы воды в теплообменнике	л	0,52	0,58	0,58	0,95	0,95	
Расход воздуха	высокий м ³ /час	442	476	629	866	1053	
Уровень звуковой мощности	высокий дБА	45	48	55	55	59	
Вес	кг	9	9	9	14	14	
Размер труб по воде	дюйм	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	
Максимальный потребляемый ток	А	0,19	0,20	0,21	0,29	0,34	
Габариты (ВxШxГ)	мм	288x800x206	288x800x206	288x800x206	310x1065x224	310x1065x224	
Электропитание				1~; 220-240 В, 50 Гц			

Номинальная холодопроизводительность указана для следующих условий: температура воздуха в помещении – 27 °С по сухому термометру, 19 °С по влажному термометру, температура воды – 7 / 12 °С.

Номинальная теплопроизводительность указана для следующих условий:

температура воздуха в помещении – 20 °С по сухому термометру, для двухтрубных фэнкойлов температура воды на входе – 50 °С, расход воды – как в режиме охлаждения; для четырехтрубных фэнкойлов температура воды – 70 / 60 °С.

Уровень звуковой мощности – в соответствии со стандартом ISO 3711.

Уровень звукового давления измерен на расстоянии 1,5 м – Q=2.



WRC-HPC



FWT-C

Рисунок Г.1 – Внешний вид серии фэнкойлов

Приложение Д.

Таблица Д.1 – Технические характеристики чиллера BMCW 14 CS 14,4 кВт

Тип		С водяным охлаждением
Модель		BMCW 14 CS
Заданные параметры		
Температура на входе в испаритель	°С	12
Температура на выходе из испарителя	°С	7
Тип холодоносителя		Вода
Коэффициент загрязнения	м ² °С/кВт	0.035
Температура на входе в конденсатор	°С	30
Температура на выходе из конденсатора	°С	35
Тип холодоносителя на конденсаторе		Вода
Основные параметры		
Холодопроизводительность	кВт	14.4
Потребляемая мощность	кВт	3.7
EER		3.87
E.S.E.E.R.		3.88
Испаритель		
Расход жидкости	м ³ /ч	2.5
Потери давления	кПа	26.8
Конденсатор		
Расход воды через конденсатор	м ³ /ч	2.88933
Падение давления в конденсаторе	кПа	39
Конфигурация агрегата		
Хладагент		R410A
Тип вентиляторов		
Количество компрессоров/ступеней производительности		1/1
Тип компрессора		Спиральный
Количество контуров охлаждения		1
Шумовые характеристики		
Уровень звуковой мощности	дБ(А)	61
Электрические характеристики		
Полная потребляемая мощность	кВт	4.1
Рабочий ток	А	16.6
Электропитание	В-ф-Гц	230-1-50
Электропитание дополнительного контура	В-ф-Гц	230-1-50
Максимальный ток	А	28.4
Пусковой ток	А	134
Соответствует номинальным условиям: Ta: 35°С Tw:12/7°С		

Размеры и масса		
Присоединительные диаметры		1"
Длина	мм	660
Ширина	мм	420
Высота	мм	535
Вес при транспортировке	кг	93



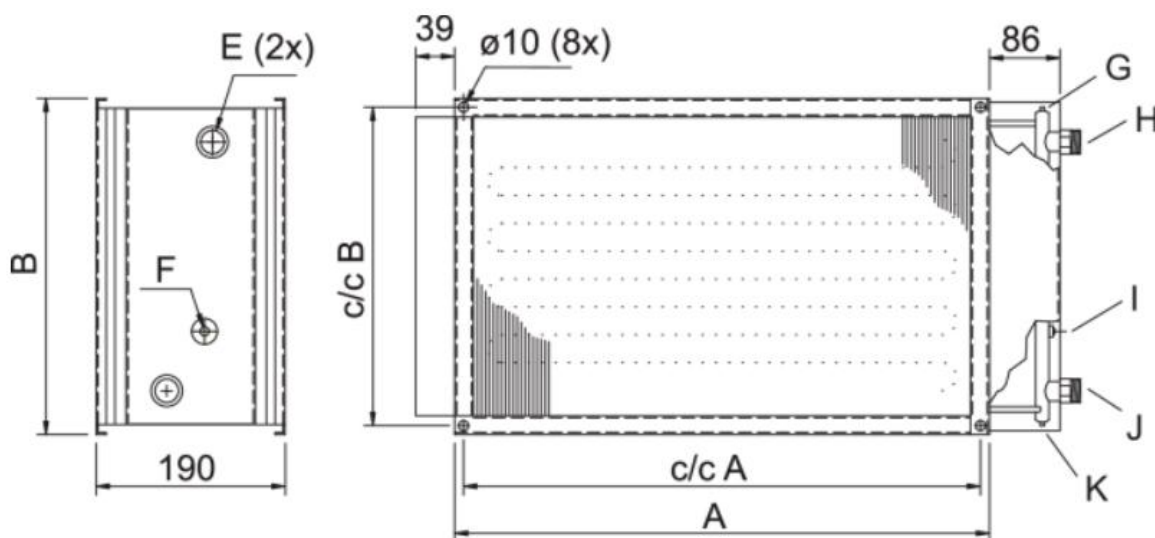
Рисунок Д.1 – Внешний вид чиллера BMCW 14 CS 14,4 кВт

Приложение Ж.

Таблица Ж.1 – Технические характеристики теплообменника
VBR 100-50-3 Water Heating Bat

Максимальная рабочая температура	150	°С
Максимальное рабочее давление при температуре воды 100°С	1600000	Па
Максимальное рабочее давление при температуре воды 150°С	1000000	Па

Чертеж Ж.1 – Размеры теплообменника VBR 100-50-3 Water Heating Bat



- F= Резьба G 1/4
- G= Воздухо-выпускной ниппель
- H= Выход воды
- I= Подключение датчика защиты от замораживания
- J= Вход воды
- K= Слив

VBR XX-XX-2 = 2-трубный ряд
VBR XX-XX-3 = 3-трубный ряд
VBR XX-XX-4 = 4-трубный ряд

Приложение 3.

