

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-  
строительный университет»  
Министерства образования и науки РФ

*На правах рукописи*

**КИБОРТ Иван Дмитриевич**

**РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ  
ИССЛЕДОВАНИЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ  
УДАЛЯЕМОГО ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА**

**Специальность: 05.23.03 – Теплоснабжение, вентиляция,  
кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение**

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук,  
доцент В.М Уляшева

Санкт-Петербург – 2016

## Список сокращений и условных обозначений

- АС – аэродинамическое сопротивление;
- ВТН – воздушный тепловой насос;
- ВХМ – воздушная холодильная машина;
- ГС – гидравлическое сопротивление;
- КПЭ – коэффициент преобразования энергии;
- КПЭо – общий коэффициент преобразования энергии;
- ПКХМ – парокompрессионная холодильная машина;
- ПУ – пластинчатый утилизатор;
- ПЭХМ – парожекционная холодильная машина;
- СКВ – система кондиционирования воздуха;
- СУ – система утилизации;
- ТН – тепловой насос;
- УПТ – утилизатор с промежуточным теплоносителем;
- ХМ – холодильная машина;
- $E$  – электрическая энергия, кВт;
- $F$  – площадь теплообменной поверхности, м<sup>2</sup>;
- $G$  – массовый расход воздуха, кг/ч;
- $h$  – энтальпия хладагента, кДж/кг;
- $i$  – энтальпия воздуха, кДж/кг;
- $L$  – объемный расход воздуха, м<sup>3</sup>/ч;
- $m$  – массовый расход хладагента, кг/ч;
- $P$  – давление, Па;
- $Q$  – тепловая энергия, кВт;
- $s$  – энтропия, кДж/(кг·К)
- $t$  – температура, °С;
- $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	7
1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ВОЗДУШНЫМ ТЕПЛОВЫМ НАСОСОМ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА.....	13
1.1 Анализ исследований в области утилизации теплоты в системах вентиляции и кондиционирования воздуха .....	13
1.2 Общая характеристика теплонаносных технологий.....	15
1.3 Исследования в области утилизации низкопотенциальной тепловой энергии .....	23
1.3.1 Утилизация низкопотенциальной тепловой энергии грунта.....	24
1.3.2 Утилизация низкопотенциальной тепловой энергии воздуха.....	27
1.4 Обзор современных методик расчета холодильных машин .....	33
1.4.1 Общие положения .....	33
1.4.2 Расчет воздушных холодильных машин .....	35
1.4.3 Расчет паровых холодильных машин .....	36
1.4.4 Расчет парэжекторных холодильных машин .....	39
Выводы по главе.....	40
2 РАЗРАБОТКА ВИРТУАЛЬНОЙ МОДЕЛИ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА .....	41
2.1 Условия разработки виртуальной модели и краткое описание технических особенностей работы утилизатора.....	41
2.2 Основа математической модели системы утилизации теплоты удаляемого воздуха на основе воздушного теплового насоса .....	44
2.2.1 Расчет цикла холодильной машины.....	44

2.2.2	Методика расчета параметров испарителя и конденсатора .....	52
2.3	Взаимосвязь параметров работы цикла холодильной машины и параметров работы теплообменного оборудования.....	56
2.3.1	Основные зависимости параметров работы воздухоохладителя ..	57
2.3.2	Основные зависимость параметров работы воздушнонагревателя .	60
2.3.3	Основные зависимости параметров цикла холодильной машины	62
2.3.4	Соотношение величины КПЭ и сопротивлений теплообменных аппаратов .....	64
2.3.5	Влияние расхода воздуха на параметры системы.....	69
2.4	Методика подбора параметров СУ на основе воздушного теплового насоса.....	71
2.5	Моделирование параметров работы системы при изменении расхода воздуха.....	75
	Выводы по главе.....	78
3	ОСОБЕННОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ИМИТАЦИОННЫХ МОДЕЛЕЙ РАБОТЫ УТИЛИЗАТОРОВ НА ОСНОВЕ ВОЗДУШНОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА.....	80
3.1	Структура алгоритма расчета параметров работы утилизатора на основе холодильной машины .....	81
3.1.1	База данных физических параметров хладагентов .....	83
3.1.2	База данных значений единиц теплопереноса .....	85
3.1.3	База данных значений типовых параметров теплообменных аппаратов .....	87
3.1.4	Особенности базы данных значений типовых площадей .....	88
3.1.5	Алгоритм работы модуля расчета испарителя.....	89
3.1.6	Алгоритм работы модуля расчета конденсатора .....	90

3.1.7	Алгоритм работы модуля расчета цикла холодильной машины ..	92
3.2	Особенности процесса моделирования параметров работы утилизатора на основе ВТН .....	92
	Выводы по главе.....	96
4	СРАВНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ ВИРТУАЛЬНОЙ МОДЕЛИ И РЕЗУЛЬТАТОВ СТЕНДОВЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ.....	98
4.1	Экспериментальные стенды, измерительные приборы и сенсоры .....	99
4.2	Методика и результаты экспериментальных исследований на стенде «Пластинчатый утилизатор».....	106
4.3	Методика и результаты экспериментальных исследований на стенде «Тепловой насос» .....	111
4.4	Методика и результаты экспериментальных исследований на стенде «Теплообменные аппараты систем обработки воздуха» .....	120
	Выводы по главе.....	124
5	СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ВНЕДРЕНИЯ ВТН В ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНУЮ УСТАНОВКУ .....	125
5.1	Энергетические показатели использования утилизаторов .....	126
5.2	Сравнение экономических показателей работы утилизаторов .....	131
	Выводы по главе.....	143
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	144
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ .....	146
	Приложение А. Материалы к методике подбора параметров утилизатора на основе воздушного теплового насоса .....	159
	Приложение Б. Базы данных адаптированные к применению в виртуальной модели СУ на основе воздушного теплового насоса .....	164

Приложение В. Характеристики средств измерения.....	169
Приложение Г. Обработка результатов экспериментальных измерений.....	171
Приложение Д. Внедрение результатов исследования .....	186

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы исследования.** Современные системы кондиционирования воздуха (СКВ) являются сложными инженерными системами, обеспечивающими оптимальный микроклимат помещения и высокий уровень комфорта. Для ряда объектов (общественные здания, исследовательские лаборатории, помещения, оборудованные вычислительной техникой производственных зданий и т.д.) наличие СКВ является обязательным условием для функционирования.

СКВ являются потребителями значительного количества энергии, в частности тепловой энергии. Согласно современным требованиям технической политики Российской Федерации обязательным условием при проектировании инженерных систем становится использование энергосберегающих мероприятий. В связи с этим важной народнохозяйственной задачей является сокращение энергозатрат на эксплуатацию систем обеспечения микроклимата, которое может быть достигнуто за счет использования нетрадиционных и возобновляемых источников энергии. Исследование различных способов повышения энергоэффективности, а также совершенствование методических основ для проектирования и анализа систем кондиционирования воздуха является актуальным вопросом развития науки энергосбережения.

Актуальность данного исследования подтверждается грантами: грант Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере по программе «УМНИК», премия «ГАЗПРОМ-Новация» в области энергосберегающих технологий.

**Степень разработанности темы исследования.** Теоретическими основами работы являются исследования российских и зарубежных ученых, таких как: О.А. Аверкова, С.М. Анисимов, В.Н. Богословский, Г.П. Васильев, В.Я. Гершкович, И.М. Калнинь, Е.Е. Карпис, О.Я. Кокорин, О.А. Колунов, А.Ю. Кузьмин, Е.Г. Малявина, М.Я. Поз, Г.М. Позин, А.А. Рымкевич, А.Г. Сотников, З.В. Удовиченко, С.П. Филиппов, А.В. Цыганков, Б.Н. Юрманов, М.

Abrahamsson и др., труды которых посвящены фундаментальным вопросам и проблеме применения утилизации тепловой энергии как основы энергообеспечения объектов.

**Цель работы** заключается в разработке имитационных моделей аппаратов утилизации теплоты, развитии эффективных методов расчета и экспериментальных исследований систем утилизации тепловой энергии.

В соответствии с целью диссертационного исследования были сформулированы следующие задачи:

- провести анализ существующих методик расчета систем утилизации тепловой энергии удаляемого воздуха;
- разработать имитационные модели воздушного теплового насоса, пластинчатого утилизатора и утилизатора с промежуточным теплоносителем;
- провести моделирование работы системы утилизации на основе воздушного теплового насоса, пластинчатого утилизатора и утилизатора с промежуточным теплоносителем в составе приточно-вытяжной установки;
- на основании результатов моделирования обобщить массив полученных данных и выявить наиболее важные зависимости параметров;
- сформулировать структуру методики расчета параметров системы утилизации на основе воздушного теплового насоса;
- провести сравнительный анализ результатов моделирования параметров работы утилизаторов различного типа;
- разработать программный комплекс для расчета основных параметров работы системы утилизации тепловой энергии удаляемого вентиляционного воздуха;
- разработать схемы и создать лабораторные установки для проведения экспериментальных исследований с целью определения степени достоверности имитационных моделей воздушного теплового насоса и утилизаторов различного типа.

**Объект исследования** – система утилизации теплоты удаляемого вентиляционного воздуха.

**Предмет исследования** – зависимости параметров работы цикла обращенной холодильной машины от параметров работы теплообменных аппаратов в условиях применения в приточно-вытяжной установке.

**Научная новизна** исследования заключается в следующем:

1. Разработаны имитационные модели утилизаторов тепловой энергии удаляемого вентиляционного воздуха, позволяющие получить массивы аэродинамических, гидравлических, теплотехнических и энергетических характеристик теплообменных аппаратов в широком диапазоне исходных данных;

2. По результатам экспериментальных исследований на разработанных автором лабораторных установках на основании регрессионного анализа получены зависимости значений коэффициента преобразования энергии (КПЭ), размеров теплообменных поверхностей и общей эффективности утилизатора от затраченной энергии на преодоление аэродинамических и гидравлических сопротивлений, температур в узловых точках термодинамического цикла, количества утилизированной энергии, температур удаляемого и приточного воздуха;

3. Уточнен метод оценки эффективности системы утилизации теплоты на базе воздушного теплового насоса, на основе предложенного автором общего коэффициента преобразования энергии (КПЭ<sub>о</sub>), определяющего отношение затрат энергии на работу системы утилизации, включая затраты на дополнительные аэродинамические и гидравлические сопротивления, к утилизированной тепловой энергии;

4. Разработаны графоаналитическая методика и соответствующий программный комплекс для расчета параметров системы утилизации теплоты на основе воздушного теплового насоса, позволяющие выявить наиболее энергоэффективный вариант компоновки системы;

5. На основе анализа и обобщения результатов математического моделирования и данных экспериментальных исследований получен коэффициент детерминации в пределах  $0,89 \div 0,95$ , что доказывает адекватность имитационных моделей;

6. Определены граничные условия рационального применения системы утилизации тепловой энергии удаляемого вентиляционного воздуха на основе воздушного теплового насоса с учетом климатических и экономических условий Российской Федерации.

**Методологической основой** диссертационного исследования служат основные теоретические положения процессов тепломассообмена и аэродинамики в аппаратах обработки воздуха; методы планирования экспериментальных исследований; теория математического моделирования.

В качестве источников информации использованы отечественные и зарубежные нормативные документы в исследуемой области, монографии и другие публикации научно-исследовательского характера, учебные и справочные пособия, специализированные программные комплексы.

**Область исследования** соответствует требованиям паспорта научной специальности ВАК: 05.23.03 – Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирования воздуха, газоснабжение и освещение: п. 3. «Создание и развитие эффективных методов расчета и экспериментальных исследований систем теплоснабжения, вентиляции, кондиционирования воздуха, газоснабжения, освещения, защиты от шума».

**Теоретическая значимость** диссертационного исследования заключается в разработке универсального расчетного алгоритма анализа и проектирования системы утилизации теплоты удаляемого воздуха, а также в формировании исчерпывающего массива параметров работы теплоутилизационного воздушного теплового насоса для широкого диапазона исходных данных.

**Практическая значимость** диссертационного исследования заключается в разработке программного комплекса для расчета и анализа системы утилизации теплоты удаляемого воздуха, а также графоаналитической методики,

которая может применяться в рамках учебного процесса и при выполнении проектных работ. Основные результаты исследований внедрены в проектную деятельность ООО «СПБ-Гипрошахт».

**Положения, выносимые на защиту:**

- имитационные модели утилизаторов тепловой энергии удаляемого вентиляционного воздуха;
- зависимости площади теплообменной поверхности испарителя и конденсатора, коэффициента преобразования энергии (КПЭ) от температур воздуха и хладагента в узловых точках цикла для ряда характерных ситуаций, полученные по результатам экспериментальных исследований на разработанных и созданных автором лабораторных установках;
- зависимость для определения величины общего коэффициента преобразования энергии (КПЭ<sub>о</sub>), для оценки эффективности системы утилизации теплоты предложено использовать, характеризующего отношение затрат энергии на работу системы утилизации, включая затраты на дополнительные аэродинамические и гидравлические сопротивления, к утилизируемой тепловой энергии
- графоаналитическая методика расчета параметров теплонасосной системы утилизации тепловой энергии удаляемого вентиляционного воздуха;
- результаты экспериментальных исследований и расчета виртуальной модели функционирования системы утилизации тепловой энергии удаляемого вентиляционного воздуха;
- условия рационального применения теплоутилизационного воздушного теплового насоса в климатических и экономических особенностях Российской Федерации;

**Апробация работы.** Результаты исследования были апробированы с соответствующим результатам на следующих мероприятиях:

Научно-практические конференции: Международные научно-практические конференции «Освоение минеральных ресурсов Севера: проблемы и решения», Санкт-Петербург. – диплом I степени (2010г.), диплом II степени

(2011г.); международные молодежные научные конференции «Севергеоэко-тех», Ухта. – диплом I степени (2012г.), диплом I степени (2013г.); Научно-технические конференции молодёжи ОАО «Северные магистральные нефтепроводы», Ухта. – диплом II степени (2012г.), диплом II степени (2013г.), диплом II степени (2014г.);

Выставки и ЭКСПО: Республиканские молодежные инновационные конвенты, Ухта. – диплом победителя в номинации «Интернет технологии в промышленной теплоэнергетике» (2012г.), диплом I степени в номинации «Технические науки» (2015г.); ВУЗПРОМЭКСПО – 2014, 2015.

Премии и гранты: премия администрации МОГО «Ухта» в номинации «научно-техническое творчество, учебно-исследовательская деятельность» городского конкурса на премирование талантливой молодёжи – 2013г.; целевой грант «УМНИК» - 2014г.; премия «ГАЗПРОМ Новация» - 2014г.;

**Достоверность результатов** исследования подтверждается использованием фундаментальных положений расчёта теплообменных аппаратов систем кондиционирования и вентиляции, а также пароконденсационных холодильных машин; применением современных методов проектирования виртуальных моделей и расчётно-аналитического программного обеспечения; удовлетворительной сходимостью данных экспериментальных исследований и результатов расчета с использованием виртуальной модели.

**Публикации.** По теме диссертации было опубликовано 13 статей научного характера общим объемом 4,2 п. л., в том числе 5 (объемом 2,3 п. л.) в рецензируемых изданиях согласно перечню, размещенному на официальном сайте ВАК.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, пяти глав с выводами по каждой из них, общих выводов. Диссертация содержит 187 страниц машинописного текста, 30 таблиц, 96 рисунков, 95 формулы, 5 приложений и список использованной литературы из 134 наименований работ отечественных и зарубежных авторов.

# **1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ВОЗДУШНЫМ ТЕПЛОВЫМ НАСОСОМ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

## **1.1 Анализ исследований в области утилизации теплоты в системах вентиляции и кондиционирования воздуха**

Вопросам эффективности энергосбережения в системах вентиляции и кондиционирования воздуха посвящены исследования многих отечественных и зарубежных ученых: В.Н. Богословского, М.Я. Поза, О.Я. Кокорина, Ю.А. Табунщикова, М.Г. Тарабанова, М.Е. Дискина, Г.П. Васильева, В.Я. Гершковича, М.Абрахамссона (M.Abrahamsson), В.Файст (W.Feist) и др.

Среди зарубежных авторов необходимо отметить труды следующих ученых: М.Абрахамссона (M.Abrahamsson) [111], затрагивающие проблему интенсивного потребления тепловой энергии системами кондиционирования и вентиляции; М.Гжелчака (M.Grzelczak) [121], в работе которого рассматриваются вопросы обеспечения энергоэффективного микроклимата помещений высотных зданий; В.Файста (W.Feist) [100], автора теории «пассивного дома», обладающего чрезвычайно низким энергопотреблением за счет повышенной теплозащиты ограждений, рациональной ориентации и объемно-планировочных решений, а также использования вторичных энергоресурсов и внутренних источников теплоты.

Среди отечественных ученых особый вклад в развитие науки энергосбережения внесли В.Н.Богословский, М.Я.Поз, О.Я.Кокорин [11, 49, 50], труды которых посвящены разработке энергоэффективных схем обработки воздуха в системах кондиционирования и исследованию температурной эффективности устройств утилизации теплоты. В своих работах В.Н.Богословский и М.Я.Поз широко используют методы математического моделирования процессов теплопереноса в теплообменных аппаратах и термодинамический анализ процессов изменения состояния влажного воздуха. Особо стоит отметить

работу В.Н.Богословского и М.Я.Пола [11], фундаментальные тезисы которой на тему теплофизики аппаратов утилизации тепловой энергии легли в основу математического аппарата алгоритма предлагаемой виртуальной модели.

Неотъемлемое практическое значение имеет работа М.Г. Тарабанова [93], в которой рассматриваются особенности работы сложной системы вентиляции и кондиционирования крупного объекта с большим числом людей, пребывание которых в обслуживаемом объеме неравномерно в течение суток. В пиковые часы предусмотрен режим, при котором удаляемый из надземной части воздух, предварительно охлаждаясь в теплоутилизаторе, частично или полностью поступает в подземную стоянку.

Необходимо также отметить труды М.Е. Дискина, и, в частности [33], где автор рассматривает понятие эффективности рекуперации. На рисунке 1.1 представлена зависимость предельной эффективности рекуперации от температуры притока воздуха.

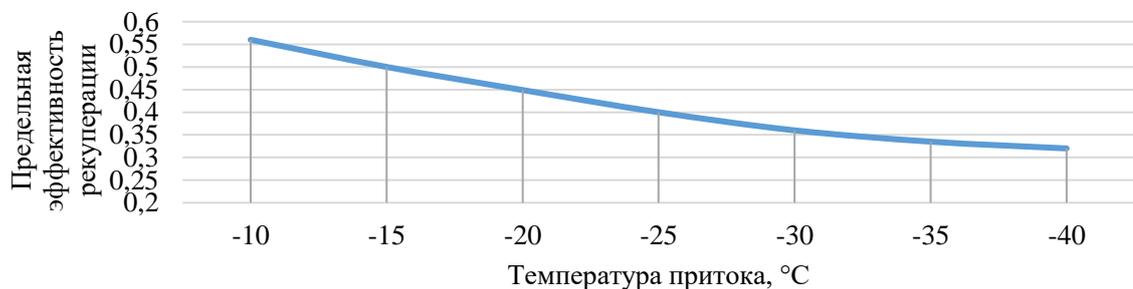


Рисунок 1.1 – Предельная эффективность по условиям обмерзания

Комплексными работами концептуального характера в области энергосбережения являются исследования Ю. А. Табунщикова и М. М. Бродач [92]. Они посвящены применению математических методов для изучения тепловой эффективности зданий, проектирования энергоэффективных зданий, а также особенностям разработки математических моделей для систем управления тепловым режимом интеллектуальных зданий.

В области исследования вопросов внедрения воздушного теплового насоса (ТН) в энергетическую схему здания необходимо отметить труды

Г.П. Васильева [13-16] и В.Ф. Гершковича [24]. Авторы рассматривают различные технические и экономические аспекты внедрения и функционирования различных типов ТН, включая теплоутилизационные.

О.Я. Кокорин в работе [45] рассматривает воздушный ТН как элемент энергоэффективной системы регулирования уровня влажности в помещении бассейна. В данной работе внедрение ТН позволило выполнить следующие мероприятия:

- осушку воздуха под перекрытием помещения;
- нагрев осушенного воздуха теплотой конденсации;
- компенсацию теплотерь через покрытия здания.

## **1.2 Общая характеристика теплонаносных технологий**

Тепловой насос является одним из базовых элементов для повышения энергоэффективности теплопередающей системы. В основу работы данной технологии положен цикл Карно, при котором возможна трансформация потенциала тепловой энергии за счет механической работы извне. В число преимуществ данной технологии входят возможность поглощения низкопотенциальной теплоты и высокое значение численного соотношения производимой тепловой энергии и затрачиваемой электрической.

Как и любая развивающаяся сфера альтернативной энергетики, теплонаносные технологии требуют активного экономического стимулирования, и немаловажную роль в этом играет государственная поддержка. Во многом благодаря государственному регулированию сферы теплоэнергетики, ТН стали активно внедряться на Западе, как один из инструментов повышения эффективности потребления энергоресурсов.

На рисунке 1.2 представлена динамика роста рынка ТН для различных регионов. Данные по Европе приняты согласно [119], США [131], Россия [115, 116]. Резкий рост уровня реализации ТН в Европе, начиная с 1999г, обусловлен

активной политикой субсидирования и тарифных льгот для абонентов, внедряющих или приобретающих ТН [122]. Очевидно, что высокая степень энергетической зависимости Европейских государств обуславливают существенный объем инвестиций в альтернативные источники энергии. Применение ТН в России больше обусловлено непосредственными характеристиками объекта, будь то удалённость от основных магистралей транспортировки энергоресурсов или личные предпочтения заказчика. Ввиду доступности и относительно низкой стоимости традиционных энергоресурсов развитие отечественного рынка ТН имеет ограниченный характер.

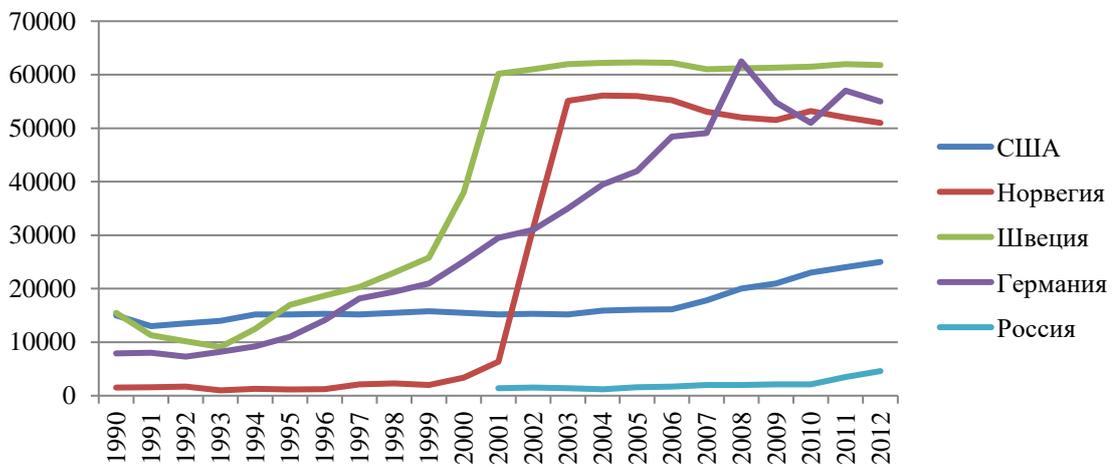


Рисунок 1.2 – Общее число реализованных ТН

В США стабильные показатели рынка являются следствием достаточно благоприятной экономической атмосферы среднего класса, который менее зависим от колебаний цен на тепловую энергию. Изменения динамики рынка в 2006 году обусловлены государственным нормированием, регламентирующим активное внедрение ТН в системы теплоутилизации общественных зданий, а также внедрения ТН как вспомогательной энергосистемы в промышленность [118]. В таблице 1.1 приведены сравнительные показатели эффективности потребления ресурсов и объем выбросов  $\text{CO}_2$  для ряда источников энергии [133].

Одной из актуальных тем является рациональный выбор хладагента. На

рисунке 1.3 представлена сравнительная диаграмма значений теплопроизводительности и коэффициента преобразования энергии (КПЭ) [126]. На рисунке 1.4 представлена сравнительная диаграмма соотношения стоимости хладагентов [123] на начало 2016 года.

Таблица 1.1 – Сравнительные показатели источников тепловой энергии

	Природный газ	Нефть	СУГ	Воздушный тепловой насос	Грунтовый тепловой насос
Объем выбросов CO <sub>2</sub> , г/кВт	0,216	0,341	0,275	0,178	0,162
КПД энергосистемы	90%	87%	89%	290%	320%

Примечательно, что в противовес исследованиям [129], проводившимся при температурах выше 0°C, можно представить результаты моделирования [2], в которых проводилось исследование влияния крайне низких температур на показатели работы ТН с различными хладагентами. На рисунке 1.5 представлены кривые изменения КПЭ от температуры наружного воздуха.

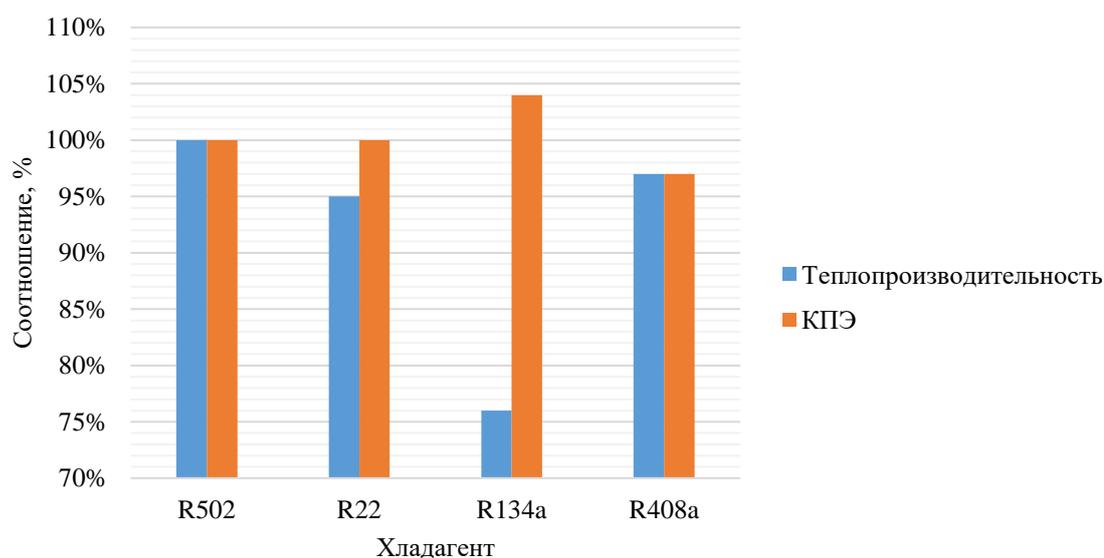


Рисунок 1.3 – Сравнение теплопроизводительности и КПЭ ТН, работающего с различными хладагентами

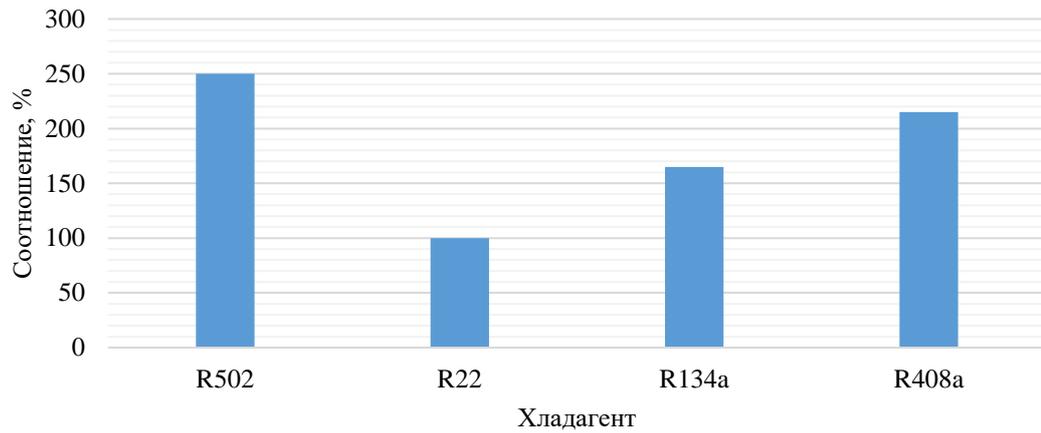


Рисунок 1.4 – Соотношение стоимости хладагента

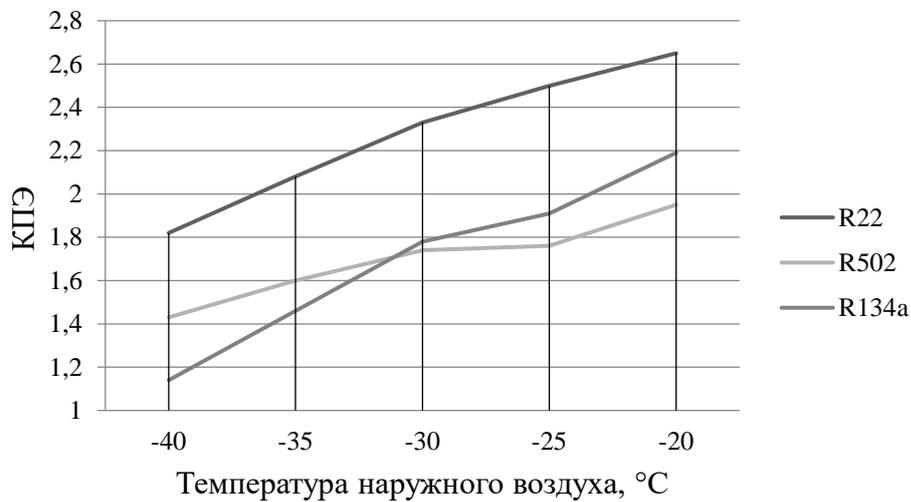


Рисунок 1.5 – Динамика изменения КПЭ от температуры воздуха

Резюмируя вышеизложенное, можно утверждать, что выбор хладагента сопряжен с анализом назначения ТН и условий эксплуатации.

Основу научных исследований совершенствования и эксплуатации ТН составляют труды Д. Рей, Д. Макмайл, В. С. Мартыновского, В. Ф. Гершковича, Е. И. Литовского. В частности, в работах Д. Рей и В. С. Мартыновского [75] представлены фундаментальные понятия. Рассмотрим основные варианты классификации ТН. На рисунке 1.6. представлена классификация ТН по основным признакам.

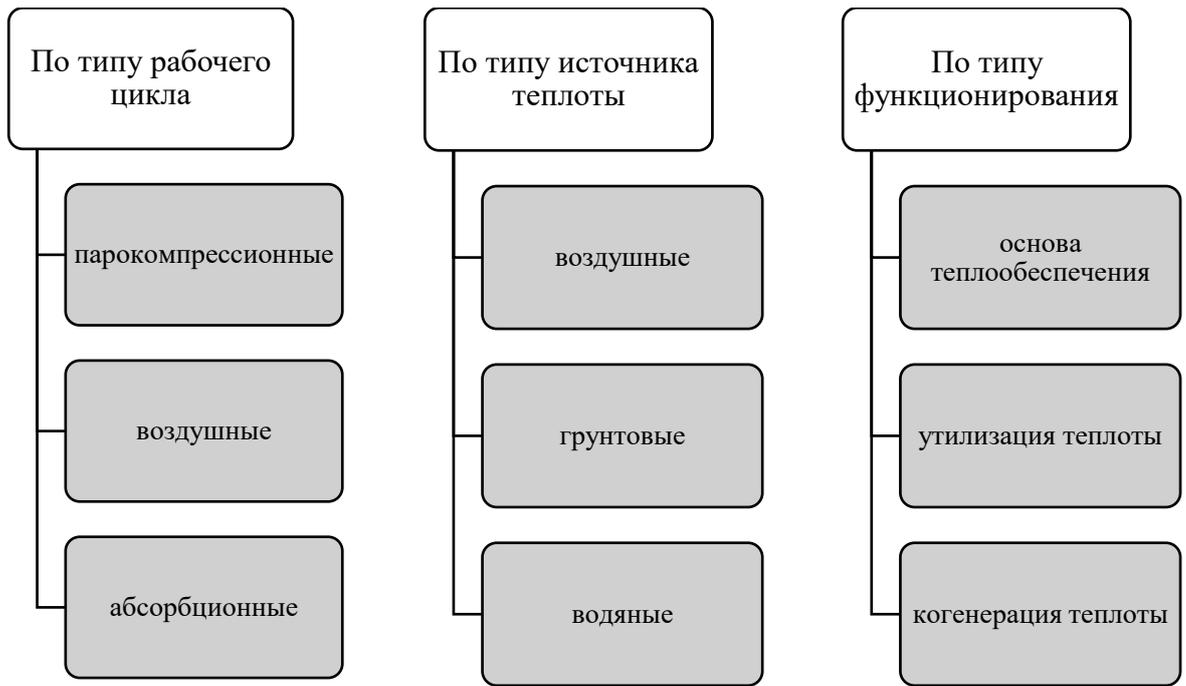


Рисунок 1.6 – Варианты классификации ТН

Ввиду тесной взаимосвязи ТН и систем утилизации тепловой энергии такие виды парокompрессионных ТН как грунтовые, воздушные и теплоутилизационные, которые подробнее рассмотрены в разделах 1.3.1 и 1.3.2.

Рассмотрим некоторые варианты альтернативных видов ТН. Интересной альтернативой парокompрессионному циклу является абсорбционный цикл, применяемый в абсорбционных тепловых насосах (АБТН). Принцип действия АБТН основан на способности раствора абсорбента поглощать водяные пары, имеющих более низкую температуру, чем раствор. В качестве хладагента применяется вода, которая кипит под вакуумом на трубном пучке испарителя за счет теплоты, отводимой от циркулирующей в трубках охлаждаемой среды. Водяные пары поглощаются раствором абсорбента на трубном пучке абсорбера с выделением теплоты, которая отводится нагреваемой водой, циркулирующей в трубках. Разбавленный раствор из абсорбера откачивается в генератор, где на трубном пучке осуществляется регенерация поглощенных в абсорбере водяных паров за счет теплоты греющего теплоносителя.

Сконденсированные нагреваемой водой водяные пары хладагента возвращаются в испаритель, а концентрированный раствор – в абсорбер [110, 112]. На рисунке 1.7 представлен принцип работы АБТН.

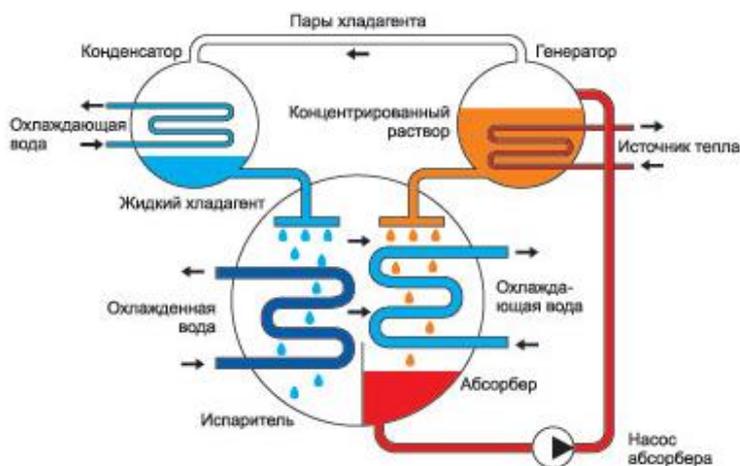


Рисунок 1.7 – Схема работы АБТН

#### Основные достоинства:

- возможность применения любого источника теплоты в качестве движущей силы;
- возможность создания агрегата без движущихся деталей;
- относительная безопасность рабочего тела в случае разгерметизации.

#### Основные недостатки:

- низкая эффективность по сравнению с парокомпрессионными ТН той же мощности;
- сложность конструкции;
- зависимость от геометрического положения.

Отечественный опыт эксплуатации абсорбционных ТН описан в статье Д. Турлайса [964]. В данной статье на практическом примере АО «RIGAS SILTUMS» теплоцентрали «Imanta» изложена общая информация о приобретённом опыте и методике процесса утилизации теплоты низкого потенциала с использованием промышленной абсорбционной теплонасосной установки для

повышения эффективности когенерационного энергоблока. На базе рассмотренного примера были произведены расчеты экономических показателей внедрения парокомпрессионного и абсорбционного ТН. Результаты расчетов сведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Сравнительная таблица расчётных экономических показателей

Показатели	Абсорбционный ТН	Парокомпрессионный ТН
Общие затраты на установку, млн.EUR	1,2	1,5
Ежегодная экономия денежных средств, млн.EUR	0,6	0,3
Срок окупаемости капитальных затрат, лет	2,2	6,0

Одним из новшеств в области повышения эффективности ТН является применение природных хладагентов, таких как аммиак ( $\text{NH}_3$ ) и углекислый газ ( $\text{CO}_2$ ). Основным преимуществом природного хладагента является широкий температурный диапазон, при котором сохраняется высокая степень преобразования электрической энергии в тепловую [130]. На данный момент сегмент ТН, работающих на природном хладагенте (ТНПХ), активно развивается. В России ТНПХ малой мощности представлены в виде штучных образцов [39]. Отечественные проектировщики в 2006 году сконструировали крупный ТНПХ мощностью 23 МВт [40]. В 2011 году экспериментальная модель ТНПХ ТНСО<sub>2</sub> прошла испытания на возможность включения в состав теплогенерирующего кластера ТЭЦ для обеспечения централизованного теплоснабжения. Последний опубликованный результат относится к моменту проведения экспертного анализа результатов [41].

В области инновационных разработок стоит отметить экспериментальную модель магнитного ТН. В отличие от ТН с парокомпрессионным циклом, в контуре магнитного ТН циркулирует лантанированное железо, изменяющее свою температуру под действием электромагнитного поля. По данным разработчика такой тип ТН будет способен полностью вытеснить классические ТН уже в 2030 году [131].

Проводятся активные исследования в области создания системы теплоутилизации в рабочем цикле ТЭЦ. В условиях достаточно больших теплопотерь при работе современных ТЭС и ТЭЦ внедрение теплоутилизующего ТН большой мощности способно значительно снизить себестоимость получаемой энергии [10, 46]. На рисунке 1.8 представлена принципиальная схема тепловой системы с ТНУ.

Так же необходимо отметить исследования отечественных ученых в области внедрения системы теплоутилизации в работу энергоблоков атомной электростанции при помощи ТН [74].

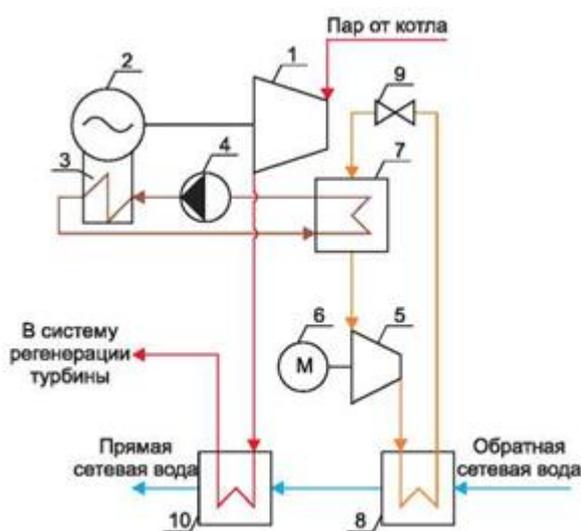


Рисунок 1.8 – Тепловая схема использования компрессионной ТНУ для утилизации теплоты охлаждающей воды генератора на паротурбинной ТЭЦ для нужд теплоснабжения. 1 – паровая турбина; 2 – электрогенератор; 3 – газохладитель; 4 – насос газохлаждения; 5 – компрессор ТНУ; 6 – электродвигатель ТНУ; 7 – испаритель ТНУ; 8 – конденсатор ТНУ; 9 – дроссель ТНУ; 10 – сетевой подогреватель

В работе были сформулированы следующие выводы:

- ТН идеально согласуется с концепцией дальнего теплоснабжения от атомного источника теплоты;
- при помощи ТН большой мощности можно создать наращиваемые дискретные системы теплоснабжения для удовлетворения спроса растущего числа потребителей.

### 1.3 Исследования в области утилизации низкопотенциальной тепловой энергии

Существующие разработки и исследования в области утилизации теплоты можно разделить на способы и технологии утилизации высокопотенциальной и низкопотенциальной теплоты. К наиболее популярным источникам высокопотенциальной тепловой энергии относят:

- нагретые выхлопные газы от работы котельных, газотурбинных установок (ГТУ), двигателей внутреннего сгорания (ДВС);
- излишки тепловой энергии от работы реактора АЭС;
- тригенерация тепловой энергии в котельных и ТЭЦ;
- геотермальные источники.

К наиболее популярным источникам низкопотенциальной тепловой энергии относят: тепловая энергия удаляемого воздуха и тепловая энергия сточных вод.

Кратко рассмотрим основные работы, посвященные совершенствованию процесса утилизации высокопотенциальной тепловой энергии. Впервые теоретические вопросы выбросов теплоты с отработанными газами от ГТУ поднимается в трудах Меркулова И. А. и Генкина К. И. [23, 67]. В них представлены фундаментальные положения о теплофизических процессах, протекающих в ГТУ. Среди работ современных авторов необходимо отметить труды Аксимова В. М., Щегляева А. В. и Щелковского В. И. [108], в которых отражены современные тенденции развития как ГТУ в целом, так и вопроса утилизации теплоты отработанных газов. Применительно к проблеме применения тепловых насосов в качестве системы утилизации высокопотенциальной теплоты отработанных газов ГТУ необходимо отметить работы Литовского Е. И., Антипова Ю. А. и Лобан М.В. [7, 61, 62]. В данных работах подробно рассматриваются проблемы и решения, связанные с внедрением теплового насоса в энергосистему ГТУ.

Пример исследования универсального утилизатора для ДВС, газового

двигатель-генератора, мини-ТЭЦ или автотранспортных средств приводится в работе Турбина В.С [97].

Внедрение теплонасосной установки в энергетическую схему ТЭЦ широко рассмотрено в работах Стенина В.А и Шпильрайн Э. Э. [90, 91, 107].

Исследования в сфере утилизации высокопотенциального тепла также нашли применение в вопросах децентрализованного теплоснабжения. Наглядным примером является схема сжигания твердых бытовых отходов с последующей утилизацией теплоты газообразных продуктов горения, описанная в работе Леппика В.А. [60].

Примером применения системы утилизации высокопотенциальной тепловой энергии в промышленных процессах является работа Удовиченко З.В. [98]. В диссертационной работе рассматривается научная гипотеза совмещения процессов теплообмена между высокотемпературными газами и трубной поверхностью через пленочный слой промежуточного теплоносителя с ассимиляцией этим слоем пылевых частиц, содержащихся в газах.

В промышленной и гражданской теплоэнергетике, как правило, наиболее распространёнными являются источники низкопотенциальной теплоты. К таким источникам относят удаляемый воздух, грунт, сточные воды и т.д. Утилизация низкопотенциальной тепловой энергии сопряжена с трудностями рентабельного применения полученной теплоты. Популярными способами использования утилизированной теплоты являются использование теплонасосных технологий и пассивный нагрев низкотемпературной среды с низкой теплоемкостью.

Для промышленных и общественных СКВ наиболее распространёнными источниками низкопотенциальной тепловой энергии являются тепловая энергия грунта, наружного и удаляемого воздуха.

### **1.3.1 Утилизация низкопотенциальной тепловой энергии грунта**

Рассмотрим текущее состояние вопроса эксплуатации и совершенствования грунтовых систем утилизации тепловой энергии в разрезе проблемы

внедрения теплоутилизационного ТН. В отличие от воздушных грунтовой ТН менее зависим от климатических особенностей района проектирования [112]. Грунт, в ряде случаев, также является хорошим аккумулятором тепловой энергии, что позволяет в частном порядке отказаться от баков-аккумуляторов, накапливая теплоту непосредственно в ее источнике [114].

В основе большинства научных трудов лежат положения, выведенные в работах Гольдштика М.А., Дружинина, С. А., Васильева, Л. Л. [17, 25, 34] и др. В них подробно рассмотрены зависимости течения теплофизических процессов в грунтовом слое, а также положено начало широкому развитию метода извлечения тепловой энергии из грунта. Среди работ современных авторов, необходимо отметить работы Амерханова Р. А., Денисова А. Е., Ададунова Е. А. Мазуренко А. С., Васильева Г. П. [3, 6, 13, 31], посвященные вопросам рационального применения грунтового теплообмена и проблемам моделирования процесса переноса теплоты в грунтах. В частности, в работе Васильева Г.П. [13] использование грунта в качестве источника низкопотенциальной теплоты рассматривается как одно из наиболее динамично развивающихся направлений использования нетрадиционных возобновляемых источников энергии. На рисунке 1.9 представлено изменение температуры грунта в зависимости от его глубины.

Рассматривая наиболее существенные недостатки грунтовых ТН, необходимо обратиться к статье Филиппова С. П. [101]. В тексте отмечаются следующие недостатки:

- высокие удельные капитальные вложения;
- ограничения по температуре на выходе из теплового насоса;
- неоднородность теплового потенциала грунта в региональном разрезе;
- фактор охлаждения грунта при эксплуатации ТНУ.

Существует несколько типов грунтовых ТН, отличающихся по способам организации теплообмена в грунтах (рис.1.10). Основными недостатками грунтовых ТН являются высокая цена, сложность монтажа и необходимость

проведения предварительного изучения свойств грунта на основе геологических изысканий. Тем не менее, за счет более гибких эксплуатационных показателей по сравнению с воздушными грунтовыми ТН составляют более 80% рынка ТН в диапазоне свыше 20кВт [119].

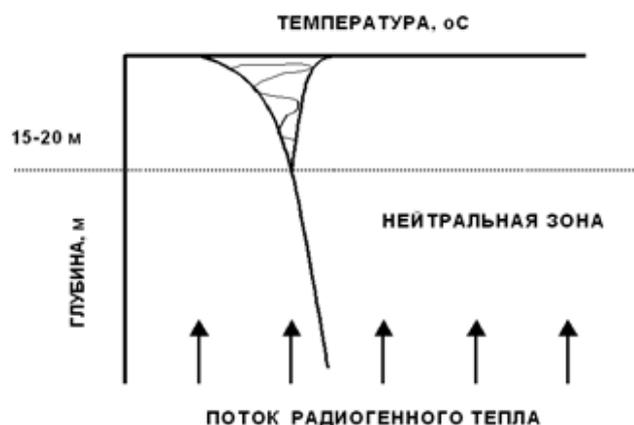


Рисунок 1.9 – Изменение температуры грунта в зависимости от глубины

Грунтовые ТН получили широкое распространение в сфере децентрализованного теплоснабжения частных жилых объектов. Во многом такому распространению поспособствовало развитие концепции low-cost модельного ряда, стоимость которого повышает экономическую целесообразность внедрения грунтовых ТН [131].

В качестве примера можно привести статью Д. Бачурина [9], в которой рассматривается опыт внедрения теплового насоса в качестве системы теплоснабжения для частного жилого здания. Внедрение грунтового ТН в системе с солнечными коллекторами позволяет считать данное здание близким к типу «Нулевого потребления энергии».

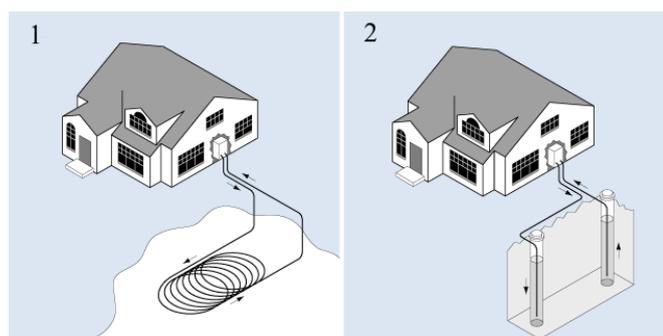


Рисунок 1.10 – Варианты организации теплообмена в грунтах. 1 – закрытый; 2 – открытый

Примером отечественного опыта применения грунтовых ТН является работа Васильева Г. П., в которой рассматривается вариант ТН с комплексной системой источников низкопотенциальной тепловой энергии [16]. В статье описана схема подготовки воды для отопления и ГВС для многоквартирного дома, в которой применяется теплота грунта, удаляемого воздуха и сточных вод. Подобное решение позволило в 2 раза снизить уровень потребления тепловой энергии, по сравнению с типовыми решениями такого рода объектов.

Также необходимо отметить другую работу Васильева Г. П. [15], в которой рассматривается опыт замены угольной котельной на теплонасосную установку грунтового типа для обеспечения тепловой энергией школы вместимостью 162 учащихся. Основным результатом от данного мероприятия является снижение потребления энергоресурсов на 30 – 40%.

### **1.3.2 Утилизация низкопотенциальной тепловой энергии воздуха**

Удаляемый воздух системы вентиляции и кондиционирования является очевидным источником потерь тепловой энергии. Существует значительное количество научной и справочной литературы на тему проектирования и эксплуатации утилизаторов. Работы таких авторов, как В.Н. Богословский, М.Я. Поз, О.Я. Кокорин, И. Н. Журавлева, Н. Б. Барановского [8, 11, 37, 50], подробно раскрывают базовые положения об особенностях теплофизики аппаратов утилизации теплоты. В таблице 1.3 представлены преимущества и недостатки современных теплоутилизаторов. Среди современных работ стоит отметить труды А. Ю. Милованова [68], В. В. Лебедева [57], А. Г. Сотникова [87, 88].