Характеристики насоса Grundfos TP 40-30/4 A-F-A-BQQE – 98896273

Одноступенчатый, без соединительной муфты, центробежный с всасывающим и выпускным патрубками на одной линии. Насос имеет конструкцию извлечения сверху, т.е. головную часть (электродвигатель, голову насоса и рабочее колесо) можно демонтировать для обслуживания или ремонта в то время, как корпус насоса остается на трубопроводе. Насос оснащен несбалансированным сильфонным уплотнением. Уплотнения вала соответствуют EN 12756. Подсоединение к трубопроводу с помощью фланцев PN 6/10 DIN (EN 1092-2 и ISO 7005-2). Насос оснащен вентилятором охлаждения асинхронного двигателя.



Рисунок 3.1 – Внешний вид насоса Grundfos TP 40-30/4 A-F-A-BQQE – 98896273

Таблица 3.1 – Технические характеристики насоса Grundfos TP 40-30/4 A-F-A-BQQE – 98896273

Жидкость	
Рабочая жидкость:	Питьевая вода
Диапазон температур жидкости:	-25 - 120 °С
Температура перекачиваемой жидкости:	20 °С
Плотность:	998.2 кг/м ³
Кинематическая вязкость:	1 мм ² /с
Технические данные:	
Частота вращения:	1400 об/м
Текущий рассчитанный расход:	10 м ³ /ч
Общий гидростатический напор насоса:	9.767 кПа
Текущий диаметр рабочего колеса:	87 мм
Первичное уплотнение вала:	BQQE
Допуски по рабочим хар-кам:	ISO9906:2012 3B

Материалы:	
Корпус насоса:	Чугун
	EN-JL1040
	ASTM A48-40 B
Рабочее колесо:	Нержавеющая сталь
	DIN W.-Nr. 1.4301
	AISI 304
Монтаж:	
Диапазон температуры окружающей среды:	-30 - 40 °C
Макс. рабочее давление:	10 бар
Трубное присоединение:	DIN
Соединение труб:	DN 40
Вход насоса:	DN 40
Выход насоса:	DN 40
Допустимое давление:	PN 6/10
Монтажная длина:	250 мм
Размер фланца электродвигателя:	FT75
Данные электрооборудования:	
Тип электродвигателя:	SIEMENS
Номинальная мощность - P2:	0.12 кВт
Энергия (P2), необходимая для насоса:	0.12 кВт
Частота питающей сети:	50 Hz
Номинальное напряжение:	3 x 220-240D/380-415Y B
Номинальный ток:	0,73/0,42 A
Пусковой ток:	0,73-0,73
Сos фи - характеристика мощности:	0,73-0,73
Номинальная скорость:	1400-1450 об/м
Количество полюсов:	4
Класс защиты (IEC 34-5):	55 Dust/Jetting
Класс изоляции (IEC 85):	F
Другое:	
Минимальный индекс эффективности MEI ≥:	0.70
ErP статус:	EuP Отдельностоящий/Прод
Нетто вес:	18.9 кг
Брутто вес:	22.4 кг
Объем упаковки:	0.04 м ³
Danish VVS No.:	38 1822.030
Norwegian NRF no.:	9043551
Страна происхождения:	RU
ТН ВЭД ЕАЭС Код:	8413705100

График 3.1 – Технические характеристика насоса Grundfos TP 40-30/4 A-F-A-BQQE – 98896273

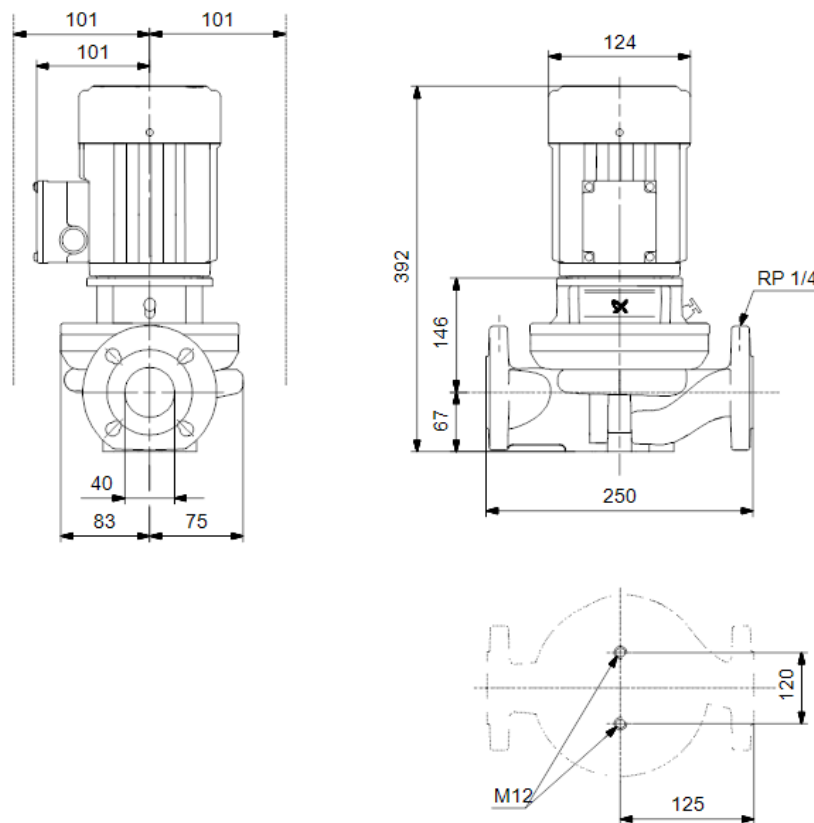
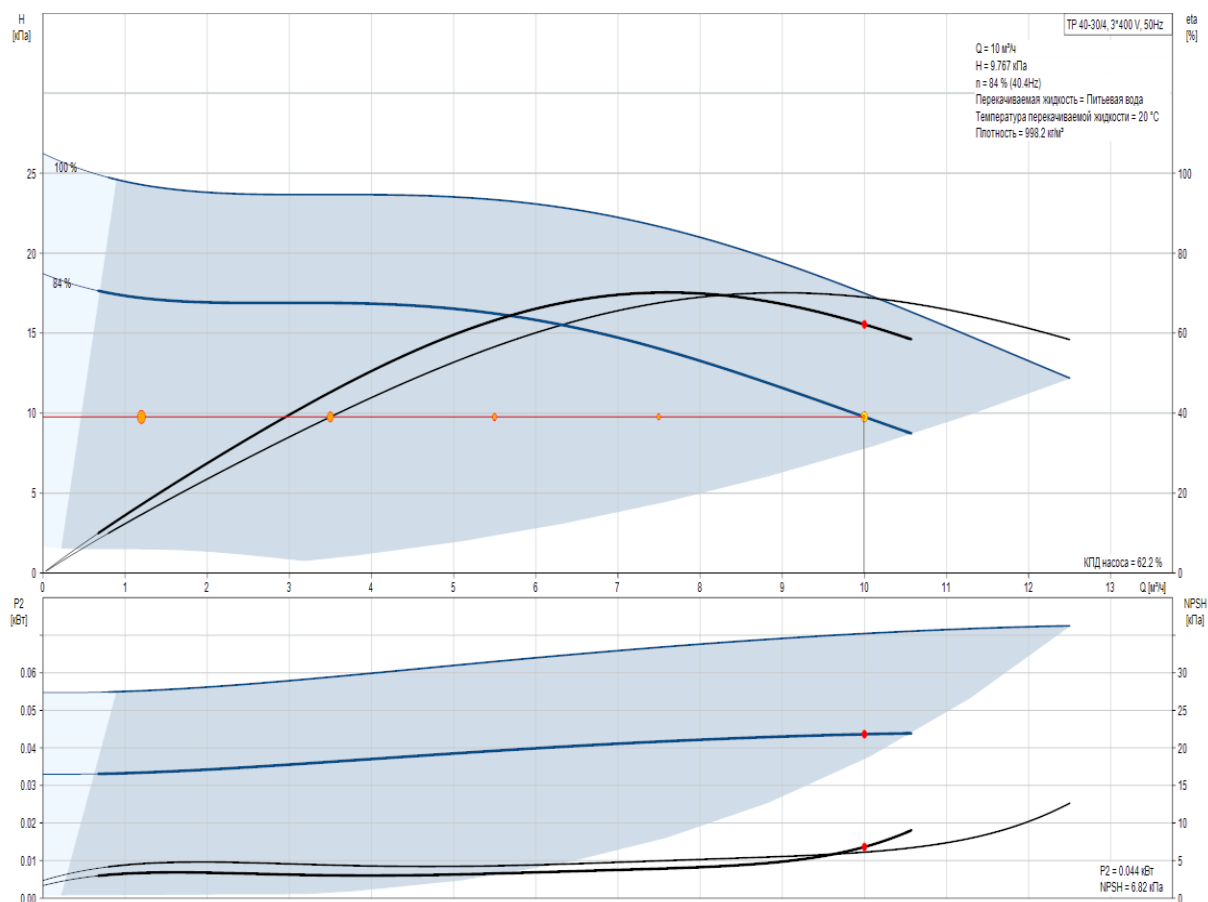


Рисунок 3.2 – Габаритные размеры насоса Grundfos TP 40-30/4 A-F-A-BQQE – 98896273

Приложение И.

Характеристики насоса Grundfos NBE 50-200/219 A-F2-A-E-BAQE

Несамовсасывающий, одноступенчатый, центробежный, насос со спиральной направляющей камерой разработан в соответствии с ISO 5199, при этом его размер и номинальная мощность соответствуют EN 733 (10 бар). Фланцы - PN 16 с размерами в соответствии с EN 1092-2. Насос имеет осевой всасывающий патрубок, радиальный напорный патрубок, горизонтальный вал и конструкцию со съёмной задней частью, обеспечивающей возможность демонтажа электродвигателя, фонаря, крышки и рабочего колеса без демонтажа корпуса насоса или трубопроводов. Несбалансированное резиновое сильфонное уплотнение в соответствии с DIN EN 12756. Насос напрямую соединён с синхронным электродвигателем на постоянных магнитах с воздушным охлаждением. Электродвигатель включает частотный преобразователь и ПИ-регулятор в клеммной коробке. Это обеспечивает постоянное плавное регулирование частоты вращения электродвигателя, а также возможность корректировки рабочих характеристик в соответствии с заданными требованиями.