В рамках данного диссертационного исследования рассматривается утилизатор на основе воздушного ТН. Данный вид утилизаторов имеет те же преимущества и недостатки, что и утилизатор с промежуточным теплоносителем, за исключением экономических показателей. Так, утилизатор на основе ТН позволяет утилизировать большее количество тепловой энергии, с большими

эксплуатационными затратами. Анализ на данную тему подробнее представлен в пятой главе данного диссертационного исследования.

Таблица 1.3 – Преимущества и недостатки основных видов аппаратов утилизации тепловой энергии

<b>Утилизатор</b>	<b>Преимущества</b>	<b>Недостатки</b>
Пластинчатый утилизатор	<ul style="list-style-type: none"> <li>– низкая стоимость;</li> <li>– отсутствие механизации;</li> <li>– простая эксплуатация</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– большие габариты;</li> <li>– относительно небольшая эффективность</li> </ul>
Утилизатор регенеративного типа	<ul style="list-style-type: none"> <li>– высокая эффективность;</li> <li>– небольшие продольные габариты</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– большие поперечные габариты;</li> <li>– наличие вращающегося блока;</li> <li>– высокая стоимость</li> </ul>
Утилизатор с промежуточным теплоносителем	<ul style="list-style-type: none"> <li>– высокая эффективность;</li> <li>– возможность регулирования;</li> <li>– малые габариты</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– высокая стоимость;</li> <li>– наличие гидравлического контура</li> </ul>
Тепловые трубки	<ul style="list-style-type: none"> <li>– малые габариты;</li> <li>– высокая эффективность</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– высокая стоимость;</li> <li>– сложность монтажа и эксплуатации</li> </ul>
Воздушный тепловой насос	<ul style="list-style-type: none"> <li>– высокая эффективность;</li> <li>– возможность регулирования;</li> <li>– малые габариты</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– высокая стоимость;</li> <li>– наличие гидравлического контура</li> </ul>

На отечественном рынке представлены серийные образцы утилизаторов на основе ТН таких фирм, как ГК «ИНСОЛАР»[127] и Systemair [132]. В данном случае проектировщику дается выбор только основных характеристик в рамках типовой линейки серийного оборудования. В случае с Systemair [132]

воздушный тепловой насос может работать только в тандеме с роторным регенератором. При этом такая система обеспечивает расширение динамического энергодиапазона теплового насоса. Однако, фирмы не предоставляют какой-либо расчетной документации, а также каких-либо ссылок на внутренние методики расчета.

Из очевидных проблем применения ТН – высокие эксплуатационные затраты в совокупности с ограниченным КПЭ в режиме малых перепадов температур. На рисунке 1.11 представлены зависимости значения КПЭ от изменения соотношения температур на входе в конденсатор и испаритель.

Исследования, посвященные повышению эффективности утилизации теплоты удаляемого воздуха при помощи воздушного ТН, приведены в работе О. А. Колюнова [51]. В ней рассматривается вариант круглогодичного применения системы с утилизацией теплоты вентиляционных выбросов в климате г. Санкт-Петербурга для компенсации тепловпотерь через систему вентиляции объекта. На рисунке 1.12 представлена схема предлагаемого теплоутилизатора. В рамках исследования разработана двухступенчатая схема, позволяющая повысить эффективность утилизации при температурах наружного воздуха  $t_n > 10$  °С. В число основных результатов работы входят:

- доказательство работоспособности предложенной схемы при климатических условиях г. Санкт-Петербург;
- усовершенствованная конструкция теплоутилизатора с устройством для удаления конденсата;
- разработанный алгоритм расчета утилизационного ТН.

Другой практический пример применения воздушного ТН описан в статье О.Я. Кокорина [49]. В работе рассматривается опыт внедрения воздушного ТН в качестве энергоэффективной системы регулирования уровня влажности в помещении бассейна. На рисунке 1.13 приведена *i-d* диаграмма с процессом обработки воздуха.

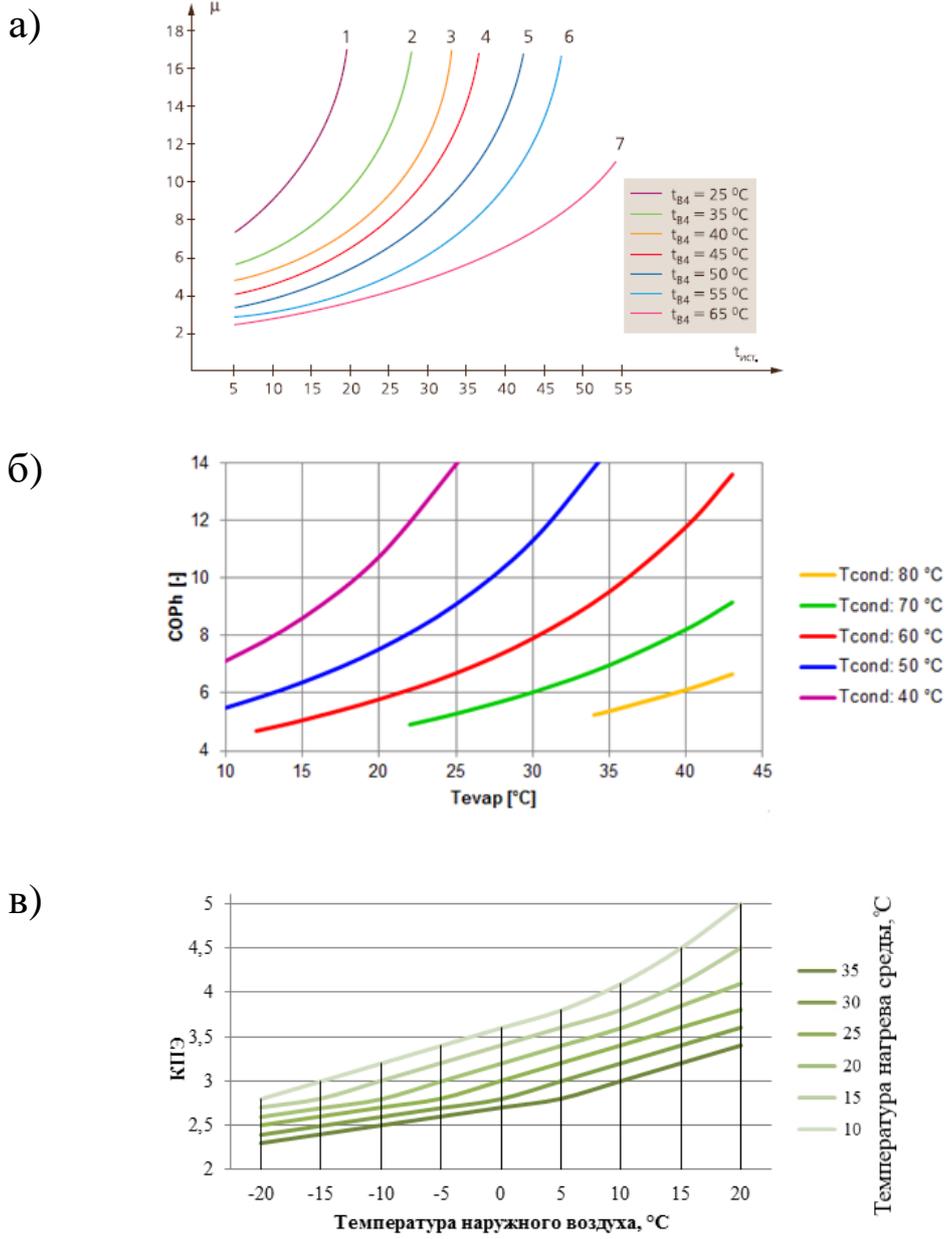


Рисунок 1.11 – Зависимости КПЭ от изменения соотношения температуры на входе в конденсатор и испаритель по результатам исследований: а) В. П. Фролова [102]; б) De Kleijn Energy Consultants & Engineers [128]; в) В.М. Уляшевой, И.Д. Киборта [99]

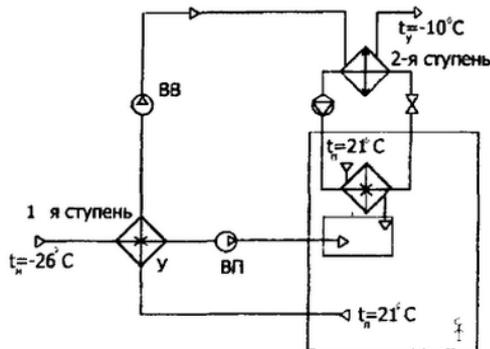


Рисунок 1.12 – Принципиальная схема двухступенчатой системы утилизации теплоты воздуха. У – утилизатор; ВП – вентилятор приточный; ВВ – вентилятор вытяжной

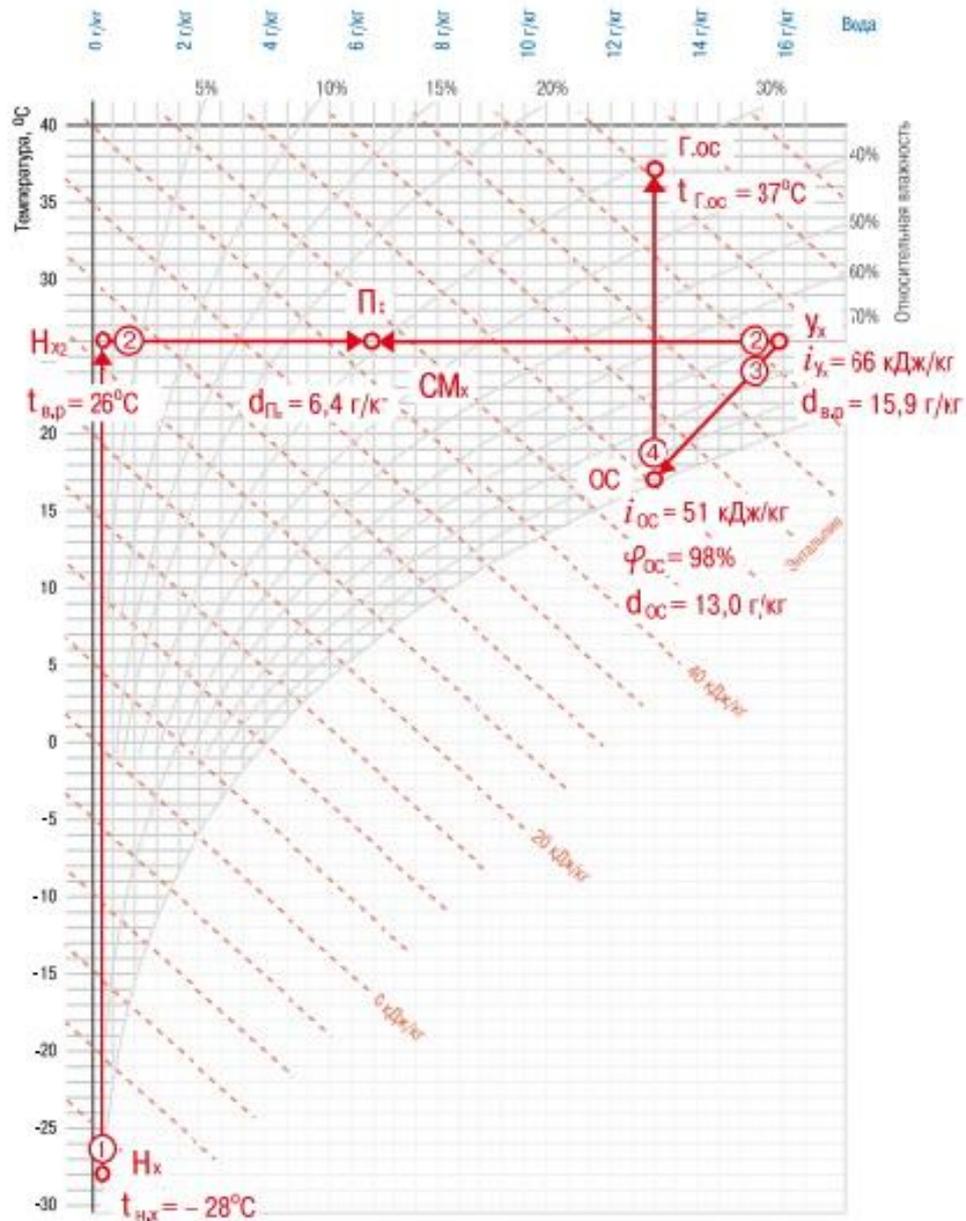


Рисунок 1.13 – Процессы работы приточного и вытяжного агрегатов

Процесс работы приточного и вытяжного агрегатов включает:

1.  $H_x - H_{x2}$  – нагрев приточного наружного воздуха в калорифере приточного агрегата;
2.  $CM_x = П_x - Y_x$  – поглощение испарившихся водяных паров у поверхности водяной ванны по высоте помещения плавательного бассейна.
3.  $Y_x - CM_x - H_{x2}$  – смешение в приточном агрегате нагретого наружного и рециркуляционного вытяжного воздуха;

Процессы работы воздушного теплового насоса в часы остановки приточного и вытяжного агрегатов:

4.  $U_x - OC$  – охлаждение и осушение влажного воздуха под перекрытием помещения в испарителе теплового насоса.

5.  $OC - \Gamma_{oc}$  – нагрев осушенного воздуха в конденсаторе теплового насоса.

Типовой пример использования воздушного ТН приведен в тематическом источнике [113], где рассматриваются схемы внедрения ТН для обеспечения тепловой нагрузки отопления и ГВС для частного дома. На рисунке 1.14 представлен один из вариантов тепловой схемы с применением воздушного ТН.

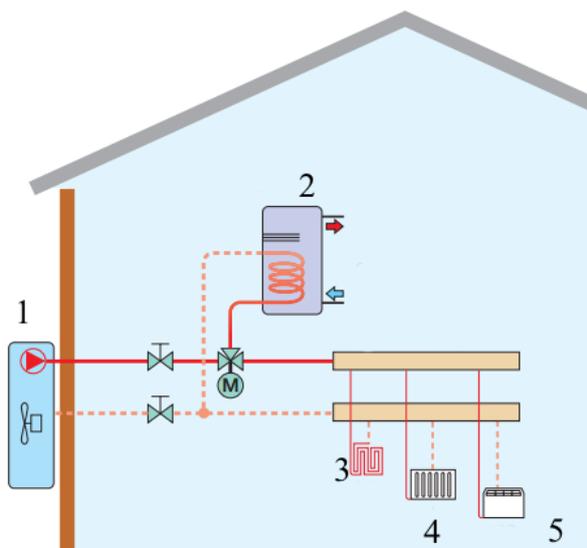


Рисунок 1.14 – Возможная схема использования воздушного ТН в качестве теплового источника. 1 – тепловой насос, 2 – бак-аккумулятор для ГВС, 3 – теплый пол, 4 – низкотемпературные радиаторы, 5 – фэнкойлы

Описание бака-аккумулятора со встроенным воздушным ТН представлено в [114]. Подобное узкоспециализированное решение позволяет обеспечить объект горячей водой для различных нужд, экономя место и упрощая монтажные работы за счет моноблочного исполнения, не требующего настройки внутреннего контура.

Развитие темы использования воздушного ТН получило также и при

проектировании систем отопления и вентиляции общественных зданий. Такая схема отличается повышенной нагрузкой на ТН, что является причиной использования нескольких единиц ТН для работы в определенном контуре [119].

Пример практического применения воздушного ТН как центральной тепловой энергосистемы приведен в [117]. В источнике описывается опыт эксплуатации воздушного ТН в Лондонском отеле, где для обеспечения тепловой нагрузки применяется 7 единиц ТН с системой утилизации теплоты удаляемого воздуха.

## **1.4 Обзор современных методик расчета холодильных машин**

### **1.4.1 Общие положения**

Наиболее экономичным и распространённым способом получения холода является применение обратного цикла Карно. Основными операционными единицами цикла Карно являются:

- холодопроизводительность (количество теплоты, отводимой от охлаждаемого объекта в единицу времени);
- удельная холодопроизводительность (теплота, отводимая от охлаждаемого объекта одним килограммом хладагента).

Основу работу тепловых насосов, как обращенных холодильных машин, составляет прямой цикл Карно. В данном случае основными операционными единицами являются теплопроизводительность и удельная теплопроизводительность.

В разрезе проблемы определения параметров утилизационного ТН необходимо рассмотреть существующие методики. На сегодняшний день существует значительное количество методик, основывающихся преимущественно на едином алгоритме.

Искомые данными расчета, как правило, являются холодопроизводительность  $Q_x$ , теплопроизводительность  $Q_t$ , и величина коэффициента преобразования энергии. Значение КПЭ определяется по формуле 1.1 [82].

$$КПЭ = \frac{Q+N}{N}, \quad (1.1)$$

где  $Q$  – произведенная тепловая энергия, кВт;  $N$  – энергия, потраченная на привод компрессора, кВт.

В большинстве методик дается рекомендация начинать расчет с определения характеристик узловых точек цикла. На рисунке 1.15 представлена  $T,s$ -диаграмма рассматриваемого цикла.

По таблице состояния хладагента на линии насыщения определяются параметры состояния хладагента в узловых точках цикла. Данные характеристики приведены в таблице 1.4.

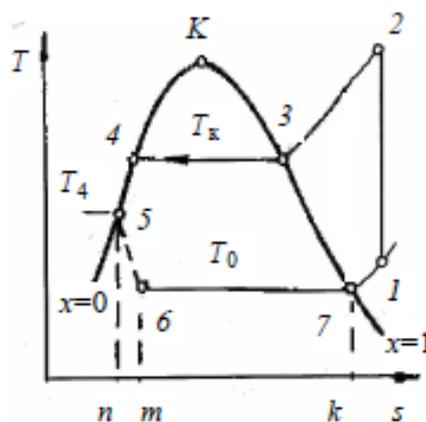


Рисунок 1.15 –  $T,s$ -диаграмма парокомпрессионного цикла

Состояние перегретого пара (точка 1) перед входом в компрессор определяем по таблице перегретого пара и ненасыщенной жидкости при  $t_1 = 10^\circ\text{C}$  и  $P_1$ .

Таблица 1.4 – Параметры хладагента в узловых точках цикла

№ точек	Температура, $t$ , $^\circ\text{C}$	Давление, $P$ , $10^5$ Па	Энтальпия, $h$ , кДж/кг	Удельный объем, $V$ , $\text{дм}^3/\text{кг}$
1	10	0,68	408,86	0,034
2	50	1,534	418,01	
3	40	1,534	416,69	
4	40	1,534	249,81	
5	25	1,534	230,22	
6	20	0,68	230,22	
7	20	0,68	408,86	

Состояние перегретого пара на выходе из компрессора (точка 2) находится на пересечении адиабаты  $s_1 = s_2$  и изобары  $P$ , соответствующей температуре конденсации (насыщения)  $t_2 = 50^\circ\text{C}$ . Точка 5 перед регулирующим вентилем лежит на пересечении изотермы  $t_5 = 25^\circ\text{C}$  с изобарой  $P$ , МПа. Точку 6 (состояние влажного насыщенного пара в испарителе) находим из условия равенства  $h_5 = h_6$ .

Первым непосредственно расчетным этапом является определение холодильного коэффициента – основной единицы эффективности цикла любой ХМ. Данный расчет характерен для большинства методик [18, 19, 56, 75, 82].

#### 1.4.2 Расчет воздушных холодильных машин

Воздушные холодильные машины являются первыми ХМ в мире. Хладагентом в такой ХМ является воздух. Согласно [75] для расчета параметров ВХМ воздух, в большинстве случаев, рассматривают как реальный газ, однако, если речь идет о сверхнизких температурах, то допускается рассматривать воздух как идеальный газ. ВХМ могут оснащаться детандером, что позволяет производить процесс расширения воздуха с положительной полезной работой.

В общем виде методика расчета эффективности ВХМ аналогична с вышеприведенной. Значение холодильного коэффициента для ВХМ определяется по формуле (1.2)

$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad (1.2)$$

Внешне данная формула имеет полное сходство с формулой определения холодильного коэффициента для обратного цикла Карно. Однако, значение  $T_2$  для ВХМ значительно ниже, чем соответствующее значение в идеальном цикле Карно. Следовательно, значение холодильного коэффициента ВХМ меньше, чем в цикле Карно.

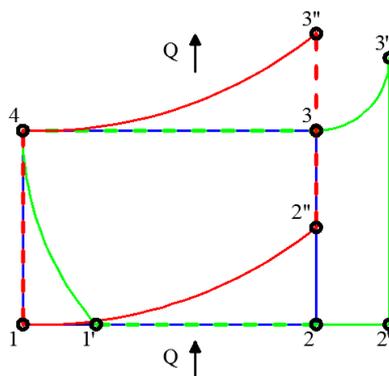


Рисунок 1.16 – Сравнение циклов ВХМ, ПКХМ и Карно. Точки 1,2,3,4 (синий) – цикл Карно; точки 1',2',3',4 (зеленый) – цикл ПКХМ; точки 1,2'',3'',4 (красный) – цикл ВХМ, Q – направление передачи теплоты

В итоге для достижения сопоставимой теплопроизводительности ВХМ должна затрачивать большее количество энергии на работу цикла с большим количеством хладагента.

В [72] приведена методика расчета ВХМ при помощи программного алгоритма. Преимуществом такой методики является понятная пошаговая структура. Сфера ее применения может быть ограничена учебными практикумами и разработкой простых программных модулей.

Популярность ВХМ ограничена ввиду относительно малой эффективности. Внедрение регенерации и турбокомпрессора повышает эффективность ВХМ и является предметом актуальных исследований [40]. Однако на данный момент применение ВХМ малой мощности в системах СКВ пока не рассматривается.

### 1.4.3 Расчет паровых холодильных машин

Паровые (парокомпрессионные) холодильные машины различают по количеству ступеней. Одноступенчатые ПКХМ используют при относительно малых перепадах температур и степени сжатия  $P/P_0 < 6 - 8$  [1]. Характерный пример расчета такой ПКХМ приведен в [2, 3, 5]. В [6] рекомендуется руководствоваться правилами подбора компрессора ХМ, приведенными в таблице 1.5.

Таблица 1.5 – Классификация компрессоров

Тип компрессора	Давление
Центробежный	до 700 кПа
Ротационный	от 500 до 1200 кПа
Поршневой	от 1000 кПа

В методике [109] приведен расчет параметров обратного цикла, характеризующегося холодильным коэффициентом обратимого цикла. Расчет коэффициента приведен в формуле (1.3). Методика [38] позволяет оценить эффективность ПКХМ в обращенном режиме, что является необходимым элементом системы расчета ТН в качестве утилизатора, так как предполагается его использование в теплое время года как дополнительную ступень кондиционера.

В [12, 72] дается рекомендация по подбору компрессора ПКХМ по требуемой теоретической объемной производительности ( $V_T$ ). Рекомендуется подбирать компрессор с 20% превышением данной величины для обеспечения меньшего коэффициента рабочего времени и повышения надежности ХМ.

$$\varepsilon = \frac{q_0}{T_{oc} \Delta s_{ab} - q_0}, \quad (1.3)$$

где  $q_0$  - удельная холодопроизводительность цикла, кДж/кг;  $T_{oc}$  - температура окружающей среды, К;  $\Delta s_{ab}$  - изменение энтропии в испарителе ПКХМ.

Для генерирования низких температур ( $< -40^\circ\text{C}$ ) применяются многоступенчатые ПКХМ, так как эффективность сжатия одноступенчатой ПКХМ начинает резко снижаться при увеличении перепада температур и степени сжатия  $P/P_0$  [78]. Согласно [47, 102] расчет многоступенчатых ПКХМ производится принципиально так же, как и одноступенчатых. Различие заключается в необходимости учитывать объемные расходы дополнительных ступеней. Различают ступени низкого и высокого давления.

Для достижения крайне низких температур в качестве ступени высокого давления применяется эжекционная холодильная машина [64]. В [86] приво-

дится описание расчета двухступенчатых установок с несколькими температурами кипения. Такая схема применяется в случае необходимости поддерживать различные фиксированные температуры, для разных потребителей, применяя одну ПКХМ.

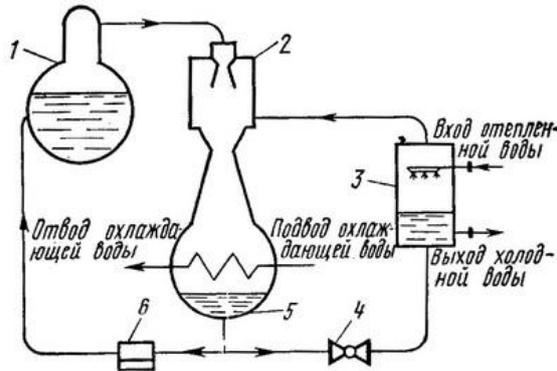


Рисунок 1.17 – Схема цикла эжекционной холодильной машины. 1 - паровой котел, 2 - эжектор, 3 - испаритель, 4 - регулирующий вентиль, 5 - конденсатор, 6 - насос

В [66] рассматриваются вопросы расчета каскадных ПКХМ. Данная ПКХМ представляет собой многоступенчатую ПКХМ с различными хладагентами в ступенях высокого и низкого давления. Применение различных хладагентов позволяет расширить диапазон эффективной работы ПКХМ благодаря оптимизации параметров циклов.

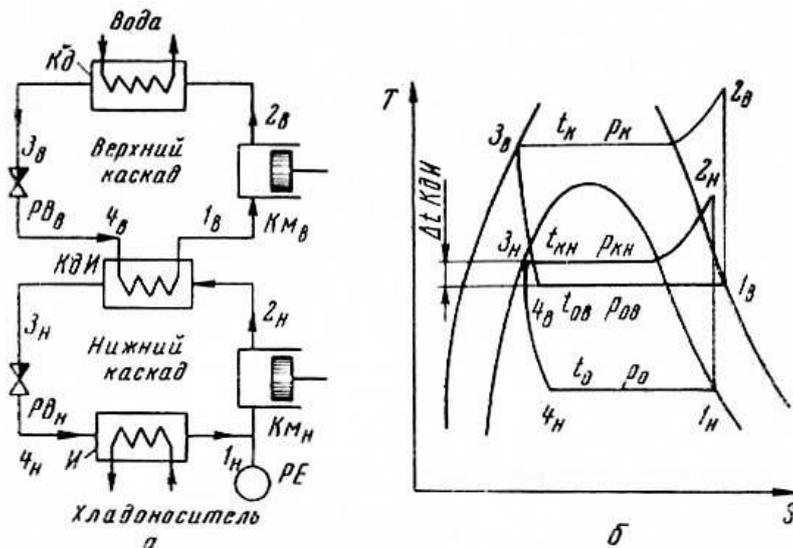


Рисунок 1.18 – Простейшая каскадная машина. а) принципиальная схема; б) циклы для двух холодильных агентов

Безусловным преимуществом данных методик является подробное описание схемы сложной ПКХМ и особенности расчетов. В рамках диссертационного исследования предполагается применение ПКХМ в условиях малых перепадов температур, исключая режимы работы с низкими температурами.

#### 1.4.4 Расчет парожекторных холодильных машин

Парожекторная ХМ представляет собой паровую ХМ без применения компрессора. Если не требуются низкие температуры, в качестве хладагента может быть применен дешевый хладагент – водяной пар. Однако ввиду малой плотности при температурах, близких к 0°С, для сжатия водяного пара требуется компрессор относительно больших размеров. Потому в таких системах применяется паровой эжектор. Для работы эжектора необходимо наличие котла для подготовки пара. Поскольку механическая работа в ПЭХМ не используется, то в качестве единицы эффективности принимается коэффициент теплоиспользования ( $\zeta$ ), расчет которого приведен в формуле (1.4).

Очевидно, что прямое сравнение эффективности ПКХМ и ПЭХМ является сложной задачей. Тем не менее, в системах СКВ в случае применения ПЭХМ в качестве системы теплоутилизации гораздо рациональнее применять внешние источники теплоты для непосредственного подогрева приточного воздуха.

$$\zeta = \frac{q_2}{q_k}, \quad (1.4)$$

где  $q_2$  – удельная холодопроизводительность цикла, кДж/кг;  $q_k$  - теплота, подводимая от внешнего источника теплоты, кДж/кг.

Рассматривая ТН как отдельный класс ХМ, стоит упомянуть, что принцип работы ТН идентичен принципу работы ПКХМ. В процессе проектирования и расчета ТН основной упор делается на оптимизацию значения КПЭ. Соответственно, методики расчета тепловых насосов зачастую не отличаются от

методик расчета аналогичных ХМ. Различия заключаются только в части расчета параметров конденсатора и испарителя. По ним, в основном, и классифицируют ТН.

### **Выводы по главе**

1. Вышеизложенные методики в большинстве своем опираются на расчет эффективности цикла Карно. Основные отличия заключаются в расчетах параметров процессов передачи теплоты и источников энергии сжатия.

2. К применению в системах СКВ в качестве утилизатора можно рекомендовать только одноступенчатую ПКХМ как наиболее рациональную с точки зрения габаритов и теплопроизводительности.

3. Расчет системы утилизации теплоты на основе ВТН проводится при помощи отдельных методик с привлечением значительного количества справочного материала. Единой методики расчета не существует.

4. На текущий момент мировая практика применения систем утилизации теплоты воздуха преимущественно опирается на утилизаторы пассивного теплообмена, такие как пластинчатые или регенеративные теплообменники. В современной литературе представлены описания применения утилизатора на основе ТН в ограниченных случаях сугубо утилитарного характера.

5. Недостаточно глубокая проработка вопроса имитационного моделирования сложных схем теплоутилизации, а также необходимость создания универсального и легкого в освоении программного продукта являются основанием для выбора темы диссертационного исследования.

## 2 РАЗРАБОТКА ВИРТУАЛЬНОЙ МОДЕЛИ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА

### 2.1 Условия разработки виртуальной модели и краткое описание технических особенностей работы утилизатора

Принципиальная схема рассматриваемого решения приведена на рисунке 2.1. В приточном контуре конденсатор ТН располагается перед основным нагревателем ввиду применения хладагента в качестве теплоносителя. Это исключает внутреннее обмерзание теплообменного аппарата. В целом схема внедрения ТН в контуре приточно-вытяжной установки полностью соответствует схеме внедрения утилизатора с промежуточным теплоносителем. На рисунке 2.2 приведен пример прямооточного процесса обработки воздуха с применением СУ на основе теплового насоса.

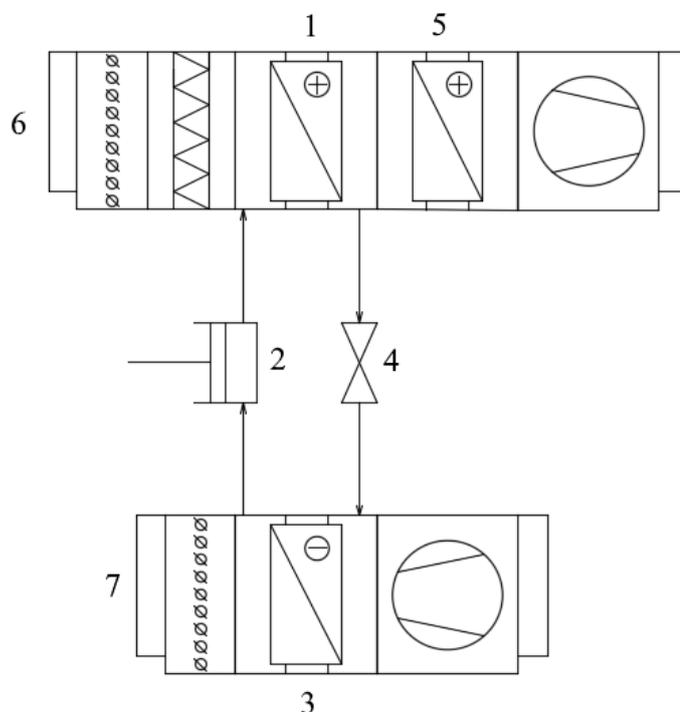


Рисунок 2.1 – Принципиальная схема внедрения теплоутилизационного ТН в контур приточно-вытяжной установки. 1 – воздухонагреватель (конденсатор) теплового насоса, 2 – компрессор теплового насоса, 3 – воздухоохладитель (испаритель) теплового насоса, 4 – дроссель-вентиль; 5 – нагреватель приточно-вытяжной установки; 6 – приточный контур; 7 – вытяжной контур

Исходя из задач диссертационного исследования, в число основных требований к разрабатываемой виртуальной модели входит информативность и легкость применения, достижимые в основном при использовании графоаналитического способа представления информации. Примером удачного внедрения такого способа могут служить диаграммы состояния газа на линии насыщения,  $i-d$  диаграмма состояния воздуха и другие.

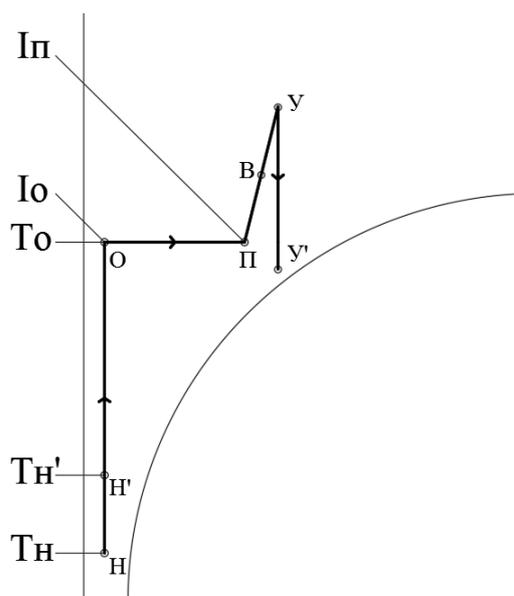


Рисунок 2.2 – Пример прямоточного процесса обработки воздуха с применением СУ на основе теплового насоса.  $T_H - T_{H'}$  – нагрев приточного воздуха в конденсаторе теплового насоса;  $T_{H'} - T_O$  – нагрев приточного воздуха в основном нагревателе;  $У - У'$  – охлаждение удаляемого воздуха в испарителе теплового насоса

Во всех случаях в основу ложится совокупность экспериментально полученных данных и некоторой математической модели. Исследование вопроса моделирования системы рекуперации теплоты удаляемого воздуха на основе ХМ показало, что возможное число вариантов исполнения системы может быть более 136000. В таком случае возможность визуального восприятия подобного массива данных является наиболее рациональным способом анализа данных [98].

Составление алгоритма расчета работы системы на сегодняшний день не является сложной задачей, однако модель взаимодействия «исходные данные

– выходные параметры» не позволяет оценить полученную виртуальную модель с точки зрения альтернативных вариантов исполнения. Возможность видеть динамику изменения параметров является неотъемлемым преимуществом графического представления информации, где проектировщик может наблюдать целый массив вариантов исполнения и, впоследствии, выбрать наиболее подходящий вариант под заданные условия [45].

Основу разработанной виртуальной модели составляют расчетные алгоритмы, написанные на языках Visual Basic и PHP. Обработка выходных данных была выполнена при помощи программных продуктов, таких как Microsoft Excel и MathWorks – MATLAB. В число основных проблем составления удобной диаграммы входит трудность рациональной организации данных.

Минимальное число исходных данных:

- 4 граничные температуры теплоносителей (воздуха и хладагента);
- расход воздуха и, соответственно, габариты элементов системы обработки воздуха;
- тип хладагента.

Минимальное число выходных параметров включает в себя:

- величину утилизированной тепловой энергии;
- площадь теплообменной поверхности конденсатора и испарителя;
- коэффициент преобразования энергии;
- расход электрической энергии на работу цикла ХМ;
- расход электрической энергии на преодоление аэродинамического и гидравлического сопротивления конденсатора и испарителя.

В данном случае речь идет о многомерной зависимости, которую можно представить только при помощи объемной диаграммы. С целью снижения количества анализируемого материала и составления оптимальной с точки зрения соотношения «информативность – удобство» методики были сформулированы следующие задачи, решаемые в рамках данной главы диссертационного исследования:

- разработать программный алгоритм виртуального моделирования параметров работы системы утилизации с целью получения зависимостей различных параметров;
- выявить граничные условия работы системы утилизации с целью оптимизации массива данных;
- систематизировать накопленную информацию с целью получения наглядного визуального представления широкого диапазона характеристик системы утилизации;
- разработать методику расчета параметров системы утилизации.

## 2.2 Основа математической модели системы утилизации теплоты удаляемого воздуха на основе воздушного теплового насоса

### 2.2.1 Расчет цикла холодильной машины

Расчет параметров цикла ХМ и ТН опирается на общеизвестные методики [53, 80]. Наглядное различие между холодильным циклом и циклом теплового насоса представлено на рисунке 2.3.

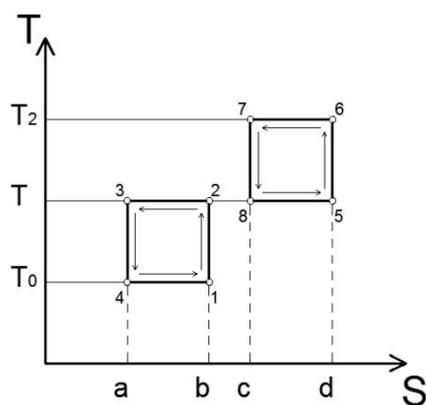


Рисунок 2.3 – Сопоставление холодильного цикла и цикла теплового насоса на T,s – диаграмме

Холодильный цикл - процесс 1-2-3-4, совершающийся между источниками с температурой охлаждаемого тела  $T_0$  и окружающей средой  $T$ . Цикл теплового насоса – процесс 5-6-7-8, совершающийся между источником с темпе-

ратурой  $T$  к более горячему телу с температурой  $T_2$ . Таким образом, холодильный цикл отличается от цикла теплового насоса положением интервала температур – в первом из них верхним пределом является температура окружающей среды, в то время как для второго температура окружающей среды является нижним пределом.

Теоретический цикл парокompрессионной холодильной машины осуществляется с охлаждением жидкости перед регулирующим вентилем (дросселем) и адиабатическим сжатием сухого или слегка перегретого пара.

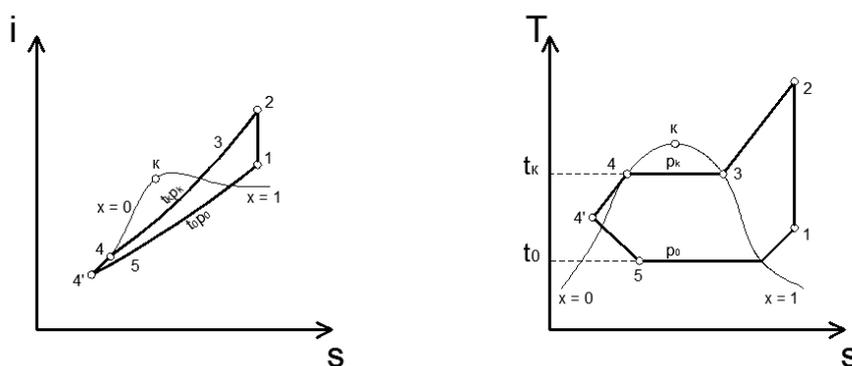


Рисунок 2.4 – I,s-,T,s- диаграммы цикла парокompрессионной холодильной машины

В соответствии с рисунком 2.4 процесс 1–2 характеризует адиабатическое сжатие пара до давления  $p$ , соответствующего температуре  $t$  конденсации рабочего тела. Процесс 2–3 характеризует переход пара в конденсаторе из перегретого в насыщенный, далее (процесс 3-4) происходит конденсация с переходом в жидкую фазу за счет отвода теплоты. Процесс 4-4' соответствует этапу переохлаждения жидкости в конденсаторе или переохладителе ниже температуры конденсации. Процесс 4'-5 характеризует дросселирование жидкости с получением влажного пара.

Процесс дросселирования характеризуется коэффициентом дросселирования, описываемым соотношением 2.1.

$$\left(\frac{\delta T}{\delta p}\right) = \frac{T(\delta v / \delta T) - v}{c_p}, \quad (2.1)$$

где  $T(\delta v / \delta T)$  - коэффициент дросселирования.

В рассматриваемой модели температура рабочего тела после дросселирования всегда ниже, следовательно, значение коэффициента дросселирования всегда удовлетворяет соотношению 2.2.

$$(\delta v / \delta T) \geq \frac{v}{T} \quad (2.2)$$

Далее в соответствии с процессом 5-1 происходит парообразование за счет поступления теплоты от внешнего источника.

Принципиальная схема системы утилизации тепловой энергии представлена на рисунке 2.5.

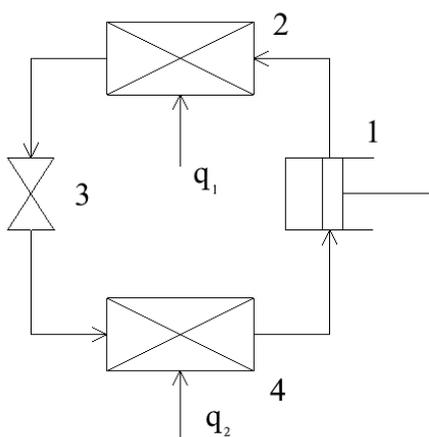


Рисунок 2.5 – Принципиальная схема теплового насоса; 1 – поршневой компрессор; 2 – испаритель; 3 – дроссельный вентиль; 4 – конденсатор;  $q_1$  – источник внешней тепловой энергии;  $q_2$  – источник внешнего холода

Теоретический процесс работы компрессора изображается в соответствии с рисунком 2.6.

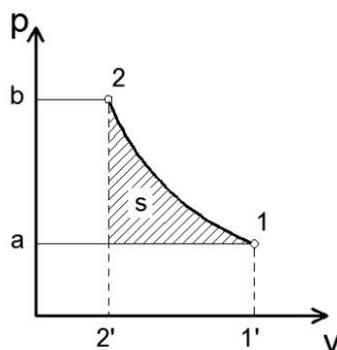


Рисунок 2.6 –  $P, V$  диаграмма рабочего цикла поршневого компрессора ХМ. а – 1 – всасывание; 1 – 2 – сжатие; 2 – а – выталкивание

Работа, затрачиваемая на сжатие газа до некоторого давления (РС), определяется по соотношению 2.3.

$$L_K = -L_{INT} + L_{PR} + L_{EXT}, \quad (2.3)$$

где  $-L_{INT}$  - работа всасывания;  $L_{PR}$  - работа сжатия;  $L_{EXT}$  - работа выталкивания;

Процессы всасывания и выталкивания не являются термодинамическими, так как в данных процессах происходит только изменение объема. Работа всасывания определяется по соотношению 2.4, а работа выталкивания – по соотношению 2.5.

$$L_{INT} = pV \quad (2.4)$$

где  $p$  – некоторое расчетное давление;  $V$  – объем цилиндра;

$$L_{INT} = p'V' \quad (2.5)$$

В общем случае  $L_{PR}$  может быть любым термодинамическим процессом, а определение численного значения  $L_{PR}$  сводится к определению суммы элементарных работ.

$$L_{PR} = \int_2^1 p dV \quad (2.6)$$

В соответствии с рисунком 2.6 можно установить, что работа компрессора эквивалентна площади  $a-1-2-b$ , которую можно выразить как  $Vdp$ . При этом работу компрессора можно определить по соотношению 2.7.

$$L_K = \int_1^2 V dp \quad (2.7)$$

Для определения соотношения работы компрессора и работы цикла необходимо, в соответствии с первым началом термодинамики, выразить работу компрессора через термодинамический эквивалент.

$$AL_K = A \int_1^2 V dp \quad (2.8)$$

Работа цикла  $AL$  состоит из разницы работы компрессора  $AL_K$  и работы расширителя  $AL_{EXP}$ .

$$AL = AL_K - AL_{EXP} \quad (2.9)$$

Тепловой баланс холодильной машины определяется из соотношения 2.10.

$$q_0 + AL = q, \quad (2.10)$$

где  $q$  – отведенная тепловая энергия, определяемая соотношением 2.11;  $q_0$  – подведенная тепловая энергия, определяемая соотношением 2.12;

$$q_0 = h_1 - h_6, \quad (2.11)$$

где  $h_1, h_6$  – энтальпия точек 1 и 6, кДж/кг.

$$q_1 = h_2 - h_5, \quad (2.12)$$

где  $h_2, h_5$  – энтальпия точек 2 и 5, кДж/кг.

Для оценки эффективности холодильного цикла применяют величину холодильного коэффициента  $\varepsilon$ .

$$\varepsilon = \frac{q_0}{AL} \quad (2.13)$$

Выразить подведенную и отведенную тепловую энергию через температуру можно при помощи выражений 2.14 и 2.15.

$$q_0 = \int_a^b T_0 ds = T_0(s_b - s_a) \quad (2.14)$$

$$q = \int_a^b T ds = T(s_b - s_a) \quad (2.15)$$

Холодильный коэффициент также можно выразить через температуры.

$$\varepsilon = \frac{T_0(s_b - s_a)}{T(s_b - s_a) - T_0(s_b - s_a)} = \frac{T_0}{T - T_0} \quad (2.16)$$

Для теплового насоса оценка эффективности выражается в значении коэффициента преобразования энергии - соответственно характерны зависимости 2.17 и 2.18.

$$\mu = \frac{q}{AL} \quad (2.17)$$

$$\mu = \frac{T_0(s_b - s_a)}{T_0(s_b - s_a) - T(s_b - s_a)} = \frac{T_0}{T_0 - T} \quad (2.18)$$

Рассмотрим особенность работы имитационной модели при формировании цикла теплового насоса системы утилизации. На рисунке 2.7 приведены  $\lg p, h$ -диаграммы. Формирование цикла происходит в два этапа:

1. Определение параметров узловых точек цикла при отсутствии фазового перехода в испарителе и отсутствии этапа переохлаждения хладагента в конденсаторе (рис. 2.7а).

2. Определение максимально возможного коэффициента эффективности системы с учетом фазового перехода рабочего тела в испарителе и переохлаждения в конденсаторе (рис. 2.7б). При этом  $\Delta h_{21} > \Delta h_{11}$ ,  $\Delta h_{22} > \Delta h_{12}$ .

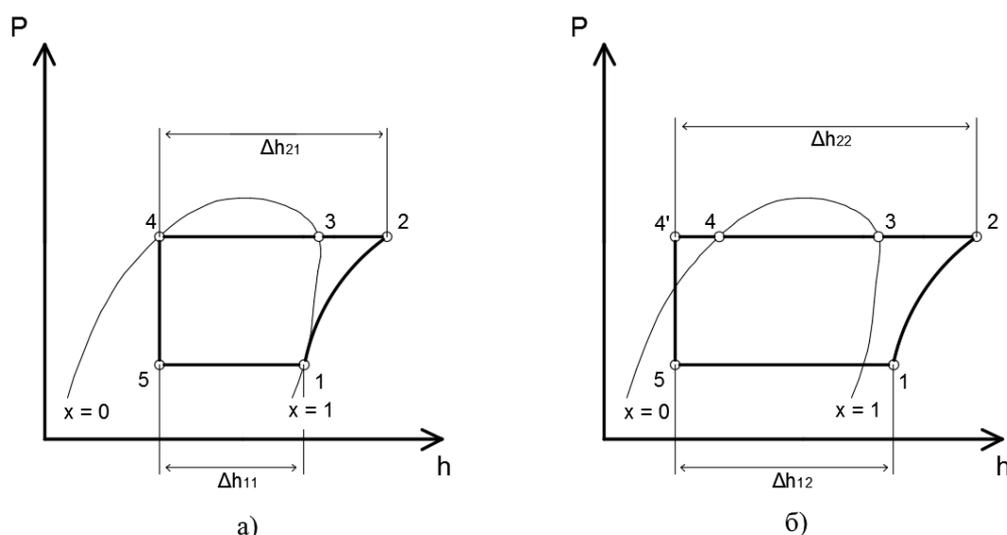


Рисунок 2.7 –  $\lg p, h$  диаграмма цикла системы рекуперации. а – базовый цикл; б – цикл с фазовым переходом рабочего тела в испарителе и переохлаждением в конденсаторе

Рост теплопроизводительности обуславливается ростом разницы энтальпий хладагента в конденсаторе. При этом растет тепловая нагрузка на теплообменные аппараты, что, в свою очередь, ведет к увеличению нагрузки на преодоление аэродинамических и гидравлических сопротивлений. На рисунке 2.8 изображена кривая зависимости КПЭ от разности энтальпий хладагента в конденсаторе. Очевидно, что возможность увеличения разности энтальпий ограничена.

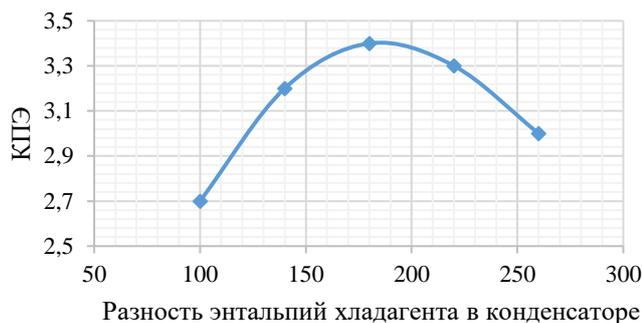


Рисунок 2.8 – Зависимость КПЭ от разности энтальпий хладагента в конденсаторе

Определяем теоретическую (адиабатную) мощность привода компрессора холодильной машины  $N_a$ , кВт по формуле

$$N_a = M \cdot l_u, \quad (2.19)$$

Определяем объемный расход хладагента  $V$ , м<sup>3</sup>/ч по формуле

$$V = 3600Mv_1, \quad (2.20)$$

где  $v_1$  – удельный объем хладагента в точке 1, м<sup>3</sup>/кг.