Рисунок И.1 – Внешний вид насоса Grundfos NBE 50-200/219 A-F2-A-E-BAQE

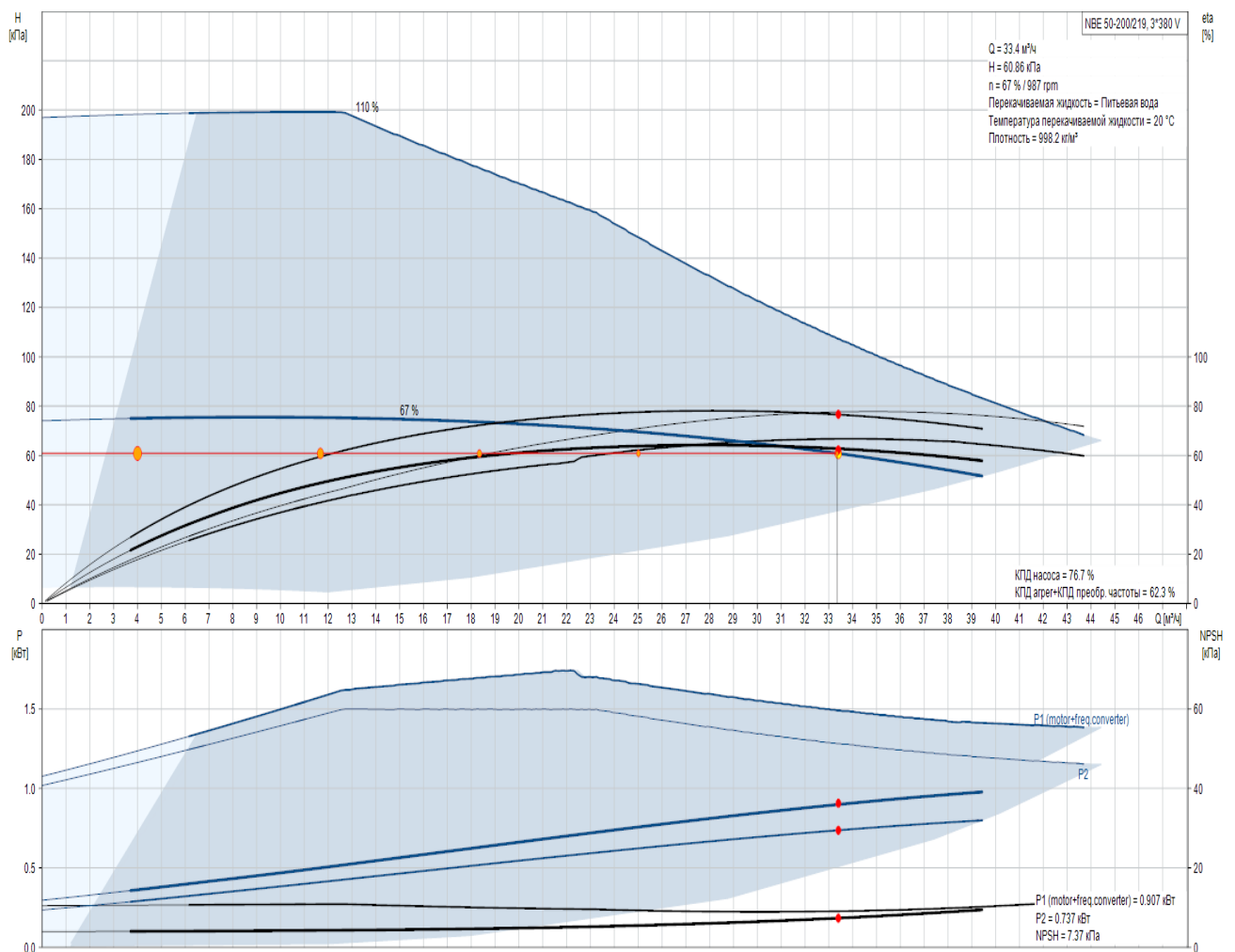
Таблица И.1 – Технические характеристики насоса

Grundfos NBE 50-200/219 A-F2-A-E-BAQE

Жидкость	
Рабочая жидкость:	Питьевая вода
Диапазон температур жидкости:	0 - 120 °C
Температура перекачиваемой жидкости:	20 °C
Плотность:	998.2 кг/м ³
Кинематическая вязкость:	1 мм ² /с
Технические данные:	
Частота вращения:	1470 об/м
Текущий рассчитанный расход:	33,4 м ³ /ч
Общий гидростатический напор насоса:	60,86 кПа
Текущий диаметр рабочего колеса:	219 мм
Номин. рабочее колесо:	200 мм
Первичное уплотнение вала:	BQQE
Вторичное уплотнение вала	NONE
Номинальный напор	60.97 кПа
Rated flow	33.4 м ³ /ч
Материалы:	
Корпус насоса:	Чугун
	EN-GJL-250 ASTM A48-40 B
Рабочее колесо:	Чугун
	EN-GJL-200 ASTM A48-30 B
Вал	Stainless steel 1.4301 304
Резина	EPDM
Компенсационное кольцо, материал:	Высоколегированная латунь (CuZn34Mn3Al2
Монтаж:	
Максимальная температура окружающей среды	50 °C
Макс. рабочее давление:	16 бар
Трубное присоединение:	EN 1092-2
Вход насоса:	DN 65
Выход насоса:	DN 50
Допустимое давление:	PN 16
Данные электрооборудования:	
Тип электродвигателя:	90LE
Класс энергоэффективности:	IE5
Номинальная мощность	1,5 кВт
Частота питающей сети:	50 Hz
Номинальное напряжение:	3 x 380-500 В
Номинальный ток:	2,90-2,50 А
Requested voltage	400 В
Rated current at this voltage	2.83 А

Сos фи - характеристика мощности	0,93
Номинальная скорость:	180-2000 об/м
Энергоэффективность	88,0%
Количество полюсов:	4
Класс защиты (IEC 34-5):	IP55
Класс изоляции (IEC 85):	F
Тип смазки	Grease
Другое:	
Минимальный индекс эффективности MEI ≥:	0.70
ErP статус:	EuP Отдельностоящий/Прод
Нетто вес:	65 кг
Брутто вес:	82 кг
Объем упаковки:	0,315 м ³
Страна происхождения:	RU
ТН ВЭД ЕАЭС Код:	8413705100

График И.1 – Технические характеристика насоса Grundfos NBE 50-200/219 A-F2-A-E-BAQE



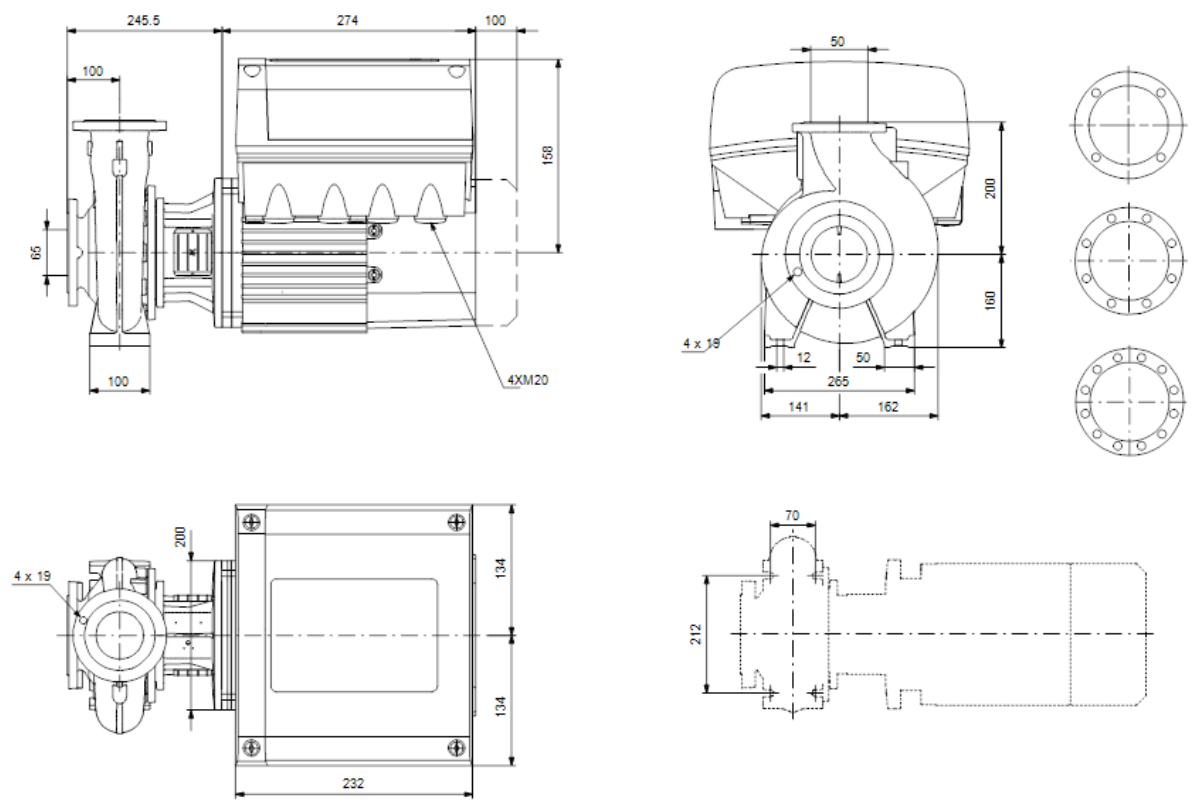


Рисунок И.2 – Габаритные размеры насоса Grundfos NBE 50-200/219 A-F2-A-E-BAQE

Приложение К.

Таблица К.1 – Экспериментальные данные по определению коэффициентов теплообмена от охлаждаемого воздуха к поверхности льда при температуре воздуха в лаборатории +22,5°С

<i>Номер опыта</i>	$t_{\text{вот}}, \text{ }^\circ\text{C}$	$V_{\text{вых}}, \text{ м/с}$	$t_{\text{вых}}, \text{ }^\circ\text{C}$	$\alpha_{ju}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\bar{\alpha}_j, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	s^2_j
1	2	3	4	5	6	7
1	35	6,4	29,8	257,85	261,36	6,35
	35	6,5	29,9	261,88		
	35	6,5	29,8	263,84		
	35	6,5	29,8	261,88		
2	30	6,5	27,8	200,63	198,79	2,35
	30	6,4	27,8	199,48		
	30	6,4	27,9	197,53		
	30	6,4	27,8	197,53		
3	27	6,4	25,9	158,78	155,45	6,03
	27	6,4	25,8	154,84		
	27	6,5	25,9	155,30		
	27	6,4	25,9	152,88		
4	35	5,8	29,6	235,26	234,39	1,00
	35	5,8	29,7	233,52		
	35	5,8	29,6	233,52		
	35	5,8	29,6	235,26		
5	30	5,8	27,7	175,39	174,62	2,32
	30	5,7	27,7	172,34		
	30	5,8	27,7	175,39		
	30	5,8	27,7	175,39		
6	25	5,8	23,7	106,97	106,54	0,77
	25	5,8	23,4	106,97		
	25	5,8	23,5	105,22		
	25	5,8	23,5	106,99		
7	35	5,2	30,0	212,34	211,31	4,22
	35	5,1	30,0	208,23		
	35	5,2	30,0	212,34		
	35	5,2	30,0	212,34		
8	30	5,2	28,8	160,28	159,50	0,82
	30	5,2	28,9	158,72		
	30	5,2	28,8	160,28		
	30	5,2	28,6	158,70		
9	25	5,2	23,6	98,99	99,39	0,64
	25	5,2	23,5	100,58		
	25	5,2	23,6	98,99		