В отдельных случаях рекомендуется рассчитывать удельный объем по формуле 2.21.

$$v_a = v'_a + x_a(v''_a - v'_a), \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (2.21)$$

где  $v'_a$  – удельный объем газообразной фазы хладагента в точке а, м<sup>3</sup>/кг;  $v''_a$  – удельный объем жидкой фазы хладагента в точке а, м<sup>3</sup>/кг;  $x_a$  – степень сухости хладагента в точке а.

Степень сухости хладагента определяется по формуле 2.22.

$$x_a = \frac{(s'_a + (s''_a - s'_a)) - s'_a}{s''_a - s'_a}, \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}, \quad (2.22)$$

где  $s'_a$  – энтропия жидкой фазы хладагента в точке а, кДж/кг·К;  $s''_a$  – энтропия газообразной фазы хладагента в точке а, кДж/кг·К.

Определяем отношение давлений по формуле

$$G = \frac{P_2}{P_1}, \quad (2.23)$$

где  $P_1$ ,  $P_2$  – давления хладагентов в точках 1 и 2.

Определяем коэффициент видимых объемных потерь по формуле

$$\lambda_i = \frac{P_1 - \Delta P_0}{P_1} - c \left( \frac{P_2 - \Delta P}{P_1} - \frac{P_1 - \Delta P_0}{P_2} \right), \quad (2.24)$$

где  $\Delta P$  – депрессия давления на линии нагнетания, принимается  $\Delta P = 0,01$  МПа;  $\Delta P_0$  – депрессия давления на линии всасывания, МПа;  $c$  – относительная величина мертвого пространства,  $c = 4,5\%$ .

Определяем коэффициент подогрева по формуле

$$\lambda_w = \frac{273,15 + T_7}{273,15 + T_3}, \quad (2.25)$$

где  $T_3, T_7$  – температура хладагента в точках 3 и 7.

Определяем коэффициент подачи по формуле

$$\lambda = \lambda_i \cdot \lambda_w \quad (2.26)$$

Рабочий объем цилиндра компрессора  $V_h$ , см<sup>3</sup> определяется по формуле

$$V_h = \frac{V}{\lambda} \quad (2.27)$$

Завершающий этап расчета – непосредственное определение количества затрачиваемой электроэнергии на привод компрессора. Расчет характерен для [44, 64, 66, 85, 108, 109].

Адиабатная мощность компрессора  $N'_a$  кВт, определяется по формуле

$$N'_a = N_a \frac{150}{V_h} \quad (2.28)$$

Определяем адиабатный КПД  $\eta$ , %, по формуле

$$\eta = \lambda_w + 0,0025 \cdot T_7 \quad (2.29)$$

Определяем индикаторную мощность  $N'_i$ , кВт, по формуле

$$N'_i = \frac{N_a}{\eta} \quad (2.30)$$

Принимаем удельное значение потерь давления на трение  $P_{mp} = 0,6$  бар и определяем потери мощности на трение  $N_{mp}$ , кВт по формуле:

$$N_{mp} = 4,095 P_{mp} \quad (2.31)$$

На основании рассчитанных значений определяем эффективную мощность  $N_v$ , кВт по формуле

$$N_v = N_i' + N_{mp} \quad (2.32)$$

### 2.2.2 Методика расчета параметров испарителя и конденсатора

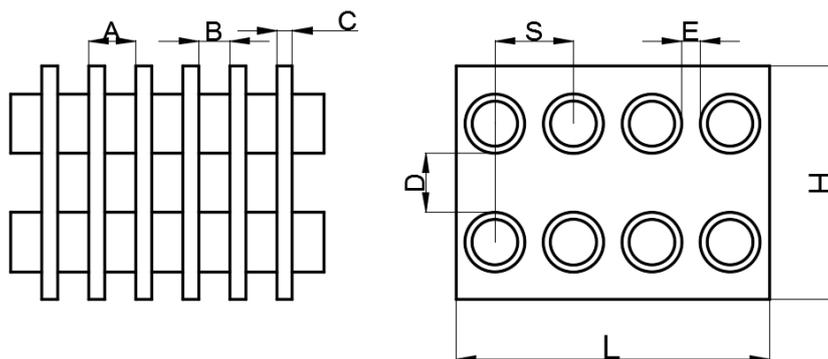


Рисунок 2.9 – Основные габариты теплообменного аппарата с пластинчатым оребрением

В основу математической модели расчета теплообменных аппаратов системы утилизации ложатся уравнения теплового баланса и теплопередачи. Уравнение теплового баланса можно представить в виде соотношения 2.33. Для однофазных сред в виде соотношения 2.34. Для конденсатора и испарителя соответственно в виде соотношения 2.35 и 2.36.

$$Q = G_T(i_{T1} - i_{T2}) = G_X(i_{X2} - i_{X1}), \quad (2.33)$$

$$Q = G_T c_{PT}(i_{T1} - i_{T2}) = G_X c_{PX}(i_{X2} - i_{X1}), \quad (2.34)$$

$$Q = G_T(i_{T1} - i_{T2}) = G_X c_{PX}(i_{X2} - i_{X1}), \quad (2.35)$$

$$Q = G_T c_{PT}(i_{T1} - i_{T2}) = G_X(i_{X2} - i_{X1}), \quad (2.36)$$

где  $Q$  - тепловая производительность аппарата, Вт;  $i$  - удельная энтальпия, Дж/кг;  $G$  - массовый расход рабочей среды, кг/с, определяемый по соотношениям 2.37 и 2.38;  $c_p$  - массовая теплоемкость среды, Дж/(кг·К); индекс  $T$  - указание на принадлежность величины к греющей среде; индекс  $X$  - указание на принадлежность величины к нагреваемой среде.

$$G_T = w_T \rho_T f_T \quad (2.37)$$

$$G_x = w_x \rho_x f_x, \quad (2.38)$$

где  $W$  - скорость течения среды, м/с;  $\rho$  - плотность среды, кг/м<sup>3</sup>;  $f$  - площадь поперечного сечения, м<sup>2</sup>.

Величину тепловой производительность теплообменного аппарата можно выразить через водяной эквивалент, определяемый по соотношению 2.39.

$$W = Gc_p \quad (2.39)$$

В данном случае выражение 2.33 можно представить в виде соотношения 2.40.

$$Q = W_T \Delta t_T = W_X \Delta t_X \quad (2.40)$$

В соответствии с выражением 2.40 отношения водных эквивалентов сред можно представить в виде соотношения 2.41.

$$\frac{\Delta t_T}{\Delta t_X} = \frac{W_X}{W_T} \quad (2.41)$$

Очевидно, что применение водяных эквивалентов возможно только при изменении температур. Для участков конденсации и кипения цикла ХМ уравнение 2.40 неприменимо. Уравнение теплопередачи имеет вид соотношения 2.42.

$$Q = k \theta_M F = qF, \quad (2.42)$$

где  $k$  - коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К), в общем виде определяется по соотношениям 2.43 и 2.44;  $F$  - площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;  $q$  - плотность теплового потока от теплой среды к холодной, Вт/м<sup>2</sup>;  $\theta_M$  - средний логарифмический температурный напор, определяемый по соотношению 2.45.

$$k_H = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_H} + \frac{F_H}{F_{CT}} \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{BH}} \frac{F_H}{F_{BH}} \right), \quad (2.43)$$

$$k_{BH} = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_{BH}} + \frac{F_{BH}}{F_H} \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_H} \frac{F_{BH}}{F_H} \right), \quad (2.44)$$

где  $\alpha$  - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\delta$  - толщина стенки, мм;  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К).

$$\theta = (\theta_B - \theta_M) / [\ln(\theta_B / \theta_M)], \quad (2.45)$$

где  $\theta_B$  - наибольшая разница температур;  $\theta_M$  - наименьшая разница температур.

Роль температурного напора хорошо видна из схемы изменения температур воздуха и хладагента в испарителе и конденсаторе, изображенной на рисунке 2.10.

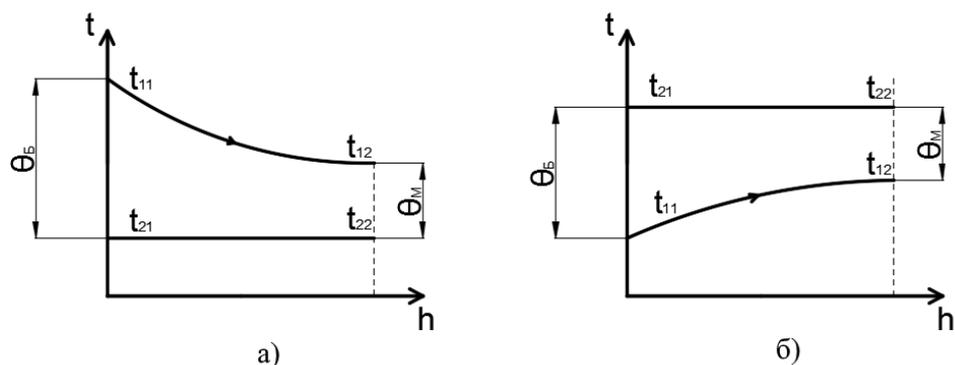


Рисунок 2.10 – Изменение температур воздуха ( $t_{11}$ ,  $t_{12}$ ) и хладагента ( $t_{21}$ ,  $t_{22}$ ) в испарителе (а) и конденсаторе (б)

Для аппаратов с перекрестным и смешанным движением сред значение  $\theta_{\text{м}}$  умножается на поправочный коэффициент  $\varepsilon_{\theta} = f(P, R)$ . Величины  $P$  и  $R$  определяется из соотношений 2.46 и 2.47.

$$P = \Delta t_x / (t_{T1} - t_{X1}), \quad (2.46)$$

$$R = \Delta t_T / \Delta t_x \quad (2.47)$$

Температурный напор имеет различное значение в зависимости от удаления от основания ребра. Для численной оценки применяют понятие приведенного коэффициента теплоотдачи, определяемого по соотношению 2.48.

$$\alpha_{\text{ИР}} = \alpha_{\text{И}} \left( \frac{F_p}{F_{\text{ИР}}} E_p + \frac{F_{\text{МП}}}{F_{\text{ИР}}} \right), \quad (2.48)$$

где  $\alpha_{\text{И}}$  - истинный конвективный коэффициент теплоотдачи между поверхностью и средой;  $F_p$  - площадь ребер,  $\text{м}^2$ ;  $F_{\text{МП}}$  - площадь межреберного пространства,  $\text{м}^2$ ;  $F_{\text{ИР}}$  - площадь поверхности к которой проходит приведение,  $\text{м}^2$ ;  $E_p$  - эффективность оребрения, определяемая по формуле 2.49.

$$E_p = th(h' \sqrt{2\alpha_k / \lambda \delta_p}) / (h' \sqrt{2\alpha_k / \lambda \delta_p}), \quad (2.49)$$

где  $h'$  - высота ребра, мм.

Расчет коэффициента теплоотдачи при конденсации паров хладагента для вертикальных каналов осуществляется по соотношению 2.50.

$$\alpha = 0,246\alpha_N 10^{-3} (\text{Re}'')^{0,55} (\text{Pr}'')^{-0,33}, \quad (2.50)$$

где  $\alpha_N$  - базовый коэффициент теплоотдачи, определяемый по соотношению Нуссельта 2.51.

$$\alpha_N = C^4 \sqrt{\frac{r\rho^2\lambda^3 g}{\mu\theta_A l}}, \quad (2.51)$$

где  $C$  - коэффициент, равный 0,72 для горизонтальной и 0,943 для вертикальной поверхностей;  $r$  - теплота парообразования, Дж/кг;  $\rho$  - плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda$  - теплопроводность, Вт/(м·К);  $g$  - ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $\mu$  - динамическая вязкость, Па·с;  $\theta_A$  - разность температур конденсации и стенки;  $l$  - определяющий размер, м.

Для горизонтальных каналов – по соотношению 2.52.

$$\alpha = 2100\theta_A^{-0,167} l^{-0,25} \quad (2.52)$$

Для змеевиков – по соотношению 2.53.

$$\alpha = 0,25\alpha_N q_F^{0,15} \quad (2.53)$$

Значение площади теплообменной поверхности конденсатора определяется по соотношению 2.54.

$$F = \frac{Q}{q}, \quad (2.54)$$

где  $q$  - величина плотности теплового потока, определяемая путем решения уравнений 2.55, 2.56.

$$q = \theta / \left[ (1/\alpha) + \sum \delta_i / \lambda_i \right], \quad (2.55)$$

$$\alpha = 0,725 \sqrt{\frac{\Delta i \rho g \lambda^3}{v d_H (t_K - t_{CT})}} \varphi_P \varphi_C, \quad (2.56)$$

где  $\Delta i$  - перепад энтальпий воздуха;  $\rho$  - плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $v$  - удельный объем хладагента;  $d_H$  - наружный диаметр трубы испарителя, мм;  $t_K$  - температура конденсации хладагента, °С;  $t_{CT}$  - средняя температура хладагента в испарителе, °С, определяемая по соотношению 2.57; коэффициенты  $\varphi_P$ ,  $\varphi_C$  - определяются по соотношениям 2.58, 2.59.

$$t_{CT} = \frac{t_K - t_A}{2}, \quad (2.57)$$

где  $t_A$  - температура хладагента на входе в испаритель, °С.

$$\varphi_P = 1,1(F_B/F_{OP}) E_P^{0,75} (d_H/h_P)^{0,25} + (F_\Gamma/F_{OP}) \quad (2.58)$$

$$\varphi_C = 1 + 0,7(\delta_T/S_P), \quad (2.59)$$

где  $F_B$  - площадь вертикальных поверхностей, м<sup>2</sup>;  $F_T$  - суммарная площадь горизонтальных поверхностей, м<sup>2</sup>;  $F_{OP}$  - суммарная площадь оребрения, м<sup>2</sup>;  $E_p$  - эффективность оребрения;  $h_p$  - высота ребра, мм;  $\delta_T$  - толщина ребер, мм;  $S_P$  - шаг оребрения, мм.

Площадь теплообменной поверхности испарителя определяется из зависимости 2.60.

$$F = \frac{Q}{\theta \alpha_E} \quad (2.60)$$

Определить значение  $\alpha_E$  можно из равенства 2.61.

$$\alpha_E = \frac{0,36 \text{Re}_A^{0,4} (L/d_H)^{0,8} \lambda_{CT}}{L} \quad (2.61)$$

### 2.3 Взаимосвязь параметров работы цикла холодильной машины и параметров работы теплообменного оборудования

Основным этапом методики предполагается непосредственное определение параметров СУ. Данная задача является весьма трудоемкой, ввиду необходимости определять опытным путем оптимального соотношения параметров работы цикла ХМ и теплообменных аппаратов. Основная трудность заключается в нелинейном соотношении значения КПЭ и площади теплообменной поверхности. В рамках данного диссертационного исследования было принято решение провести моделирование широкого спектра режимов работы вероятной системы с целью выявления тенденций и рациональных параметров.

Основными переменными, оказывающими непосредственное влияние на ключевые параметры системы, являются температуры воздуха и теплоносителя. Рассмотрим основные зависимости с целью выявления наиболее существенных.

Нижеприведенные результаты имитационного моделирования можно представить в виде опорных соотношений 2.62 – 2.65, выведенных методом

наименьших квадратов. Численные значения коэффициентов изменяются в зависимости от типа исходных данных и их значений.

$$F = AX + B, \quad (2.62)$$

$$F = Ae^{BX}, \quad (2.63)$$

$$F = Ax^2 + Bx + C, \quad (2.64)$$

$$F = Ax^3 + Bx^2 + Cx + D \quad (2.65)$$

### 2.3.1 Основные зависимости параметров работы воздухоохлади- теля

Для воздухоохладителя примем конечную температуру воздуха равной 5°C как безопасную, не допускающую замерзание конденсата при любом вла-госодержании. Далее проведем моделирование работы воздухоохладителя при расходе воздуха  $L = \text{const} = 1000 \text{ м}^3/\text{ч}$ , скорости течения хладагента  $w = \text{const} = 1 \text{ м/с}$  с целью определения тенденций изменения площади теплообменной поверхности. В качестве хладагента принят R134a. В таблице 2.1 приведены измеряемые параметры и их обозначения.

Таблица 2.1 – Обозначения измеряемых параметров

Параметр	Единицы из- мерения	Обозначение
Площадь поверхности теплообмена	м <sup>2</sup>	$F$
Начальная энтальпия воздуха	кДж/кг	$i_1$
Конечная энтальпия воздуха	кДж/кг	$i_2$
Начальная энтальпия хладагента	кДж/кг	$i_3$
Конечная энтальпия хладагента	кДж/кг	$i_4$

Ситуация №1.1: значения  $i_3, i_4 = \text{const}$ , значение  $i_1$  возрастает, тем самым увеличивая величину теплового потока. Характерное поведение функции  $F$  представлено на рисунке 2.11.

Ситуация №1.2:  $i_1, i_2, i_4 = \text{const}$ , значение  $i_3$  убывает, тем самым увеличи-

вая разность температур хладагента в процессе испарения. Характерное поведение функции представлено на рисунке 2.12.

Ситуация №1.3:  $i_2, i_4 = \text{const}$ , значение  $i_1$  возрастает, тем самым увеличивая величину теплового потока, значение  $i_3$  убывает, при этом увеличивая разность температур хладагента в процессе испарения. Характерное поведение функции представлено на рисунке 2.13.

Ситуация №1.4:  $i_1, i_2, i_3 = \text{const}$ , значение  $i_4$  возрастает. Ситуация аналогична ситуации №1.2, за исключением изменяемого параметра. Характерное поведение графика представлено на рисунке 2.14.

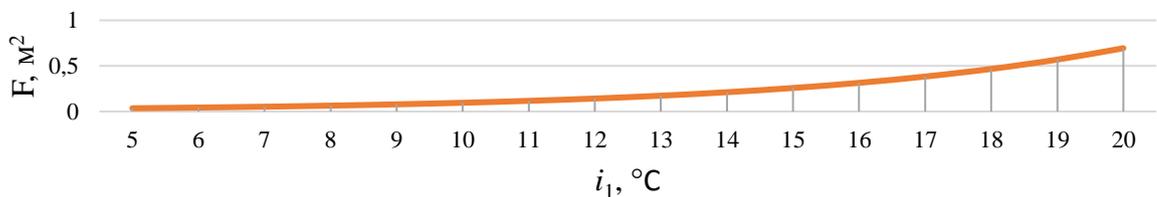


Рисунок 2.11 – Изменение значения площади теплообменной поверхности для ситуации №1.1

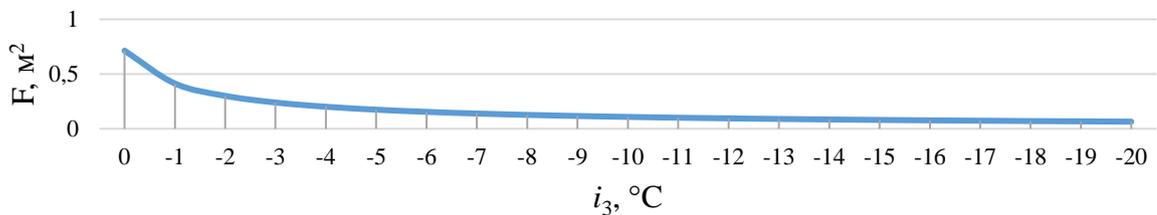


Рисунок 2.12 – Изменение значения площади теплообменной поверхности для ситуации №1.2

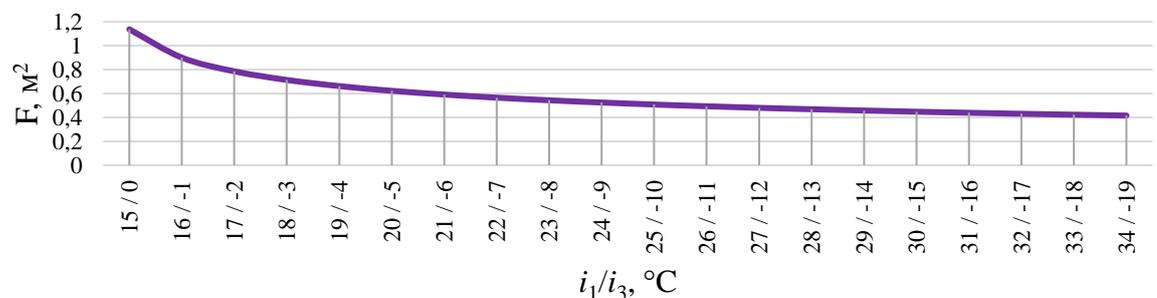


Рисунок 2.13 – Изменение значения площади теплообменной поверхности для ситуации №1.3

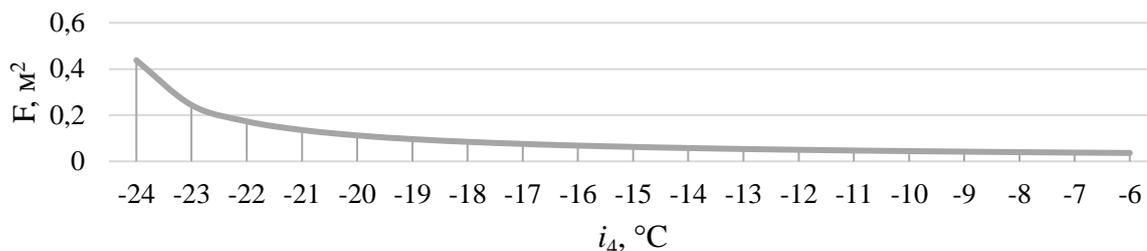


Рисунок 2.14 – Изменение значения площади теплообменной поверхности для ситуации №1.4

Таблица 2.2 – Сводные данные по функциям аппроксимации работы воздухоохлаждителя

Ситуация	Характеристика параметров				Исходное уравнение
	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	
1.1	0,0132	0,19	-	-	2.63
1.2	0,0002	0,01	0,12	0,57	2.65
1.4	-0,0004	0,015	0,19	0,7	2.65

Систематизация полученных зависимостей представлена в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Сводные данные анализа результатов моделирования работы воздухоохлаждителя

Ситуация	Характеристика параметров				
	$i_1$	$i_2$	$i_3$	$i_4$	$F$
1.1	возрастает	const	const	const	возрастает
1.2	const	const	убывает	const	убывает
1.3	возрастает	const	убывает	const	убывает
1.4	const	const	const	возрастает	убывает

Опираясь на полученные значения, необходимо сделать вывод, что для формирования диаграммы расчета параметров воздухоохлаждителя можно оперировать двумя переменными:  $i_1$  и  $i_3$ . Фрагмент матрицы площадей, полученной по зависимостям, установленным ранее, приведен на рисунке 2.15. Для наглядности распределение величины  $F$  обозначено цветом.

		t <sub>3</sub> , °C							
		0	-1	-2	-3	-4	-5		
t <sub>1</sub> , °C	10	2,6	1,7	1,3	1,1	1,0	0,9	9	
	11	2,6	1,7	1,3	1,1	1,0	0,9	10	
	12	2,9	1,9	1,5	1,3	1,1	1,0	11	
	13	3,3	2,1	1,7	1,4	1,2	1,1	12	
	14	3,2	2,1	1,7	1,4	1,2	1,1	13	
	15	3,5	2,3	1,8	1,5	1,3	1,2	14	
	16	3,9	2,6	2,0	1,7	1,5	1,3	15	
	17	3,7	2,5	2,0	1,7	1,5	1,3	16	
	18	4,1	2,7	2,1	1,8	1,6	1,4	17	
	19	4,5	2,9	2,3	1,9	1,7	1,5	18	
20	4,3	2,9	2,3	1,9	1,7	1,5	19		

Рисунок 2.15 –Фрагмент матрицы площадей поверхности относительно изменения значения температуры

Наименьшие значения площадей располагаются в зоне малого градиента энтальпии удаляемого воздуха и низких начальных энтальпий хладагента в испарителе. Далее рассмотрим зависимости значения площади теплообменной поверхности нагревателя от энтальпии наружного воздуха и сжатого компрессором хладагента. Обозначения измеряемых параметров представлены в таблице 2.1.

### 2.3.2 Основные зависимости параметров работы воздухонагревателя

Ситуация №2.1:  $i_1, i_2, i_4 = \text{const}$ , значение  $i_3$  возрастает. Очевидно, что рост значения  $\Delta i_{3-4}$  обеспечивает снижение требуемой площади теплообменной поверхности.

Ситуация №2.2:  $i_1, i_2 = \text{const}$ , значение  $i_3, i_4$  возрастают,  $\Delta i_{3-4} = 10^\circ\text{C} = \text{const}$ .

Ситуация №2.3:  $i_1, i_2, i_3 = \text{const}$ , значение  $i_4$  возрастает. Характерные кривые представлены на рисунке 2.16.

Ситуация №2.4:  $i_1, i_3, i_4 = \text{const}$ , значение  $i_2$  убывает.

Ситуация №2.5:  $i_3, i_4 = \text{const}$ , значение  $i_1, i_2$  возрастают,  $\Delta i_{1-2} = 20 \text{ кДж/кг} = \text{const}$ .

Ситуация №2.6:  $i_2, i_3, i_4 = \text{const}$ , значение  $i_1$  убывает. Характерные кривые

представлены на рисунке 2.17.

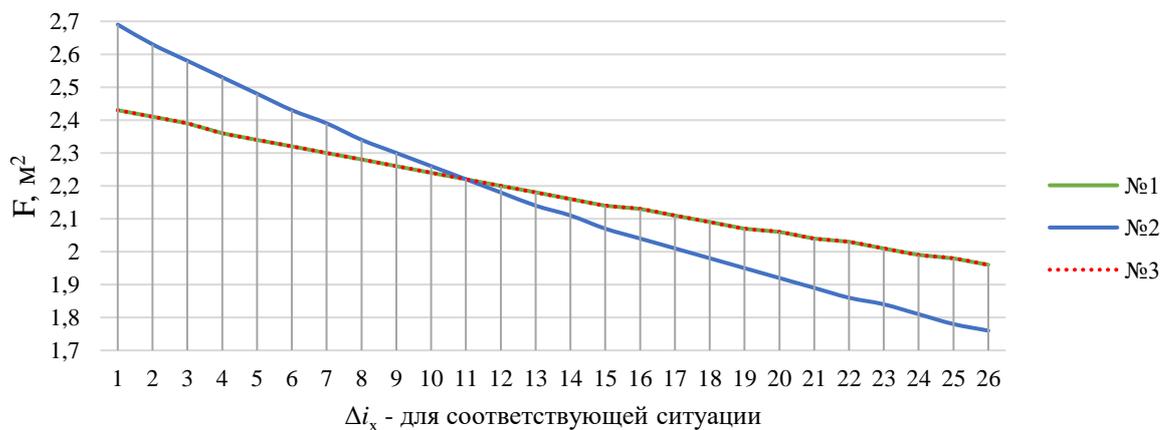


Рисунок 2.16 – Изменение значение площади для ситуаций №2.1, 2.2, 2.3

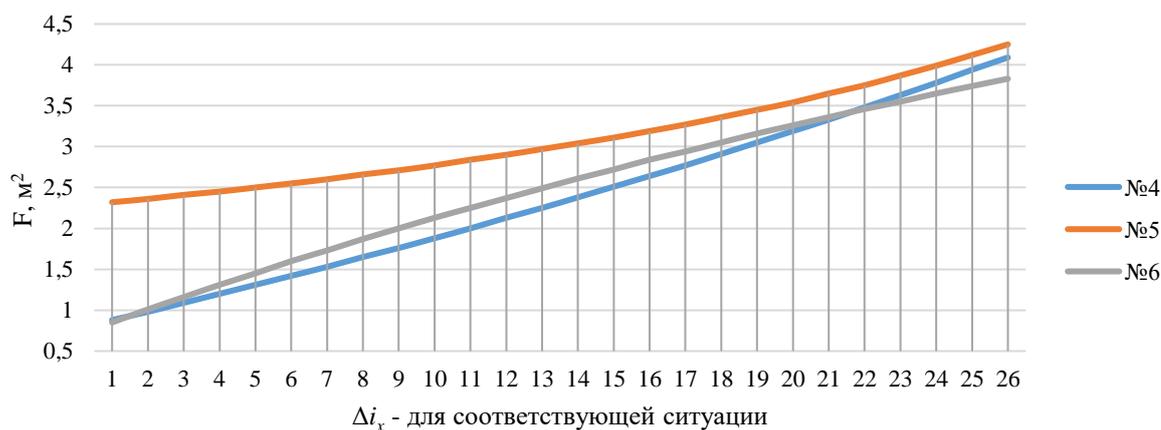


Рисунок 2.17 – Изменение значения площади для ситуаций №2.4, 2.5, 2.6

Очевидно, что в соответствии с вышеописанными зависимостями, минимальная величина площади теплообменной поверхности воздухонагревателя достижима при максимальном градиенте  $\Delta i_{1-3}$  и при минимальных значениях градиента энтальпий до и после нагревателя  $\Delta i_{1-2}$ . Есть два пути достижения заданного условия:

1. увеличение температуры хладагента после компрессора ХМ;
2. внедрение нагревателя наружного воздуха (испарителя ХМ) в качестве первой ступени обработки воздуха до основного подогревателя.

Систематизация полученных зависимостей представлена в таблице 2.5.

Таблица 2.4 – Сводные данные по функциям аппроксимации работы воздухо-нагревателя

Ситуация	Характеристика параметров				Исходное уравнение
	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	
2.1	2,4	-0,009	-	-	2.63
2.2	2,69	-0,017	-	-	2.63
2.4	0,001	0,098	0,78	-	2.64
2.5	0,0018	0,026	2,31	-	2.64
2.6	-0,0013	0,15	0,71	-	2.64

Таблица 2.5 – Сводные данные анализа результатов моделирования работы воздухонагревателя

Ситуация	Характеристика параметров				
	$i_1$	$i_2$	$i_3$	$i_4$	$F$
2.1	const	const	возрастает	const	убывает
2.2	const	const	возрастает	возрастает	убывает
2.3	const	const	const	возрастает	убывает
2.4	const	убывает	const	const	возрастает
2.5	возрастает	возрастает	const	const	возрастает
2.6	убывает	const	const	const	возрастает

### 2.3.3 Основные зависимости параметров цикла холодильной машины

Далее рассмотрим зависимости работы цикла ХМ от ключевых температур. Основные положения расчета цикла парокомпрессионной холодильной машины представлены в разделе 1.3. На рисунке 2.10 изображена  $T,s$  диаграмма цикла холодильной машины с указанием точек и процессов, задействованных в виртуальной модели.

Аналогично анализу результатов расчета площади теплообменной поверхности проведем расчет значения КПЭ для различных ситуаций.

Ситуация №3.1:  $i_2, i_4 = \text{const}$ , значение  $i_3$  возрастает.

Ситуация №3.2:  $i_3, i_4 = \text{const}$ , значение  $i_2$  убывает.

Ситуация №3.3:  $i_2, i_3 = \text{const}$ , значение  $i_4$  возрастает. Для ситуации №3 характерно линейное соотношение значений КПЭ и  $t_4$ .

Ситуация №3.4:  $i_2 = \text{const}$ , значение  $i_3, i_4$  возрастают,  $\Delta i_{3-4} = 30 \text{ кДж/кг} = \text{const}$ . Характерные кривые представлены на рисунке 2.18.

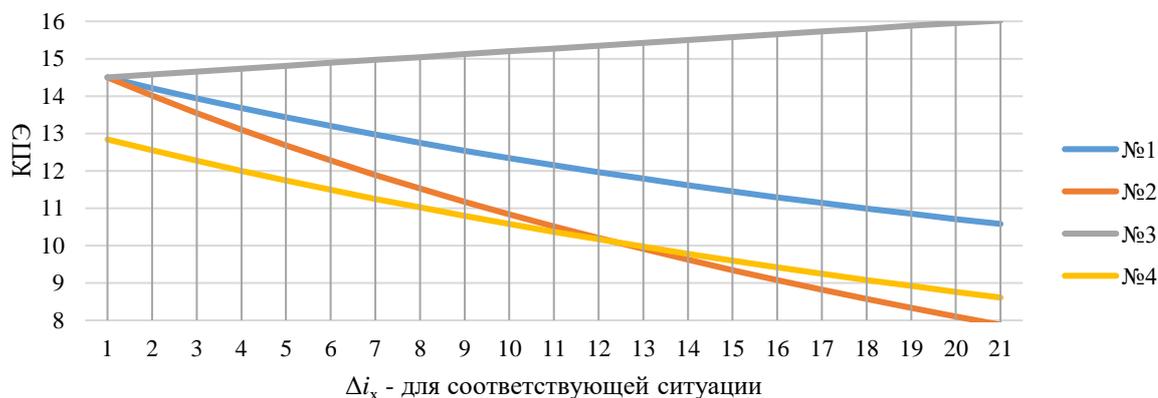


Рисунок 2.18 – Изменение значения КПЭ для различных ситуаций

Таблица 2.6 – Сводные данные по функциям аппроксимации работы цикла ХМ

Ситуация	Характеристика параметров				Исходное уравнение
	A	B	C	D	
3.1	14,53	-0,016	-	-	2.63
3.2	14,77	-0,03	-	-	2.63
3.4	0,076	14,42	-	-	2.62

Систематизация полученных зависимостей представлена в табл. 2.7.

Рассматривая утилизатор как систему, необходимо вводить понятие общей эффективности, где в противовес количеству утилизированной тепловой энергии ставится потребляемая электроэнергия на привод компрессора и вентилятора.

Таблица 2.7 – Сводные данные анализа результатов моделирования работы цикла теплового насоса

Ситуация	Характеристика параметров				
	$i_1$	$i_2$	$i_3$	$i_4$	КПЭ
3.1	const	const	возрастает	const	убывает
3.2	const	убывает	const	const	убывает
3.3	const	const	const	возрастает	возрастает
3.4	const	const	возрастает	возрастает	убывает

### 2.3.4 Соотношение величины КПЭ и сопротивлений теплообменных аппаратов

В данном случае особый интерес представляет количество энергии, необходимой на преодоление сопротивлений теплообменных аппаратов. При этом значение общего КПЭ ( $KПЭ_o$ ) будет определяться по формуле 2.66 выведенной аналитически.

$$KПЭ_o = \frac{Q}{E_u + E_z + E_a}, \quad (2.66)$$

где  $Q$  – полная теплопроизводительность СУ, кВт;  $E_u$  – количество электрической энергии, необходимой на обеспечение работы цикла, кВт;  $E_z$  – количество электрической энергии, необходимой на преодоление гидравлических сопротивлений теплообменных аппаратов (ГС), определяемое по формуле 2.67, кВт;  $E_a$  – количество электрической энергии, необходимой на преодоление аэродинамических сопротивлений теплообменных аппаратов (АС), определяемое по формуле 2.69, кВт.

Величина  $E_a$  не имеет непосредственного влияния на параметры самой ХМ. Однако учитывая, что дополнительное сопротивление будет оказывать нагрузку на элементы конечной системы, то возросшее потребление электроэнергии на привод вентилятора необходимо учитывать при расчете КПЭ.

Численный коэффициент 20,482 – математически полученное соотношение среднего КПД привода компрессора, электродвигателя и коэффициента определения значения гидравлического сопротивления теплообменного аппарата. Значение 20,482 характерно для испарителей, значение 4,168 характерно для конденсаторов [35]. Соотношение 2.67 получено путем оптимизации расчетного алгоритма, а также применения математических преобразований, описанных в [105].

$$E_z = \frac{20,482 \cdot VF_h \cdot v_g^{1,69}}{N_i}, \text{ кВт}, \quad (2.67)$$

где  $VF_h$  – объемный расход хладагента, определяемый по опытно установленному соотношению 2.15, м<sup>3</sup>/ч;  $v_g$  – скорость движения хладагента, м/с;  $N_i$  – индикаторный КПД компрессора ХМ.

$$VF_h = 0,983m, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (2.68)$$

где  $m$  – массовый расход хладагента, кг/с.

$$E_a = 0,0017GP, \text{ кВт}, \quad (2.69)$$

где  $G$  – расход приточного воздуха, м<sup>3</sup>/с;  $P$  – аэродинамическое сопротивление теплообменного аппарата, определяемое по формуле 2.70 для конденсаторов и формуле 2.71 для испарителей, Па [2, 30, 49].

Соотношение 2.69 получено путем применения математических преобразований, описанных в [43, 63]

$$P = B \rho v^m, \text{ Па}, \quad (2.70)$$

где  $B$ ,  $m$  – безразмерные коэффициенты характерные для определенного типа теплообменных аппаратов [35];  $\rho v$  – действительная массовая скорость воздуха, кг/(м<sup>2</sup>·с)

$$P = 4,43 \rho v^{1,63} S_p^{-0,69} N_p, \text{ Па}, \quad (2.71)$$

где  $N_p$  – число рядов труб;  $S_p$  – шаг между пластинами, мм;

Рассмотрим соотношение площади поверхности нагревателя и требуемой мощности вентилятора на преодоление дополнительного сопротивления. Несмотря на то, что до этого момента был рассмотрен ряд площадей с шагом  $\approx 0,1 \text{ м}^2$ , проектировщик работает с определенным типоразмером. Соотношение в рамках рассматриваемого диапазона расчетных площадей и площадей, определяемых общепринятыми сечениями для оборудования СКВ (типоразмерной площади), приведено на рисунке 2.19.



Рисунок 2.19 – Изменение значения расчетной и соответствующей ей типоразмерной площади, характерные для ситуации №2.2

Согласно рисунку 2.19 имеют место теплоизбытки ввиду превышения типоразмерной площади. Данный фактор необходимо учитывать при использовании графо-аналитической методики.

В соответствии с рядом типоразмерных площадей по формуле 2.70 определим значения аэродинамического сопротивления. Далее, согласно 2.69, определим соответствующее значение требуемой мощности. Полученное значение  $E_a$  подставим в формулу 2.66 при условии, что  $E_z = \text{const}$ . Соотношение КПЭ и КПЭ<sub>0</sub> представлено на рисунке 2.20.

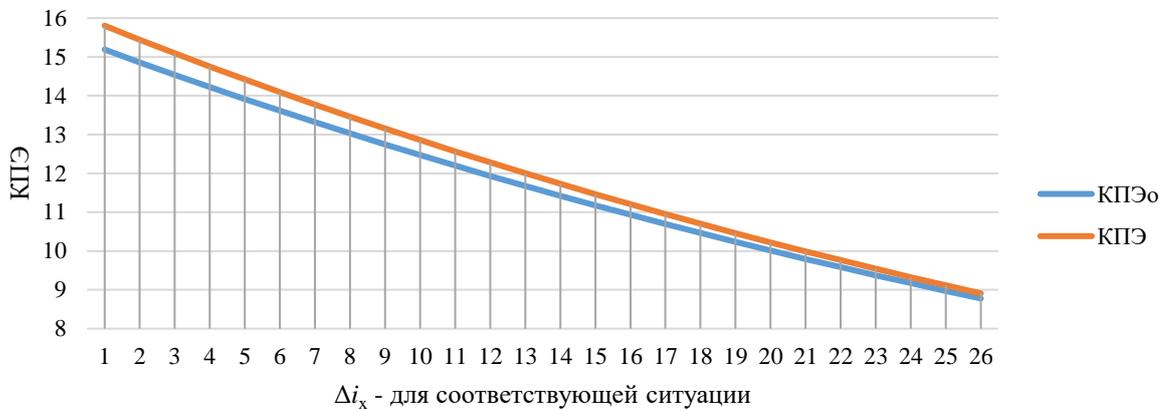


Рисунок 2.20 – Изменение КПЭ и КПЭ<sub>0</sub> характерные для ситуации №2.2

Далее проведем подобный анализ для испарителя. На рисунке 2.20 представлено соотношение расчетных и типоразмерных площадей испарителя для диапазона, характерного для ситуаций №1.4 и №3.3.

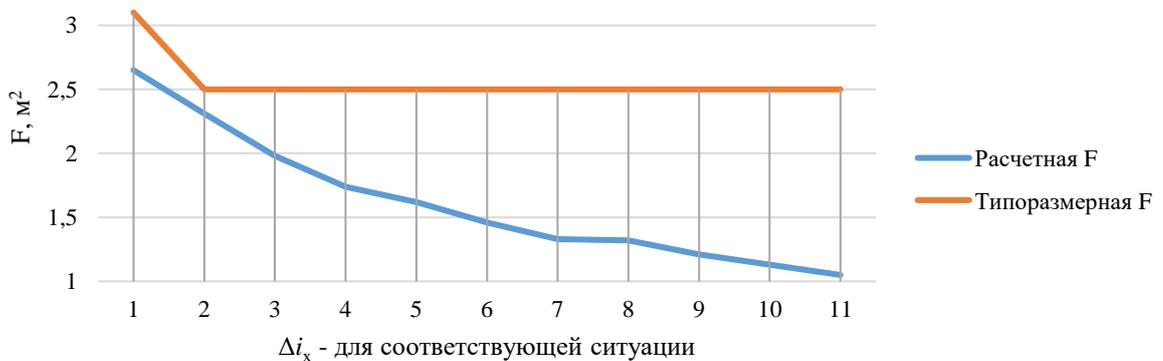


Рисунок 2.21 – Изменение значения расчетной и соответствующей ей типоразмерной площади, характерные для ситуаций №1.4 и №3.3

В соответствии с рядом типоразмерных площадей по формуле 2.71 определим значения аэродинамического сопротивления (АС). Далее согласно 2.69 определим соответствующее значение АС. Полученное значение  $E_a$  подставим в формулу 2.66, при условии, что  $E_2 = \text{const}$ . Соотношение КПЭ и КПЭ<sub>0</sub> представлено на рисунке 2.22.

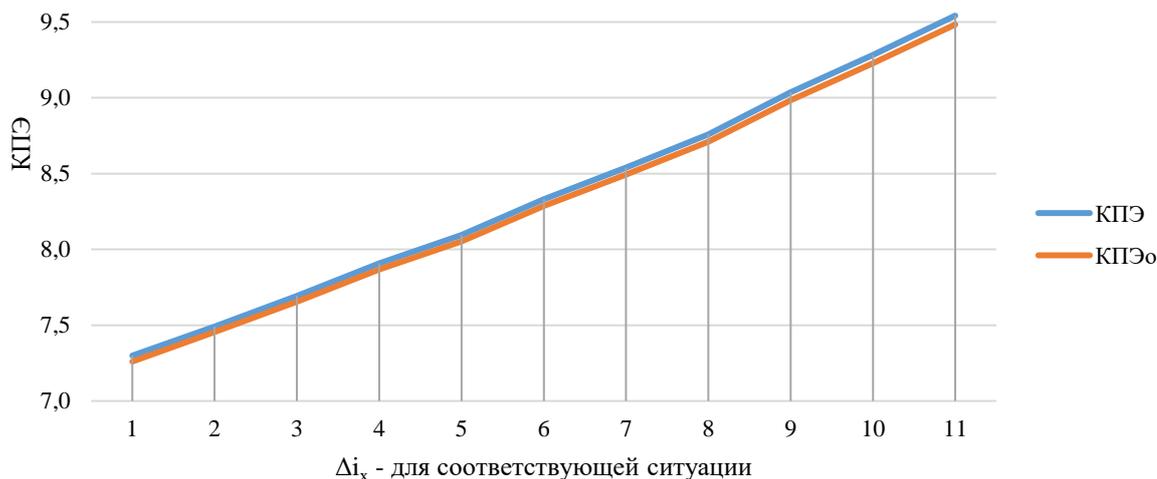


Рисунок 2.22 – Изменение КПЭ и КПЭ<sub>0</sub>, характерные для ситуаций №1.4 и №3.3

Очевидно, что влияние аэродинамического сопротивления обоих теплообменных аппаратов не сильно сказывается на значении КПЭ<sub>0</sub>. Соответственно при определении оптимального баланса в системе «КПЭ-площадь F» большее внимание должно быть уделено именно значению КПЭ.

Далее рассмотрим влияние гидравлического сопротивления теплообменных аппаратов. Согласно формуле 2.67 значение ГС в большей степени зависит от значения объемного расхода хладагента  $VF_h$  и его скорости движения в контуре теплообменного аппарата. Значение индикаторного КПД привода компрессора ХМ  $N_i$  не поддается общему регулированию ввиду сильной зависимости от внутренней переменной работы цикла.

Проведем расчет кривой КПЭ<sub>0</sub> и гидравлического сопротивления испарителя согласно формуле 2.66, при условии, что  $E_a = \text{const}$ . На рисунке 2.23

изображены соответствующие функции. Аналогично проведем расчет гидравлического сопротивления для конденсатора. Результат представлен на рисунке 2.24.

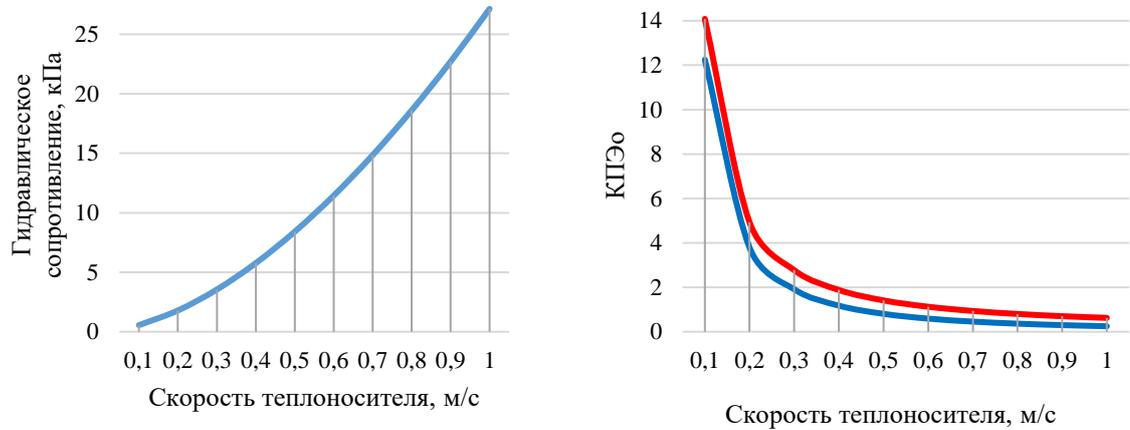


Рисунок 2.23 – Изменение гидравлического сопротивления испарителя и КПЭ₀

На рисунках 2.23 и 2.24 значения КПЭ₀, отмеченные красной линией, соответствуют динамике с учетом роста теплопроизводительности цикла, синей – соответственно, без учета.

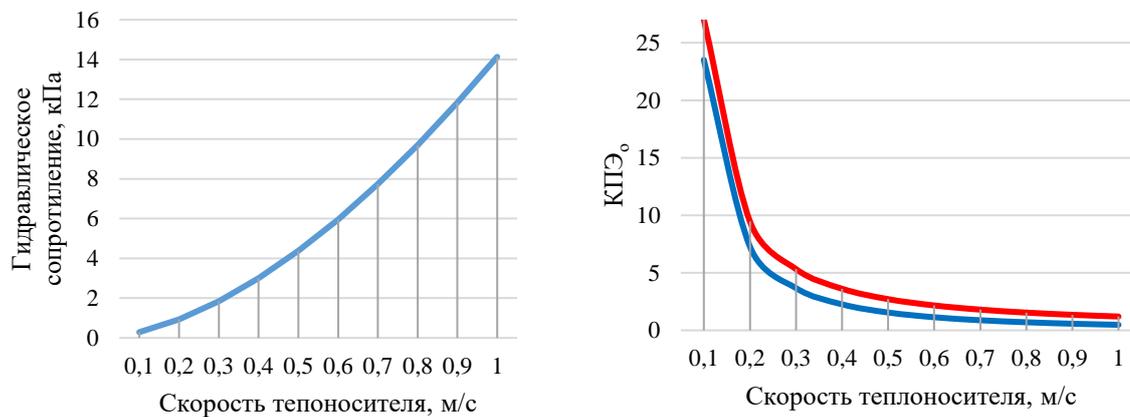


Рисунок 2.24 – Изменение гидравлического сопротивления конденсатора и КПЭ₀

Очевидно, что сопротивление конденсатора существенно меньше сопротивления испарителя ввиду конструктивных особенностей и большей площади последнего. Рассматриваемая виртуальная модель и методика расчета, основанная на ней, не позволяют проводить анализ влияния скорости течения

теплоносителя. В первую очередь это связано с тем, что значение скорости является выходным параметром, зависящим от конструктивных особенностей коммуникаций и теплообменных аппаратов.

Проектирование системы утилизации, исходя из скоростного режима, является нерациональным решением, не позволяющим определить наиболее рациональное для данных условий соотношение параметров работы утилизатора. Тем не менее, полученная зависимость должна учитываться при проектировании и наладке СУ. Впоследствии при испытаниях системы, существенные отклонения расчетных и реальных параметров могут быть обусловлены неверно заданным скоростным режимом.

### 2.3.5 Влияние расхода воздуха на параметры системы

Рассмотрим динамику изменения параметров конденсатора и соответствующее их влияния на КПЭ в зависимости от расхода воздуха. В первую очередь необходимо проанализировать динамику изменения значений КПЭ (рисунок 2.25) и площади теплообменной поверхности конденсатора (рисунок 2.26). Изменение КПЭ имеет линейный характер и описывается формулой 2.72 и 2.73.

$$KПЭ = -0,0003L + 5,0798, \quad (2.72)$$

где  $L$  – расход воздуха, м<sup>3</sup>/ч;

$$KПЭ = -0,0005L + 5,6929 \quad (2.73)$$

Изменение величины площади конденсатора и испарителя описывается формулой 2.74 и 2.75 соответственно.