Продолжение таблицы К.1

1	2	3	4	5	6	7
	25	5,2	23,6	98,99		
10	35	4,5	30,0	187,66	188,71	4,45
	35	4,6	30,0	191,88		
	35	4,5	30,0	187,66		
	35	4,5	30,0	187,66		
11	30	4,6	28,2	140,28	138,73	3,19
	30	4,6	28,2	140,28		
	30	4,5	28,2	137,18		
	30	4,5	28,2	137,18		
12	25	4,5	23,3	82,82	83,85	1,72
	25	4,5	23,3	85,56		
	25	4,5	23,3	84,19		
	25	4,5	23,3	82,82		
13	35	3,9	28,1	156,61	154,60	5,42
	35	3,8	28,1	152,58		
	35	3,8	28,1	152,58		
	35	3,9	28,1	156,61		
14	30	3,9	27,3	121,19	121,49	0,36
	30	3,9	27,3	121,19		
	30	3,9	27,2	122,39		
	30	3,9	27,3	121,19		
15	26	3,9	24,6	59,29	58,22	0,77
	26	3,9	24,5	57,14		
	26	3,9	24,5	58,21		
	26	3,9	24,5	58,23		
16	35	3,3	28,3	132,33	131,31	4,10
	35	3,2	28,3	128,27		
	35	3,3	28,3	132,33		
	35	3,3	28,3	132,33		
17	30	3,2	27,4	98,29	99,84	3,21
	30	3,2	27,4	98,29		
	30	3,3	27,4	101,39		
	30	3,3	27,4	101,39		
18	27	3,3	25,8	68,60	68,36	0,23
	27	3,3	25,9	67,64		
	27	3,3	25,8	68,60		
	27	3,3	25,8	68,60		
19	35	2,6	28,0	97,83	97,64	0,14
	35	2,6	28,3	97,07		
	35	2,6	28,0	97,83		
	35	2,6	28,0	97,83		

Продолжение таблицы К.1

1	2	3	4	5	6	7
20	30	2,6	27,5	75,72	75,53	0,15
	30	2,6	27,7	74,95		
	30	2,6	27,5	75,72		
	30	2,6	27,5	75,72		
21	27	2,6	25,5	53,85	52,34	1,14
	27	2,6	25,4	51,59		
	27	2,6	25,4	51,59		
	27	2,6	25,4	52,34		
22	35	1,9	27,3	64,10	64,23	0,07
	35	1,9	27,4	64,10		
	35	1,9	27,3	64,63		
	35	1,9	27,3	64,10		
23	30	1,9	27,1	49,46	50,12	1,77
	30	2,0	27,1	52,12		
	30	1,9	27,1	49,46		
	30	1,9	27,1	49,46		
24	26,5	1,9	25,3	32,39	32,97	1,35
	26,5	1,9	25,3	32,39		
	26,5	2,0	25,3	34,71		
	26,5	1,9	25,3	32,39		
25	35	1,3	27,0	41,24	41,16	0,03
	35	1,3	27,1	40,89		
	35	1,3	27,2	41,24		
	35	1,3	27,2	41,24		
26	30	1,3	26,5	30,88	31,06	0,13
	30	1,3	26,7	30,88		
	30	1,3	26,5	31,61		
	30	1,3	26,5	30,88		
27	26,5	1,3	25,3	21,12	20,94	0,04
	26,5	1,3	25,2	21,12		
	26,5	1,3	25,2	20,76		
	26,5	1,3	25,2	20,76		
28	35	0,7	27,1	22,87	22,72	0,01
	35	0,7	27,2	22,67		
	35	0,7	27,2	22,67		
	35	0,7	27,2	22,67		
29	30	0,7	26,2	16,07	16,02	0,01
	30	0,7	26,3	15,87		
	30	0,7	26,3	16,07		
	30	0,7	26,4	16,07		

Окончание таблицы К.1

1	2	3	4	5	6	7
30	26,5	0,7	25,1	10,73	10,16	0,74
	26,5	0,7	25,1	10,53		
	26,5	0,7	25,0	10,53		
	26,5	0,6	25,1	8,88		

Таблица К.2 – Экспериментальные данные по определению коэффициентов теплообмена от охлаждаемого воздуха к поверхности снега при температуре воздуха в лаборатории +25,2°С

Номер опыта	$t_{в0}$, °С	$V_{вых}$, м/с	$t_{вых}$, °С	α_{jus} , Вт/(м ² ·К)	$\bar{\alpha}_j$, Вт/(м ² ·К)	s^2_j
1	2	3	4	5	6	7
1	35	6,5	29,4	245,44	241,70	9,32
	35	6,5	29,4	241,69		
	35	6,4	29,4	237,96		
	35	6,5	29,4	241,69		
2	30	6,6	27,2	160,53	156,48	8,02
	30	6,5	27,3	154,53		
	30	6,5	27,2	154,53		
	30	6,5	27,2	156,31		
3	28	6,5	25,4	99,26	100,09	0,92
	28	6,5	25,5	99,26		
	28	6,5	25,5	100,92		
	28	6,5	25,5	100,92		
4	35	5,8	32,0	285,18	281,54	14,05
	35	5,8	31,9	283,23		
	35	5,8	31,8	281,31		
	35	5,7	31,8	276,44		
5	30	5,8	28,3	191,66	190,75	9,90
	30	5,8	28,1	193,49		
	30	5,8	28,1	186,21		
	30	5,8	28,2	191,66		
6	27	5,8	25,6	119,66	119,97	0,86
	27	5,7	25,9	119,24		
	27	5,8	25,6	121,33		
	27	5,8	25,6	119,64		
7	35	5,1	32,2	254,13	252,32	5,65
	35	5,2	32,1	253,86		
	35	5,1	32,0	248,96		
	35	5,1	32,1	252,35		

Продолжение таблицы К.2

1	2	3	4	5	6	7
8	30	5,2	28,4	176,69	175,44	2,64
	30	5,2	28,3	175,05		
	30	5,2	28,3	176,71		
	30	5,1	28,3	173,29		
9	28	5,1	26,8	129,50	128,44	1,89
	28	5,1	26,7	126,42		
	28	5,2	26,7	128,92		
	28	5,2	26,8	128,94		
10	35	4,5	30,8	210,58	209,06	16,65
	35	4,4	31,1	203,02		
	35	4,5	30,9	210,58		
	35	4,5	30,9	212,05		
11	30	4,5	28,3	154,21	153,00	2,68
	30	4,5	27,9	152,79		
	30	4,5	28,1	154,23		
	30	4,4	28,1	150,76		
12	28	4,5	26,6	112,77	111,19	3,72
	28	4,4	26,5	108,93		
	28	4,4	26,5	110,25		
	28	4,5	26,5	112,82		
13	35	3,9	30,2	178,54	177,47	2,54
	35	3,8	30,2	175,17		
	35	3,8	30,1	177,62		
	35	3,9	30,2	178,54		
14	30	3,9	28,8	138,64	136,40	3,65
	30	3,9	28,7	137,34		
	30	3,9	28,7	134,81		
	30	3,9	28,7	134,81		
15	28	3,9	27,1	107,22	106,91	0,36
	28	3,9	27,0	107,22		
	28	3,9	26,9	106,00		
	28	3,9	26,9	107,19		
16	35	3,3	29,6	145,62	144,25	8,18
	35	3,2	29,7	140,16		
	35	3,3	29,7	144,58		
	35	3,3	29,7	146,67		
17	30	3,3	28,8	117,18	114,68	5,54
	30	3,3	28,8	115,01		
	30	3,3	28,7	115,03		
	30	3,2	28,8	111,50		

Продолжение таблицы К.2

1	2	3	4	5	6	7
18	28	3,3	27,6	95,80	93,06	7,43
	28	3,2	27,5	89,83		
	28	3,2	27,4	91,85		
	28	3,3	27,4	94,75		
19	35	2,6	28,9	113,66	113,73	3,56
	35	2,6	28,8	112,86		
	35	2,6	28,9	112,02		
	35	2,7	28,8	116,37		
20	30	2,6	27,9	90,43	90,02	0,23
	30	2,6	27,5	90,43		
	30	2,6	27,8	89,59		
	30	2,6	27,8	89,61		
21	28	2,6	26,9	72,02	72,11	1,69
	28	2,7	26,8	73,97		
	28	2,6	26,9	71,21		
	28	2,6	26,9	71,23		
22	35	1,9	27,7	63,15	63,98	2,81
	35	2	27,8	66,50		
	35	1,9	27,7	63,15		
	35	1,9	27,7	63,15		
23	30	1,9	27,5	44,77	44,76	0,00
	30	1,9	27,5	44,77		
	30	1,9	27,4	44,75		
	30	1,9	27,5	44,77		
24	28	2	26,6	37,05	35,26	1,43
	28	1,9	26,6	34,66		
	28	1,9	26,6	34,66		
	28	1,9	26,7	34,66		
25	35	1,3	28,6	46,57	45,66	3,36
	35	1,2	28,7	42,91		
	35	1,3	28,6	46,57		
	35	1,3	28,6	46,57		
26	30	1,3	27,5	33,02	33,02	0,00
	30	1,3	27,5	33,02		
	30	1,3	27,5	33,00		
	30	1,3	27,5	33,02		
27	28	1,3	26,8	24,65	24,65	0,09
	28	1,3	26,8	24,29		
	28	1,3	26,8	25,01		
	28	1,3	26,8	24,65		

Окончание таблицы К.2

1	2	3	4	5	6	7
28	35	0,6	27,9	18,80	21,32	2,84
	35	0,7	27,8	22,07		
	35	0,7	27,9	22,11		
	35	0,7	27,9	22,30		
29	30	0,7	27,0	16,53	16,16	1,34
	30	0,7	26,9	16,93		
	30	0,6	26,9	14,44		
	30	0,7	26,9	16,73		
30	28	0,6	26,3	10,13	10,57	0,78
	28	0,6	26,2	10,13		
	28	0,7	26,3	11,90		
	28	0,6	26,3	10,13		



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Дальневосточный федеральный университет»
(ДВФУ)

Инженерная школа

Кафедры инженерных систем зданий и сооружений

ОТЗЫВ РУКОВОДИТЕЛЯ ВКР

на выпускную квалификационную работу студента(ки)

Сергиенко Ксении Николаевны.

(фамилия, имя, отчество)

направление 08.04.01 «Строительство», магистерская программа «Теплогазоснабжение населенных мест и предприятий»

группа М3219-б

Руководитель ВКР к.т.н., доцент Тарасова Е.В., к.т.н., доцент Кобзарь А.В.

(ученая степень, ученое звание, и. о. фамилия)

На тему: «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение с использованием сезонной аккумуляции естественного холода для административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в г. Владивосток»

Дата защиты ВКР «02» июля 2018 г.

Выпускная квалификационная работа посвящена энергосберегающим мероприятиям при создании требуемых параметров микроклимата в теплый период года. Энергосберегающая политика и создание энергоэффективного оборудования позволяет рационально использовать ресурсы. Аккумуляция холода в системах холодоснабжения зданий с использованием возобновляемого источника холода – снега и льда является одним из способов уменьшения потребления энергии и экономически выгодным инженерным решением.

Целью ВКР является разработка наиболее энергоэффективной СКВ для административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в городе Владивостоке.

Проведен расчет выделяющихся вредностей для жилой части административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в г. Владивостоке, проведено построение процессов обработки воздуха на I-d диаграмме, определены параметры обрабатываемого воздуха и воздухообмена. На основании проведенных расчетов подобрано оборудование системы чиллер – фэнкойл. Выполнен гидравлический расчет трубопроводов системы холодоснабжения фэнкойлов.