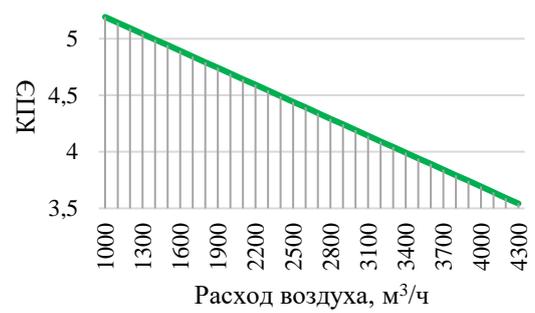
$$F = 0,041L^{0,63}, \quad (2.74)$$

$$F = 0,13L^{0,63} \quad (2.75)$$

Степенная зависимость площади от расхода воздуха указывает на более крутой характер кривой. Как уже было отмечено выше, непосредственно величина площади оказывает несущественное влияние на эффективность системы. Куда большее значение имеет величина затрат на преодоление сопротивлений.



а)



б)

Рисунок 2.25 – Зависимость КПЭ от расхода воздуха через конденсатор (а) и испаритель (б)

На рисунке 2.27 представлена зависимость затрат энергии на преодоление аэродинамического сопротивления от расхода воздуха.

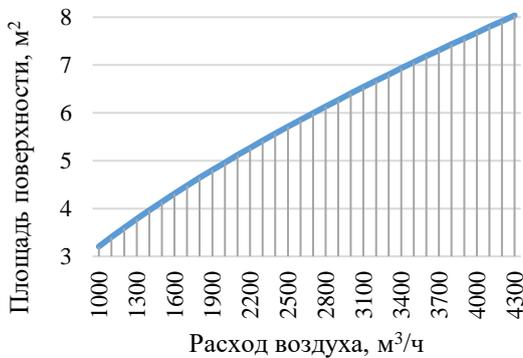
Характер кривой описывается формулой 2.76 для конденсатора и формулой 2.77 для испарителя.

$$N = 4 \cdot 10^{-15} L^{3,982}, \quad (2.76)$$

где  $L$  – расход воздуха, м³/ч;

$$N = 3 \cdot 10^{-12} L^{3,294} \quad (2.77)$$

Сравнение характера кривых на рисунках 2.25 и 2.26 позволяет подтвердить выводы раздела 2.2.4: кривая изменения площади теплообменной поверхности имеет ярко выраженный параболический характер, в то время как кривая КПЭ имеет линейный характер.

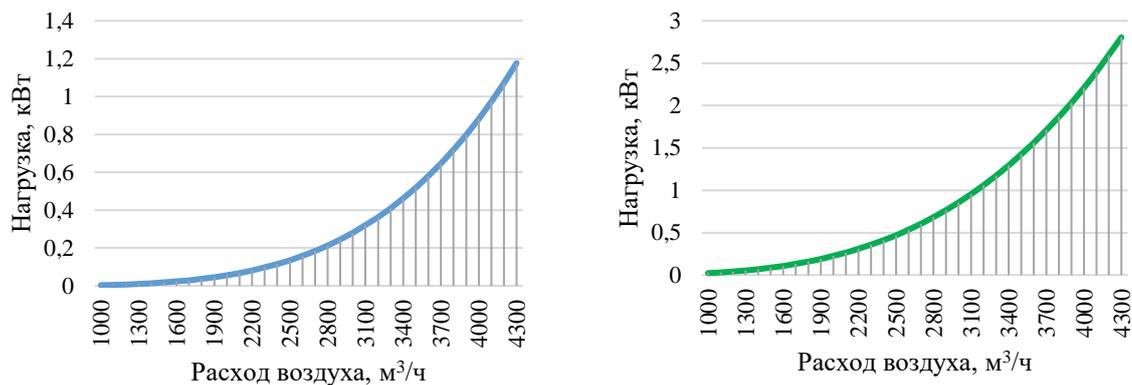


а)



б)

Рисунок 2.26 – Зависимость площади теплообменной поверхности конденсатора (слева) и испарителя (справа) от расхода воздуха



а)

б)

Рисунок 2.27 – Требуемая мощность на преодоление аэродинамического сопротивления конденсатора (а) и испарителя (б)

С технологической точки зрения, возрастающая площадь поверхности и сопротивления теплообменных аппаратов не сильно сказываются на эффективность системы, ввиду того, что увеличение потока воздуха способствует возрастанию количества утилизированной энергии. Представленные в данном разделе результаты позволили внести коррективы в работу алгоритма виртуальной модели.

## 2.4 Методика подбора параметров СУ на основе воздушного теплового насоса

Учитывая большое количество исходных данных подразумевает, что процесс расчета будет происходить поэтапно с последовательной выборкой исходного параметра с получением определенного расчетного результата. Таким образом, было принято решение о формировании единой диаграммы, сочетающей в себе параметры как испарителя, так и конденсатора. На рисунке 2.28 изображена принципиальная структура диаграммы.

Согласно схеме, изображенной на рисунке 2.28 диаграмма представляет собой двухуровневую, вложенную таблицу, где внешние ячейки содержат параметры испарителя и базовый набор исходных данных для расчета конденса-

тора, а внутренние - непосредственно параметры конденсатора и результирующие показатели всей системы.

		Начальная температура хладагента в испарителе
		Начальная и конечная температура хладагента в конденсаторе
Начальная и конечная энтальпия удаляемого воздуха	Кол-во утилизированной тепловой энергии, площадь теплообменной поверхности испарителя, АС и ГС испарителя	КПЭ, площадь теплообменной поверхности конденсатора, АС и ГС

Рисунок 2.28 – Принципиальная структура диаграммы

В общем виде диаграмма основана на параметрах испарителя. Предполагается, что после определения энергопотенциала, проектировщик будет производить выбор базовой ячейки на основании градиента температур удаляемого воздуха. С целью сокращения размеров диаграммы был выбран диапазон энтальпий удаляемого воздуха от 20 до 40 кДж/кг с шагом в 5 кДж/кг, что соответствует параметрам характерным для большинства жилых, общественных и коммерческих объектов [52, 83].

При расчете системы рекуперации значение площади испарителя доступного на рынке определяется путем округления полученного значения в большую сторону. При этом, за счет увеличения площади теплообмена возникает эффект переохлаждения воздуха. В ряде случаев, при определенном соотношении влажности и температуры удаляемого воздуха до утилизатора возникает риск обледенения.

Согласно разделу 2.2.3. уменьшение начальной температуры хладагента является причиной уменьшения значения необходимой площади теплообменной поверхности одновременно со снижением значения КПЭ. Следовательно, нецелесообразно включать в таблицу большое количество столбцов. Также в соответствии с полученными зависимостями в разделе 2.2.3 конечная температура хладагента в испарителе принята равной 5°C.

Для каждой базовой ячейки были рассчитаны следующие параметры: площадь поверхности испарителя,  $\text{м}^2$ ; энергия рекуперации, кВт; затраты электроэнергии на преодоление аэродинамического и гидравлического сопротивления испарителя, кВт.

Для упрощения восприятия полученные данные отображены в отдельных ячейках, окрашенных в цвет, оттенок которого дает представление о соотношении площадей в рамках данной нагрузки. В каждой базовой ячейке вложена таблица соответствующего распределения параметров конденсатора. Исходя из зависимостей, описанных в разделе 2.2.3, КПЭ системы растет при увеличении  $\Delta i_{3-4}$ . При этом наблюдается рост необходимой площади теплообменной поверхности конденсатора. Как уже ранее было отмечено, сопутствующее увеличение аэродинамических и гидравлических нагрузок не оказывают существенного влияния.

Для выбора верхнего и нижнего предела температур  $i_3$  и  $i_4$  соответственно были применены результаты моделирования из раздела 2.2. Прежде всего необходимо обратить внимание на тот факт, что с ростом расхода воздуха меняется соотношение пределов температур хладагента в конденсаторе.

Рассмотрим логику выбора предела температур  $i_3$  и  $i_4$  для диапазона расходов воздуха от  $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$  до  $4300 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Согласно массиву результатов, рассмотренному в разделах 2.2.2, 2.2.3 и 2.2.4, для диапазона наружных энтальпий в холодный период года от  $-30 \text{ кДж/кг}$  до  $-10 \text{ кДж/кг}$  и диапазону энтальпий удаляемого воздуха от  $20 \text{ кДж/кг}$  до  $40 \text{ кДж/кг}$  наибольший средний КПЭ достигается при температуре хладагента R134a после компрессора, зафиксированной на отметке  $t_3 = 30^\circ\text{C}$ . Исходя из условия ограниченного количества утилизированной энергии было установлено, что наибольший КПЭ достигается при энтальпии воздуха после испарителя не выше  $5 \text{ кДж/кг}$ . Дальнейший анализ полученного массива показал, что наибольший КПЭ достигается при температуре хладагента после конденсатора  $t_4$  не ниже  $10^\circ\text{C}$ . Для расхода воздуха выше  $4300 \text{ м}^3/\text{ч}$  рассмотренные пределы имеет иные значения.

Оперируя значением температур  $i_3$  и  $i_4$  производится расчет перепада

температур приточного воздуха  $\Delta i_{1-2}$ .

$$\Delta i_{1-2} = \frac{\Delta q_{3-4} \cdot m}{0,3416}, \quad (2.78)$$

где  $\Delta q_{3-4} \cdot m$  – количество поглощенной тепловой энергии циклом ХМ,  $\Delta q_{3-4}$  – удельная теплопроизводительность цикла, согласно [102, 40, 60, 61], Вт;  $m$  – массовый расход хладагента, кг/ч; 0,3416 – безразмерный переводной коэффициент, полученный в результате анализа данных моделирования. Включает в себя среднюю плотность удаляемого воздуха и функцию от временного шага.

В таблице 2.7 представлено соотношение диапазонов расхода воздуха и соответствующего типового сечения.

Таблица 2.7 – Соотношение диапазонов расхода воздуха и соответствующего типового сечения

Диапазон расходов воздуха, м <sup>3</sup> /ч	Типовое сечение, м <sup>2</sup>
1000 ÷ 4300	0,28
4300 ÷ 6200	0,475
6200 ÷ 8200	0,67
8200 ÷ 10200	0,865
10200 ÷ 14200	0,927

Согласно полученным массивам исходных данных генерируется внутренняя таблица, значения ячеек которой содержат следующие данные: коэффициент преобразования энергии, расчетная площадь теплообменной поверхности, м<sup>2</sup>, расход электроэнергии на преодоление гидравлического и аэродинамического сопротивления конденсатора, кВт. Ячейки имеют цвет в соответствии со значением КПЭ. Таким образом, цветовая индикация позволяет проследить динамику изменения эффективности той или иной конфигурации системы. Для построения диаграммы методики и настройки диапазона исходных данных автором разработан программный комплекс расчета параметров системы утилизации на базе воздушного теплового насоса. Программный комплекс позволяет как проводить непосредственный расчет, так и генерировать, с последующим выводом на печать таблицы параметров системы утилизации

в зависимости от выбранного диапазона расхода воздуха в СКВ и выбранного типа хладагента. Таблица подбора параметров утилизатора на основе воздушного теплового насоса представлена на рисунках А.1 – А.4 приложения А.

## 2.5 Моделирование параметров работы системы при изменении расхода воздуха

В данном исследовании было проведено моделирование массива исходных данных работы системы утилизатора с целью определения зависимости параметров работы от изменения расхода воздуха в рамках одного типового сечения оборудования и определения численного значения переводных коэффициентов для каждого параметра. Рассмотрим полученные результаты.

Принцип определения зависимости состоит из следующих этапов:

- составляется ряд результатов моделирования для определенного параметра при распределении исходных данных;
- на основании полученного ряда методом наименьших квадратов определяется результирующая зависимость;
- составляется ряд результатов по полученной результирующей зависимости  $y = F(x)$ , где  $x$  – расход воздуха в рамках выбранного диапазона.

Полученные функции имеют вид соотношения 2.79. Соответствующие значения коэффициентов  $A$  и  $B$ , а также номер рисунков представлены в таблице 2.8.

$$F = Ax^B \quad (2.79)$$

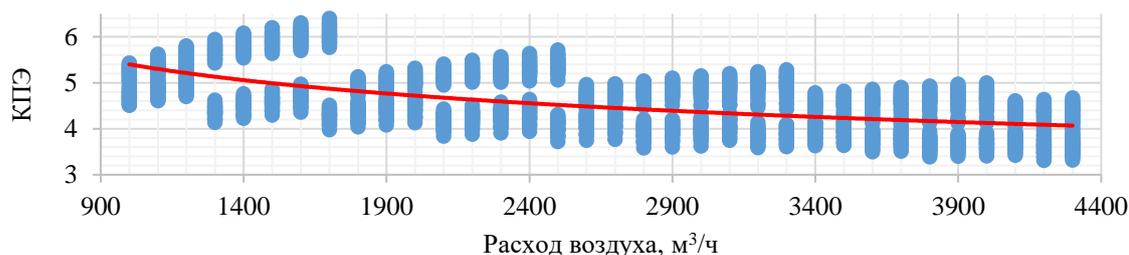


Рисунок 2.29 – КПЭ при различных расходах воздуха и ключевых температурах

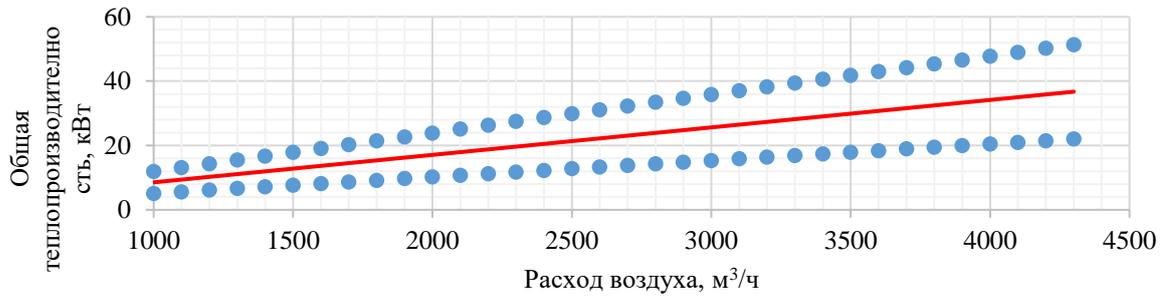


Рисунок 2.30 – Значения общей теплопроизводительности при различных расходах воздуха и ключевых температурах

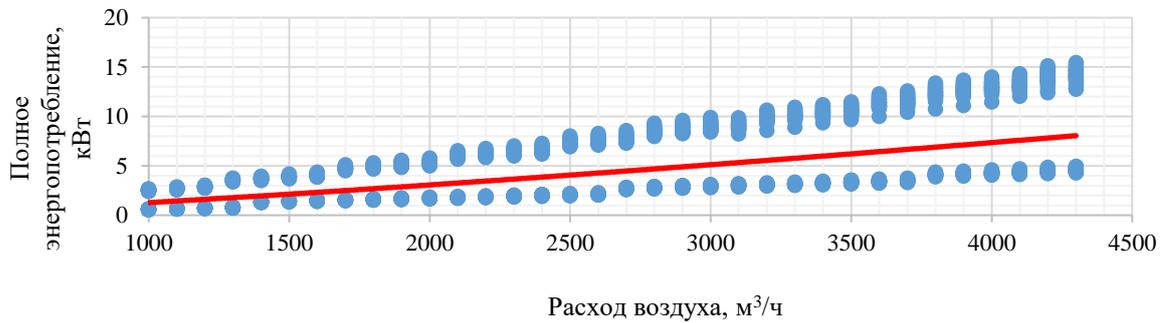


Рисунок 2.31 – Значения полного энергопотребления при различных расходах воздуха и ключевых температурах

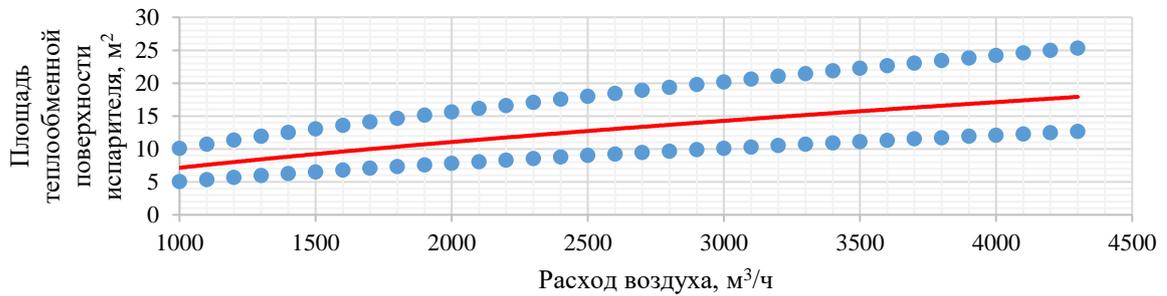


Рисунок 2.32 – Значения площади теплообменной поверхности испарителя при различных расходах воздуха и ключевых температурах

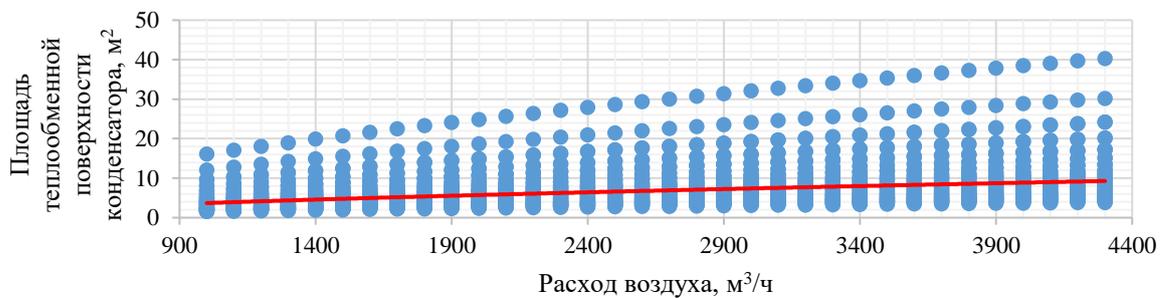


Рисунок 2.33 – Значения площади теплообменной поверхности конденсатора при различных расходах воздуха и ключевых температурах

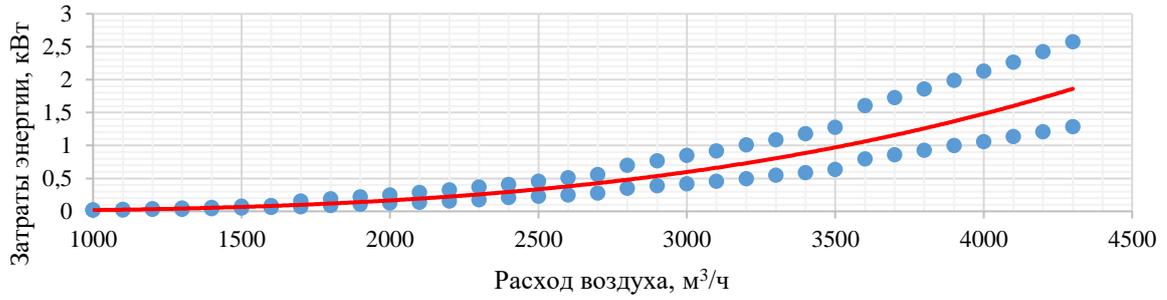


Рисунок 2.34 – Затраты энергии на преодоление АС испарителя при различных расходах воздуха и ключевых температурах

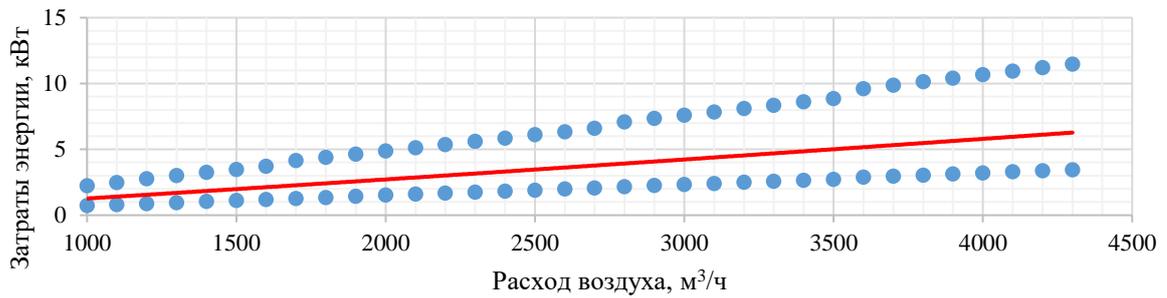


Рисунок 2.35 – Затраты энергии на преодоление ГС испарителя при различных расходах воздуха и ключевых температурах

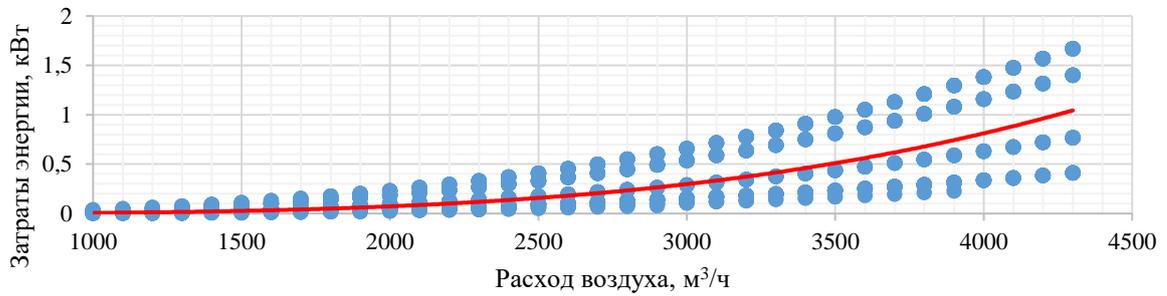


Рисунок 2.36 – Затраты энергии на преодоление АС конденсатора при различных расходах воздуха и ключевых температурах

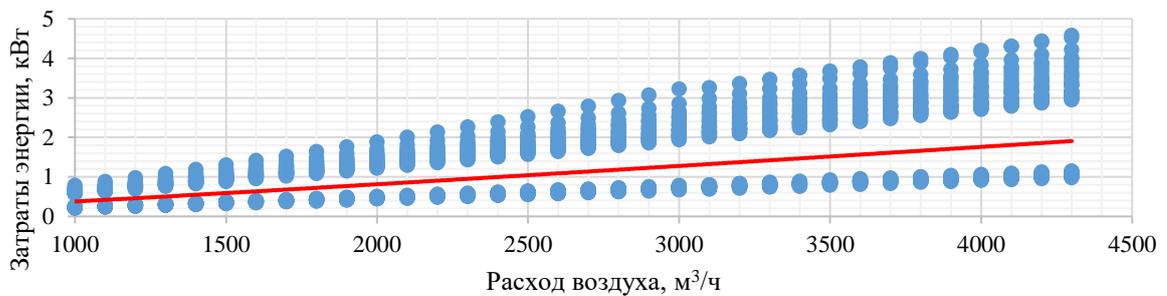


Рисунок 2.37 – Затраты энергии на преодоление ГС конденсатора при различных расходах воздуха и ключевых температурах

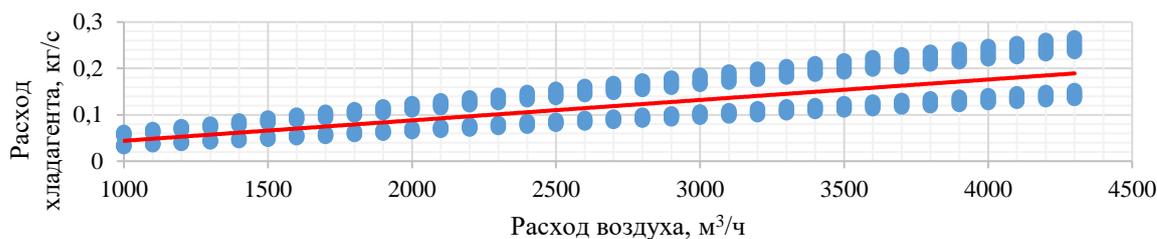


Рисунок 2.38– Значения массового расхода хладагента при различных расходах воздуха и ключевых температурах

Таблица 2.8 – Сводная таблица результатов моделирования изменения параметров системы в зависимости от расхода воздуха

Функция	Номер рисунка	Переменный коэффициент	
		<i>A</i>	<i>B</i>
КПЭ	2.29	20,63	0,194
Общее количество утилизированной энергии, кВт	2.30	0,007	0,1
Полное энергопотребление, кВт	2.31	0,0002	1,26
Площадь теплообменной поверхности испарителя, м <sup>2</sup>	2.32	0,92	0,63
Площадь теплообменной поверхности конденсатора, м <sup>2</sup>	2.33	0,0477	0,63
Затраты энергии на преодоление аэродинамического сопротивления испарителя, кВт	2.34	$6 \cdot 10^{-12}$	3,15
Затраты энергии на преодоление аэродинамического сопротивления испарителя, кВт	2.35	0,0007	1,09
Затраты энергии на преодоление гидравлического сопротивления конденсатора, кВт	2.36	$2 \cdot 10^{-13}$	3,48
Затраты энергии на преодоление гидравлического сопротивления конденсатора, кВт	2.37	0,0002	1,11
Массовый расход хладагента, кг/ч	2.38	$4 \cdot 10^{-5}$	1,01

### Выводы по главе

1. Обобщены основные соотношения между параметрами цикла холодильной машины, конденсатора и испарителя.

2. Выявлены зависимости между параметрами воздухоохладителя. Рассмотрены 4 характерные ситуации, при анализе которых обосновано, что достаточно оперировать двумя переменными: начальной температурой воздуха и начальной температурой хладагента.

3. Проанализированы основные зависимости параметров воздухонагревателя. Выявлено 6 характерных ситуаций. Сформулированы условия достижения минимальной площади теплообменной поверхности конденсатора.

4. Проанализированы зависимости КПЭ от параметров узловых точек цикла холодильной машины. Выявлено 4 характерные ситуации. Предложено понятие общей эффективности (КПЭ<sub>о</sub>).

5. Проанализировано соотношение величины КПЭ и площади поверхности теплообменных аппаратов. Предложены понятия и зависимости для соотношения расчетной и справочной площадей. Отмечено влияние потерь давления на величину КПЭ<sub>о</sub>, скорости движения теплоносителя на гидравлическое сопротивление, теплопроизводительность и КПЭ<sub>о</sub>.

6. Получены зависимости параметров работы системы от расхода воздуха.

### **3 ОСОБЕННОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ИМИТАЦИОННЫХ МОДЕЛЕЙ РАБОТЫ УТИЛИЗАТОРОВ НА ОСНОВЕ ВОЗДУШНОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА**

Основу аналитической составляющей данного диссертационного исследования составляют виртуальные численные модели утилизаторов, позволяющие провести расчет параметров работы аппаратов в широком диапазоне исходных данных. В частности, зависимости, рассмотренные в разделе 2.2 второй главы данной диссертационной работы, были получены путем проведения численного моделирования работы СУ на основе теплового насоса. Численная модель опирается на известные методики расчета холодильных машин и теплообменных аппаратов, применяемых в системах вентиляции и кондиционирования. Для проведения сравнительного анализа показателей эффективности утилизаторов различного типа были разработаны численные модели пластинчатого утилизатора и утилизатора тепловой энергии с промежуточным теплоносителем.

Особенностью виртуальных моделей является возможность проведения как частного расчета определенного параметра, так и целого массива данных, получаемых в результате пошагового изменения исходных данных в соответствии с заданной функцией. Программный алгоритм оформлен на серверном языке программирования PHP. Временным хранилищем оперативной информации, а также постоянным хранением констант выступает база данных (БД) MySQL. Предварительно обработанные данные представляются при помощи языка гипертекстовой разметки HTML с широким применением вспомогательных функций, написанных на языке JavaScript. Окончательная обработка данных осуществляется табличным процессором MS Excel. Ввод данных осуществляется как при помощи самостоятельно разработанного интерфейса, так и при помощи непосредственного объявления соответствующих переменных или же методом составления подпрограммы – функции изменения исходных данных согласно необходимому алгоритму.

### 3.1 Структура алгоритма расчета параметров работы утилизатора на основе холодильной машины

Алгоритм расчета спроектирован таким образом, чтобы взаимоотношение «исходные данные / расчетные данные» могло иметь рекурсивный характер. В общем виде, ядро алгоритма схематически представлено на рисунке 3.1.

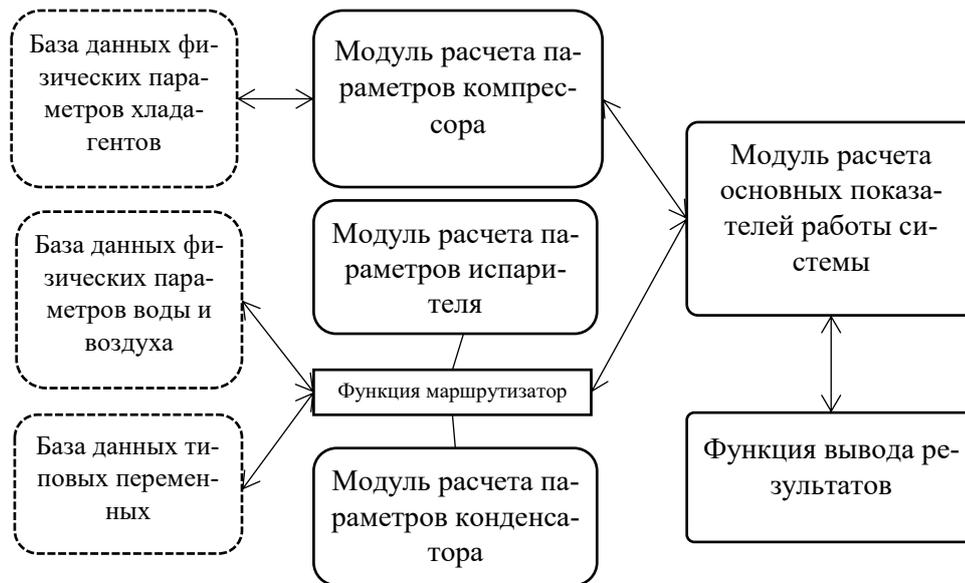


Рисунок 3.1 – Структура ядра программы моделирования параметров теплоутилизационного теплового насоса

В зависимости от поставленной задачи, маршрут данных может иметь несколько конфигураций

Сценарий №1. Расчет параметров работы при известных температурах воздуха. В данном случае выполняется последовательный алгоритм, представленный на рисунке 3.2.

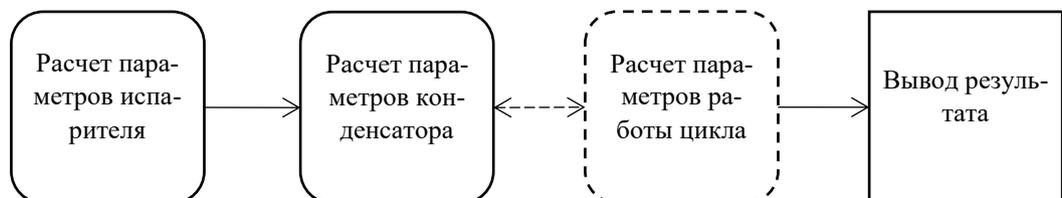


Рисунок 3.2 – Алгоритм расчета параметров, характерных для рассматриваемого сценария №1

Данный сценарий позволяет реализовать простой линейный алгоритм, в котором применяется только один параллельный участок. После выполнения

функций вычисления параметров испарителя программа получает следующий набор параметров:

- количество утилизированной тепловой энергии;
- характеристики воздухоохладителя;
- требуемое количество энергии на преодоление гидравлического и аэродинамического сопротивлений воздухоохладителя;
- площадь живого сечения;
- все исходные данные, объявленные перед началом выполнения программы.

Далее происходит параллельная работа функций вычисления параметров работы цикла и параметров конденсатора. На начальном этапе функции оперируют единым набором переменных, таких как температуры воздуха и хладагента на входе и выходе из конденсатора. После проведения основного цикла вычислений начинает работу функция обобщающего расчета, сводящая воедино все полученные параметры с целью получения значения эффективности.

Сценарий №2. Расчет параметров работы при неизвестных температурах на входе и выходе в испаритель или конденсатор. В данном случае производится комбинированный расчет, сочетающий в себе как стандартный линейный алгоритм, так и циклический расчет, обусловленный достижением наиболее приемлемых результатов. Блок-схема алгоритма представлена на рисунке 3.3. Особенностью данного алгоритма служит наличие цикла конструкции `while(conditions){...}do`. Во время работы цикла происходит запись текущих результатов в базу данных. После окончания работы цикла результаты сортируются. Результат с наиболее высоким показателем коэффициента преобразования энергии демонстрируется пользователю. Ввиду большого объема расчётов возникает необходимость проведения ручного ограничения диапазона работы цикла, опираясь на зависимости, полученные в разделах 2.2.1 – 2.2.5.

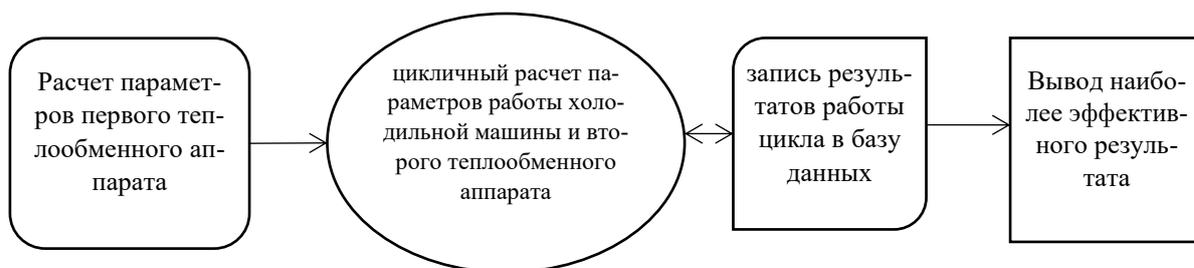


Рисунок 3.3 – Алгоритм расчета параметров, характерных для рассматриваемого сценария №2

Сценарий №3. Проведение моделирования параметров работы. В данном случае речь идет об имитационной модели, в основу которой ложится знакомый алгоритм расчета, выполняющий роль вычислительного ядра. Моделирование происходит в соответствии с изменениями исходных данных согласно заданной пользователем динамике или согласно перебору массива заранее составленных значений. Ввиду сильного различия типа исходных данных и требуемых результатов, основной алгоритм ведет себя согласно сценарию №1 или №2. Блок-схема данного алгоритма представлена на рисунке 3.4.

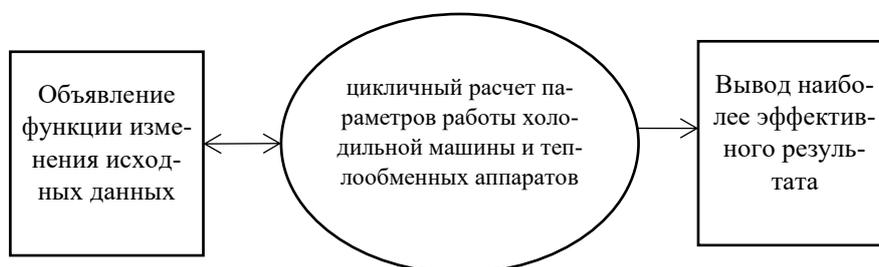


Рисунок 3.4 – Алгоритм расчета параметров, характерных для рассматриваемого сценария №3

Далее рассмотрим подробнее основные функциональные элементы алгоритма расчета.

### 3.1.1 База данных физических параметров хладагентов

В рассматриваемых алгоритмах широко применяются переменные, содержащие физические параметры хладагентов для соответствующих температур. Необходимый минимальный шаг температуры хладагента на линии насыщения задан равным  $0,1\text{ K}$ . Для обеспечения заданной дискретности базы дан-

ных применяется интерполяция. Для расширения диапазона базы данных применяется экстраполяция. На рисунке 3.5. представлена зависимость давления насыщения от температуры хладагента R134а.

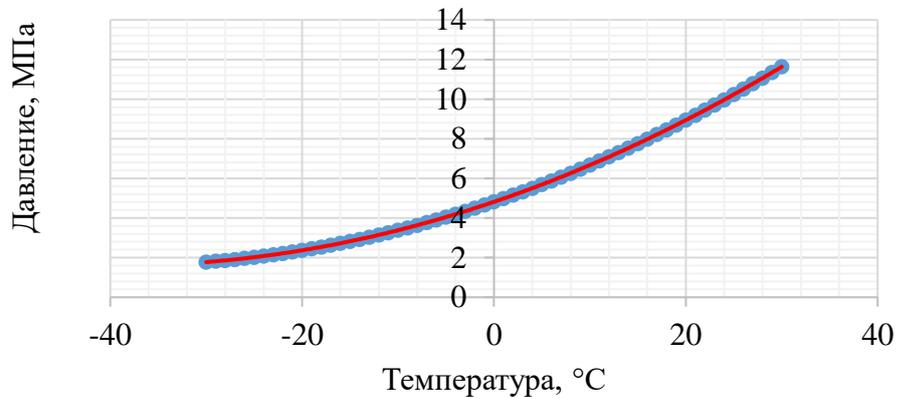


Рисунок 3.5 – Зависимость давления насыщения от температуры хладагента. Синими точками – обозначено распределение результата интерполяции, красной линией – аппроксимирующая функция

Начальный шаг базы данных хладагента равнялся  $10^{\circ}\text{C}$ . После проведения интерполяции была получена аппроксимирующая функция.

$$P = 0,0021x^2 + 0,16x + 4,81, \text{ МПа} \quad (3.1)$$

Формула 3.1 – полином второй степени с коэффициентом аппроксимации  $R^2 = 0.98$ . Аналогичные операции были проведены для всех остальных параметров хладагента. Выбор типа хладагента проводится вручную непосредственно в коде программы. В таблице 3.1. представлен фрагмент базы данных параметров хладагента R134а на линии насыщения. Полная версия базы данных представлена в таблице А.1 приложения А.

Рассматриваемая база данных имеет 1100 строк, соответствующих дискретности  $0,1^{\circ}\text{C}$ . В тексте данного диссертационного исследования представлена уменьшенная версия с дискретностью  $1^{\circ}\text{C}$ . Название столбцов в таблице 3.1. соответствует названию переменных, присваиваемых при работе программного алгоритма.

Таблица 3.1 – Фрагмент базы данных параметров хладагента R134a на линии насыщения

$T$	$P$	$vg$	$vp$	$pg$	$pp$	$hg$	$hp$	$utr$	$sg$	$sp$
-5	4,0466	0,768	0,059773	0,3005	18,2585	193,3216	403,2542	209,245	0,9786	1,7594
-4	4,192	0,77	0,057954	0,2972	18,8494	194,4791	403,6323	208,468	0,98288	1,75788
-3	4,3416	0,7705	0,056191	0,296375	18,99713	195,64	404,0068	208,2738	0,98395	1,7575
-2	4,4954	0,771333	0,054481	0,295	19,24333	196,8043	404,3777	207,95	0,985733	1,756867
-1	4,6534	0,773	0,052823	0,29225	19,73575	197,972	404,745	207,3025	0,9893	1,7556
0	4,8156	0,778	0,051215	0,284	21,213	199,1431	405,1087	205,36	1	1,7518
1	4,982	0,7802	0,049656	0,2806	21,9727	200,3176	405,4688	204,52	1,00423	1,71442

$T$  – температура хладагента на линии насыщения, °С;  $P$  – давление хладагента на линии насыщения, МПа;  $vg$  – удельный объем жидкой фазы, дм<sup>3</sup>/кг;  $vp$  – удельный объем пара, дм<sup>3</sup>/кг;  $pg$  – плотность жидкой фазы, кг/дм<sup>3</sup>;  $pp$  – плотность пара, кг/м<sup>3</sup>;  $hg$  – удельная энтальпия жидкой фазы, кДж/кг;  $hp$  – удельная энтальпия пара, кДж/кг;  $utr$  – удельная теплота парообразования, кДж/кг;  $sg$  – удельная энтропия жидкой фазы, кДж/кг·К;  $sp$  – удельная энтропия пара, кДж/кг·К;

### 3.1.2 База данных значений единиц теплопереноса

Для учета влияния конденсации водяных паров в удаляемом воздухе на теплообмен использован метод, опирающийся на безразмерную величину теплопереноса, характеризующую количество передаваемой тепловой энергии [73]. Преимуществом данного метода является возможность применения готовой базы данных, снижающей количество вычислений. Единицы переноса теплоты  $N_t$  соотносятся с показателем теплотехнической эффективности  $E_t$ , определяемой по формуле 3.2, а также с водяным эквивалентом  $W_c$ , определяемым по формуле 3.3.

$$E_t = \frac{t_s - t_f}{t_s - t_{ws}}, \quad (3.2)$$

где  $t_s$  – начальная температура нагреваемой среды, °С;  $t_f$  – конечная температура нагреваемой среды, °С;  $t_{ws}$  – начальная температура греющей среды, °С;

$$W_c = \frac{G_a - c_a}{G_b - c_b}, \quad (3.3)$$

где  $G_a$  и  $G_b$  – расходы греющей (а) и нагреваемой (b) среды, кг/ч;  $c_a$  и  $c_b$  – теплоемкости греющей (а) и нагреваемой (b) среды, кДж/кг.

Методика определения зависимости рассматриваемых показателей представлена в [73]. На рисунке 3.6. изображены зависимости значения  $N_t$  относительно  $E_t$  и  $W_c$ .

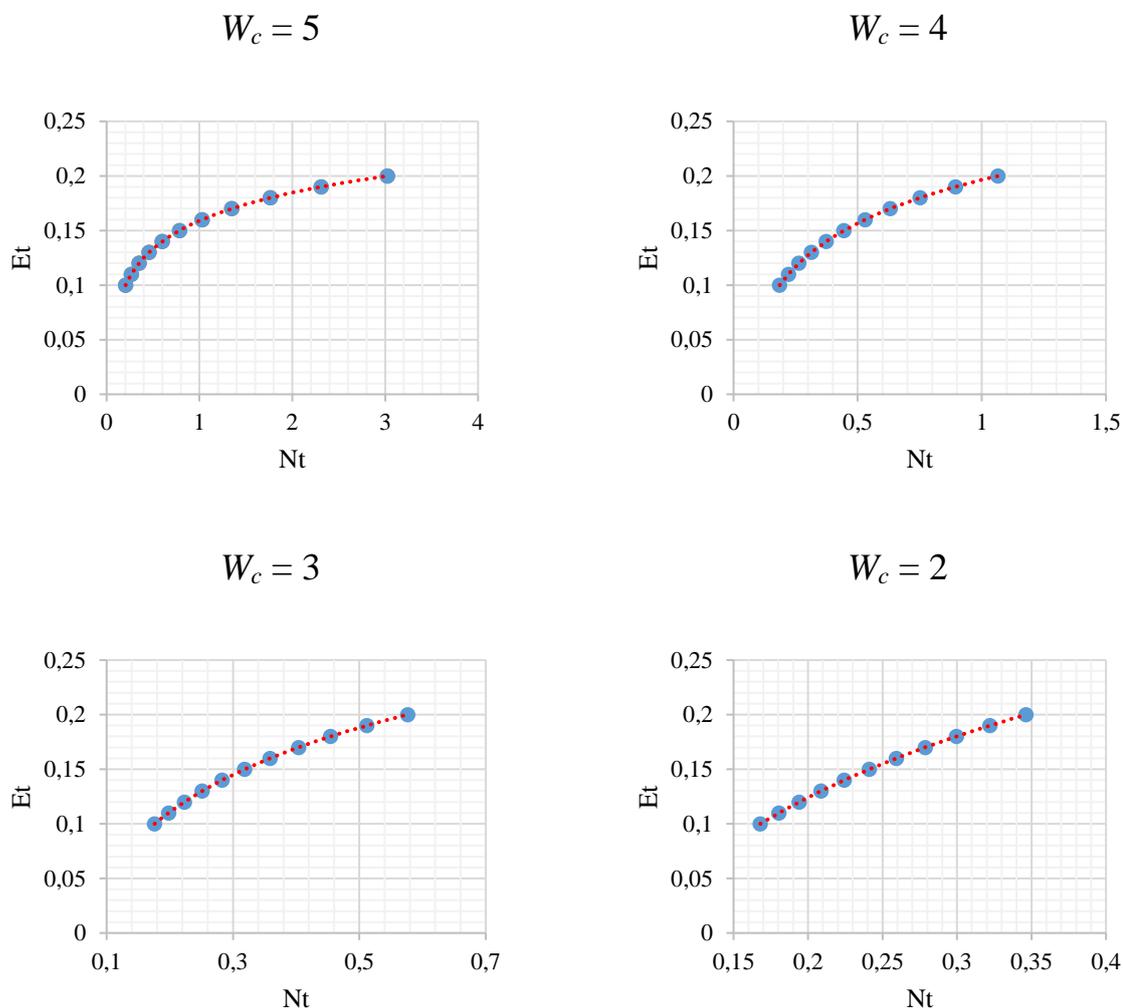


Рисунок 3.6 – Аппроксимирующие функции для различных значений  $W_c$

В соответствии с рисунком 3.6 была составлена база данных с диапазоном  $E_t$  (0,1;0,96) и диапазоном  $W_c$  (0,1;5). Фрагмент БД представлен в таблице 3.2. Полная версия БД представлена в таблицах А.2, А.3 приложения А.

Для ряда соотношений значение  $N_t$  не существует, по этой причине ряды с  $E_t$ , приближающимся к 0,96, имеют значения только при минимальных значениях  $W_c$ .

Таблица 3.2 – Фрагмент базы данных соотношения  $N_t$ ,  $E_t$  и  $W_c$ 

$e$	5	4,5	4	3,5	3	2,5	...	0,1
0,1	0,2046	0,1931	0,1860	0,1812	0,1759	0,1711	...	0,1617041
0,11	0,2678	0,2387	0,2215	0,2102	0,1981	0,1887	...	0,1673303
0,12	0,3506	0,213	0,2638	0,2438	0,2231	0,2061	...	0,1731307
0,13	0,4590	0,3781	0,3141	0,2828	0,2512	0,226	...	0,17913
...	...	...	...	...	...	...	...	...
0,96	-	-	-	-	-	-	-	3,0353135

### 3.1.3 База данных значений типовых параметров теплообменных аппаратов

Для расчета параметров работы теплообменных аппаратов в разработанном алгоритме широко применяются безразмерные технические коэффициенты, укрупненно характеризующие конструктивные особенности. Данные коэффициенты помогают избежать необходимости указывать в исходных данных большое количество геометрических параметров теплообменных аппаратов, будь то среднее значение живого сечения на входе и выходе, значение углов поворота каналов. Данные коэффициенты получены экспериментальным путем и справедливы для теплообменных аппаратов радиаторного типа, применяемых в системах обработки воздуха канального и каркасно-панельного типа [50, 73, 105]. Так как данный метод опирается на экспериментальные данные, характерные для определенного типа теплообменных аппаратов, недостатком такого метода является отсутствие возможности оценивать характеристики теплообменных аппаратов иной конструкции. В число рассматриваемых безразмерных коэффициентов входят:

коэффициент А – величина, уточняющие значение коэффициента теплопередачи;

коэффициент Б и степень-коэффициент В – величины, уточняющие значение гидравлического сопротивления конденсатора;

В таблице 3.3. представлены значения коэффициентов для советующих конфигураций теплообменных аппаратов.

Таблица 3.3 – Значения уточняющих коэффициентов

Коэффициент	Количество рядов трубок, шт						
	1		2		3	4	
	Шаг пластин, мм						
	1,8	2,5	4	1,8	2,5-4	1,8-4	1,8-4
Коэффициент А	20,94	21,68	23,11	20,94	21,68	20,94	20,94
Коэффициент Б	2,104	1,574	1,034	4,093	3,035	6,044	7,962
Степень-коэффициент В	1,64	1,74	1,81	1,65	1,72	1,66	1,59

### 3.1.4 Особенности базы данных значений типовых площадей

Расчет параметров теплообменных аппаратов происходит с обязательным вычислением минимально необходимой площади. Для приведения параметров к типовым расчетное значение площади необходимо сопоставить с ближайшей типовой площадью с предварительным округлением в меньшую сторону. Далее алгоритм сопоставляет полученное типовое значение и соответствующее ему значения шага и количества рядов. Эти данные необходимы для навигации по таблице 3.3. В таблицах 3.4 и 3.5 представлены фрагменты БД типовых площадей конденсатора и испарителя для живого сечения  $0,28 \text{ м}^2$ . Для таблиц 3.4 и 3.5 характерны следующие заголовки столбцов: *row* – количество рядов труб, *step* – шаг между пластинами измеряемый в мм, *area* – суммарная площадь теплообменной поверхности, измеряемая в  $\text{м}^2$ .

Таблица 3.4 – БД типовых площадей конденсатора

<i>row</i>	<i>step</i>	<i>area</i>
1	1,8	7,7
1	2,5	5,6
1	4	3,6
1	6	2,5
1	8	1,8
1	10	1,2
2	1,8	15,5
...	...	...
4	4	14,4

Таблица 3.5 – БД типовых площадей испарителя

<i>row</i>	<i>step</i>	<i>area</i>
2	2	14
2	2,5	11,3
2	3	9,5
4	2	27,9
4	2,5	22,5
4	3	18,9
6	2	41,9
6	2,5	33,8
...	...	...
12	3	56,8

### 3.1.5 Алгоритм работы модуля расчета испарителя

Расчет параметров воздухоохладителя является одним из основных этапов расчета параметров работы системы. В случае работы программного модуля в режиме моделирования работы системы по функциональной зависимости исходных данных полученные значения количества утилизированной тепловой энергии, аэродинамического и гидравлического сопротивлений ложатся в основу процесса оптимизации всех остальных параметров СУ. Блок-схема алгоритма представлена на рисунке 3.7.