Для сравнения вариантов холодоснабжения проведен расчет не традиционных источников холода для системы кондиционирования воздуха жилой части административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый Лебедь».

По расходу холода произведен расчет холодохранилищ двух типов (ледяной бунт и контейнер со льдом) Произведен расчет холодохранилища типа ледяной бунт для административно-приемного корпуса санатория-профилактория. Для данного холодохранилища рассчитан теплообменный аппарат.

Выполнен технико-экономический анализ систем кондиционирования воздуха. Наиболее быстро окупится СКВ с использованием аккумуляции естественного холода типа ледяной бунт (за 4,1 год). Традиционная система кондиционирования чиллер-фэнкойл и холодохранилище типа ледяной контейнер будут окупаться примерно одинаково – 7,1 и 7,2 года.

Дипломантом смонтирована экспериментальная установка для получения уточненных данных по определению коэффициента теплоотдачи от воздушного потока к поверхности льда.

Сергиенко К.Н. проведен научный физический эксперимент и определены коэффициенты теплоотдачи от охлаждаемого воздуха к поверхности льда, проведено сравнение результатов эксперимента с результатами полученными ранее.

Выпускная квалификационная работа выполнена в полном объеме, соответствует заданию.

В процессе выполнения научно – исследовательской ВКР Сергиенко К.Н. проявила самостоятельность и умение работать с научной и технической литературой, изучил зарубежный опыт в данной области использования источников холода (льда и снега), показал глубину знаний и умений в процессе проектирования и планирования эксперимента, а также в обработке экспериментальных данных.

Научные исследования при выполнении ВКР Сергиенко К.Н. технически безупречны, аргументированы и подтверждены расчетами и анализом ранее выполненных исследований, имеют законченный вид и весьма актуальны с целью получения энергоэффективных и энергосберегающих технологий в системах климата зданий и сооружений. На основании исследований сделан доклад и опубликована статья на конференции «Молодежь и научно – технический прогресс - 2017».

Оригинальность текста ВКР составляет 82 %.

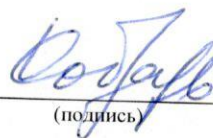
В целом выпускная квалификационная работа выполнена в соответствии с заданием, отвечает современному уровню использования холода в системах вентиляции и СКВ, заслуживает оценки – отлично,

а Сергиенко Ксения Николаевна заслуживает присвоение квалификации магистр по направлению 08.04.01 Строительство

Руководитель ВКР К.Т.Н., доцент
(уч. степень, уч. звание)

Тарасова Е.В.
(ф.и.о. фамилия)

Руководитель ВКР К.Т.Н., доцент
(уч. степень, уч. звание)


(подпись)

Кобзарь А.В.
(ф.и.о. фамилия)

«25» июня 2018 г.



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Дальневосточный федеральный университет»
(ДВФУ)

Инженерная школа

Кафедры инженерных систем зданий и сооружений

РЕЦЕНЗИЯ

на выпускную квалификационную работу студента(ки)
Сергиенко Ксении Николаевны

(фамилия, имя, отчество)

направление (специальность) 08.04.01 «Строительство» «Теплогазоснабжение населенных мест и предприятий» группа M3219-б

Руководитель ВКР

Кандидат технических наук, доцент Е.В. Тарасова

(ученая степень, ученое звание, и. о. фамилия)

На тему «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение с использованием сезонной аккумуляции естественного холода для административно-приемного корпуса санатория-профилактория «Белый лебедь» в г. Владивосток»

Дата защиты ВКР «02» июля 2018 г.

1 Актуальность ВКР, ее научное, практическое значение и соответствие заданию

Достоинством выпускной квалификационной работы является его практическая значимость, глубина проработки. Студентом выполнен физический эксперимент.

Актуальность работы заключается в исследовании экономических показателей современных систем кондиционирования воздуха с использованием естественных источников холода.

В работе основные технические решения соответствуют требованиям нормативно-справочной литературы. Пояснительная записка и графическая часть работы выполнены в соответствии с требованиями по оформлению выпускных квалификационных работ.

В работе использовались фактические исходные данные, собранные студентом самостоятельно во время выезда на объект

2 Достоинства работы: умение работать с литературой, последовательно и грамотное излагать материал, оригинальность идей, раскрытие темы, достижение поставленных целей и задач

Достоинством выпускной квалификационной работы является её практическая значимость. Рассмотрены два источника холода: традиционный (чиллер) и нетрадиционный (холодохранилище). Рассчитаны и сконструированы два типа холодохранилищ. Произведен технико-экономический анализ. Текстовая часть выпускной квалификационной работы оформлена качественно в соответствии с правилами оформления ВКР.

3 Недостатки и замечания (как по содержанию, так и по оформлению)

Недостаточно точно посчитаны затраты на устройство холодохранилища.

4 Целесообразность внедрения, использование в учебном процессе, публикации и т.п.

Проведенный технико-экономический анализ подтвердил, что наиболее экономически выгодным вариантом является холодохранилище.

В ходе работы над экспериментом была усовершенствована установка для исследования процессов тепломассообмена при непосредственном контакте потока воздуха со льдом

5 Общий вывод:

Выпускная квалификационная работа соответствует требованиям выпускных квалификационных работ, выпускник **Сергиенко Ксения Николаевна** заслуживает присвоение квалификации «магистр», а выпускная квалификационная работа оценки «отлично»

Оценка Отлично

Рецензент Щетинин В.М.
(и. о. фамилия)



(подпись)

Генеральный директор ООО «Дальстам», канд. техн. наук
(должность по основному месту работы, ученая степень, ученое звание)

«__» _____ 2018 г.