В число исходных данных входят:

- температура удаляемого воздуха, °С;
- предполагаемая температура воздуха после испарителя, °С;
- начальная температура редуцированного хладагента, °С. В данном диссертационном исследовании согласно зависимостям, полученным в разделах 2.2 – 2.4, был установлен диапазон начальных температур от (-5°С) до (-20°С) с шагом в 5°С. Данная конфигурация является оптимальной с точки зрения соотношения вычислительных ресурсов и точности имитационной модели;
- расход воздуха, м<sup>3</sup>/ч;

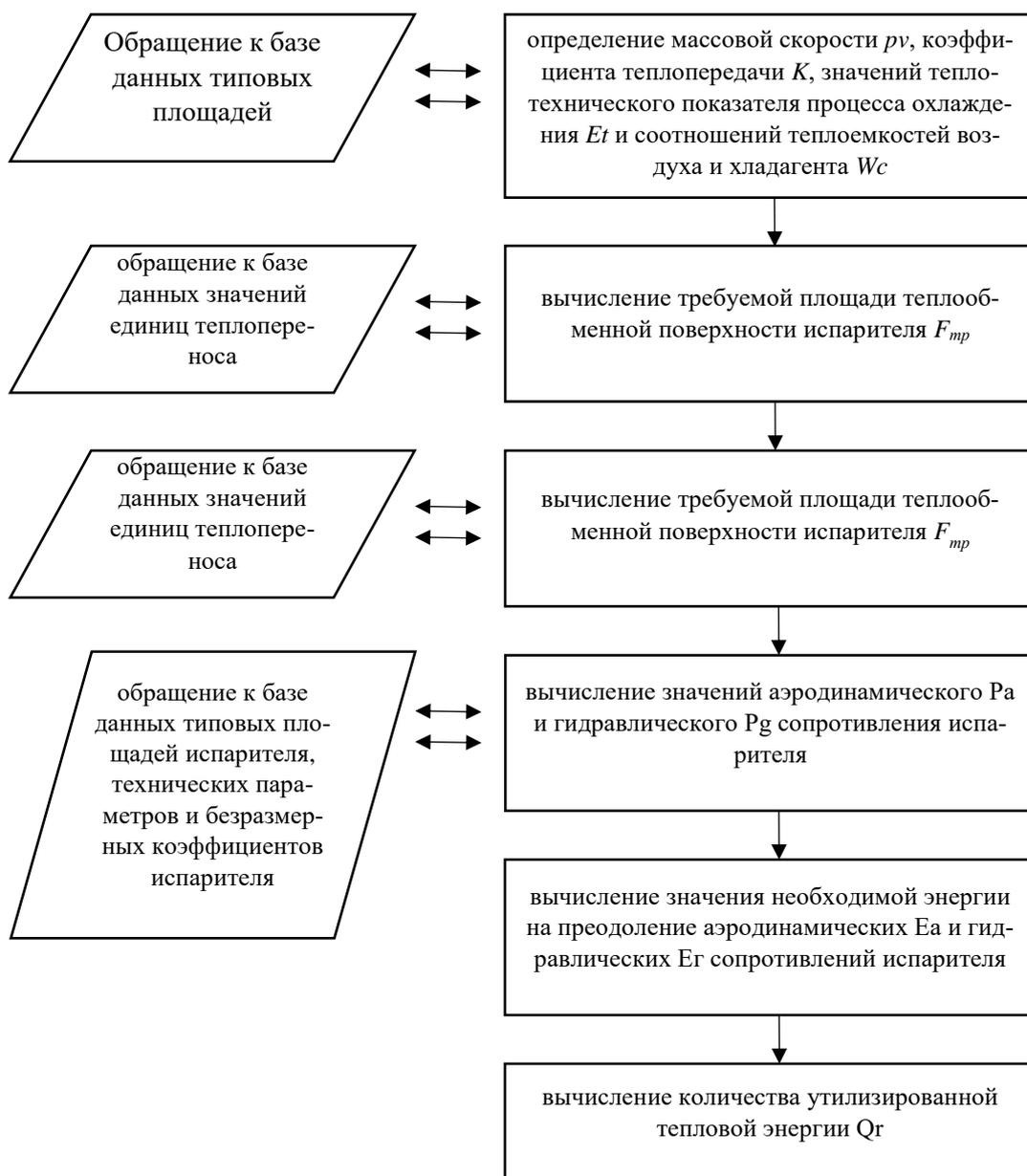


Рисунок 3.7 – Блок-схема алгоритма работы модуля расчета испарителя

### 3.1.6 Алгоритм работы модуля расчета конденсатора

Расчет конденсатора является одновременно основанием ядра программного комплекса и его завершением. Данная особенность вызвана неоднократным обращением к модулю расчета параметров работы холодильного цикла, расчет которого протекает параллельно. По завершению расчета переменных, непосредственно характеризующих работы конденсатора, модуль приступает к обобщающему расчету основных показателей утилизатора. Блок-схема алгоритма представлена на рисунке 3.8.

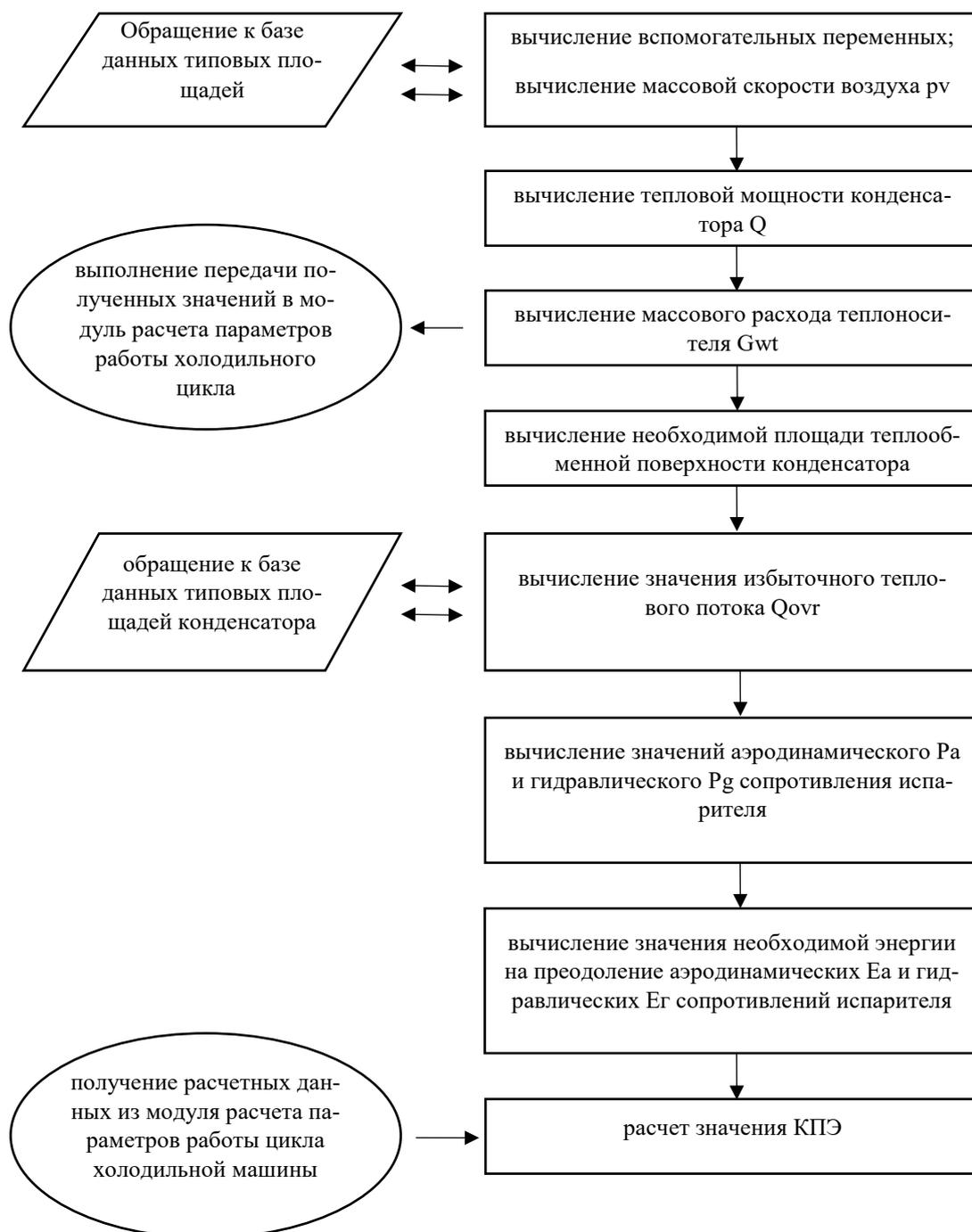


Рисунок 3.8 – Блок-схема алгоритма работы модуля расчета конденсатора

В число исходных данных входят:

- температура наружного воздуха, °С;
- предлагаемая температура воздуха после ступени конденсатора, °С;
- предполагаемая температура хладагента на выходе из компрессора, °С;
- предполагаемая температура хладагента после конденсатора, °С.

- расход воздуха, м<sup>3</sup>/ч;
- количество утилизированной тепловой энергии, Вт;
- затраты энергии на преодоление аэродинамических и гидравлических сопротивлений испарителя, Вт.

### **3.1.7 Алгоритм работы модуля расчета цикла холодильной машины**

Данный модуль работает параллельно с модулем расчета конденсатора. Это единственный модуль, который не подвергается изменениям в процессе адаптации к решению той или иной задачи моделирования. Фактически модуль расчета цикла холодильной машины можно назвать основанием всей имитационной модели. По результатам работы алгоритма формируется массив переменных, пересылаемых в модуль расчета конденсатора, в котором происходит финальная сборка информации и расчет коэффициента преобразования. Блок-схема алгоритма представлена на рисунке 3.9.

В число исходных данных входят:

- температура хладагента после испарителя, °С;
- температура хладагента после компрессора, °С;
- температура хладагента после конденсатора, °С;
- тип хладагента;
- количество утилизированной энергии испарителем, Вт;

## **3.2 Особенности процесса моделирования параметров работы утилизатора на основе ВТН**

Рассмотрим несколько вариантов моделирования работы СУ с различными способами установки исходных данных.

Вариант №1. В основу работы имитационной модели ложится изменение исходных данных согласно заданной функции. В качестве примера рассмотрим моделирование работы утилизатора при плавающем расходе воздуха.

В данном случае применяется функция 3.4.

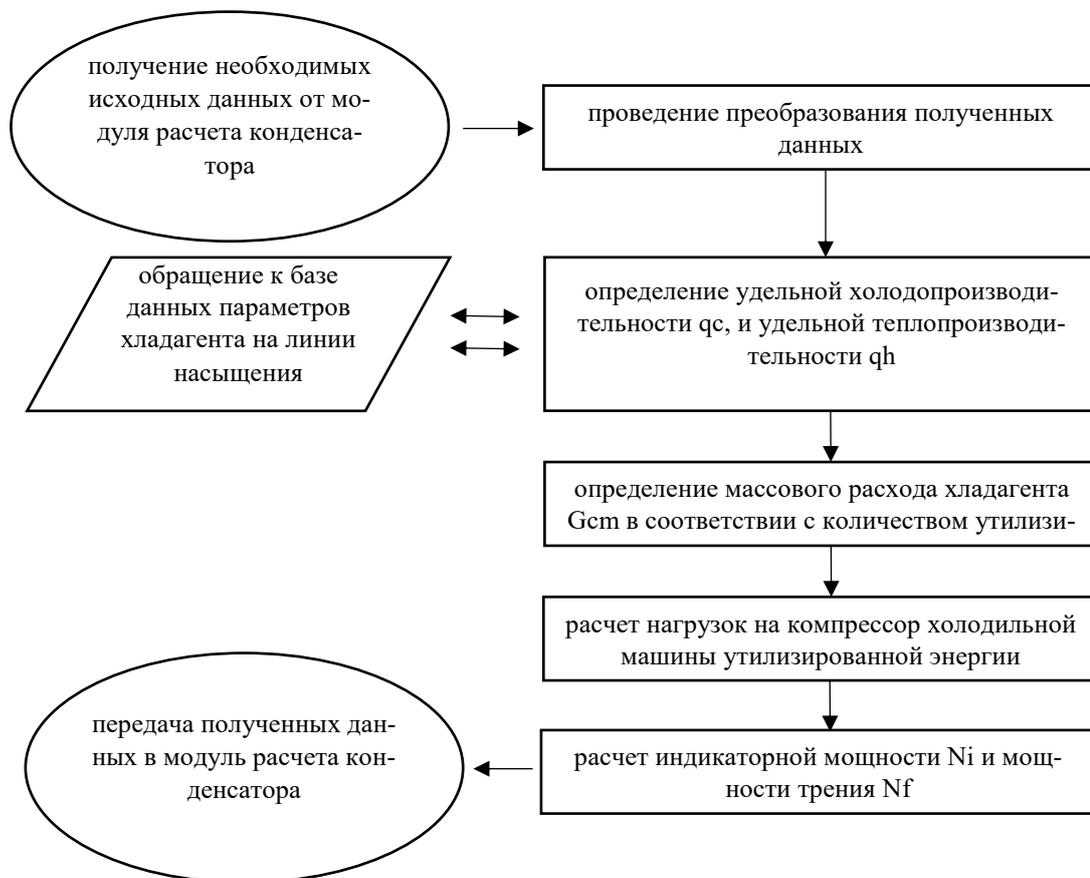


Рисунок 3.9 – Блок-схема алгоритма работы модуля расчета цикла холодильной машины

$$f(L) = (ai + s)r \quad (3.4)$$

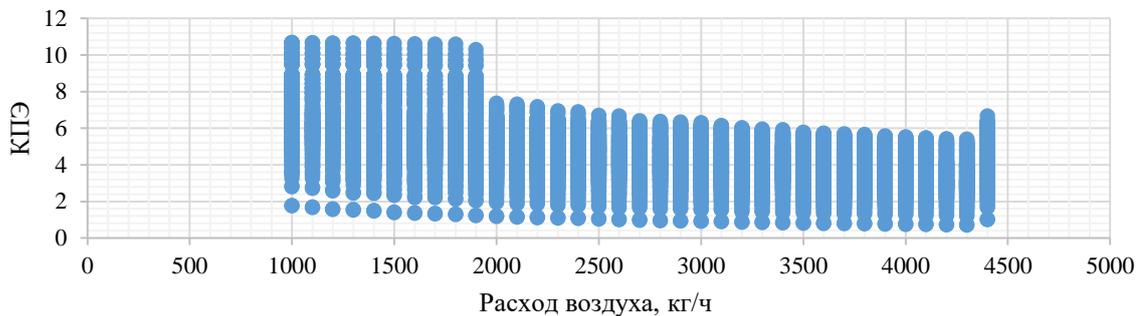
где  $a$  – шаг изменения значения расхода воздуха. Позволяет регулировать уровень дискретности работы имитационной модели. На рисунке 3.10 изображены точечные диаграммы результатов моделирования с различной дискретностью;  $i$  – коэффициент коррекции начального значения расхода воздуха  $G$ . Данный коэффициент позволяет задать количественное значение изменения расхода;  $s$  – начальное значение расхода  $L$ , м<sup>3</sup>/ч. Задается в качестве исходных данных.  $r$  – коэффициент случайного изменения значения, необходимый для имитации работы системы автоматики с частотно регулируемым приводом. Если необходимости в данной имитации нет, выполняется условие  $r = 1$ .

Данный режим применен при проведении исследования зависимостей изменения параметров работы СУ в рамках одного типового сечения, описанного в разделе 2.5.

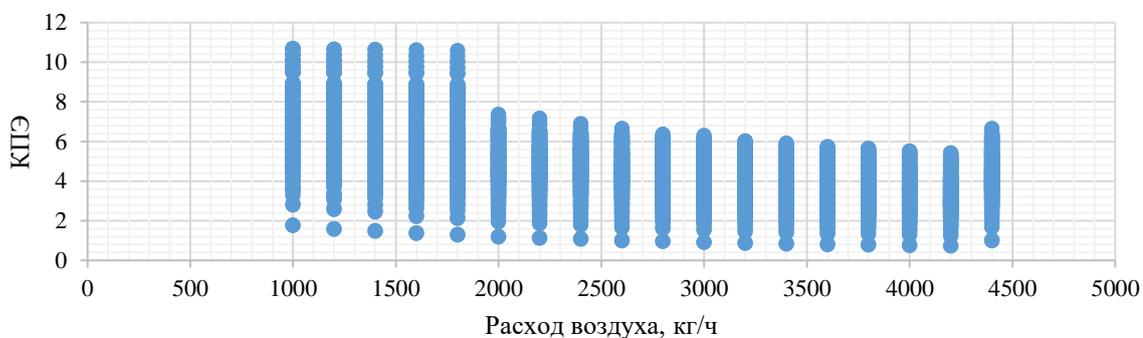
Таким образом, можно проводить моделирование работы утилизатора

при изменении любого параметра согласно заданной функции.

$a = 100$ , время моделирования – 334 сек.



$a = 200$ , время моделирования – 162 сек.



$a = 400$ , время моделирования – 77 сек.

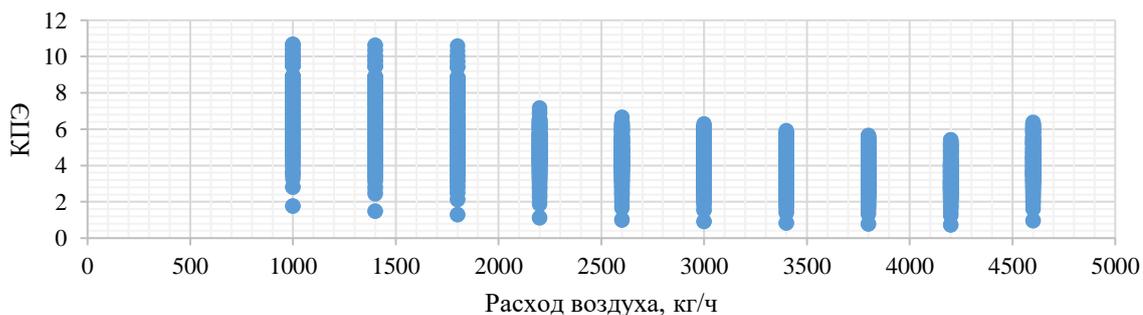


Рисунок 3.10 – Сравнение диаграмм результатов моделирования, проведенного с различной дискретностью  $a$

Применительно к данному диссертационному исследованию можно отметить исключительную полезность варианта №1 при определении граничных условий работы СУ.

Вариант №2. В основу работы имитационной модели ложатся переменные, принятые согласно структуре БД. В качестве примера рассмотрим моделирование параметров работы утилизатора в условиях изменения среднегодовой температуры воздуха.

Для определения количества этапов моделирования применяется функция-запрос к БД вида *SELECT COUNT\* FROM [sheet\_mane]*. Согласно данному запросу БД возвращает количество элементов в БД. Далее начинает работу алгоритм, изображенный на рисунке 3.11.

В таблице 3.6 приведен фрагмент БД, содержащий исходные данные для моделирования работы СУ в условиях изменения среднемесячной температуры.

Таблица 3.4 – Фрагмент базы данных среднемесячных температур воздуха для различных городов

<i>town</i>	<i>M1</i>	<i>M2</i>	<i>M3</i>	<i>M4</i>	<i>M5</i>	<i>M6</i>	<i>M7</i>	<i>M8</i>	<i>M9</i>	<i>M10</i>	<i>M11</i>	<i>M12</i>
Абакан	-25,5	-18,5	-8,5	2,9	10,5	17,3	19,5	16,4	9,9	1,6	-9,5	-17,9
Анадырь	-19,7	-22,3	-20,6	-12,9	-3	5,4	10,6	9,5	3,9	-5,9	-14,6	-21
Архангельск	-12,9	-12,5	-8	-0,9	6	12,4	15,6	13,6	7,9	1,5	-4,1	-9,5

Данный режим применен в главе 5 при сравнительном моделировании эффективности работы утилизаторов различной конструкции. Сфера его применения ограничивается моделированием с применением исходных данных справочного типа, значения которых невозможно задать функцией. Применительно к данному диссертационному исследованию можно отметить необходимость использования данного способа при проведении анализа эффективности СУ в реальных климатических условиях.

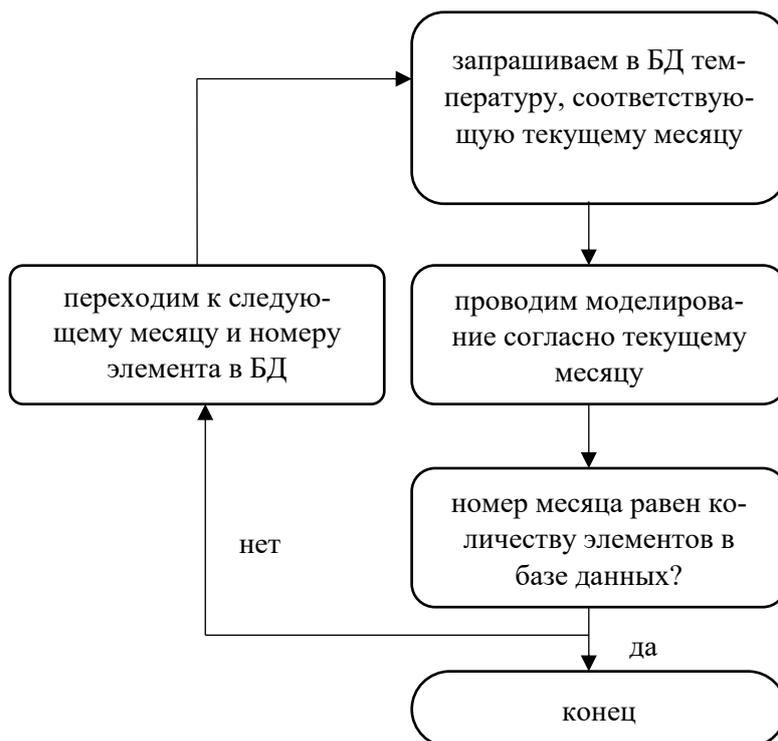


Рисунок 3.11 – алгоритм работы системы моделирования с исходными данными заданными из базы данных

### Выводы по главе

1. Разработан алгоритм моделирования работы теплонасосной системы утилизации теплоты удаляемого воздуха. Проанализированы различные варианты рационализации данного алгоритма в зависимости от начальных и граничных условий работы холодильной машины в режиме утилизации тепловой энергии. Представлена структура баз данных и способы их формирования.

2. Обобщены особенности функционирования основного алгоритма в режиме имитационной модели. Предложены варианты задания исходных данных в виде математической функции и базы данных.

3. Рассмотренные имитационные модели опираются на общепринятые математические зависимости. В число основных результатов, полученных при помощи данных моделей, входят:

- получены основные зависимости работы ВТН в режиме утилизатора.

- получены технико-экономические показатели эффективности работы утилизаторов классической конструкции;
- проведено сравнительное моделирование параметров работы традиционных утилизаторов и СУ на основе теплового насоса.
- получены данные для компоновки и составления графоаналитической методики расчета;
- разработано программное обеспечение с пользователь-ориентированным графическим интерфейсом.

#### **4 СРАВНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ ВИРТУАЛЬНОЙ МОДЕЛИ И РЕЗУЛЬТАТОВ СТЕНДОВЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ**

В основу виртуальной модели, предложенной в данном диссертационном исследовании, ложатся известные математические модели работы холодильной парокомпрессионной машины и теплообменного оборудования, применяемые в отечественной проектной практике, и имеют под собой научную основу. В третьей главе данного диссертационного исследования подробно описаны структура и особенности данных математических моделей и нюансы их применения в рамках задач диссертационного исследования. С учетом широкого применения имитационного моделирования экспериментальное подтверждение достоверности работы виртуальной модели является обязательным этапом исследования. Сформулируем основные задачи экспериментального исследования:

- провести лабораторные исследования воздухоохладителя и воздухонагревателя;
- провести сравнительный анализ полученных результатов с результатами виртуального моделирования параметров работы воздухоохладителя и воздухонагревателя;
- провести лабораторные исследования теплового насоса;
- провести сравнительный анализ полученных результатов с результатами виртуального моделирования параметров работы холодильной машины.

Измерения параметров среды во всех стендах осуществляется согласно нормативным документам [4, 26-28]. Характеристики средств измерения представлены в приложении В.

#### 4.1 Экспериментальные стенды, измерительные приборы и сенсоры

Основу измерительного оборудования составляют две группы сенсоров – основные и поверочные. Основные сенсоры обеспечивают непосредственный мониторинг изменения параметров среды в режиме реального времени. К основным сенсорам относятся датчик расхода воздуха на основе ЭА-70 и датчик температуры DS18B20. Поверочные сенсоры применяются для калибровки показаний основных сенсоров, настройки их положения внутри стенда и контроля показаний. К поверочным сенсорам относятся термоанемометры Testo 425 и Testo 405-V1.

На рисунке 4.1 представлен стенд «Пластинчатый утилизатор».



Рисунок 4.1 – Экспериментальный стенд «Пластинчатый утилизатор»

Стенд, разработанный автором, выполнен в рамках формирования новой экспериментальной лаборатории «Теплотехники и энергосбережения» Ухтинского государственного технического университета. Основу стенда составляет пластинчатый утилизатор VKS типоразмера 3.15. Основные характеристики стенда представлены в таблице 4.1

Таблица 4.1 – Основные характеристики экспериментального стенда «Пластинчатый утилизатор»

Характеристика	Значение
Типоразмер сечения	3,15
Диапазон расхода воздуха, м <sup>3</sup> /ч	400 – 1600
Максимальная тепловая мощность, кВт	5,5
Кол-во активных точек измерения температуры, шт	6
Кол-во активных точек измерения расхода воздуха, шт	2

На рисунке 4.2 представлена схема экспериментального стенда «пластинчатый утилизатор».

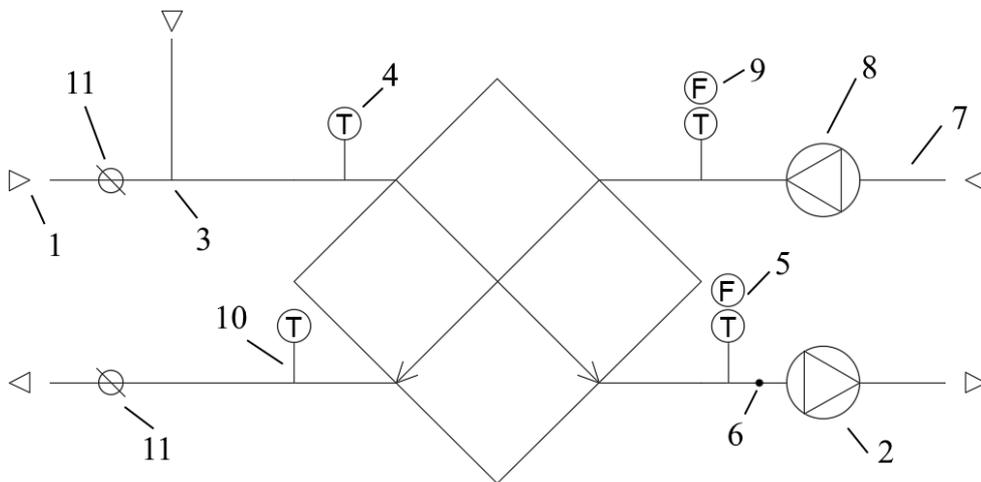


Рисунок 4.2 – Схема экспериментального стенда «Пластинчатый утилизатор»

Наружный воздух нагнетается через приточный контур (1) посредством работы приточного вентилятора (2). Регулирование температуры приточного воздуха осуществляется при помощи рециркуляционного узла (3). Температура воздуха до утилизатора измеряется точкой измерения (4). Температура воздуха после утилизатора, а также расход измеряются точкой измерения (5). На прямом участке до приточного вентилятора размещен диагностический люк (6) для внедрения переносных поверочных приборов. Удаляемый воздух нагнетается через удаляемый контур (7) посредством вытяжного вентилятора

(8). Измерение температуры удаляемого воздуха до утилизатора осуществляется точкой измерения (9), соответственно, после – точкой измерения (10). Расход приточного и удаляемого воздуха осуществляется при помощи дроссель – клапанов (11).

На рисунке 4.3 представлен стенд «Тепловой насос».



Рисунок 4.3 – Экспериментальный стенд «Тепловой насос»

Основные характеристики стенда представлены в таблице 4.2

Таблица 4.2 – Основные характеристики экспериментального стенда «Тепловой насос»

Характеристика	Значение
Тип хладагента	R134a
Теплопроизводительность, кВт	1,5
Холодопроизводительность, кВт	1,7
Кол-во активных точек измерения температуры, шт	4
Кол-во активных точек измерения давления хладагента, шт	2

На рисунке 4.4 представлена схема экспериментального стенда «Тепловой насос».

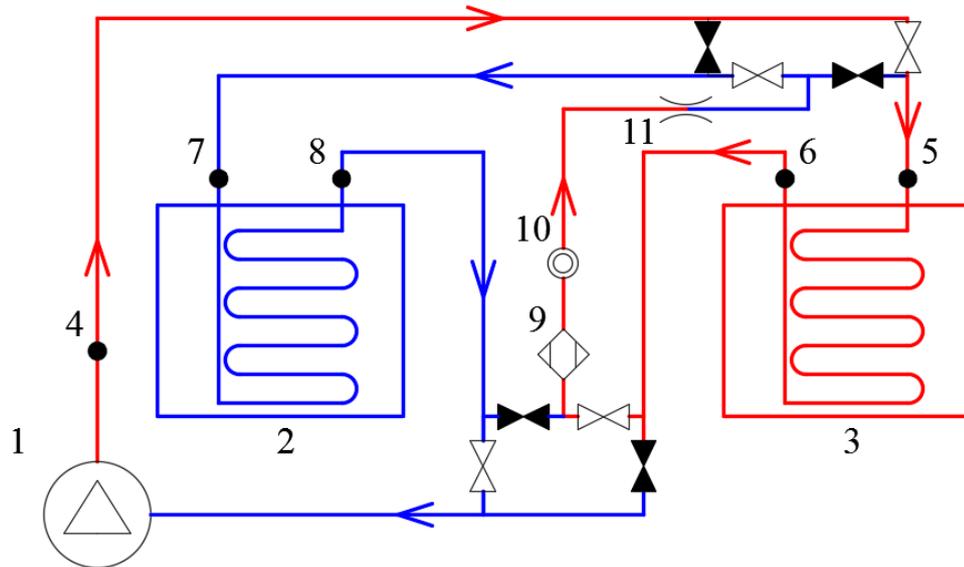


Рисунок 4.4 – Схема экспериментального стенда «Тепловой насос»

Работу цикла обеспечивает компрессор 1, осуществляющий сжатие и нагнетание насыщенного пара в конденсатор 3. Далее хладагент поступает в фильтр 9. Контроль осуществляется при помощи смотрового окошка 10. Дросселирование осуществляется при помощи капиллярной трубки 11. Испарение и нагрев хладагента осуществляется в испарителе 2. Измерение давления и температуры хладагента в испарителе производится на термоманометрах 7 и 8. Измерение давления и температуры хладагента в конденсаторе осуществляется на термоманометрах 5 и 6. Давление и температура хладагента после компрессора измеряется термоманометром 4.

На рисунке 4.5 представлен экспериментальный стенд «Теплообменные аппараты систем обработки воздуха» собственной разработки.

Стенд, разработанный автором, выполнен в рамках формирования новой экспериментальной лаборатории «Теплотехники и энергосбережения» Ухтинского государственного технического университета. Основу стенда составляют теплообменные аппараты канального типа WWK - 200. Основные характеристики стенда представлены в таблице 4.3

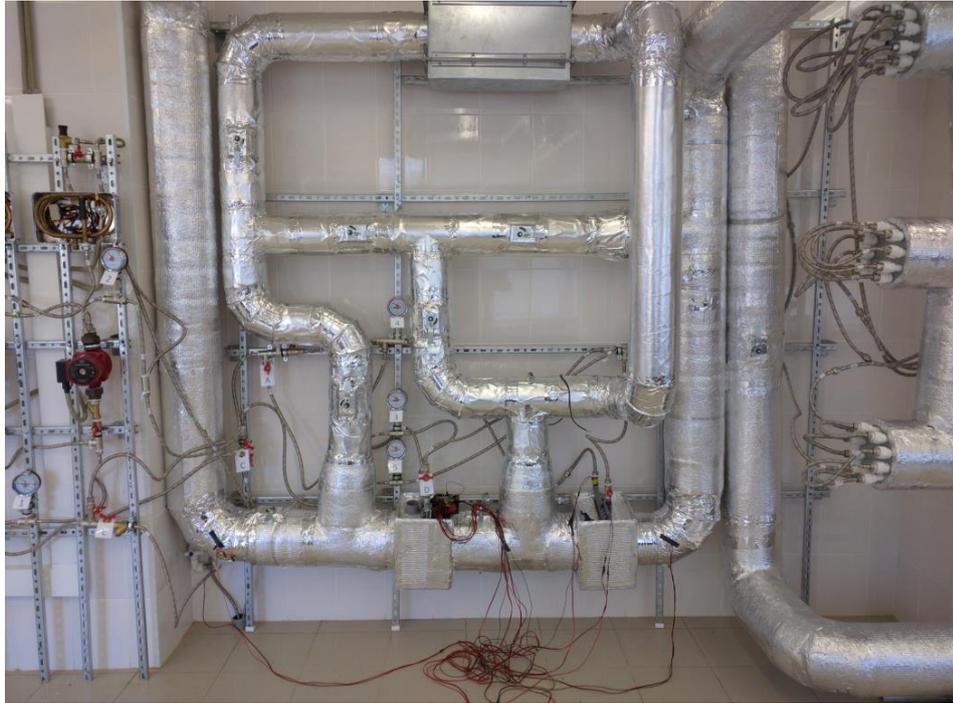


Рисунок 4.5 – Экспериментальный стенд «Теплообменные аппараты систем обработки воздуха»

На рисунках 4.6 представлена схема воздушного контура экспериментального стенда «Теплообменные аппараты систем обработки воздуха». Стенд позволяет проводить измерения перепада температур греющей/охлаждающей среды и нагреваемого/охлаждающего воздуха. Нагнетание воздуха осуществляется при помощи двух канальных вентиляторов (1). Регулирование расхода воздуха производится при помощи узла смешения (2), а также узла точного регулирования (3). Измерение температуры воздуха до первой теплообменной ступени (4) осуществляется точкой измерения (5), после – точкой измерения (6), после второй теплообменной ступени (7) – точкой (8). Подключение и отключение второй теплообменной ступени производится при помощи узла байпасирования (9).

Регулирование температуры воздуха и расхода теплоносителя не осуществляется. Измерение температуры воздуха осуществляется как стационарно закрепленными датчиками DS18B20, так и переносными приборами. Расход воздуха измеряется только переносными приборами.

Таблица 4.3 – Основные характеристики экспериментального стенда «Теплообменные аппараты систем обработки воздуха»

Характеристика	Значение
Диаметр основных воздухопроводов, мм	200
Диаметр вспомогательных воздухопроводов, мм	160
Диапазон расхода воздуха, м <sup>3</sup> /ч	400 – 1600
Максимальная тепловая мощность, кВт	13
Максимальная площадь теплообменной поверхности, м <sup>2</sup>	5,5
Кол-во активных точек измерения температуры, шт	6
Кол-во активных точек измерения расхода воздуха, шт	2

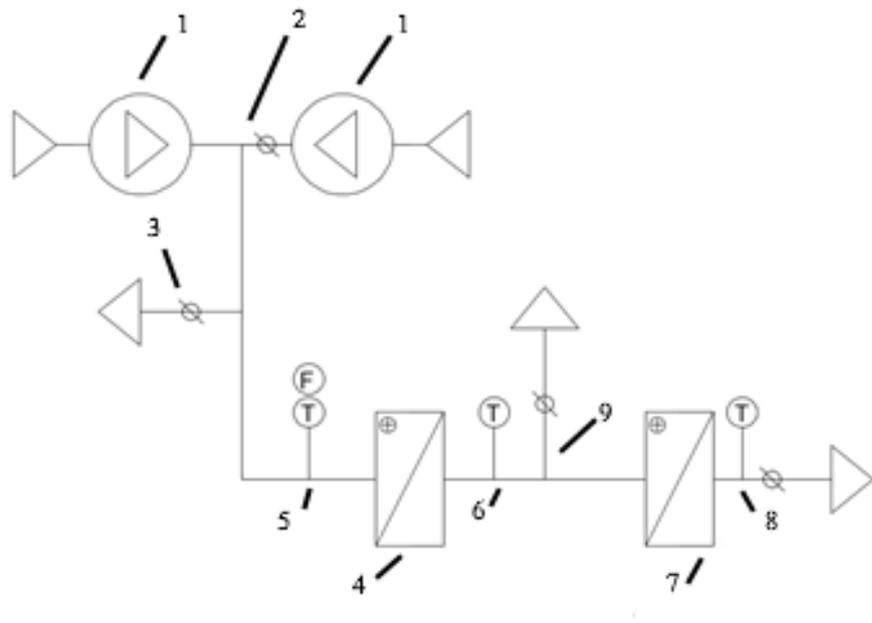


Рисунок 4.6 – Схема воздушного контура экспериментального стенда «Теплообменные аппараты систем обработки воздуха»

Температура теплоносителя измеряется стационарно закрепленными датчиками DS18B20 в герметичном исполнении, а также термоманометрами типа ТМТБ-3. Стенд позволяет осуществлять двухступенчатое регулирование площади теплообменной поверхности.

На рисунке 4.5 представлены схемы организации движения теплоносителя экспериментального стенда «Теплообменные аппараты систем обработки воздуха».



## 4.2 Методика и результаты экспериментальных исследований на стенде «Пластинчатый утилизатор»

Экспериментальные исследования на стенде «Пластинчатый утилизатор» включали следующие этапы:

1. установка регулирующих задвижек на заданный угол, для достижения уровня расхода воздуха в соответствии с условиями эксперимента;
2. проведение контрольного измерения расхода воздуха переносным прибором Testo 425 или Testo 405 – V1;
3. регулирование узла рециркуляции в соответствии с уровнем смешения, обеспечивающим заданную температуру приточного воздуха;
4. запуск системы записи показаний температуры;
5. проведение контрольного измерения температуры переносным прибором Testo 425;
6. проведение 10ти циклов замеров.

Процесс записи измерений температуры протекает непрерывно. В начале процесса и через каждые 150 секунд производится перестановка угла установки шиберов рециркуляционного узла с закрытого положения в положение, выбранное условием эксперимента и обратно. Таким образом, в течении 150 секунд протекает процесс плавного изменения температуры приточного воздуха с соответствующей реакцией утилизатора. Процесс повторяется до тех пор, пока общее количество нисходящих и восходящих циклов не будет равно 20ти. На рисунке 4.7 изображены соответствующие показатели датчиков температуры в течении эксперимента.

После окончания эксперимента записанные результаты делятся на части в соответствии с заданным временем цикла и направлением изменения температуры. Определяется перепад температур приточного и вытяжного воздуха. На рисунке 4.7 изображен фрагмент цикла измерения перепада температур приточного воздуха.

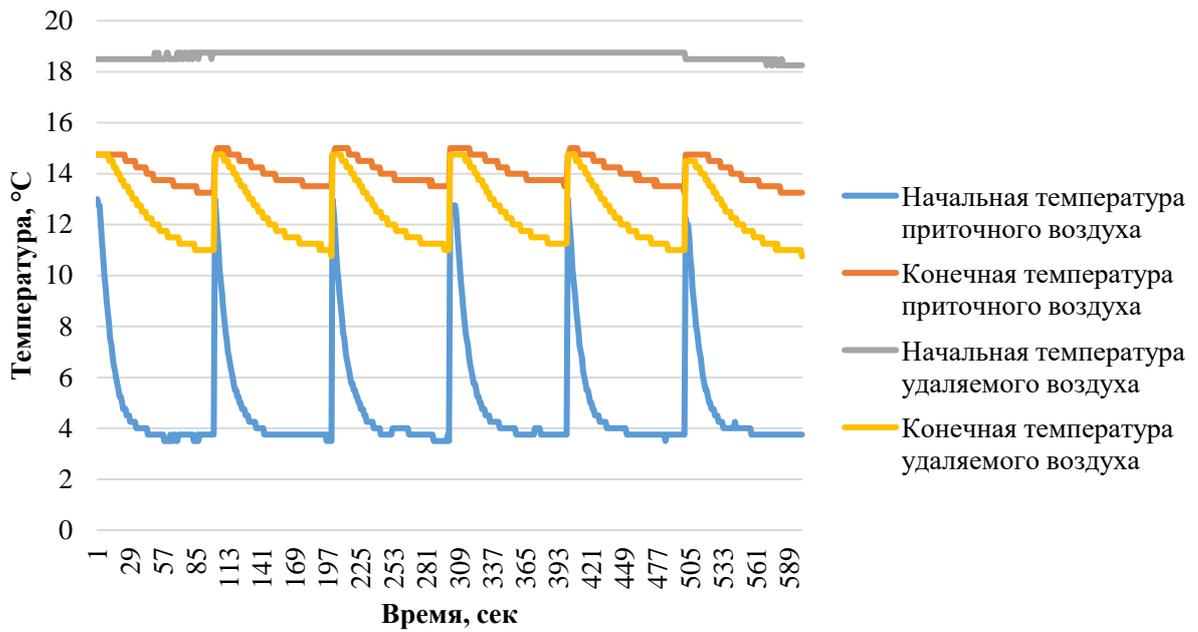


Рисунок 4.7 – Показания датчиков стенда «Пластинчатый утилизатор» в течении эксперимента

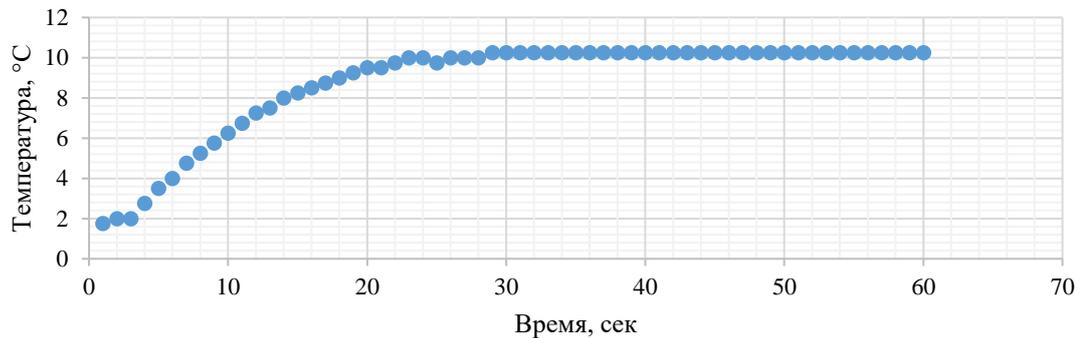


Рисунок 4.8 – Фрагмент цикла измерения перепада температур приточного воздуха

На рисунке 4.8 видно, что изображенный период в 60 сек содержит избыточное количество измерений – после 25 сек система приходит в равновесие, и перепада не происходит. Ввиду этого факта записанные измерения подвергаются вычленению «активного» диапазона изменения перепада температур. На рисунке 4.9 изображен фрагмент цикла с «активным» изменением перепада температур.

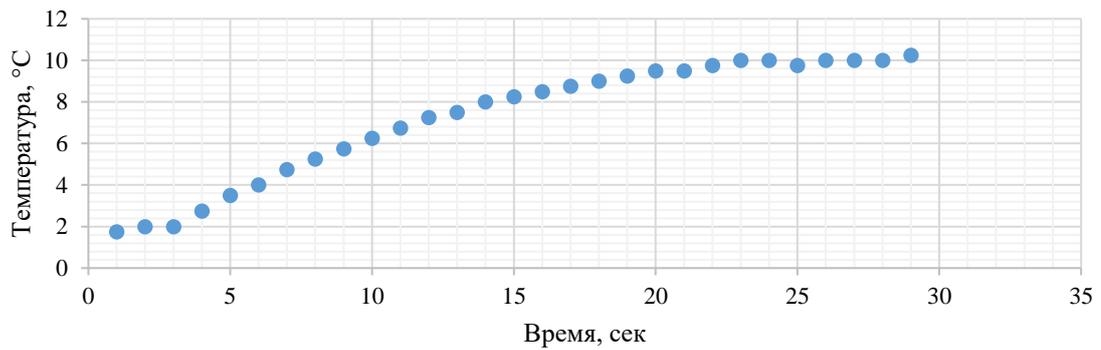


Рисунок 4.9 – Фрагмент цикла с «активным» изменением перепада температур приточного воздуха

Данная процедура проводится для всех циклов, зафиксированных в рамках рассматриваемого эксперимента. Перед построением зависимости перепадов температур приточного и вытяжного воздуха необходимо провести статистическую обработку результатов эксперимента. Статистическая обработка производится для 10ти измерений. Критерий Стьюдента ( $t$ ) выбирается, исходя из доверительной вероятности  $p = 0,95$  [54]. Основные этапы статистической обработки приняты по [48, 69].

В таблице 4.4 сведены основные данные по проведенным экспериментам на базе стенда «Пластинчатый утилизатор».

Таблица 4.4 – Основные сведения по экспериментам на базе стенда «Пластинчатый утилизатор»

№	Расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч	Минимальная температура приточного воздуха, °C	Максимальная температура приточного воздуха, °C	Номер рисунка зависимости
1.1	900	3,75	13	4.10
1.2	900	0,75	9	4.11
1.3	900	2,5	11	4.12
1.4	900	1,75	10	4.13
1.5	500	5,75	9	4.14
1.6	500	5	9,5	4.15

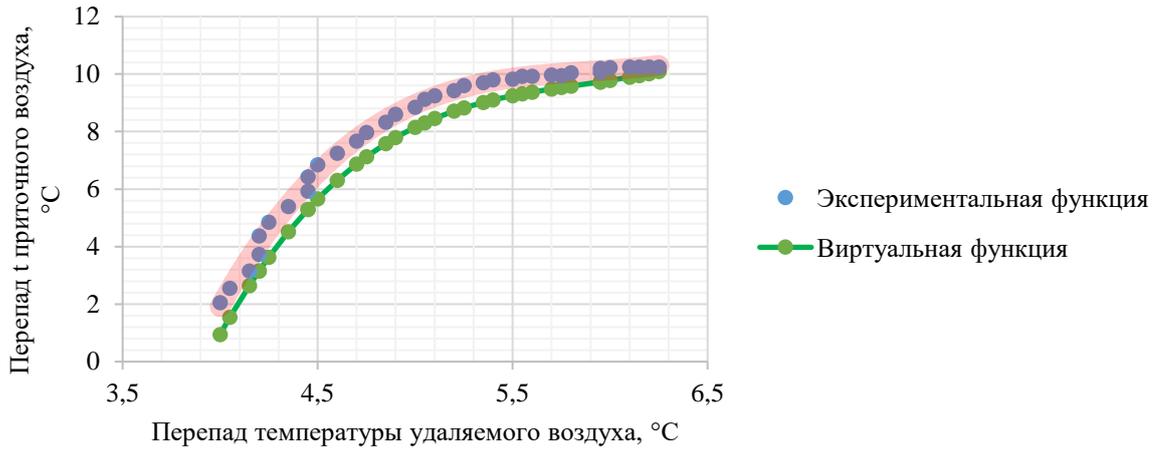


Рисунок 4.10 – Сравнение экспериментальной и виртуальной зависимостей, характерных для эксперимента №1.1

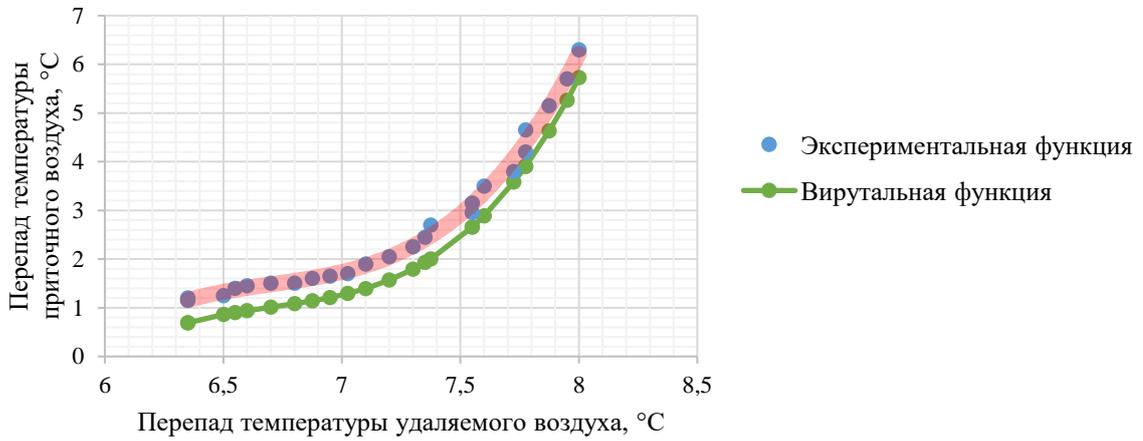


Рисунок 4.11 – Сравнение экспериментальной и виртуальной зависимостей, характерных для эксперимента №1.2

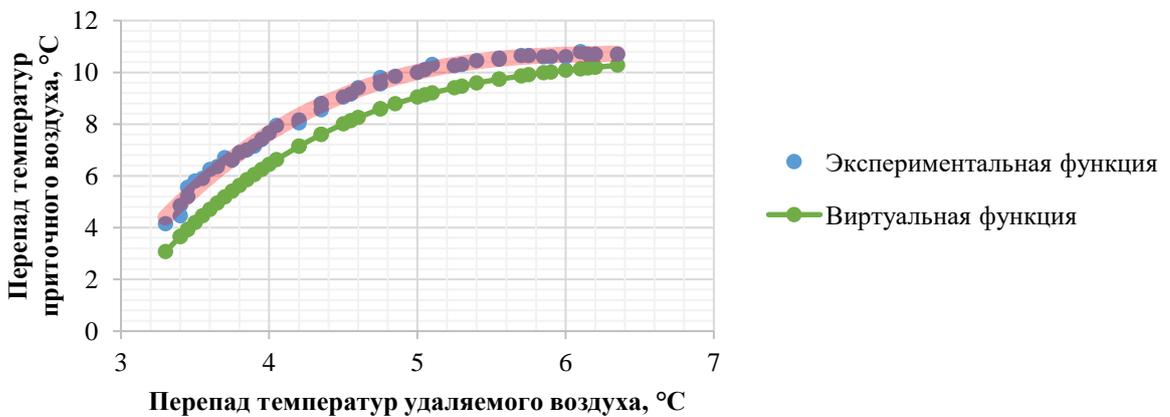


Рисунок 4.12 – Сравнение экспериментальной и виртуальной зависимостей, характерных для эксперимента №1.3

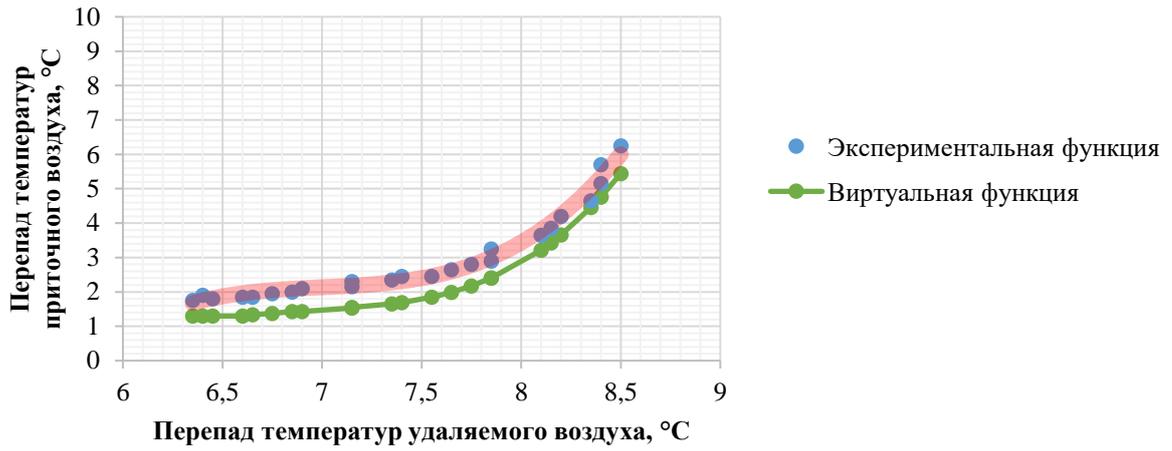


Рисунок 4.13 – Сравнение экспериментальной и виртуальной зависимостей, характерных для эксперимента №1.4

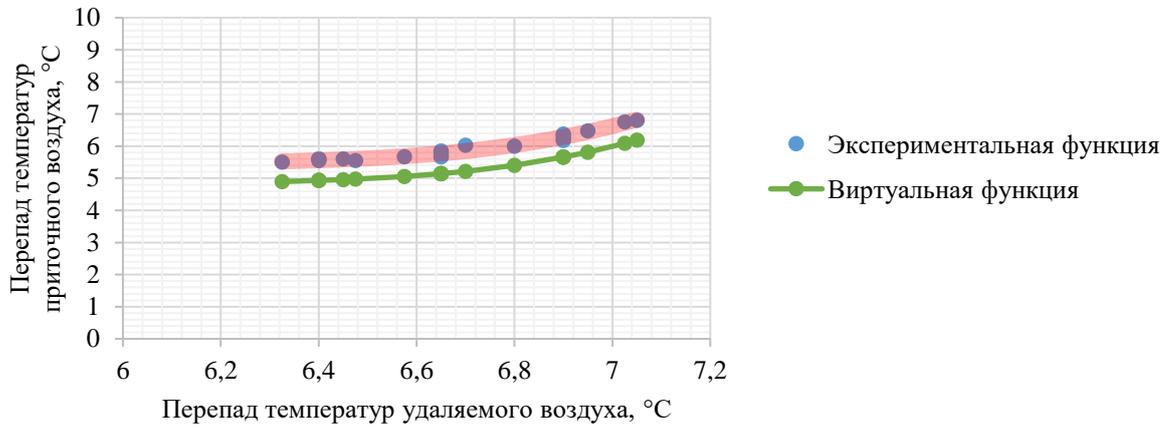


Рисунок 4.14 – Сравнение экспериментальной и виртуальной зависимостей, характерных для эксперимента №1.5

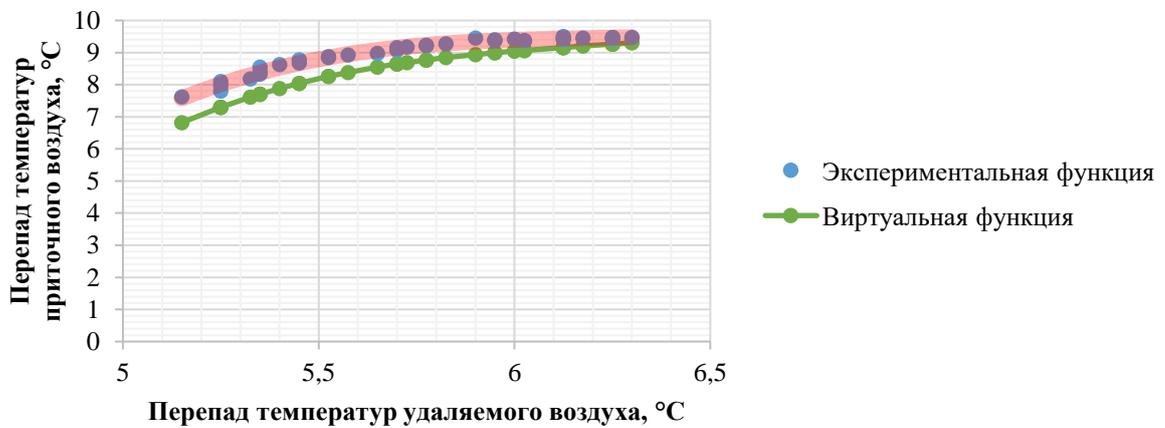


Рисунок 4.15 – Сравнение экспериментальной и виртуальной зависимостей, характерных для эксперимента №1.6

Ключевые показатели серии экспериментов на стенде «Пластинчатый утилизатор» сведены в таблицу 4.4.

Вывод по эксперименту на стенде «Пластинчатый утилизатор»: в соответствии с данными представленными в таблице 4.5 среднее значение относительно ошибки говорит в целом о достоверности полученных измерений.

Таблица 4.5 – Ключевые сведения по результатам экспериментов, проведенных на базе стенда «Пластинчатый утилизатор»

Номер эксперимента	Максимальная относительная ошибка, %	Средняя относительная ошибка, %	Коэффициент детерминации для экспериментальной и виртуальной функций
1.1	22	4	0,99
1.2	56	22	0,99
1.3	38	19	0,99
1.4	32	19	0,98
1.5	12	9	0,97
1.6	13	3	0,98

### 4.3 Методика и результаты экспериментальных исследований на стенде «Тепловой насос»

Экспериментальные исследование на стенде «Теплообменные аппараты систем обработки воздуха» включали следующие этапы:

1. установка регулирующих клапанов в положение, соответствующее течению хладагента по циклу теплового насоса;
2. включение компрессора, установка рабочего режима. Контроль установки режима проводится по встроенному измерительному комплексу.
3. запись показателей.
4. для изменения начальных характеристик цикла последовательно накладывается теплоизоляционный кожух на испаритель и конденсатор;

## 5. запись показателей.

Таблица 4.6 – Показания точек измерения, при установившемся рабочем режиме

Номер точки	Температура, °С	Давление, МПа
4	12,25	0,3
5	65	1,25
6	48	1,2
7	36	1,1
8	6	0,35

В таблице 4.6 приведены характерные показатели. Цикл, соответствующий состоянию стенда при установившемся рабочем режиме, представлен на рисунке 4.16. Сравнение циклов, полученных в результате имитационного моделирования и экспериментальных исследований, представлено на рисунке 4.17. В таблице 4.7 представлены сравнительные показатели циклов.

В таблицах 4.8 и 4.9 приведены показатели цикла и соответствующие показатели имитационной модели при условии теплоизоляции испарителя и конденсатора. Характерные циклы приведены на рисунках 4.18 – 4.21.

Имитационная модель основывается на математической модели, характеризующей идеальный цикл, что является причиной отклонения значений температуры и давления для ряда точек.

Таблица 4.7 – Сопоставление показателей стенда и имитационной модели

Номер точки	Показатели стенда		Показатели имитационной модели	
	Температура, °С	Давление, МПа	Температура, °С	Давление, МПа
4	12,25	0,3	12,25	0,3
5	65	1,25	65	1,25
6	48	1,2	50	1,25
7	36	1,1	36	1,25
8	6	0,35	0	0,3

Таблица 4.8 – Сопоставление показателей стенда и имитационной модели при изолированном испарителе

Номер точки	Показатели стенда		Показатели имитационной модели	
	Температура, °С	Давление, МПа	Температура, °С	Давление, МПа
4	8	0,3	8	0,3
5	55	1,25	55	1,25
6	48	1,2	50	1,25
7	36	1,1	36	1,25
8	6	0,35	0	0,3

Таблица 4.9 – Сопоставление показателей стенда и имитационной модели при изолированном конденсаторе

Номер точки	Показатели стенда		Показатели имитационной модели	
	Температура, °С	Давление, МПа	Температура, °С	Давление, МПа
4	12,25	0,3	12,25	0,3
5	65	1,25	65	1,25
6	48	1,2	50	1,25
7	42	1,1	42	1,25
8	6	0,35	0	0,3

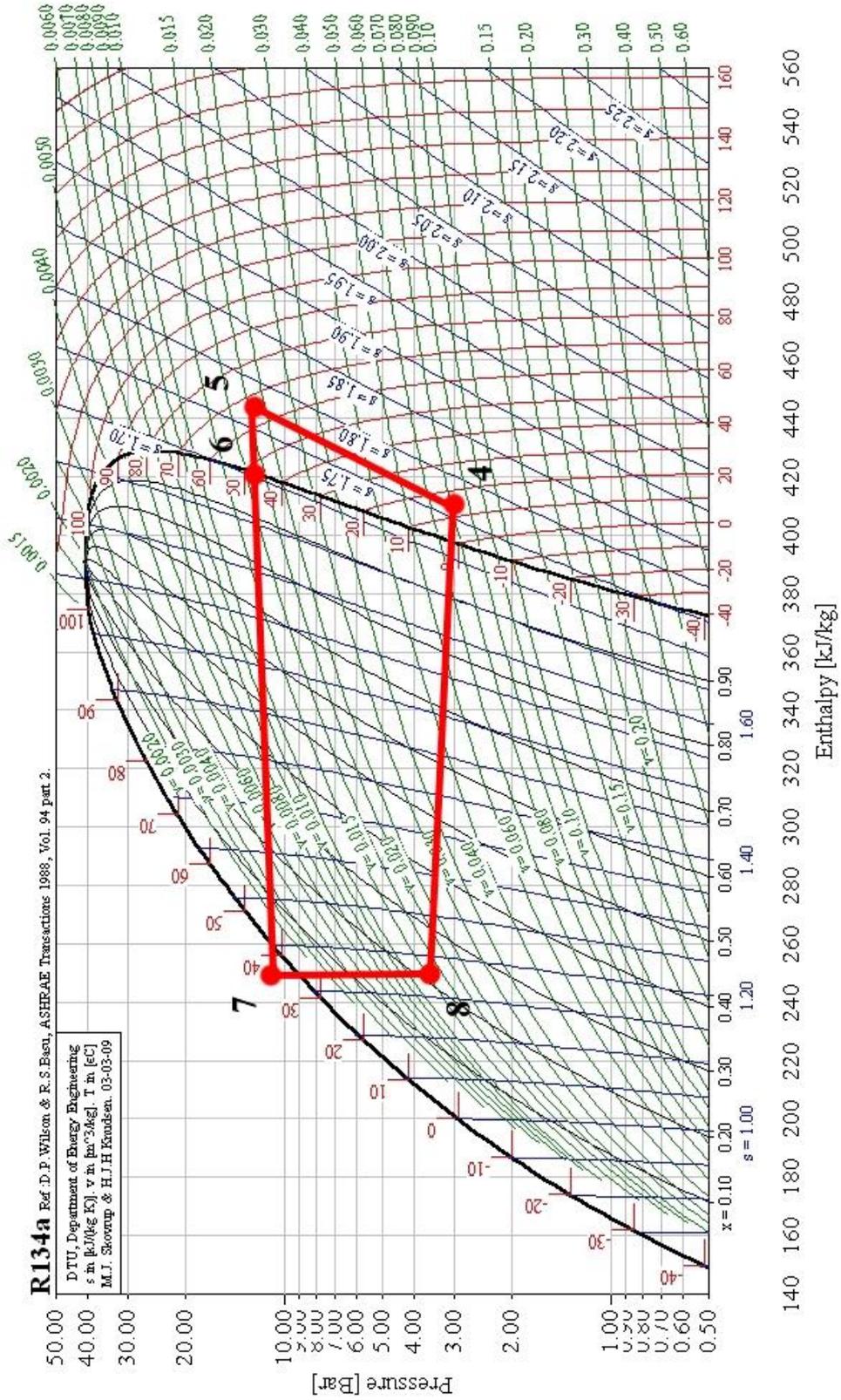
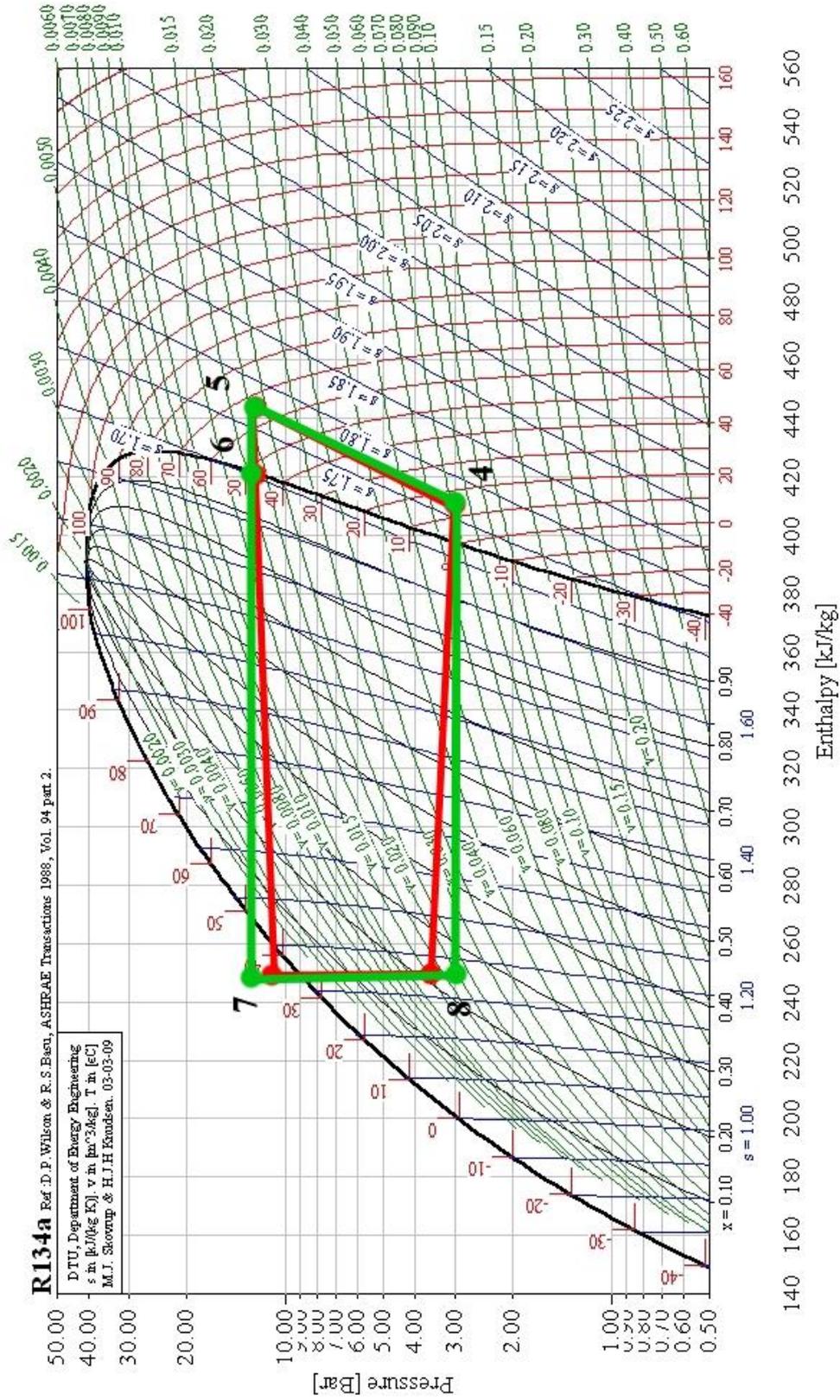


Рисунок 4.16 – Цикл стелда «Тепловой насос» в рабочем режиме



140 160 180 200 220 240 260 280 300 320 340 360 380 400 420 440 460 480 500 520 540 560

Рисунок 4.17 – Сравнение циклов стэнда «Тепловой насос» и имитационной модели в рабочем режиме

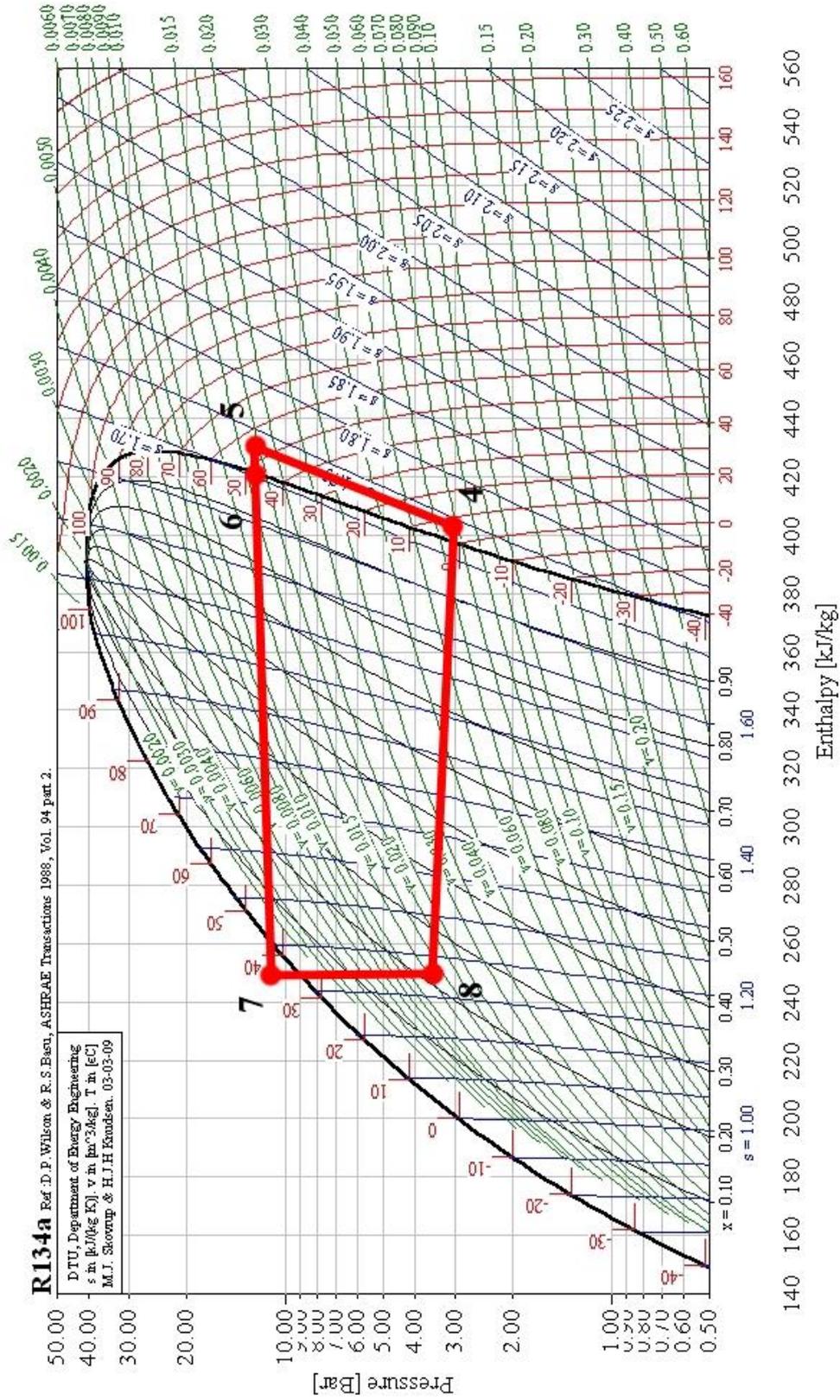


Рисунок 4.18 – Цикл стелда «Тепловой насос» при изолированном испарителе

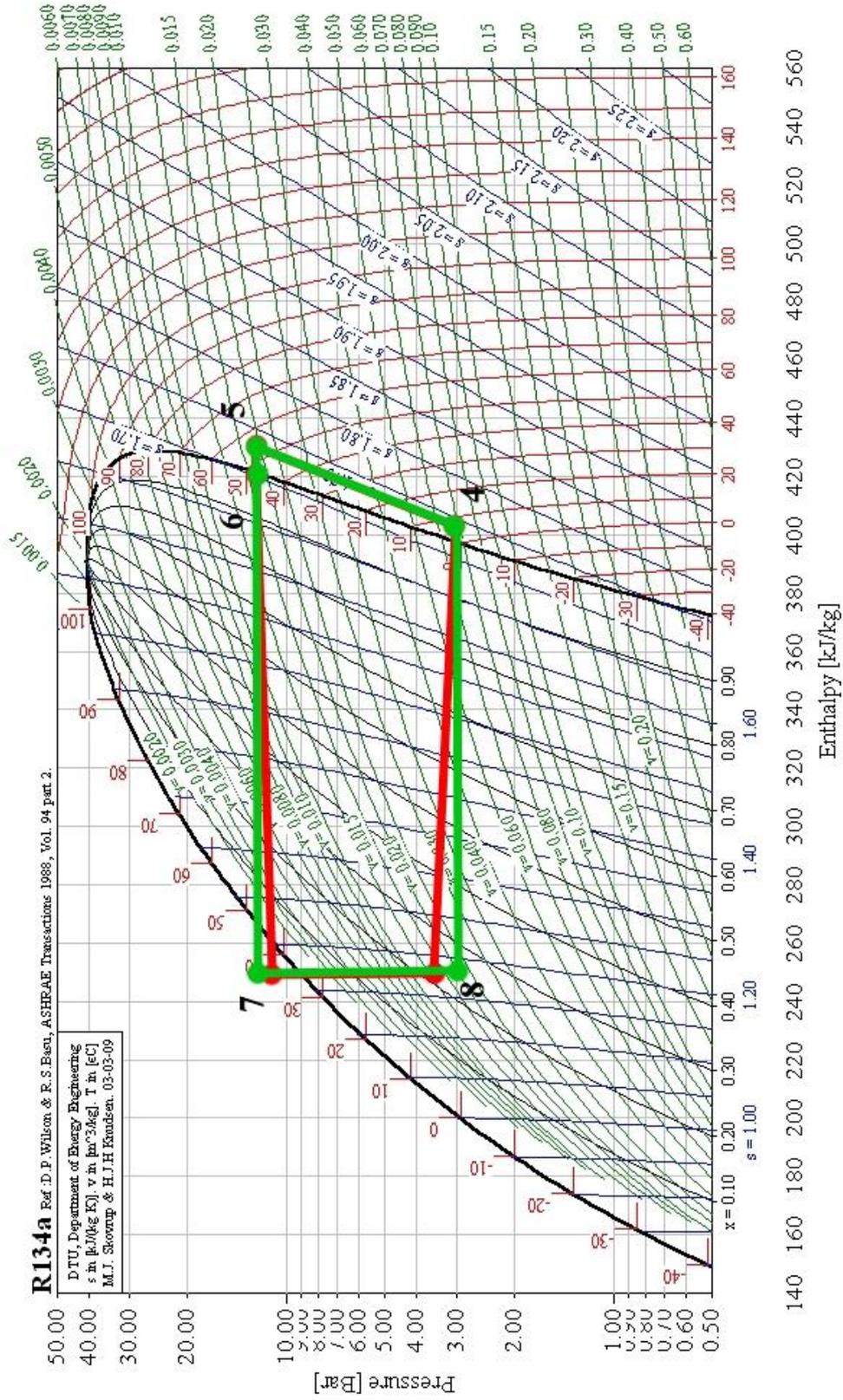


Рисунок 4.19 – Сравнение циклов стэнда «Тепловой насос» и имитационной модели при изолированном испарителе

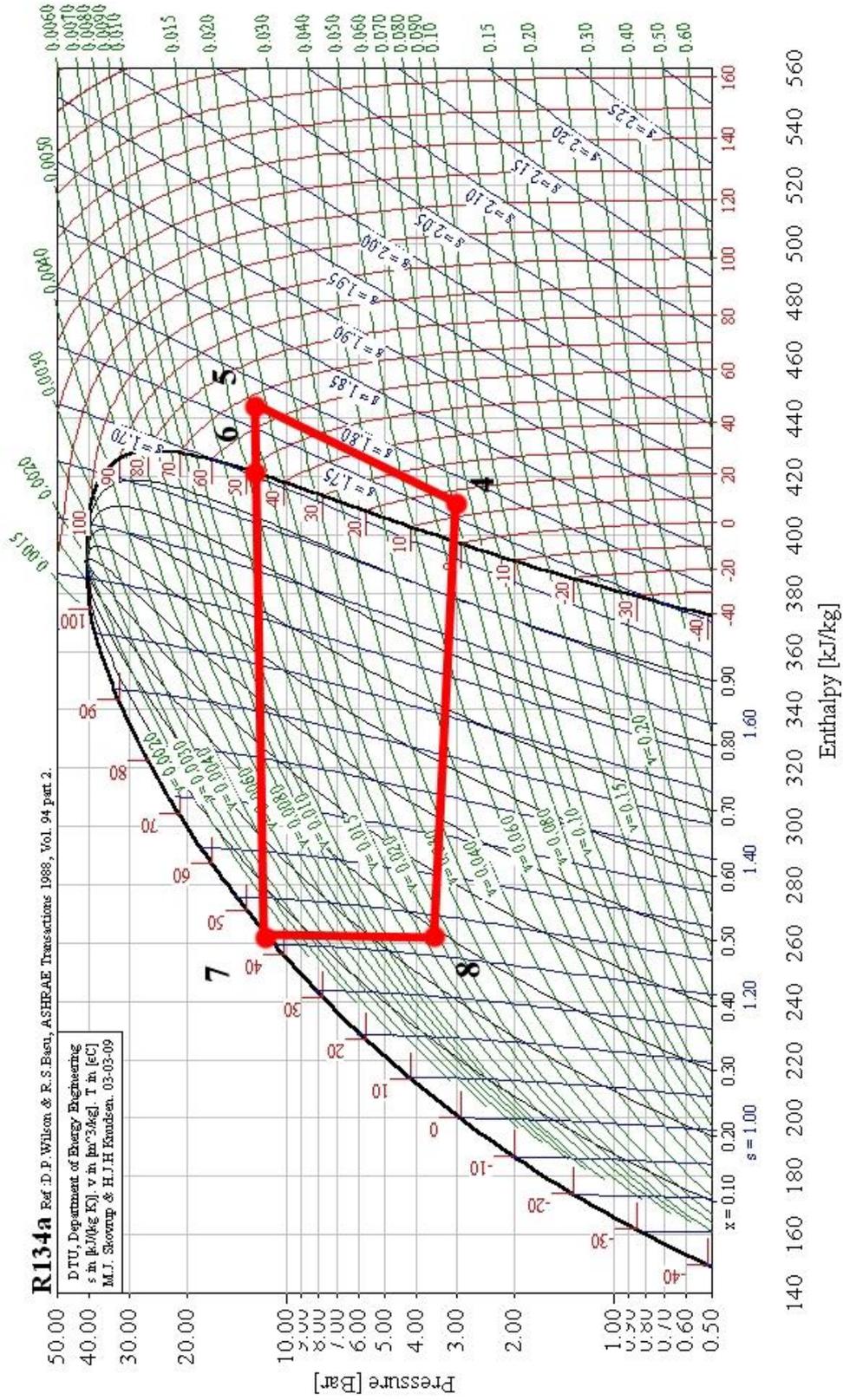


Рисунок 4.20 – Цикл стелда «Тепловой насос» при изолированном конденсаторе

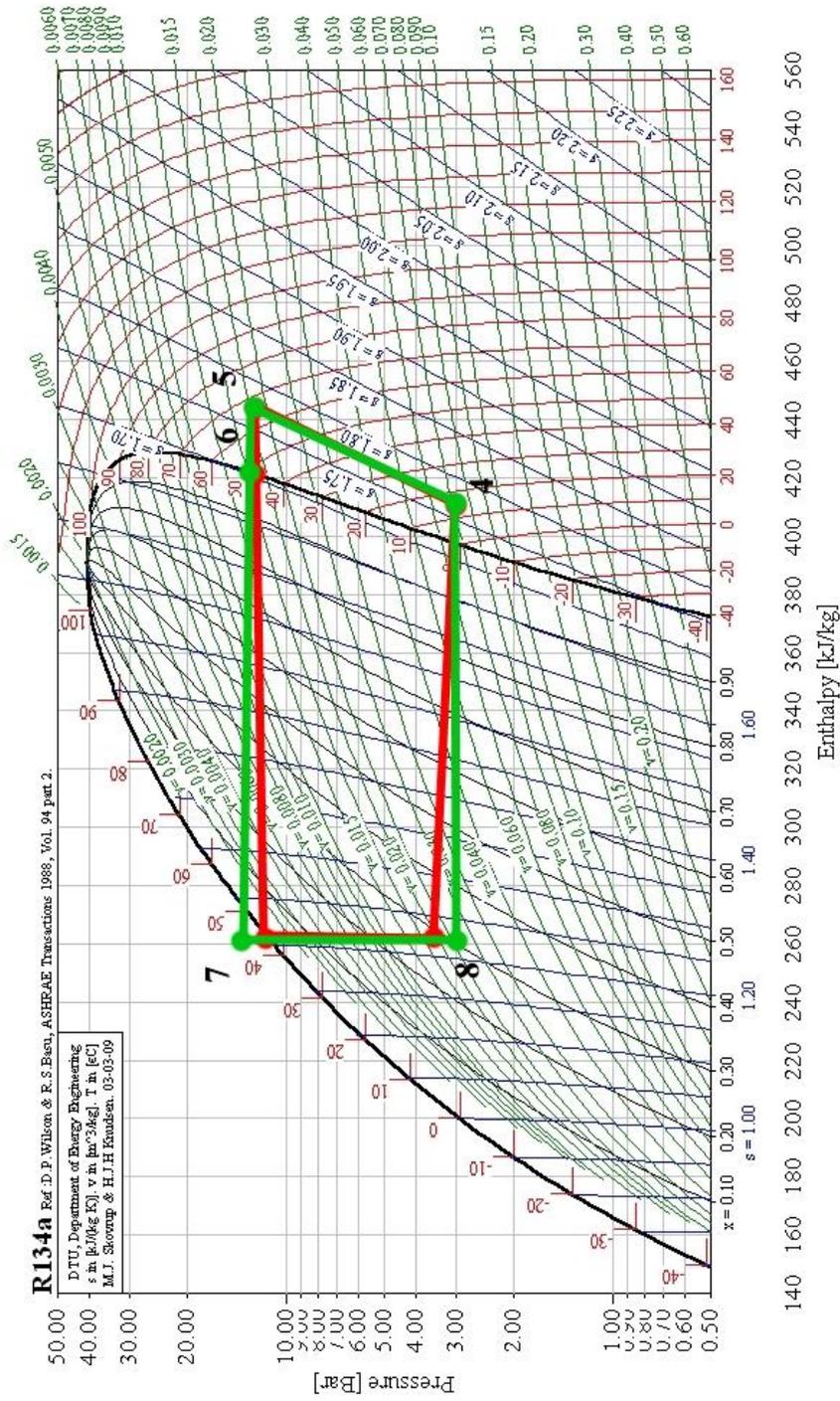


Рисунок 4.21 – Сравнение циклов стэнда «Тепловой насос» и имитационной модели при изолированном конденсаторе

#### 4.4 Методика и результаты экспериментальных исследований на стенде «Теплообменные аппараты систем обработки воздуха»

Экспериментальные исследования на стенде «Теплообменные аппараты систем обработки воздуха» включали следующие этапы:

1. проведение регулировки узла смешения и узла точного регулирования для достижения заданного расхода воздуха;
2. проведение контрольного измерения расхода воздуха переносным прибором Testo 425 или Testo 405 – V1;
3. установка циркуляции теплоносителя и настройка смешения для достижения необходимой температуры теплоносителя;
4. установка одно- или двухступенчатого теплообмена путем установки заданной схемы течения теплоносителя;
5. запуск системы записи показаний температуры;
6. проведение контрольного измерения температуры переносным прибором Testo 425.

В таблице 4.5 сведены основные данные по проведенным экспериментам на базе стенда «Теплообменные аппараты систем обработки воздуха».

Таблица 4.5 – Основные сведения по экспериментам на базе стенда «Теплообменные аппараты систем обработки воздуха»

№	Площадь теплообменной поверхности, м <sup>2</sup>	Минимальная температура приточного воздуха, °С	Максимальная температура приточного воздуха, °С	Аргумент	Процесс	Номер рисунка зависимости
2.1	5,5	-14	3,75	Вода	Нагрев	4.12
2.2	5,5			Воздух	Охлаждение	4.13
2.3	5,5			Вода	Охлаждение	4.14
2.4	5,5			Воздух	Нагрев	4.15
2.5	5,5	-14	4,5	Вода	Нагрев	4.16
2.6	5,5			Воздух	Охлаждение	4.17
2.7	5,5			Вода	Охлаждение	4.18
2.8	5,5			Воздух	Нагрев	4.19

Процесс записи измерений температуры протекает непрерывно. В начале процесса и через каждые 150 секунд производится последовательное включение и выключение греющего калорифера. Процесс проведения эксперимента аналогичен описанию в разделе 4.2.

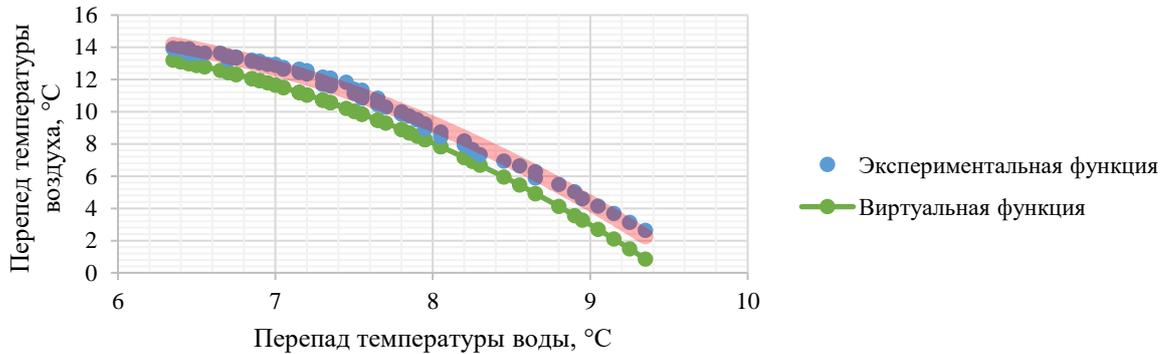


Рисунок 4.12 – Сравнение экспериментальной и виртуальной зависимостей, характерных для эксперимента №2.1

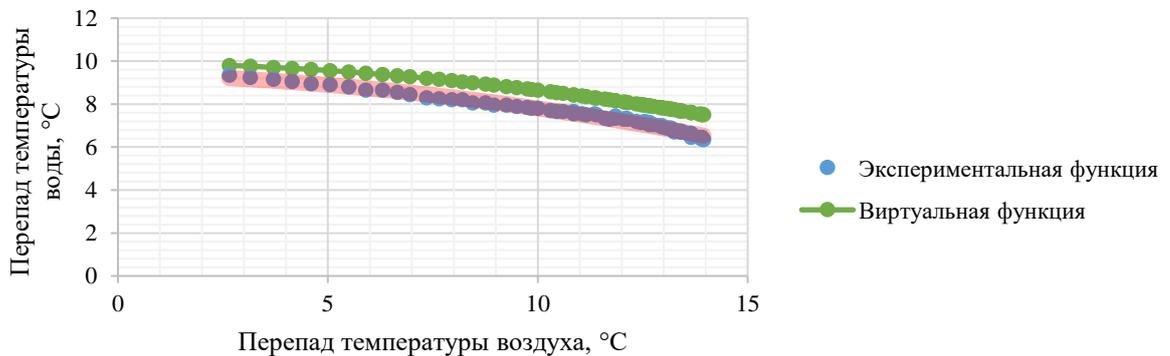


Рисунок 4.13 – Сравнение экспериментальной и виртуальной зависимостей, характерных для эксперимента №2.2

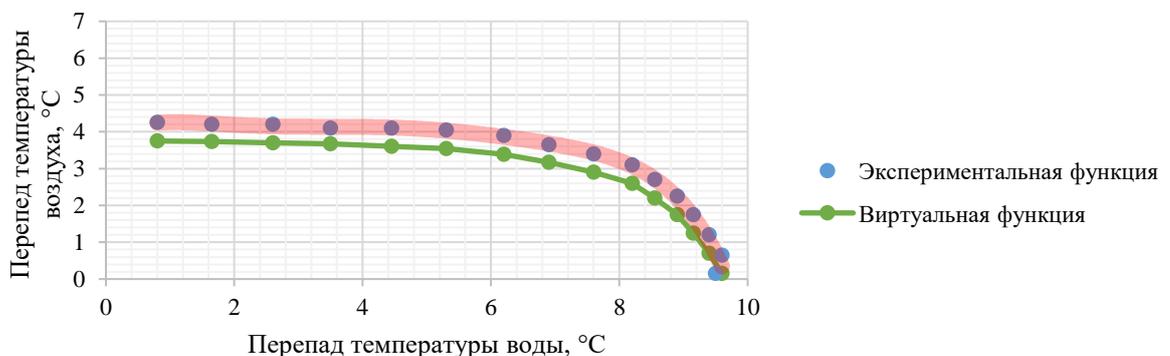


Рисунок 4.14 – Сравнение экспериментальной и виртуальной зависимостей, характерных для эксперимента №2.3

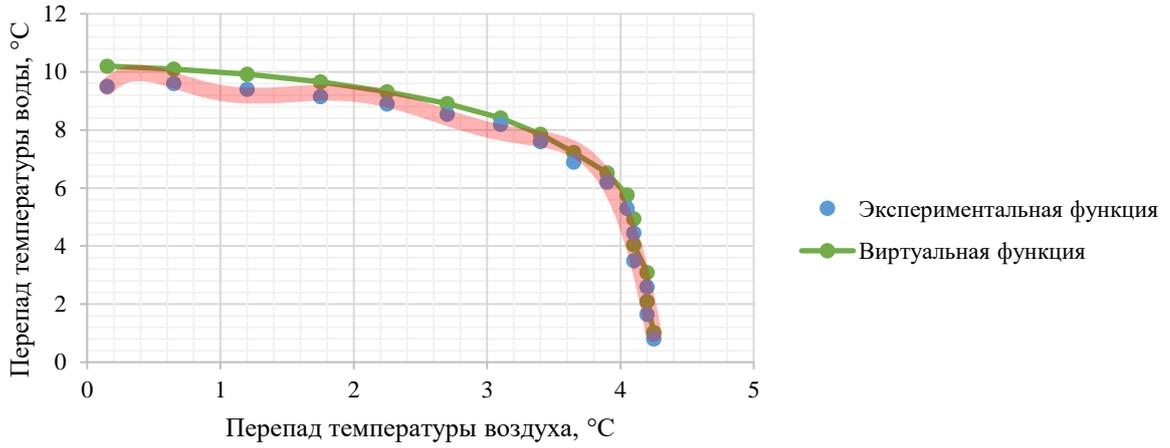


Рисунок 4.15 – Сравнение экспериментальной и виртуальной зависимостей, характерных для эксперимента №2.4

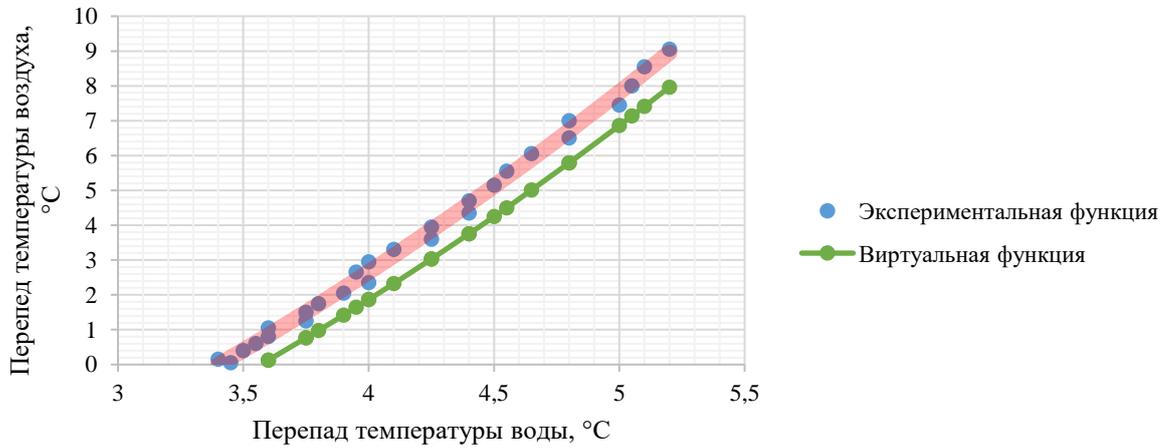


Рисунок 4.16 – Сравнение экспериментальной и виртуальной зависимостей, характерных для эксперимента №2.5

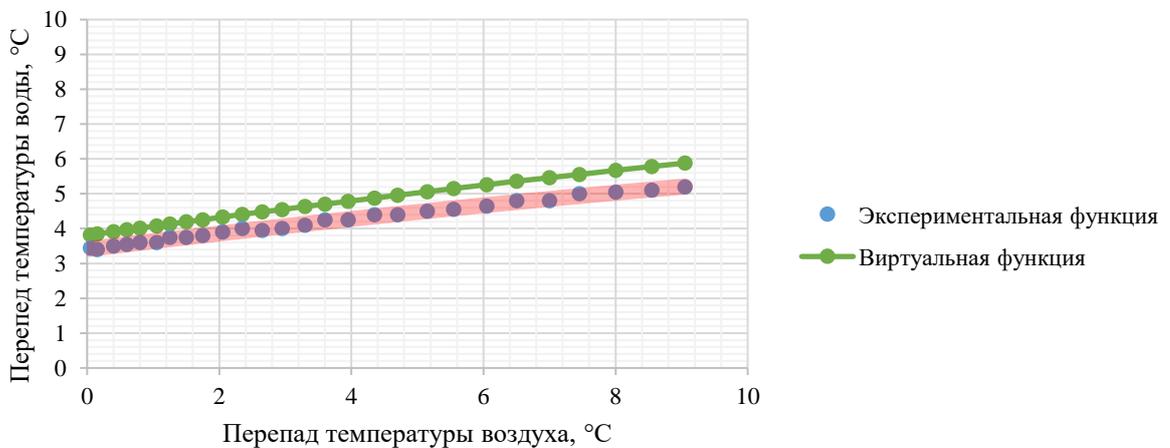


Рисунок 4.17 – Сравнение экспериментальной и виртуальной зависимостей, характерных для эксперимента №2.6

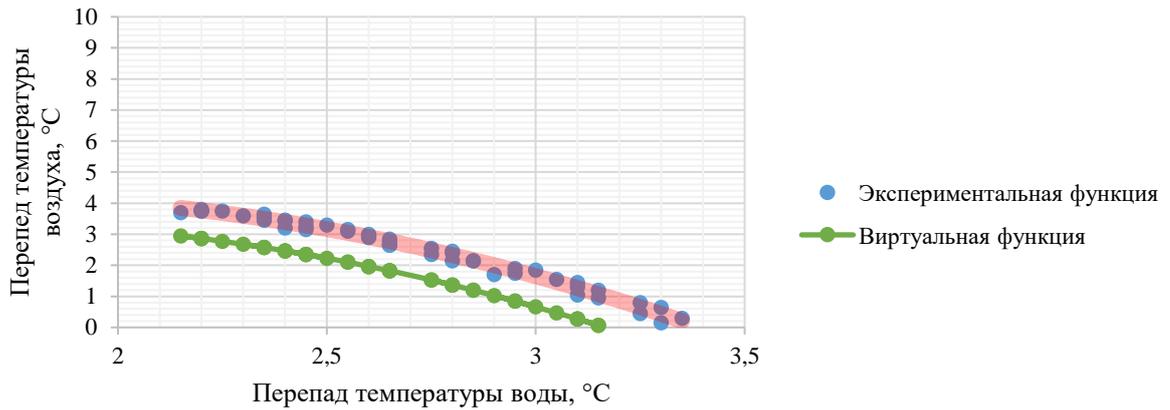


Рисунок 4.18 – Сравнение экспериментальной и виртуальной зависимостей, характерных для эксперимента №2.7

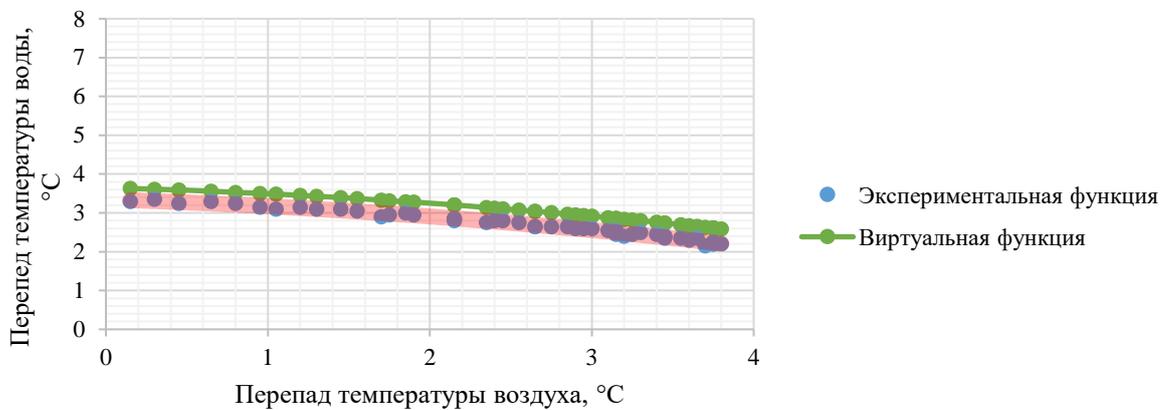


Рисунок 4.29 – Сравнение экспериментальной и виртуальной зависимостей, характерных для эксперимента №2.8

Ключевые показатели серии экспериментов на стенде «Пластинчатый утилизатор» сведены в таблицу 4.6.

Вывод по эксперименту на стенде «Теплообменные аппараты систем обработки воздуха»: в соответствии с данными, представленными в таблице 4.6, наблюдается сильно завышенное значение относительной ошибки в области нулевой температуры воздуха.

Для рассматриваемого эксперимента, минимальная величина коэффициента детерминации составляет 0,89, что характеризует удовлетворительной сходимость результатов экспериментального исследования и имитационного моделирования.

Таблица 4.6 – Ключевые сведения по результатам экспериментов, проведенных на базе стенда «Теплообменные аппараты систем обработки воздуха»

Номер эксперимента	Средняя относительная ошибка, %	Коэффициент детерминации для массива экспериментальных данных	Максимальная численная невязка, °С	Коэффициент детерминации для экспериментальной и виртуальной функций
2.1	9	0,99	1,78	0,95
2.2	8	0,98	1,16	0,91
2.3	11	0,99	0,51	0,92
2.4	7	0,98	0,55	0,91
2.5	6	0,97	1,21	0,93
2.6	12	0,99	0,68	0,9
2.7	10	0,99	1,19	0,91
2.8	15	0,99	0,48	0,89

### Выводы по главе

1. Разработаны схемы и смонтированы экспериментальные стенды теплообменных аппаратов системы утилизации тепловой энергии удаляемого воздуха;
2. Получены экспериментальные зависимости перепадов температур нагреваемого и охлаждаемого воздуха, греющего и нагреваемого рабочего тела;
3. Получены экспериментальные зависимости перепадов температур приточного и удаляемого воздуха в пластинчатом утилизаторе;
4. Проведено сравнение рабочего цикла лабораторного теплового насоса и виртуального цикла имитационной модели;
5. Получена удовлетворительная сходимость параметров работы экспериментальных стендов и соответствующих имитационных моделей;

## **5 СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ВНЕДРЕНИЯ ВТН В ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНУЮ УСТАНОВКУ**

Применение воздушного теплового насоса в качестве утилизатора тепловой энергии весьма ограничено. Причина такой непопулярности теплового насоса лежит на поверхности – высокий уровень эксплуатационных затрат в совокупности с высокой стоимостью изделия, что существенно увеличивает срок окупаемости в условиях относительно низкой цены на энергоносители. Фактически применение теплового насоса в рыночных и климатических условиях Российской Федерации носят либо вынужденный характер, либо применяется в научно-прикладных целях. Если речь идет о тепловом насосе как об источнике тепловой энергии, то объект проектирования должен обеспечиваться достаточным количеством электроэнергии в условиях отсутствия иных энергоносителей. География расположения такого объекта преимущественно ограничена южными регионами. В случае применения теплового насоса в качестве утилизатора в системах вентиляции, объект проектирования, напротив, должен располагаться в северных районах. В рамках диссертационного исследования, на базе программных алгоритмов, описанных в главе 3, проведено сравнительное моделирование экономических и основных технических показателей работы СУ на основе ВТН, пластинчатого утилизатора и утилизатора с промежуточным теплоносителем.

Для сравнения были выбраны следующие типы утилизаторов:

– утилизатор с промежуточным теплоносителем (УПТ). Выполнен по циркуляционной схеме с расширительным баком. Регулирование мощности теплообмена производится путем изменения расхода теплоносителя.

– утилизатор пластинчатый (ПУ). Классический диагональный утилизатор блочного исполнения с одной ступенью теплообмена. Коэффициент оребрения не превышает 0,18. Регулирование живого сечения и байпасирование в рамках имитационной модели не рассматривается.

## 5.1 Энергетические показатели использования утилизаторов

Рассмотрим несколько случаев изменения показателей работы утилизаторов и проанализируем результат. В главе 3 подробно рассмотрены программные алгоритмы моделирования, применение которых позволило получить сравнительные данные. В таблице 5.1 приведены исходные данные для проведения сравнительного моделирования.

Таблица 5.1 – Исходные данные сравнительного моделирования

Параметр	Значение
температура наружного воздуха $t_n$ , °C	-30
температура приточного воздуха $t_p$ , °C	20
температура удаляемого воздуха $t_y$ , °C	25
диапазон расхода воздуха $L$ , м <sup>3</sup> /ч	1000 ÷ 10000
теплоноситель воздушного теплового насоса	R134a
теплоноситель УПТ	50% раствор DIXIS-65[4]

На рисунках 5.1 и 5.2 представлены результаты сравнительного моделирования в виде зависимости количества утилизированной теплоты энергии  $Q$ , расхода электроэнергии  $E$  от расхода воздуха  $L$ .

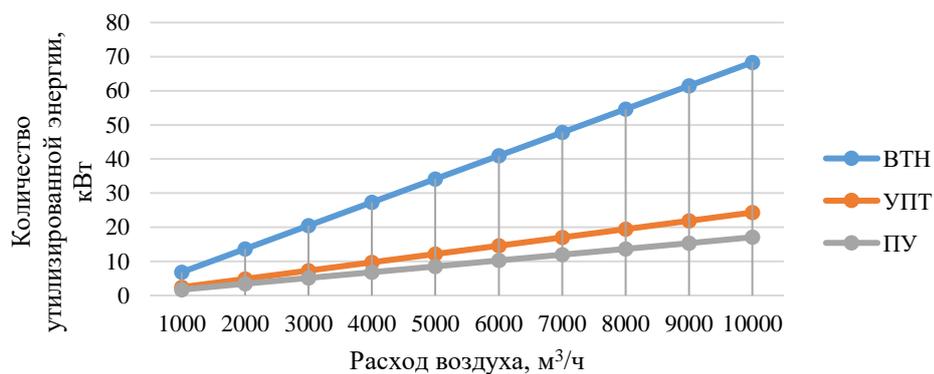


Рисунок 5.1 – Зависимость утилизированной теплоты от расхода воздуха

Согласно рисунку 5.1 ВТН обеспечивает ощутимо большее количество

утилизированной теплоты, при этом с ростом расхода воздуха отклонение кривых для утилизаторов классической схемы увеличивается.

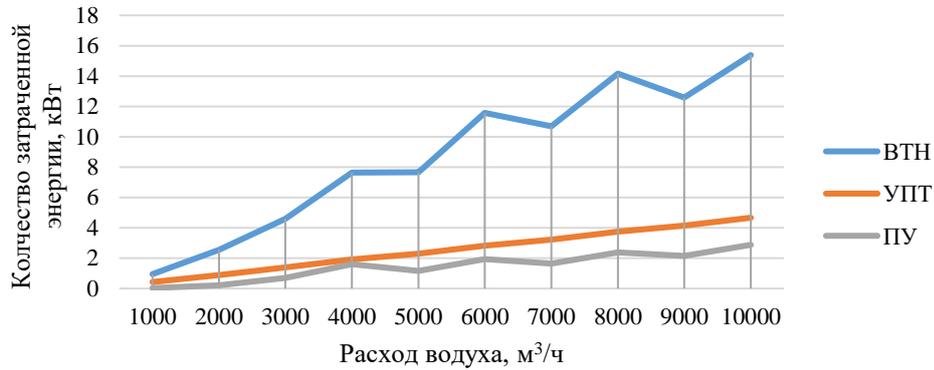


Рисунок 5.2 – Зависимость затраченной энергии от расхода воздуха

Рисунок 5.2 наглядно демонстрирует основной недостаток ВТН перед классическими утилизаторами – высокий уровень затрат энергии. Зависимость для ВТН традиционно имеет более крутой характер: в соответствии с увеличением утилизированной теплоты, растет и необходимость в ее реализации, что неизбежно сказывается на росте нагрузке на компрессор холодильной машины. Утилизатор с промежуточным теплоносителем имеет в составе рабочей схемы циркуляционный насос, задача которого обеспечивать необходимый массовый расход рабочего тела, а также создавать давление, компенсирующее потери в теплообменных аппаратах. Пластинчатый утилизатор имеет минимальные затраты энергии – для компенсации аэродинамического сопротивления. Незначительное отклонение кривых УПТ и ПУ объясняется тем, что УПТ, имея теплообменные аппараты с меньшим сопротивлением, способен реализовать утилизированную энергию с меньшими потерями, нежели ПУ.

Характер графиков ВТН и ПУ объясняется изменением режима течения воздуха. Изменение расхода воздуха влечет изменение типоразмера приточно-вытяжного контура. При приближении скорости воздушного потока к предельно допустимой для текущего типоразмера нагрузка на вентилятор нарастает нелинейно. Соответственно в начальных скоростных диапазонах наблю-

дается пониженная нагрузка. Соотношение диапазонов расхода воздуха и соответствующих сечений рассмотрено в разделе 2.4. На рисунке 5.3 изображен фрагмент зависимости изменения затраченной энергии от расхода воздуха с отображением соответствующих областей типоразмерных сечений.

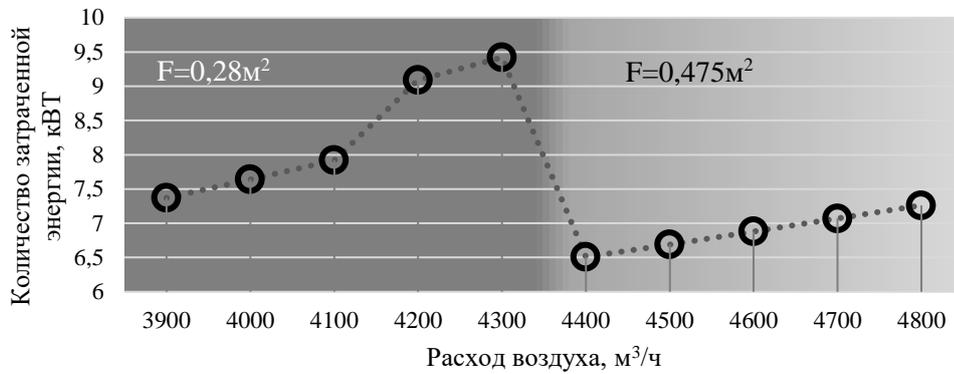


Рисунок 5.3 – Фрагмент зависимости утилизированной теплоты от расхода воздуха. Темная зона соответствует типоразмеру «3,15», светлая зона соответствует типоразмеру «5»

Для оценки уровня эффективности работы утилизаторов необходимо ввести понятие соотношения утилизированной теплоты и затраченной электрической энергии. Для ВТН, в разделе 2.3.4 рассмотрена величина общего коэффициента преобразования энергии (КПЭ<sub>0</sub>). Данный коэффициент учитывает влияние аэродинамического и гидравлического сопротивлений на потребление электроэнергии. Для ПУ и УПТ предлагается ввести величину соотношения энергий (СЭ), численное значение которой учитывало бы все затраты энергии на осуществление процесса утилизации. Определить значение СЭ (КПЭ<sub>0</sub>) можно по формуле 5.1 для ВТН, по формуле 5.2 для УПТ и по формуле 5.3 для ПУ. На рисунке 5.4 представлены графики изменения значений СЭ для каждого типа утилизаторов. На рисунке 5.5 представлен фрагмент графиков изменения СЭ, демонстрирующий взаимное расположение кривых.

$$КПЭ_0 = \frac{Q}{E_y + E_{sc} + E_{ac}} \quad (5.1)$$

где  $Q$  – количество утилизированной тепловой энергии, кВт;  $E_y$  – количество энергии, требуемой для работы цикла без учета сопротивлений теплообменных аппаратов, кВт;  $E_{sc}$  –

количество энергии, требуемой для преодоления гидравлического сопротивления конденсатора и испарителя, кВт;  $E_{ac}$  – количество энергии, требуемой для преодоления аэродинамического сопротивления конденсатора и испарителя, кВт.

$$CЭ_{УИТ} = \frac{Q}{E_{zc} + E_{ac}} \quad (5.2)$$

$$CЭ_{ПУ} = \frac{Q}{E_{ac}} \quad (5.3)$$

Кривая соотношения энергий ВТН располагается вблизи минимально допустимых значений для рентабельного функционирования [24]. В области малых расходов для типоразмера 3,15 имеет место существенное значение СЭ, ввиду более широкого диапазона в пределах от 1000 м<sup>3</sup>/ч до 4300 м<sup>3</sup>/ч. Остальные типоразмеры обладают меньшим диапазоном.

Кривая СЭ для УПТ имеет стабильный характер без явно выраженных экстремумов. Это объясняется сопоставимым ростом гидравлического сопротивления с увеличением требуемой площади теплообменной поверхности. Влияние напряженных режимов минимально, так как значения требуемой энергии на преодоление аэродинамических сопротивлений меньше чем значения требуемой энергии на преодоление соответствующих гидравлических сопротивлений. График ПУ имеет выраженный гиперболический тренд. Это связано в первую очередь с тем фактом, что основной нагрузкой является преодоление аэродинамических сопротивлений. Соответственно график демонстрирует как особенность расширенного допустимого диапазона типоразмера «3,15» (резкое падение графика), так и сильное влияние напряженных режимов (ярко выраженный волнообразный характер).

На рисунке 5.5 соответствующие линейные функции построены с применением сглаживания методом наименьших квадратов. Очевидно, что график для ПУ имеет наибольшее значение на всем промежутке рассматриваемого диапазона производительности.

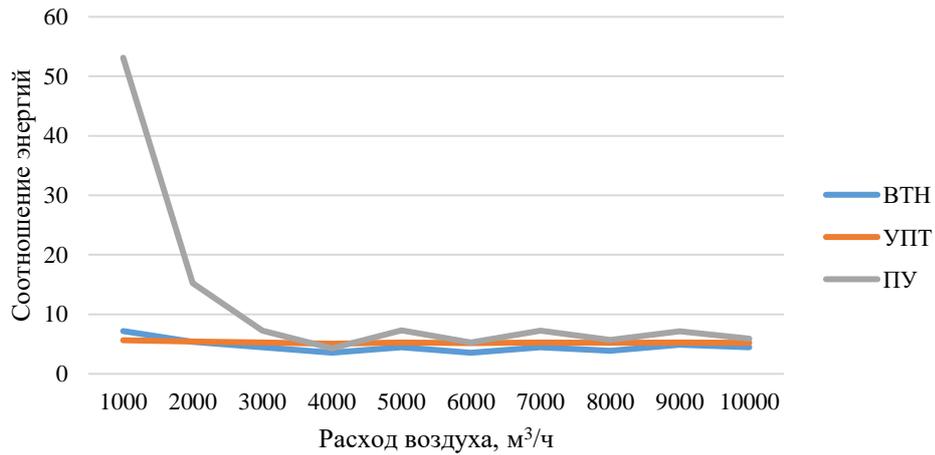


Рисунок 5.4 – Зависимость соотношения энергий различных утилизаторов от расхода воздуха

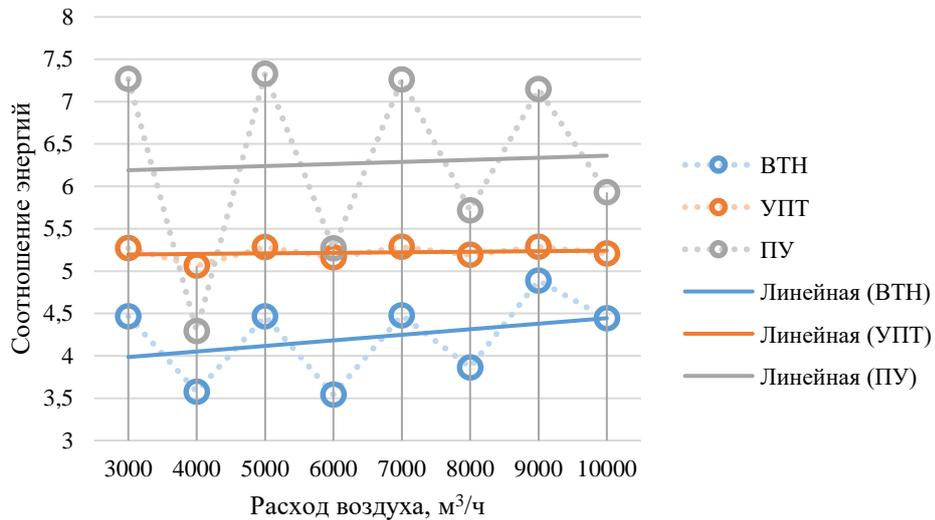


Рисунок 5.5 – Фрагмент зависимости соотношения энергий различных утилизаторов от расхода воздуха

График УПТ, будучи компромиссным вариантом, располагается ниже, снижение соотношения объясняется необходимостью использования насоса. При этом ПУ обеспечивает наименьший нагрев приточного воздуха на  $\Delta t = 5^\circ\text{C}$ , в то время как ВТН способен обеспечить нагрев на  $\Delta t = 15^\circ\text{C}$ .

Рассмотрим динамику СЭ относительно температуры наружного воздуха. На рисунке 4.6 изображены соответствующие зависимости.

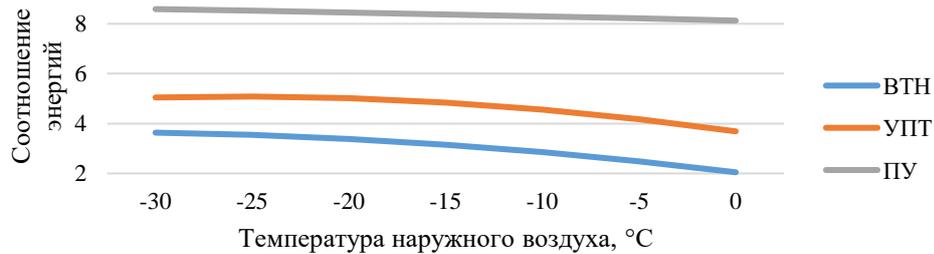


Рисунок 5.5 – Зависимость соотношения энергий от температуры наружного воздуха

Все рассматриваемые утилизаторы демонстрируют снижение эффективности, что объясняется снижением общего количества утилизированной энергии, а также сохранением затрат на преодоление сопротивлений. Существенно падение показывает график ТН, где  $\Delta CЭ_{ТН} = 1,578$ . Соответственно  $\Delta CЭ_{УПТ} = 1,359$  и  $\Delta CЭ_{ПУ} = 0,469$ .

## 5.2 Сравнение экономических показателей работы утилизаторов

Рассмотрим показатели утилизаторов с точки зрения стоимости функционирования приточно-вытяжной установки, оборудованной соответствующим утилизатором. Определить условную стоимость эксплуатации приточно-вытяжной установки можно по формуле 5.4, полученной аналитически.

$$s = (\{0,3416\Delta t L \cdot 10^{-3}\} - Q)p_q - E p_e, \text{ руб} \quad (4.4)$$

где  $\Delta t$  – разница между температурами приточного и наружного воздуха, °C;  $L$  – расход воздуха, м<sup>3</sup>/ч;  $Q$  – количество утилизированной тепловой энергии, кВт;  $E$  – суммарное потребление энергии на работу приточно-вытяжной установки, кВт;  $p_q$  – стоимость кВт тепловой энергии, руб;  $p_e$  – стоимость кВт электрической энергии, руб.

На рисунке 5.6 изображены зависимости стоимости эксплуатации соответствующего утилизатора от расхода воздуха. Кривая стоимости работы ВТН расположена выгодно ниже графиков УПТ и ПУ, что обуславливается повышенным количеством утилизированной энергии и, как следует из формулы 5.4, обеспечивает меньшее потребление энергии штатным нагревателем. Для

кривой ВТН так же характерно снижение стоимости в области расходов воздуха, близких к 10000 кг/ч.

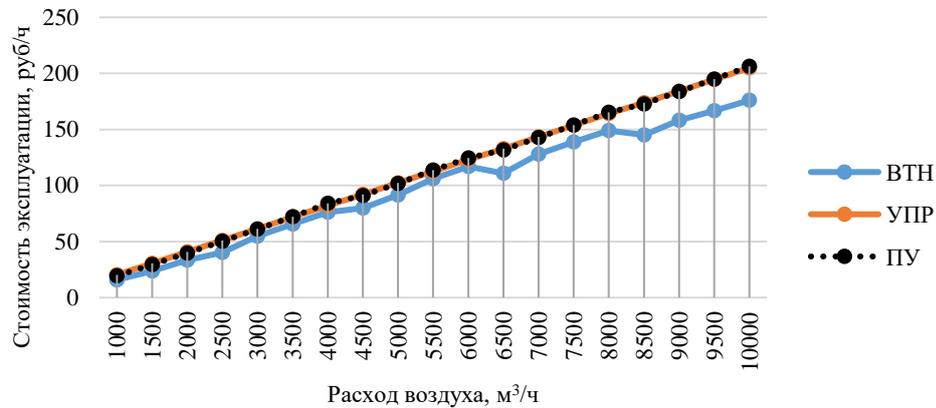


Рисунок 5.6 –Стоимости эксплуатации утилизаторов в зависимости от расхода воздуха

Рассмотрим результаты моделирования работы рассматриваемых систем утилизации при изменении среднемесячной температуры наружного воздуха. Предполагается, что система утилизации проектируется в соответствии с вероятностью работы при экстремальных параметрах наружного воздуха. Значения экстремальных и среднемесячных параметров воздуха принимаются по [89]. В рамках данной работы будут представлены результаты моделирования для г. Архангельск, г. Якутск, г. Новосибирск, г. Москва и г. Ростов-на-Дону. В таблицах 5.2 - 5.6 приведены фрагменты массива полученных данных о стоимости работы приточно-вытяжной установки с учетом изменения среднемесячных температур для соответствующих климатических зон.

Для сравнительной оценки необходимо принять во внимание значения стоимости эксплуатации утилизаторов при различных расходах воздуха. В общем виде массив данных для целого диапазона расходов воздуха определяется по формуле 5.5.

В соответствии с формулой 5.5 на рисунках 5.7 - 5.9 представлено распределение массива данных для различных утилизаторов для климатических условий г. Архангельск.

Для рисунков 5.7 - 5.9 были выведены аппроксимирующие функции. Для ВТН значение  $R^2 = 0,856$ , соответствует уравнению 5.6.

$$s = -3 \cdot 10^{-7} G^2 + 0,012G - 5,9153, \text{ руб} \quad (5.6)$$

где  $G$  – расход воздуха, кг/ч.

$$s = \sum_{i=1}^{10} \sum_{j=1}^7 f_i(G_i t_j), \text{ руб} \quad (5.5)$$

где  $G_i$  – расход воздуха, кг/ч;  $t_j$  – среднемесячная температура воздуха, °С.

Таблица 5.2 – Часовая стоимость работы приточно-вытяжной установки для г. Архангельск

Месяц	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь
Средняя температура, °С	-12,9	-12,5	-8,0	-0,9	6,0	7,9	1,5	-4,1	-9,5
ВТН	9,03	8,86	6,93	3,87	2,44	2,11	3,22	5,25	7,57
УПТ	13,02	12,85	10,92	7,86	6,50	5,62	8,59	9,24	11,56
ПУ	12,16	11,98	10,05	6,99	6,50	5,62	8,59	8,37	10,69

Таблица 5.3 – Часовая стоимость работы приточно-вытяжной установки для г. Якутск

Месяц	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь
Средняя температура, °С	-42,6	-35,9	-22,2	-7,2	5,8	6,2	-8	-28,3	-39,5
ВТН	21,82	18,93	13,04	6,58	0,99	0,81	6,93	15,66	20,48
УПТ	25,81	22,92	17,03	10,57	4,98	4,80	10,92	19,65	11,56
ПУ	24,94	22,06	16,16	9,70	4,11	3,94	10,05	18,78	23,61

Таблица 5.4 – Часовая стоимость работы приточно-вытяжной установки для г. Новосибирск

Месяц	Январь	Февраль	Март	Апрель	Октябрь	Ноябрь	Декабрь
Средняя температура, °С	-18,8	-17,3	-10,1	1,4	1,9	-9,2	-16,5
ВТН	11,57	10,93	7,83	2,88	2,66	7,44	10,58
УПТ	15,56	14,92	11,82	6,87	6,65	11,43	14,57
ПУ	14,70	14,05	10,95	6,00	5,79	10,56	13,71

Таблица 5.5 – Часовая стоимость работы приточно-вытяжной установки для г. Москва

Месяц	Январь	Февраль	Март	Апрель	Октябрь	Ноябрь	Декабрь
Средняя температура, °С	-10,2	-9,2	-4,3	4,4	4,3	-1,9	-7,3
ВТН	7,87	7,44	5,33	1,59	1,63	4,30	6,62
УПТ	11,86	11,43	9,32	5,58	5,62	8,29	10,61
ПУ	10,99	10,56	8,45	4,71	4,75	7,42	9,75

Таблица 5.6 – Часовая стоимость работы приточно-вытяжной установки для г. Ростов-на-Дону

Месяц	Январь	Февраль	Март	Апрель	Октябрь	Ноябрь	Декабрь
Средняя температура, °С	-5,7	-4,8	0,6	9,4	9,2	2,5	-2,6
ВТН	5,94	5,55	3,22	-0,56	-0,48	2,41	4,60
УПТ	9,93	9,54	7,21	3,43	3,51	6,40	8,59
ПУ	9,06	8,67	6,35	2,56	2,64	5,53	7,72

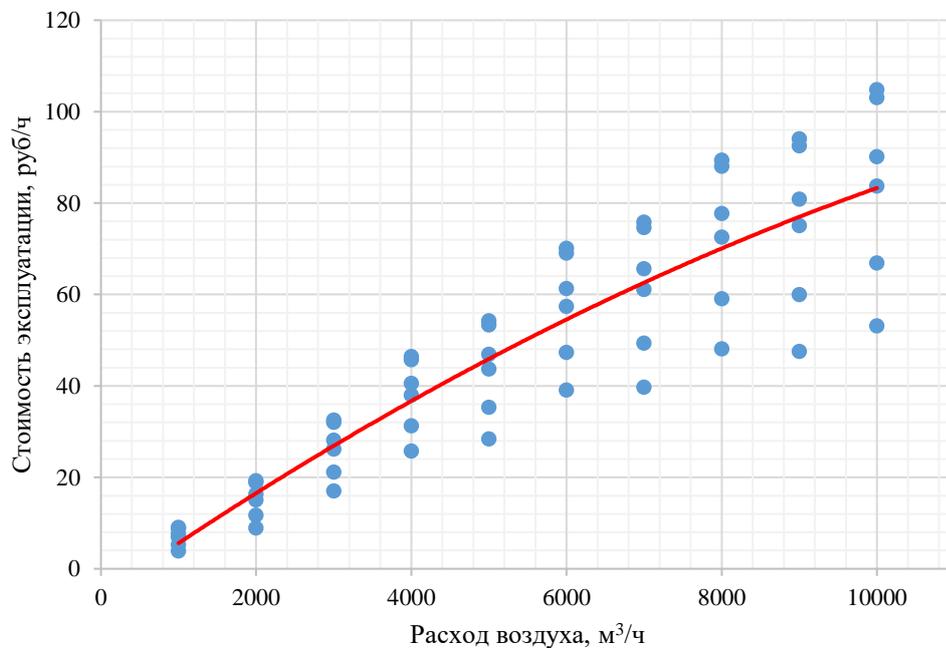


Рисунок 5.7 – Распределение массива стоимости эксплуатации приточно-вытяжной установки, оборудованной ВТН, для условий г. Архангельск

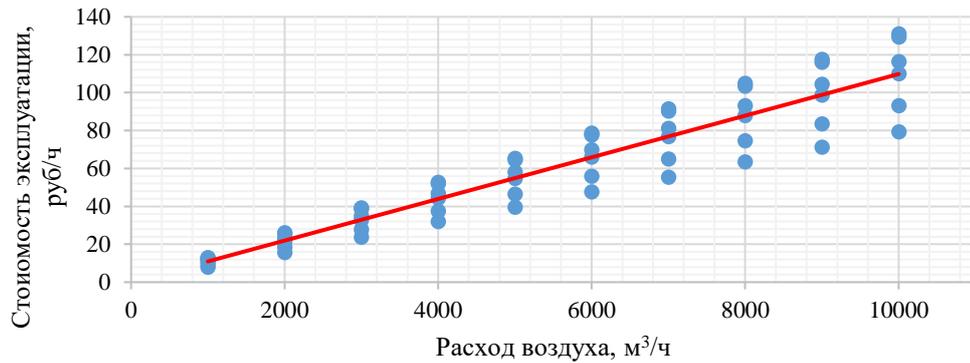


Рисунок 5.8 – Распределение массива стоимости эксплуатации приточно-вытяжной установки, оборудованной УПТ, для условий г. Архангельск

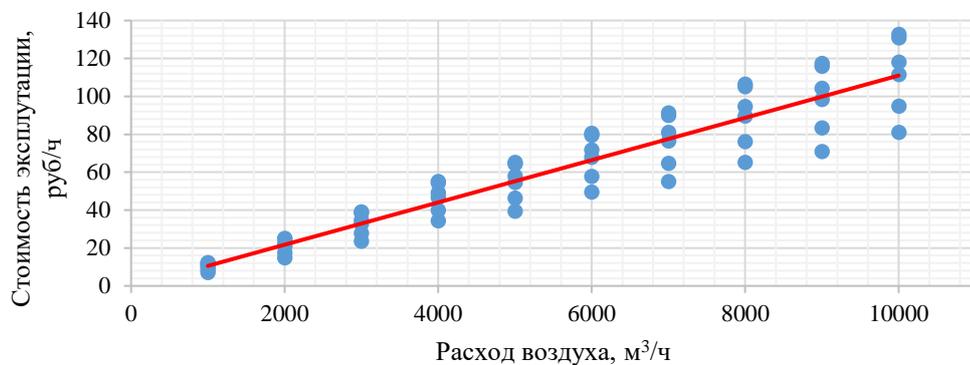


Рисунок 5.9 – Распределение массива стоимости эксплуатации приточно-вытяжной установки, оборудованной ПУ, для условий г. Архангельск

Для ВТН значение  $R^2 = 0,871$ , соответствует уравнению 5.7.

$$s = 0,011G - 0,023, \text{ руб} \quad (5.7)$$

Для ПУ значение  $R^2 = 0,88$ , соответствует уравнению 5.8.

$$s = -5 \cdot 10^{-8} G^2 - 0,012G - 1,68, \text{ руб} \quad (5.8)$$

На основании полученных соотношений построим сравнительную диаграмму, изображённую на рисунке 5.10.

Аналогичные действия были проведены для остальных рассматриваемых климатических условий. Результаты приведены в сводной таблице 5.7 и на рисунке 5.11. Очевидно, что независимо от района проектирования общие тенденции не меняются.

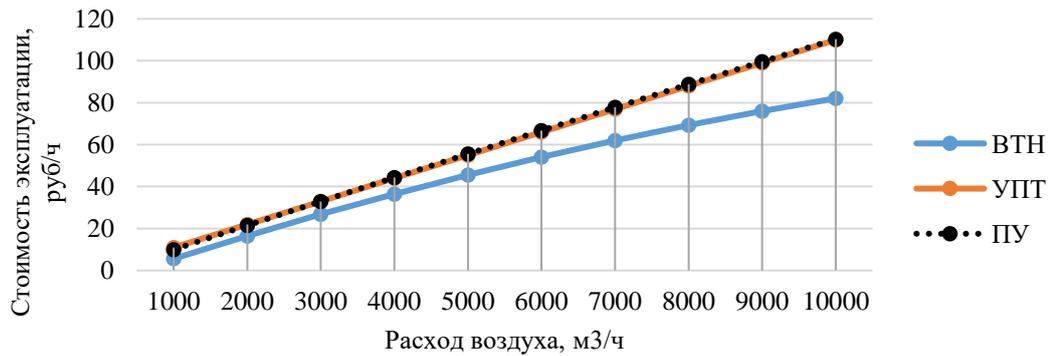


Рисунок 5.10 – Сравнительная диаграмма средней характерной стоимости эксплуатации приточно-вытяжной установки оборудованной соответствующим утилизатором для условий г. Архангельск

Развивая далее тему стоимости эксплуатации, необходимо сравнить количество сэкономленных средств. На рисунке 5.12 изображена сравнительная диаграмма сэкономленных средств.

Таблица 5.7 – Сводные данные граничных и средних значений стоимости эксплуатации приточно-вытяжной установки оборудованной различными утилизаторами для ряда климатических зон

Климатический район	Тип утилизатора	Максимальная стоимость эксплуатации, руб/ч	Средняя стоимость эксплуатации, руб/ч	Минимальная стоимость эксплуатации, руб/ч
Якутск	ВТН	134	74	13
	УПТ	157	86	16
	ПУ	158	86	15
Новосибирск	ВТН	94	52	10
	УПТ	118	65	12
	ПУ	118	65	12
Архангельск	ВТН	82	47	6
	УПТ	110	60	11
	ПУ	110	61	10
Москва	ВТН	65	36	7
	УПТ	90	49	9
	ПУ	91	50	9
Ростов-на-Дону	ВТН	47	26	5
	УПТ	70	38	7
	ПУ	71	39	7

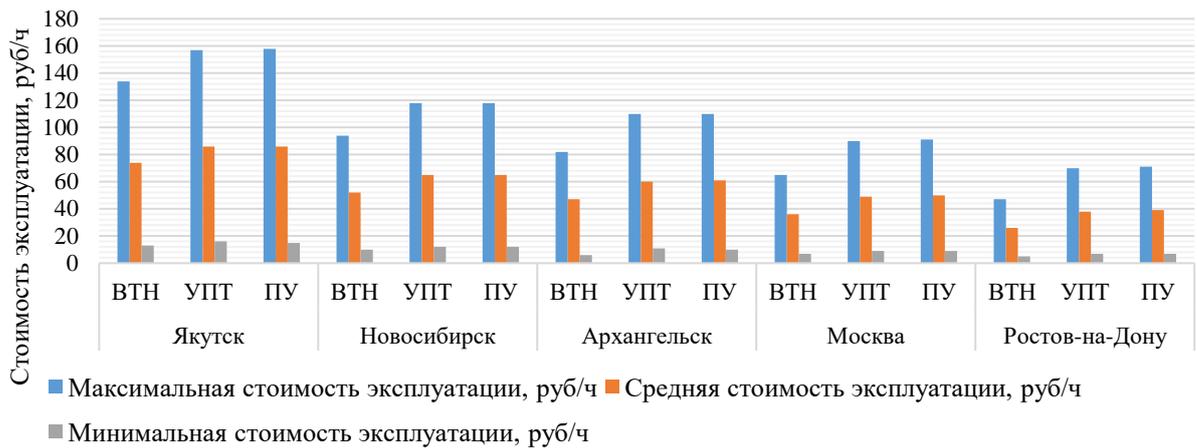


Рисунок 5.11 – Сравнительная диаграмма стоимости эксплуатации приточно-вытяжной установки, оборудованной различными утилизаторами, для ряда климатических зон

При расчете было принято базовое значение расходов на эксплуатацию приточно-вытяжной системы, оборудованной водяным нагревателем. Расход воздуха принят на уровне 5000 кг/ч.

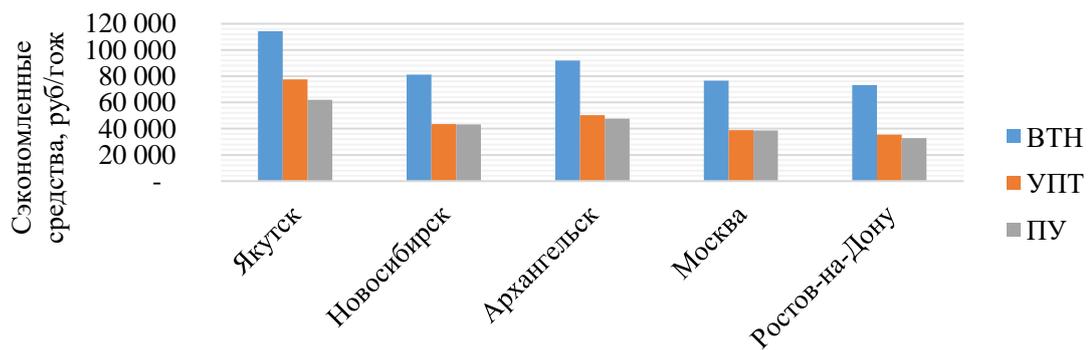


Рисунок 5.12 – Сравнительная диаграмма сэкономленных средств

За исключением экстремальных климатических условий г. Якутска, общая закономерность сохраняется: ВТН показывает наибольшее количество сэкономленных средств, УПТ и ПУ располагаются приблизительно на одном уровне. Для г. Якутска характерен наибольший перепад годовых температур в России, в данных условиях эффективность пластинчатого утилизатора несколько снижается, в отличие от УПТ и ВТН, в которых конструктивно предусмотрена возможность некоторой регулировки процесса теплообмена путем контроля массового расхода рабочего тела.

На рисунках 5.13 - 5.15 изображены зависимости количества сэкономленных средств от расхода воздуха.

Для всех случаев характерен параболаобразный характер роста количества сэкономленных средств. Несмотря на то, что графики на рисунке 5.14 имеет визуально линейный вид, они также описываются полиномами второй степени, в частности для г. Москвы характерно уравнение 5.9, полученное методом наименьших квадратов.

$$r = -2 \cdot 10^{-5} G^2 - 7,563G - 607,4, \text{ руб/год} \quad (5.9)$$

где  $G$  – расход воздуха, кг/ч.

Далее рассмотрим основной экономический показатель – срок окупаемости. В общем виде, срок окупаемости  $\tau$  определяется по соотношению 5.10.

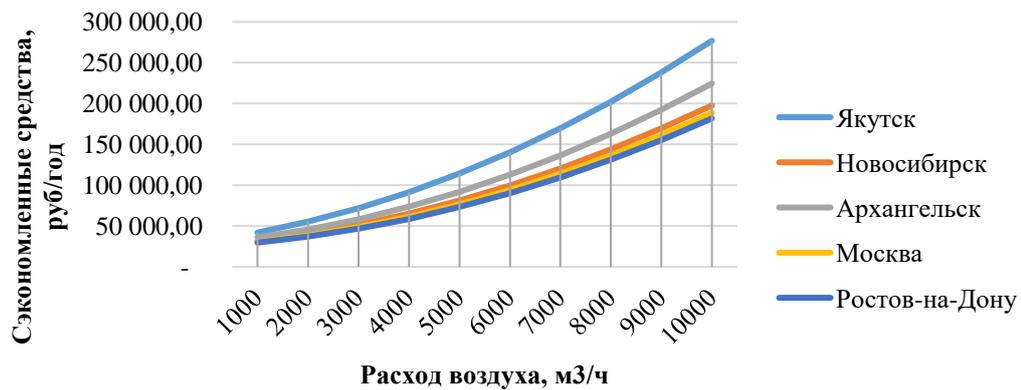


Рисунок 5.13 – Изменение количества сэкономленных средств от работы ВТН

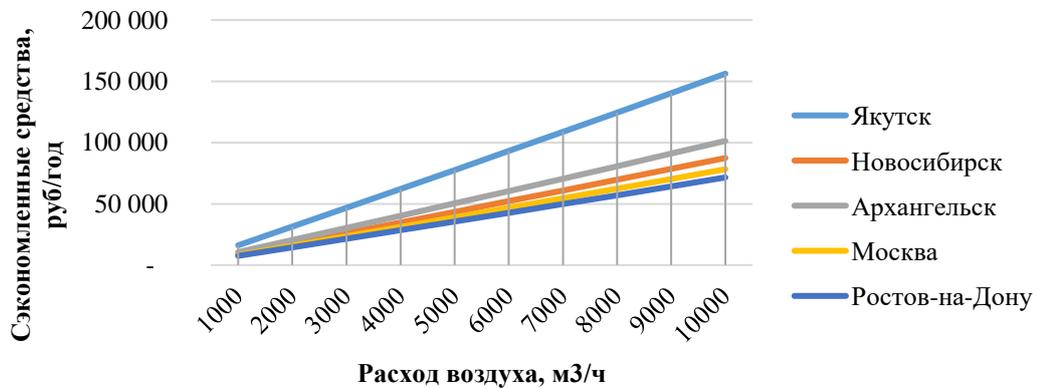


Рисунок 5.14 – Изменение количества сэкономленных средств от работы УПТ

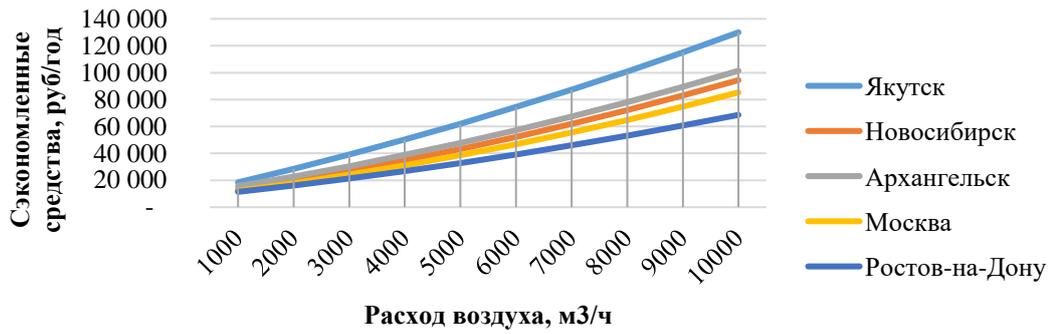


Рисунок 5.15 – Изменение количества сэкономленных средств от работы ПУ

$$\tau = \frac{P}{\sum_{m=1}^7 \sum_{n=1}^{10} f_m(Q_{m,n}, E_{m,n}, p_q, p_e)}, \text{ лет} \quad (5.10)$$

где  $P$  – стоимость системы утилизации, руб;  $Q_{m,n}$  – количество утилизированной тепловой энергии, кВт;  $E_{m,n}$  – количество требуемой энергии, кВт;  $p_q$  – стоимость 1 кВт тепловой энергии, руб;  $p_e$  – стоимость 1 кВт электрической энергии, руб;

Стоимость  $P$  определена соответственно для ВНТ по [94, 125], для УПТ по [21, 76], для ПУ по [20, 77]. На рисунке 5.16 изображена сравнительная диаграмма сроков окупаемости внедрения утилизаторов различного типа в приточно-вытяжную установку производительностью 5000 кг/ч, оборудованную водяным воздушнонагревателем.

Рисунок 5.16 наглядно демонстрирует основной недостаток теплонасосных технологий – высокую удельную стоимость кВт производимой тепловой энергии. Согласно [94] данная стоимость составляет 17000 руб/кВт в ценах 2015 года. В таком случае, целесообразно применять СУ на основе ВТН в северных широтах, где продолжительность работы системы позволяет снизить срок окупаемости. Отчасти такой эффект обеспечивает относительно низкая стоимость горячей воды, применяемой в качестве рабочего тела водяного воздушнонагревателя. Однако, если речь идет о приточно-вытяжных установках, оборудованных электрокалорифером, что характерно для удаленных объектов магистральных нефтепроводов, то срок окупаемости любого энергосберегающего мероприятия существенно снижается. На рисунке 5.17 приведена сравнительная диаграмма сроков окупаемости внедрения утилизаторов различного

типа в приточно-вытяжную установку, оборудованную электрокалорифером.

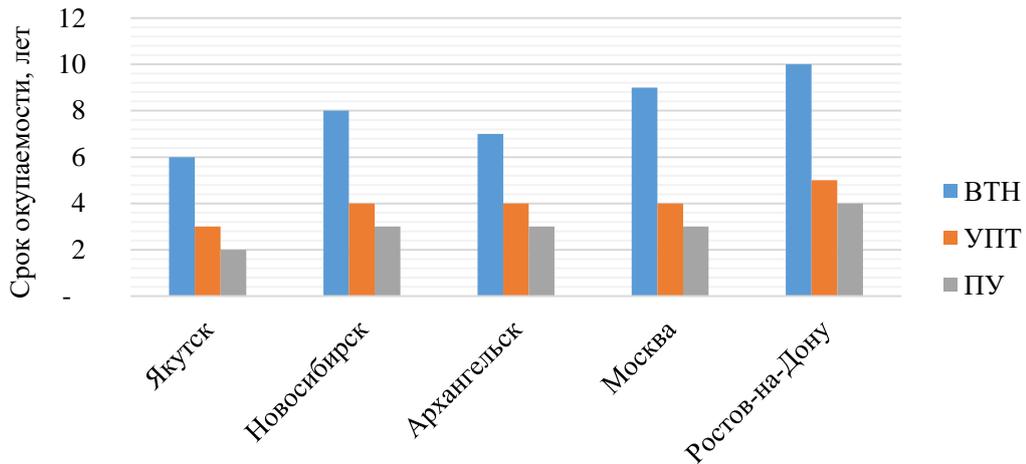


Рисунок 5.16 – Срок окупаемости внедрения утилизаторов различного типа в приточно-вытяжную установку, оборудованную водяным воздухонагревателем

В общем виде соотношение поменялось в пользу утилизаторов традиционного типа. Однако среднее значение срока окупаемости существенно уменьшилось. В данном случае, можно говорить, что приточно-вытяжные установки, оборудованные электрокалорифером являются более предпочтительны к установке ВТН.

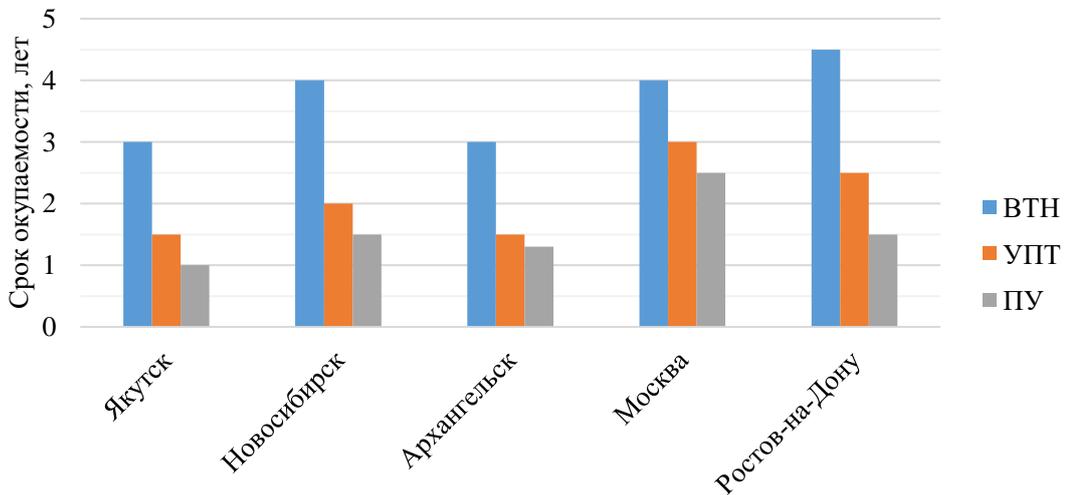


Рисунок 5.17 – Срок окупаемости внедрения утилизаторов различного типа в приточно-вытяжную установку, оборудованную электрокалорифером

На рисунках 5.18 - 5.20 изображены зависимости изменения сроков окупаемости с ростом расхода воздуха для приточно-вытяжной установки, оборудованной как электрокалорифером, так и водяным воздухонагревателем.

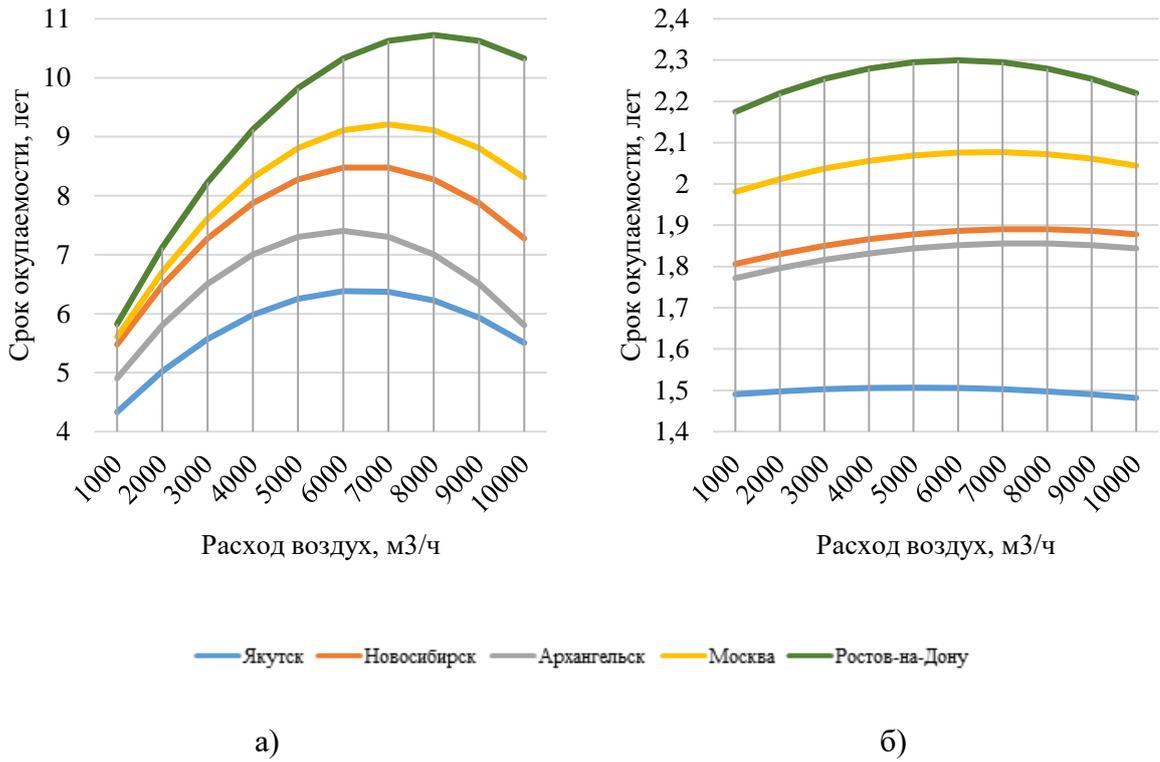


Рисунок 5.18 – Срок окупаемости от внедрения ВТН в ПВУ, оборудованную водяным воздухонагревателем (а) и электрокалорифером (б)

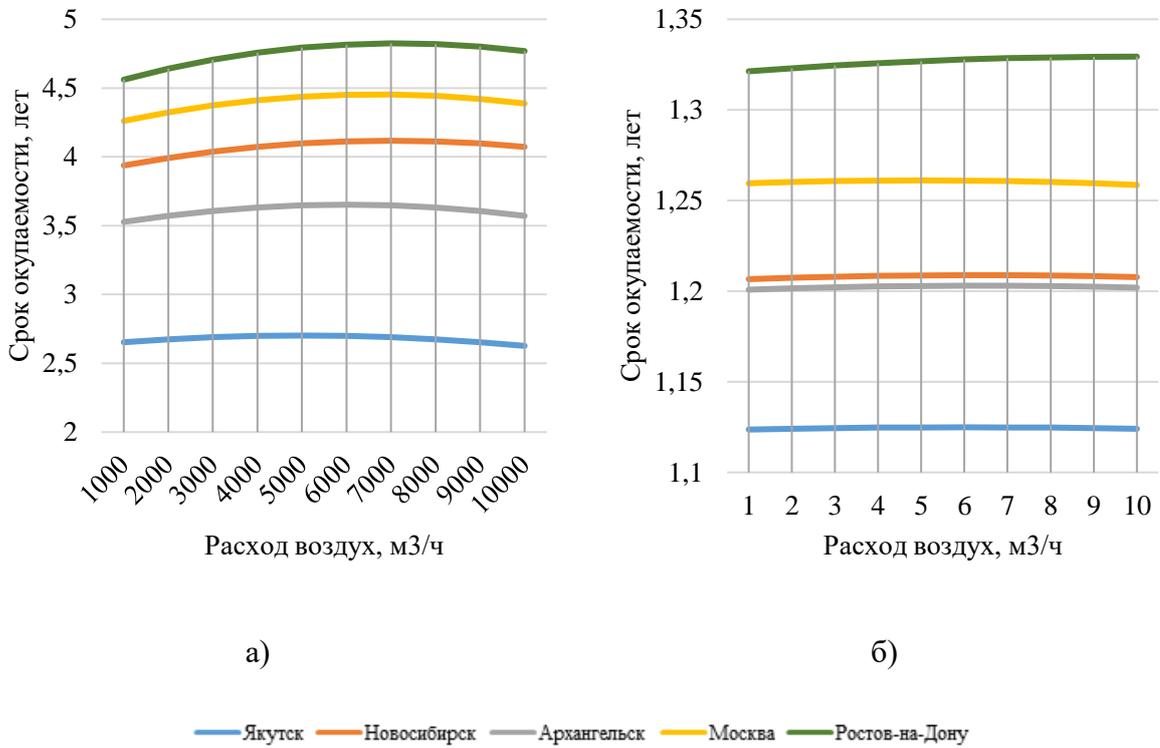
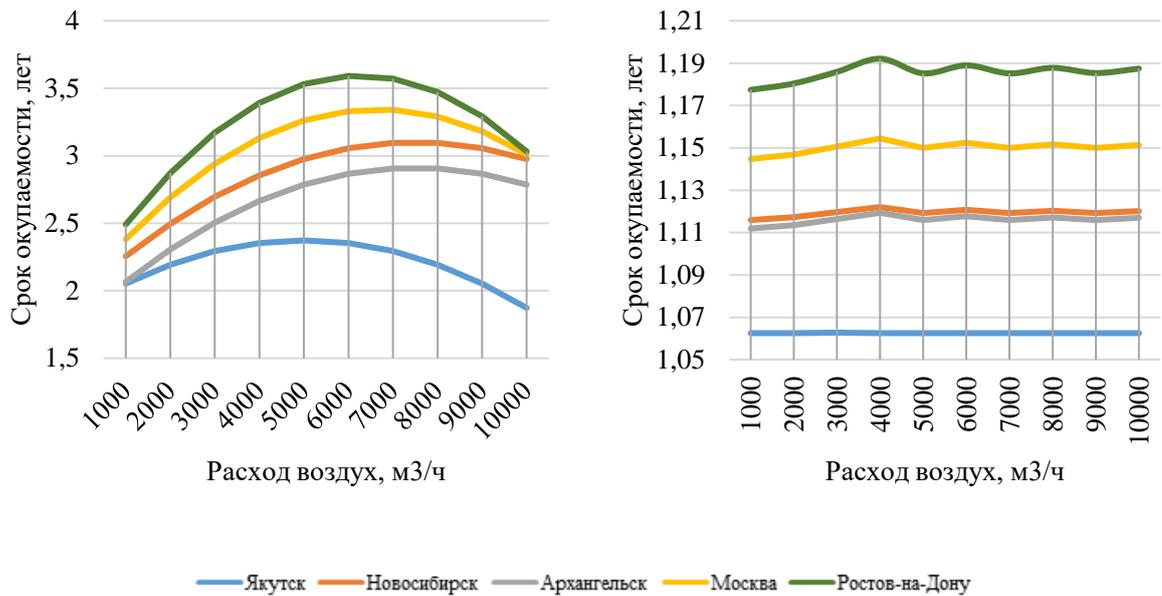


Рисунок 5.19 – Срок окупаемости от внедрения УПТ в ПВУ, оборудованную водяным воздухонагревателем (а) и электрокалорифером (б)



а)

б)

Рисунок 5.19 – Срок окупаемости от внедрения ПУ в ПВУ, оборудованную водяным воздухонагревателем (а) и электрокалорифером (б)

СУ на основе воздушного теплового насоса обладает следующими преимуществами:

- высокая степень утилизации тепловой энергии;
- относительно низкая стоимость эксплуатации приточно-вытяжной установки, оборудованной ВТН;
- высокий уровень экономии средств за счет снижения потребления энергоносителей.

К недостаткам утилизатора на основе ВТН необходимо отнести следующие:

- высокий уровень потребления электроэнергии;
- большой срок окупаемости.

В общем итоге, для рационального применения утилизатора на основе ВТН необходимо выполнение следующих условий:

- объект проектирования должен располагаться в северных регионах для обеспечения наиболее продолжительного периода активной фазы рекуперации;

– источник тепловой энергии должен быть относительно дорогостоящим для обоснования снижения чистого потребления тепловой энергии взамен потребления электрической.

### **Выводы по главе**

1. Выполнен анализ изменения соотношения энергий утилизаторов различного типа в зависимости от расхода воздуха и температуры наружного воздуха.

2. Обобщены результаты моделирования экономических показателей систем приточно-вытяжной системы при внедрении утилизаторов различного типа.

3. Получены зависимости изменения количества утилизированной энергии и затраченной электрической энергии для утилизаторов различного типа. Вводится понятие соотношение энергий, как численного значения, характеризующего энергетическую эффективность.

4. Приведено сравнение значения количества сэкономленных средств от внедрения различных типов утилизаторов. Представлено соотношение для определения сроков окупаемости.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Проведен анализ существующих методик расчета систем рекуперации тепловой энергии удаляемого воздуха. Разработаны имитационные модели воздушного теплового насоса, пластинчатого утилизатора и утилизатора с промежуточным теплоносителем на базе численных моделей Л.М. Розенфельда, А.М. Ткачева, Н.Н. Кошкина, Г.Н. Даниловой, В.Н. Богословского, М.Я. Поза, О.Я. Кокорина, Ю.А. Васильева, Д. Рей, позволяющие провести моделирование параметров работы с различным типом задания исходных данных.

2. Получены зависимости параметров системы утилизации теплоты на базе воздушного теплового насоса от широкого спектра исходных данных, характеризующие наиболее важные взаимосвязи в зависимости от условий эксплуатации.

3. Предложена величина общего коэффициента преобразования энергии (КПЭ<sub>0</sub>), определяющего отношение затрат энергии на работу системы утилизации, включая затраты на дополнительные аэродинамические и гидравлические сопротивления, к утилизированной теплоте. Предложенная величина позволяет оценить энергоэффективность системы в соответствии с условиями реальной эксплуатации.

4. На основе имитационной модели разработаны графо-аналитическая методика и программный комплекс для расчета системы утилизации на базе воздушного теплового насоса.

5. Проведены экспериментальные исследования на разработанных автором установках с целью оценки адекватности имитационных моделей воздушного теплового насоса и утилизаторов различного типа. Коэффициент детерминации составляет  $0,89 \div 0,95$ .

6. Определены условия рационального внедрения системы утилизации на основе воздушного теплового насоса. Спрогнозированы сроки окупаемости

СКВ, оборудованной СУ на основе ВТН для городов: Якутск – 7 мес; Новосибирск – 10 мес; Новосибирск – 9 мес; Москва – 14 мес; Ростов-на-Дону – 16 мес; в сравнении с использованием электрокалориферов для удаленных объектов магистральных нефтепроводов. При сравнении с СКВ с водяными воздухонагревателями сроки окупаемости увеличиваются в 4 раза, что соответствует диапазону инвестиционно привлекательного срока окупаемости 1 – 5 лет.

Перспективы дальнейших исследований заключаются в развитии методов математического моделирования для прогнозирования характеристик теплообменных аппаратов систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

**СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Аверин, Г.А. Примеры расчетов по курсу «Холодильная техника» / Г.А. Аверин, А.М. Бражнико, А.И. Васильева, Н.Д. Малова. – М.: Агропромиздат, – 1986. – 183 с.
2. Аверьянов, В.К. Анализ результатов моделирования одно и двухконтурного воздушного теплового насоса / В.К. Аверьянов, И.Д. Киборт, В.М. Уляшева // Вестник гражданских инженеров. – 2014. – №3. – С. 164–168.
3. Ададунов, Е.А. Моделирование процесса аккумуляции теплоты в массиве грунта / Е.А. Ададунов, Р.А. Амерханов // Известия вузов. Северокавказский регион естественные науки. Приложение. – 2004. – №8. – С. 61–65.
4. Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 279 с.
5. Акимов, В.М. Основы надежности газотурбинных двигателей / В.М. Акимов. – М.: Машиностроение, – 1981. – 369 с.
6. Амерханов, Р.А. Анализ систем теплоснабжения с комплексным использованием альтернативных источников энергии / Р.А. Амерханов, Е.А. Ададунов, А.Е. Денисова // Электромеханика, – 2004. – №8. – С. 61–63.
7. Антипов, Ю.А. Утилизация вторичных энергоресурсов газовых двигателей и газотурбинных установок с использованием тепловых насосов: Автореферат: дис. ...канд.техн.наук спец. 05.04.02 / Антипов Юрий Александрович. – М.:2005. – 135 с.
8. Барановский, Н.Б. Пластинчатые и спиральные теплообменники. / Н.Б. Барановский, Л.М. Коваленко, А.Р. Ястребенецкий — М.: Машиностроение, – 1973. – 288 с.
9. Бачурин, Д. Применение теплонасосных установок для отопления и горячего водоснабжения жилых домов. Опыт Австрии / Д. Бачурин, В. Семушев, Н. Шилкин // АВОК. – 2013. – №8. – С. 30-37

10. Богданович, М.Л. Использование компрессионных теплонасосных установок для нужд теплоснабжения на паротурбинных ТЭЦ, работающих в объединенной энергетической системе / М.Л. Богданович // Тепловой насос. – 2012. – №9. – С. 24-28.
11. Богословский, В.Н. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / В.Н. Богословский, М.Я. Поз. – М.: Стройиздат, 1983. – 319 с.
12. Вайнштейн, В.Д. Низкотемпературные холодильные установки / Вайнштейн В.Д., Канторович В.И. – М.: Пищевая промышленность, – 1972. – 351 с.
13. Васильев, Г.П. Автоматизированная теплонасосная установка, утилизирующая низкопотенциальное тепло сточных вод г. Зеленограда / Г. П. Васильев, И. М. Абуев, В. Ф. Горнов // АВОК. – 2004. – №5. – С. 50–52.
14. Васильев, Г.П. Использование низкопотенциальной тепловой энергии земли в теплонасосных системах / Г. П. Васильев, Н. В. Шилкин // АВОК. – 2003. – №2. – С. 46–49.
15. Васильев, Г.П. Энергоэффективная сельская школа в Ярославской области / Г.П. Васильев, Н.С. Крундышев // АВОК. – 2002. – № 5. – С. 22–26.
16. Васильев, Г.П. Энергоэффективный экспериментальный жилой дом в микрорайоне Никулино-2 / Г.П. Васильев // АВОК. – 2002. – № 4. – С. 10–21.
17. Васильев, Л.Л. Теплофизические свойства пористых материалов Текст. / Л. Л. Васильев, С. А. Танаева. Минск: Наука и техника, 1971. – 266 с.
18. Васьков, Е.Т. Термодинамические основы тепловых насосов: учеб. пособ. для студ. спец. 270109, 270105, 190601/СПб. гос. архит.-строит. ун-т. – СПб., 2007. – 127 с.
19. Вейнберг, Б.С. Поршневые компрессоры холодильных машин / Б.С. Вейнберг. – М.: Машиностроение, 1965. – 355 с.
20. ВЕКОТЕХ [Электронный ресурс]. URL:<http://vecotech.com.ua/index.php> (дата обращения: 01.10.2015).

21. Вентиляция и кондиционирование воздуха АВА [Электронный ресурс]. URL:<http://www.avavent.ru/> (дата обращения: 01.10.2015).
22. Воронин, Г.И. Эффективные теплообменники / Г.И. Воронин, Е.В. Дубровский. – М.: Машиностроение, 1973. – 96 с.
23. Генкин, К.И. Газовые двигатели / К.И. Генкин. – М.: Машгиз, 1962. – 496 с.
24. Гершкович, В. Ф. Нужно ли внедрять тепловые насосы в систему теплоснабжения города? / В. Ф. Гершкович // Энергосбережение. – 2011. – №6. – С. 44–48.
25. Гольдштик, М.А. Процессы переноса в зернистом слое / М.А. Гольдштик. – Новосибирск: ИТФ СО АН СССР, 1984. – 163 с.
26. ГОСТ 12.1.005–88. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. – М.: Издательство стандартов, 1981. – 48 с.
27. ГОСТ 12.3.018-79: Системы вентиляционные методы аэродинамических испытаний. – М.: Изд.стандартов, 1981. – 10 с.
28. ГОСТ 24026–80. Исследовательские испытания. Планирование эксперимента. Термины и определения. – М.: Издательство стандартов, 1981. – 18 с.
29. ГОСТ 30494-2011. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. – М.: Стандартинформ, 2013. – 12 с.
30. Григорьев, Т.Е. Справочник по монтажу тепломеханического оборудования / Т. Е. Григорьев, В. А. Зайдель. – М.: Госэнергоиздат – 1953. – 504 с.
31. Денисова А.Е. Анализ тепловых явлений в грунте при работе теплонасосной грунтовой системы теплоснабжения / А.Е. Денисова // Холодильная техника и технология. – 2000. – №69. С. 75–78.
32. Денисова, А.Е. Использование энергии грунта в теплонасосных геосистемах энергоснабжения / А.Е. Денисова, А.С. Мазуренко, Ю.К. Тодорцев, В.А. Дубковский // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2000. – №1 – С. 27–31.

33. Дискин, М.Е. Эффективность рекуперации теплоты в системах вентиляции при температурах наружного воздуха ниже температуры опасности обмерзания / М. Е. Дискин // АВОК. – 2006. – №4. – С. 8–11.
34. Дружинин, С. А. О расчете внутреннего теплообмена при пористом охлаждении Текст. / С. А. Дружинин. – М.: Теплоэнергетика. – 1961. – №9. – 377 с.
35. Дьяков, В.И. Типовые расчеты по электрооборудованию / В.И. Дьяков. – М.: Высш. шк. – 1991. – 160 с.
36. Журавлев, Б.А. Справочное пособие «Наладка и регулирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха» / Б.А Журавлев. – М.: Стройиздат. – 1980. – 447 с.
37. Журавлева И.Н. Исследование теплопередачи и гидравлического сопротивления пластинчато-ребристых теплообменников: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.01.12 / Журавлева Ирина Николаевна. – М.: 1967. – 33 с.
38. Иванов В.Г. Совершенствование методики расчета холодильной машины и ее регулирования / В.Г. Иванов // Техничко-технологические проблемы сервиса. – 2010. – №12 – С. 42–47.
39. Калнинь, И.М. Исследование газоохладителей тепловых насосов на R744 / И.М. Калнинь // Наука и техника. – 2004. – №11. – С. 11–17.
40. Калнинь, И.М. Первый в России тепловой насос на диоксиде углерода / И.М. Калнинь, Н.А. Александров, А.И. Савицкий, А.М. Масс // Холодильная техника. – 2013. – №3. – С. 22–25.
41. Калнинь, И.М. Системы централизованного теплоснабжения на базе теплонасосных установок / И.М. Калнинь // Холодильная техника. – 2011. – №1. – С. 23–28.
42. Карабанов, Ю.Ф. Расчет теплообменника: учебное пособие / Ю.Ф. Карабанов. – Иваново: ИЭИ – 1979. – 28 с.
43. Касаткин, А.С. Электротехника: уч. пособие для Вузов. / А.С. Касаткин, М. В. Немцов. – М.: Энергия – 2003. – 56 с.

44. Касимов, Р.Н. Расчет цикла одноступенчатой паровой холодильной машины, определение параметров хладагента и подбор компрессора. Методические указания для очной формы обучения. / Р.Н. Касимов, О.А. Кузнецов, Р.Ф. Сагитов. – Оренбург: ГОУ ОГУ – 1999. – 20 с.
45. Касьянов, В.Н. Графы в программировании: обработка, визуализация и применение / В.Н. Касьянов, В.А. Евстигнеев. – СПб.: БХВ-Петербург – 2003. – 1104 с.
46. Киборт, И.Д. Повышение эффективности котельной при помощи теплового насоса. / И.Д. Киборт // Материалы XIV международной молодежной научной конференции «Севергеоэкотех-2013». – 2013. – С. 354–356.
47. Кириллин, В.А. Техническая термодинамика / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. – М.: Энергоатомиздат – 1983. – 414 с.
48. Князев, Б.А. Начала обработки экспериментальных данных. Электронный учебник и программа обработки данных для начинающих: Учебное пособие / Б.А. Князев, В.С. Черкасский. – Новосибирск – 1996. – 93 с.
49. Кокорин, О.Я. Применение воздушных тепловых насосов в зданиях плавательных бассейнов и катков / О.Я. Кокорин // АВОК. – 2013. – №1. – С. 11–17.
50. Кокорин, О.Я. Установки кондиционирования воздуха. Основы расчета и проектирования / О.Я. Кокорин. – М.: Машиностроение – 1978. – 264 с.
51. Колюнов, О.А. Система двухступенчатой утилизации энергии вытяжного воздуха с использованием обращенной тепловой машины: автореф. дис. Канд. техн. наук : 05.04.03 / Колюнов Олег Андреевич. – СПб.: 2004. – 16 с.
52. Кондиционер центральный каркасно-панельный (КЦКП). Каталог фирмы «Вега», - М.: ИКФ «Каталог» – 2013. – 167 с.
53. Кошкин, Н.Н. Холодильные машины: Учебн. для втузов по специальности «Холодильные машины и установки» / Н.Н. Кошкин, И.А. Сакун,

Е.М. Бамбушек, и др.; Под общ. ред, И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние. – 1985. – 510 с.

54. Курепин, В.В. Обработка экспериментальных данных: Метод. указания к лабораторным работам для студентов 1, 2 и 3-го курсов всех спец / В.В. Курепин, И. В. Баранов – СПб.: СПбГУНиПТ – 2003. – 57 с.

55. Кэйс, В.М. Компактные теплообменники / В.М. Кэйс, А.Л. Лондон. – М.: Энергия – 1967. – 223 с.

56. Лебедев В.Ф. Холодильная техника / В.Ф. Лебедев, И.Г. Чумак, Г.Д. Аверин, Ю.Д. Румянцев, А.М. Хелемский. – М.: Агропромиздат – 1986. – 335 с.

57. Лебедев, В.В. Повышение эффективности роторных утилизаторов теплоты в системах кондиционирования воздуха: дис. ... канд. техн. наук : 05.04.03 / В.В. Лебедев. – СПб 2009. – 134 с.

58. Лебедев, П.Д. Краткий справочник по теплообменным аппаратам / П.Д. Лебедев. – М.: Госэнергоиздат – 1962. – 255 с.

59. Лебедев, П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки: учебник для студентов технических вузов / П.Д. Лебедев. – М.: Энергия – 1972. – 320 с.

60. Леппик, В.А. Энергетическая эффективность сжигания твердых бытовых отходов для использования теплоты в децентрализованном теплоснабжении: Дис. Канд. техн. наук : 05.04.02 / Леппик Владимир Александрович. – М.: 2008. – 152 с.

61. Литовский, Е.И. Промышленные тепловые насосы / Е.И. Литовский, Л.А. Левин. – М.: Энергоатомиздат – 1989. – 248 с.

62. Лобан, М.В. Повышение эффективности тепловых двигателей утилизацией тепла отработавших газов с использованием теплонасосной установки: Дис. Канд. техн. наук : 05.04.02 / Лобан Мальвина Васильевна. – М.: 2004. – 151 с.

63. Ломоносов, В.Ю. и др. Электротехника. / В.Ю Ломоносов. – М.: Энергоатомиздат – 1990. – 234 с.

64. Мазурова, О.К. Методические указания по расчету тепловых насосов для теплоснабжения / О.К Мазурова. – Ростов-на-Дону: Рост. гос. строит. ун-т. – 2004. – 19 с.
65. Мартыненко, О.Г. Справочник по теплообменникам: в 2 т. / пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко. – 1987. – Т.1 – 267 с.
66. Мартынов, А.В. Установки для трансформации тепла и охлаждения: Сборник задач: Учебное пособие для вузов / А.В. Мартынов – М.: Энергоатомиздат – 1989. – 200 с.
67. Меркулов, И.А. Газовая турбина / И.А. Меркулов, А.В. Квасников. – М.: Гостехиздат – 1957. – 56 с.
68. Милованов, А.Ю. Утилизаторы теплоты вытяжного воздуха как перспективное энергосберегающее мероприятие. / А.Ю. Милованов // Энергосбережение – 2015. – №5. – С. 14–18.
69. Морозов, В.В. Методы обработки результатов физического эксперимента. Учебное пособие / В.В Морозов, Б.Е. Сobotковский, И.Л. Шейнман, А.И. Мамыкина. – СПб: СПбГЭТУ «ЛЭТИ» – 2004. – 35 с.
70. Николаевский, В.Н. Конвективная диффузия в пористых средах / В.Н. Николаевский. – Прикл. мат. и мех. – 1959. – 1051 с.
71. Петухов Б.С. Справочник по теплообменникам / Б.С. Петухов, В.К. Шиков. – М.: Энергоатомиздат – 1987. – 560 с.
72. Полный расчет цикла воздушной холодильной машины с помощью ЭВМ: Метод. Указания для студентов специальностей 070200, 010700, 230100. / Изд. 2-е, перераб. и доп. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2002. – 18 с.
73. Проектирование кондиционирования воздуха / Комаров Е.А, Н.П. Ширяева, Д.С. Симонов. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ – 2009. – 44 с.
74. Проценко, В.П. Атомно-теплонасосная теплофикация (АТТ) как новое направление в развитии теплоэнергетики / В.П. Проценко // Энергосбережение и водоподготовка. – 2010. – №1. – С. 34–41.
75. Рей, Д. Тепловые насосы / Д. Рей, Д Макмайкл. – М.: Энергоиздат – 1982. – 224 с.

76. РОВЕН. Системы вентиляции и кондиционирования воздуха [Электронный ресурс]. URL:<http://www.rowen.ru/> (дата обращения: 01.10.2015).
77. Розенберг [Электронный ресурс]. URL:<http://www.rosenberg.ru/> (дата обращения: 02.10.2015).
78. Розенфельд, Л.М. Примеры расчетов холодильных машин и аппаратов / Л.М. Розенфельд, А.Г. Ткачев, Е.С. Гуревич – М.: ГИТЛ – 1960. – 238 с.
79. Розенфельд, Л.М. Холодильные машины и аппараты / Л.М. Розенфельд, А.Г. Ткачев - М.: Госторгиздат – 1960. – 656 с.
80. Розенфельд, Л.М. Холодильные машины и аппараты 2-е изд., перераб. и доп. / Л.М. Розенфельд, А.Г. Ткачев. – М.: Госторгиздат. – 1960. – 656 с.
81. Романков, П.Г. Процессы и аппараты химической промышленности. Учебник для техникумов / П.Г. Романков. – Л.: Химия – 1989. – 560 с.
82. Сакур, И.А. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. Учебное пособие для вузов по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» / И.А. Сакур, Е.М. Бамбушек, Н.Н. Бухарин, Е.Д. Герасимов. – Л.: Машиностроение – 1987. – 423 с.
83. СанПиН 2.2.4.548-96 Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений. – М.: ИИЦ Минздрава, 1997. – 20 с.
84. Свердлов, Г.З. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха / Г.З. Свердлов, Б.К. Явнель – М.: Пищевая пром-сть – 1978. – 273 с.
85. Смирнова, И.В. Справочник механика по холодильным установкам / И.В. Смирнова. – Л.: Агропромиздат – 1989. – 312 с.
86. Соколов, Е.Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: Учебное пособие для вузов / Е.Я. Соколов, В.М. Бородинский. – М.: Энергоиздат – 1981. – 320 с.
87. Сотников А.Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции. Том I / А.Г. Сотников. – СПб.: 2005 – 504 с.

88. Сотников А.Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции. Том II / А.Г. Сотников. – СПб.: 2006 – 416 с.
89. СП 131.13330.2012. Строительная климатология – М.: Минрегион России. 2012. – 109 с.
90. Стенин В.А. Использование теплонасосной установки в системах теплоснабжения / В.А. Стенин // Теплоэнергетика. – 1997. - №5. - С. 28-29.
91. Стенин, В.А. Теплонасосная установка для снижения удельного расхода сетевой воды в системах теплоснабжения / В.А. Стенин // Промышленная энергетика. – 1997. – №6. – С. 35-37.
92. Табунщиков, Ю.А. Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий / Ю.А. Табунщиков, М.М. Бродач. – М.: АВОК-ПРЕСС, 2002. – 194 с.
93. Тарабанов, М.Г. Энергоэффективные системы вентиляции и кондиционирования воздуха крупного торгового центра / М.Г. Тарабанов // АВОК. – 2013. – №1. – С. 24–29.
94. Тепловые насосы Buderus Logatherm [Электронный ресурс]. URL:<http://www.buderus.ru/> (дата обращения: 01.10.2015).
95. Тихонов, С.А. Труды ВЭИ / С.А. Тихонов – М.:Госэнергоиздат – 1963. – 169 с.
96. Тулайс, Д Утилизация низкопотенциального тепла с использованием тепловых насосов для повышения эффективности комбинированной выработки энергии / Д. Турлайс, А. Жигурс, А. Церс, С. Плискачев // Новости теплоснабжения. – 2009. – №10. – С. 12–15.
97. Турбин В.С. Методологические основы и конструктивно-технологические решения по защите окружающей среды от газовых выбросов теплогенерирующих установок. Дис. Канд. техн. наук : 05.23.03 / Турбин, Владимир Сергеевич. – М.: 2000. – 146 с.
98. Удовиченко, З.В. Утилизация теплоты и очистка вентиляционных выбросов стекловаренных печей в аппарате пленочного типа: Дис. Канд. техн. наук : 05.23.03 / Удовиченко, Злата Викторовна. – М.: 2000. – 151 с.

99. Уляшева, В.М., Энергосберегающие мероприятия на компрессорных станциях / В.М. Уляшева, И.Д. Киборт / «СОК» Ежемесячный специализированный журнал. – 2013. – №2. – С. 64 -69.
100. Файст, В Основные положения по проектированию пассивных домов / В. Файст, А.Е. Елохова. – М.: Изд-во АСВ. – 2008. – 144 с.
101. Филиппов, С.П. Перспективы применения тепловых насосов в России / С.П. Филиппов // Энергосовет. – 2011. – №5. – С. 12–19.
102. Фролов, В.П. Анализ эффективности использования тепловых насосов в централизованных системах горячего водоснабжения / В.П. Фролов, С.Н. Щербаков, М.В. Фролов, А.Я. Шелгинский // АВОК. – 2004. – № 2. – С. 15–16.
103. Чухин, И.М. Техническая термодинамика. Часть 1 / И.М. Чухин. – Иваново: ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина». – 2006. – 224 с.
104. Шавра, В.М. Основы холодильной техники и технологии / В.М. Шавра. – М.: Делипринт – 2004. – 272 с.
105. Шелковский, В.И. Утилизация и использование вторичных энергоресурсов компрессорных станций / В.И. Шелковский. – М.: Недра – 1991. – 276 с.
106. Шиляев, М.И. Типовые примеры расчета систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха: учебное пособие / М.И. Шиляев, Е.М. Хромова, Ю.Н. Дорошенко. – Томск: Издательство Томского государственного архитектурно-строительного университета – 2012. – 287 с.
107. Шпильрайн, Э.Э. Возможность использования теплового насоса на ТЭЦ / Э.Э. Шпильрайн // Теплоэнергетика. – 2003. – №7. – С. 54–56.
108. Щегляев, А.В. Паровые турбины / А.В. Щегляев. – М.: Энергоиздат – 1993. – 414 с.
109. Явнель, Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. / Б.К. Явнель. – М.: ВО «Агропромиздат» – 1988. – 225 с.

110. Янговский, Е.И. Промышленные тепловые насосы / Е.И. Янговский, Л.А. Левин. – М.: Энергоатомиздат – 1989. – 128 с.
111. Abrahamsson, M Interacting energy solutions lower the energy demand in buildings. / M. Abrahamsson // Pap. of 4-th conf. of VGTU. 2000. – С. 207–214.
112. Absorption heat pumps [Электронный ресурс] URL:<http://energy.gov/energysaver/articles/absorption-heat-pumps> (дата обращения 03.03.2015).
113. Air to water heat pumps – commercial [Электронный ресурс] URL:<http://www.heatpumps.org.uk/PdfFiles/HeatPumpAirToWaterDataSheetNo.3Domestic.pdf> (дата обращения 04.03.2015).
114. Air to water heat pumps – domestic [Электронный ресурс] URL:<http://www.heatpumps.org.uk/PdfFiles/HeatPumpAirToWaterDataSheetNo.1Domestic.pdf> (дата обращения 04.03.2015).
115. Chillventa Россия 2014 [Электронный ресурс]. URL:<http://www.chillventa-rossija.ru/> (дата обращения 02.03.2015).
116. Danfoss: Group Global [Электронный ресурс]. URL:<http://www.danfoss.com/> (дата обращения 02.03.2015).
117. Energy saving for London hotel [Электронный ресурс] URL:<http://www.heatpumps.org.uk/CaseExCommercial4.html> (дата обращения 04.03.2015).
118. ESCO – SCOSYS [Электронный ресурс] URL:[http://escoecosys.narod.ru/2010\\_7/art180.pdf](http://escoecosys.narod.ru/2010_7/art180.pdf) (дата обращения 04.03.2015).
119. Facts about heat pumps. [Электронный ресурс] URL:<http://www.heatpumps.org.uk/FactsAboutHeatPumps.html> (дата обращения 03.03.2015).
120. Geothermal heat pumps [Электронный ресурс] URL:<http://energy.gov/energysaver/articles/geothermal-heat-pumps> (дата обращения 03.03.2015).

121. Grzelczak, M The influence of window thermal insulating properties on waste of heat in buildings / M. Grzelczak // Pap. of 5-th conf. of VGTU. 2002. – С. 51–57.

122. Harris J. L. Will we have the right technology in place at the right time? / J. L. Harris // ЕНРА. – 2013. – №3. – С. 6–7.

123. Heat pump serves new Irish World Heritage Centre [Электронный ресурс] URL:<http://www.heatpumps.org.uk/PdfFiles/HeatPumpNewsNo.14.pdf> (дата обращения 04.03.2015).

124. Heat pump systems [Электронный ресурс] URL:<http://energy.gov/energysaver/articles/heat-pump-systems> (дата обращения 03.03.2015).

125. Heat pump water heater basics [Электронный ресурс] URL:<http://energy.gov/eere/energybasics/articles/heat-pump-water-heater-basics> (дата обращения 03.03.2015).

126. ИНР - Coefficient of Performance [Электронный ресурс] URL:[http://www.industrialheatpumps.nl/en/how\\_it\\_works/cop\\_heat\\_pump/](http://www.industrialheatpumps.nl/en/how_it_works/cop_heat_pump/) (дата обращения 04.03.2015)

127. Insolar [Электронный ресурс] URL:<http://www.insolar.ru/> (дата обращения 13.02.2016)

128. International Psychoanalytical Association [корпоративный сайт]. URL:<http://www.ipa.org.uk/> (дата обращения 30.06.2014).

129. Keisho Ka Heat Pump with Natural Refrigerant R 723 [Электронный ресурс] / Keisho Ka – URL: [http://www.eurammon.com/heat\\_pumps\\_eur\\_en.pdf](http://www.eurammon.com/heat_pumps_eur_en.pdf). Дата обращения 12.04.2013.

130. Peter W. E. Magnetic heating and refrigeration: A new technology of heat and cold production / W. E. Peter // Chubu Electric Power Press Release. – 2012. – №6. – С. 2–3.

131. Powergen enters new era of low-cost, low-carbon heating [Электронный ресурс] URL:<http://www.heatpumps.org.uk/CaseExDomestic.html> (дата обращения 04.03.2015).

132. Systemair [Электронный ресурс] URL:<https://www.systemair.com/> (дата обращения 13.02.2016).

133. The evolution of the U.S. heat pump market [Электронный ресурс] / M. Laps, G. Leader // – URL:<http://www.heatpumpcentre.org/en/hpppublications/Sidor/default.aspx> (дата обращения 30.06.2014).

134. Viessmann - Comprehensive product range of heating systems, oil, gas, wood, solar and heat pumps [Электронный ресурс]. URL:<http://www.viessmann.com/> (дата обращения 03.03.2015).

## Приложение А

**Материалы к методике подбора параметров утилизатора на основе воздушного теплового насоса**

15,37 ÷ 35,87 кВт													
1000 – 4300 м <sup>3</sup> /ч		-5					-10						
		30÷20	30÷15	30÷10	30÷5	30÷0	30÷20	30÷15	30÷10	30÷5	30÷0		
20 ÷ 5	-30 ÷ -15	Q15,37 F208,87 E1,15	5,08 F34 E1,87	5,18 F36 E1,82	5,27 F38 E1,76	5,36 F40 E1,72	5,44 F42 E1,67	Q15,37 F193,4 E1,17	5 F34 E1,91	5,1 F36 E1,85	5,19 F38 E1,8	5,27 F40 E1,75	5,36 F42 E1,7
	-25 ÷ -10		5,08 F38 E1,87	5,18 F40 E1,82	5,27 F42 E1,76	5,36 F46 E1,72	5,42 F50 E1,68		5 F38 E1,91	5,1 F40 E1,85	5,19 F42 E1,8	5,27 F46 E1,75	5,33 F50 E1,72
	-20 ÷ -5		5,08 F42 E1,87	5,18 F46 E1,82	5,24 F50 E1,78	5,33 F54 E1,73	5,42 F58 E1,68		5 F42 E1,91	5,1 F46 E1,85	5,16 F50 E1,81	5,25 F54 E1,76	5,33 F58 E1,72
	-15 ÷ 0		5,06 F50 E1,88	5,15 F54 E1,83	5,24 F58 E1,78	4,82 F63 E2,03	4,87 F72 E2		4,98 F50 E1,92	5,07 F54 E1,86	5,16 F58 E1,81	4,76 F63 E2,07	4,8 F72 E2,03
	-10 ÷ 5		5,06 F58 E1,88	4,65 F63 E2,15	4,71 F72 E2,11	4,79 F81 E2,05	4,87 F90 E2		4,98 F58 E1,92	4,59 F63 E2,19	4,64 F72 E2,14	4,73 F81 E2,09	4,8 F90 E2,03
	-5 ÷ 10		4,53 F72 E2,24	4,62 F81 E2,17	4,71 F90 E2,11	4,35 F108 E2,38	4,06 F130 E2,63		4,47 F72 E2,27	4,56 F81 E2,21	4,64 F90 E2,14	4,3 F108 E2,41	4,01 F130 E2,67
25 ÷ 5	-30 ÷ -10	Q20,5 F341,09 E2,37	4,22 F48 E2,49	4,28 F50 E2,41	4,35 F54 E2,34	4,41 F56 E2,28	4,46 F60 E2,22	Q20,5 F166,23 E1	5,79 F48 E2,54	5,91 F50 E2,46	6,04 F54 E2,39	6,16 F56 E2,33	6,27 F60 E2,26
	-25 ÷ -5		4,22 F54 E2,49	4,28 F56 E2,41	4,35 F60 E2,34	4,06 F66 E2,68	4,1 F72 E2,63		5,79 F54 E2,54	5,91 F56 E2,46	6,04 F60 E2,39	5,5 F66 E2,72	5,57 F72 E2,67
	-20 ÷ 0		4,22 F60 E2,49	3,94 F66 E2,84	3,98 F72 E2,78	4,04 F78 E2,7	4,1 F84 E2,63		5,79 F60 E2,54	5,27 F66 E2,88	5,36 F72 E2,82	5,47 F78 E2,75	5,57 F84 E2,67
	-15 ÷ 5		3,86 F72 E2,94	3,92 F78 E2,86	3,98 F84 E2,78	3,73 F96 E3,12	3,79 F108 E3,04		5,13 F72 E2,99	5,24 F78 E2,9	5,36 F84 E2,82	4,92 F96 E3,17	5,01 F108 E3,08
	-10 ÷ 10		3,86 F84 E2,94	3,61 F96 E3,3	3,68 F108 E3,21	3,73 F120 E3,12	3,52 F140 E3,45		5,13 F84 E2,99	4,71 F96 E3,35	4,81 F108 E3,25	4,92 F120 E3,17	4,56 F140 E3,49
	-5 ÷ 15		3,55 F108 E3,4	3,61 F120 E3,3	3,41 F140 E3,64	3,24 F168 E3,96	3,09 F210 E4,27		4,6 F108 E3,45	4,71 F120 E3,35	4,37 F140 E3,68	4,09 F168 E4	3,86 F210 E4,31
30 ÷ 5	-30 ÷ -5	Q25,62 F454,96 E3,58	3,55 F63 E3,63	3,61 F66 E3,52	3,65 F72 E3,44	3,7 F75 E3,35	3,74 F81 E3,26	Q25,62 F253,47 E2,29	4,28 F63 E3,69	4,36 F66 E3,58	4,42 F72 E3,5	4,5 F75 E3,4	4,57 F81 E3,31
	-25 ÷ 0		3,54 F72 E3,65	3,6 F75 E3,54	3,65 F81 E3,44	3,7 F90 E3,35	3,49 F96 E3,76		4,27 F72 E3,71	4,35 F75 E3,6	4,42 F81 E3,5	4,5 F90 E3,4	4,19 F96 E3,82
	-20 ÷ 5		3,54 F81 E3,65	3,6 F90 E3,54	3,39 F96 E3,97	3,44 F108 E3,86	3,49 F120 E3,76		4,27 F81 E3,71	4,35 F90 E3,6	4,05 F96 E4,03	4,13 F108 E3,92	4,19 F120 E3,82
	-15 ÷ 10		3,29 F96 E4,21	3,34 F108 E4,09	3,39 F120 E3,97	3,22 F135 E4,38	3,27 F150 E4,26		3,9 F96 E4,27	3,98 F108 E4,15	4,05 F120 E4,03	3,81 F135 E4,43	3,88 F150 E4,32
	-10 ÷ 15		3,29 F120 E4,21	3,12 F135 E4,63	3,17 F150 E4,5	3,02 F180 E4,89	2,89 F210 E5,27		3,9 F120 E4,27	3,67 F135 E4,69	3,74 F150 E4,56	3,54 F180 E4,95	3,36 F210 E5,32
	-5 ÷ 20		3,07 F150 E4,77	2,93 F180 E5,18	2,8 F210 E5,56	2,56 F270 E6,44	2,25 F360 E7,78		3,6 F150 E4,83	3,4 F180 E5,24	3,24 F210 E5,62	2,92 F270 E6,5	2,53 F360 E7,84

Рисунок А.1 – Фрагмент таблицы подбора параметров утилизатора на основе воздушного теплового насоса. Диапазон КПЭ 5,08 ÷ 2,53. Расход воздуха: 1000 ÷ 4300 м<sup>3</sup>/ч; Тепловая мощность: 15,37 ÷ 35,87 кВт; Хладагент: R134a

1000 – 4300 M <sup>3</sup> /ч		-15					-20						
		30÷20	30÷15	30÷10	30÷5	30÷0	30÷20	30÷15	30÷10	30÷5	30÷0		
20 ÷ 5	-30 ÷ -15	Q15,37 F99,41 E0,71	5,78 F34 E1,95	5,91 F36 E1,89	6,03 F38 E1,84	6,16 F40 E1,78	6,27 F42 E1,74	Q15,37 F108,9 E0,71	5,69 F34 E1,99	5,82 F36 E1,93	5,94 F38 E1,87	6,06 F40 E1,82	6,18 F42 E1,78
	-25 ÷ -10		5,78 F38 E1,95	5,91 F40 E1,89	6,03 F42 E1,84	6,16 F46 E1,78	6,24 F50 E1,75		5,69 F38 E1,99	5,82 F40 E1,93	5,94 F42 E1,87	6,06 F46 E1,82	6,15 F50 E1,79
	-20 ÷ -5		5,78 F42 E1,95	5,91 F46 E1,89	6 F50 E1,85	6,12 F54 E1,8	6,24 F58 E1,75		5,69 F42 E1,99	5,82 F46 E1,93	5,91 F50 E1,89	6,03 F54 E1,84	6,15 F58 E1,79
	-15 ÷ 0		5,75 F50 E1,96	5,88 F54 E1,9	6 F58 E1,85	5,46 F63 E2,1	5,53 F72 E2,07		5,66 F50 E2	5,79 F54 E1,94	5,91 F58 E1,89	5,39 F63 E2,14	5,45 F72 E2,11
	-10 ÷ 5		5,75 F58 E1,96	5,23 F63 E2,22	5,31 F72 E2,18	5,42 F81 E2,12	5,53 F90 E2,07		5,66 F58 E2	5,16 F63 E2,26	5,24 F72 E2,22	5,35 F81 E2,16	5,45 F90 E2,11
	-5 ÷ 10		5,08 F72 E2,31	5,2 F81 E2,24	5,31 F90 E2,18	4,87 F108 E2,45	4,5 F130 E2,7		5,01 F72 E2,35	5,13 F81 E2,28	5,24 F90 E2,22	4,81 F108 E2,49	4,45 F130 E2,74
25 ÷ 5	-30 ÷ -10	Q20,5 F191,75 E1,43	5,09 F48 E2,59	5,19 F50 E2,51	5,29 F54 E2,44	5,38 F56 E2,37	5,47 F60 E2,31	Q20,5 F110,11 E0,89	5,8 F48 E2,65	5,93 F50 E2,57	6,06 F54 E2,49	6,18 F56 E2,42	6,3 F60 E2,36
	-25 ÷ -5		5,09 F54 E2,59	5,19 F56 E2,51	5,29 F60 E2,44	4,87 F66 E2,77	4,93 F72 E2,72		5,8 F54 E2,65	5,93 F56 E2,57	6,06 F60 E2,49	5,52 F66 E2,82	5,6 F72 E2,77
	-20 ÷ 0		5,09 F60 E2,59	4,69 F66 E2,93	4,76 F72 E2,87	4,85 F78 E2,79	4,93 F84 E2,72		5,8 F60 E2,65	5,28 F66 E2,99	5,37 F72 E2,92	5,49 F78 E2,84	5,6 F84 E2,77
	-15 ÷ 5		4,58 F72 E3,05	4,67 F78 E2,95	4,76 F84 E2,87	4,41 F96 E3,21	4,49 F108 E3,13		5,13 F72 E3,1	5,25 F78 E3,01	5,37 F84 E2,92	4,93 F96 E3,26	5,03 F108 E3,18
	-10 ÷ 10		4,58 F84 E3,05	4,24 F96 E3,4	4,33 F108 E3,3	4,41 F120 E3,21	4,12 F140 E3,54		5,13 F84 E3,1	4,72 F96 E3,45	4,83 F108 E3,35	4,93 F120 E3,26	4,57 F140 E3,59
	-5 ÷ 15		4,15 F108 E3,5	4,24 F120 E3,4	3,97 F140 E3,73	3,74 F168 E4,05	3,54 F210 E4,36		4,61 F108 E3,56	4,72 F120 E3,45	4,38 F140 E3,79	4,1 F168 E4,1	3,87 F210 E4,41
30 ÷ 5	-30 ÷ -5	Q25,62 F151,81 E1,19	5,17 F63 E3,76	5,29 F66 E3,65	5,39 F72 E3,56	5,5 F75 E3,46	5,61 F81 E3,37	Q25,62 F190,77 E1,72	4,62 F63 E3,83	4,72 F66 E3,71	4,79 F72 E3,63	4,88 F75 E3,53	4,97 F81 E3,43
	-25 ÷ 0		5,15 F72 E3,78	5,27 F75 E3,67	5,39 F81 E3,56	5,5 F90 E3,46	5,05 F96 E3,87		4,6 F72 E3,85	4,7 F75 E3,73	4,79 F81 E3,63	4,88 F90 E3,53	4,53 F96 E3,94
	-20 ÷ 5		5,15 F81 E3,78	5,27 F90 E3,67	4,85 F96 E4,09	4,95 F108 E3,98	5,05 F120 E3,87		4,6 F81 E3,85	4,7 F90 E3,73	4,36 F96 E4,16	4,45 F108 E4,04	4,53 F120 E3,94
	-15 ÷ 10		4,63 F96 E4,34	4,74 F108 E4,21	4,85 F120 E4,09	4,5 F135 E4,49	4,6 F150 E4,38		4,18 F96 E4,41	4,27 F108 E4,28	4,36 F120 E4,16	4,08 F135 E4,56	4,16 F150 E4,44
	-10 ÷ 15		4,63 F120 E4,34	4,31 F135 E4,75	4,41 F150 E4,62	4,13 F180 E5,01	3,9 F210 E5,38		4,18 F120 E4,41	3,92 F135 E4,82	4 F150 E4,69	3,77 F180 E5,07	3,58 F210 E5,44
	-5 ÷ 20		4,2 F150 E4,9	3,95 F180 E5,3	3,73 F210 E5,68	3,31 F270 E6,56	2,82 F360 E7,89		3,83 F150 E4,97	3,62 F180 E5,37	3,43 F210 E5,74	3,07 F270 E6,62	2,65 F360 E7,96

Рисунок А.2 – Фрагмент таблицы подбора параметров утилизатора на основе воздушного теплового насоса. Диапазон КПЭ 5,78 ÷ 2,565

1000 – 4300 м <sup>3</sup> /ч		-5					-10					
		30÷20	30÷15	30÷10	30÷5	30÷0	30÷20	30÷15	30÷10	30÷5	30÷0	
35 ÷ 5	-30 ÷ 0	4,37 F81 E4,36	4,45 F84 E4,23	4,53 F90 E4,11	4,22 F100 E4,61	4,29 F108 E4,48	Q30,74 F337,21 E3,37	3,94 F81 E4,43	4,01 F84 E4,3	4,08 F90 E4,18	3,82 F100 E4,67	3,88 F108 E4,55
	-25 ÷ 5	4,37 F90 E4,36	4,07 F100 E4,87	4,15 F108 E4,74	4,22 F116 E4,61	3,96 F130 E5,08		3,94 F90 E4,43	3,7 F100 E4,95	3,76 F108 E4,8	3,82 F116 E4,67	3,61 F130 E5,15
	-20 ÷ 10	3,99 F108 E5,03	4,07 F116 E4,87	3,82 F130 E5,36	3,89 F140 E5,22	3,68 F162 E5,68		3,63 F108 E5,1	3,7 F116 E4,95	3,49 F130 E5,43	3,55 F140 E5,28	3,38 F162 E5,74
	-15 ÷ 15	3,67 F130 E5,69	3,75 F140 E5,52	3,55 F162 E5,99	3,61 F180 E5,83	3,44 F210 E6,27		3,37 F130 E5,76	3,43 F140 E5,59	3,26 F162 E6,06	3,32 F180 E5,89	3,17 F210 E6,34
	-10 ÷ 20	3,4 F162 E6,36	3,48 F180 E6,17	3,31 F210 E6,62	2,97 F252 E7,66	2,71 F319 E8,65		3,14 F162 E6,43	3,2 F180 E6,24	3,06 F210 E6,69	2,77 F252 E7,73	2,54 F319 E8,72
	-5 ÷ 25	3,17 F210 E7,02	2,85 F252 E8,1	2,6 F319 E9,13	2,3 F420 E10,72	1,78 F630 E14,61		2,94 F210 E7,09	2,66 F252 E8,17	2,45 F319 E9,2	2,17 F420 E10,78	1,7 F630 E14,67
40 ÷ 5	-30 ÷ 5	3,96 F100 E5,84	4,04 F108 E5,66	4,11 F116 E5,5	3,87 F125 E5,9	3,93 F135 E5,9	Q35,87 F417,86 E4,03	3,61 F100 E5,92	3,67 F108 E5,75	3,73 F116 E5,58	3,53 F125 E6,13	3,59 F135 E5,97
	-25 ÷ 10	3,96 F116 E5,84	3,72 F125 E6,41	3,8 F135 E6,23	3,87 F150 E6,05	3,66 F168 E6,58		3,61 F116 E5,92	3,41 F125 E6,49	3,47 F135 E6,31	3,53 F150 E6,13	3,36 F168 E6,66
	-20 ÷ 15	3,65 F135 E6,61	3,72 F150 E6,41	3,53 F168 E6,95	3,36 F189 E7,47	3,42 F210 E7,27		3,35 F135 E6,69	3,41 F150 E6,49	3,24 F168 E7,03	3,1 F189 E7,55	3,15 F210 E7,35
	-15 ÷ 20	3,38 F168 E7,38	3,22 F189 E7,9	3,29 F210 E7,68	2,96 F252 E8,88	2,86 F300 E9,34		3,12 F168 E7,46	2,99 F189 E7,99	3,04 F210 E7,76	2,76 F252 E8,96	2,67 F300 E9,41
	-10 ÷ 25	3,16 F210 E8,15	2,84 F252 E9,4	2,74 F300 E9,86	2,4 F377 E11,71	2,06 F493 E14,16		2,93 F210 E8,23	2,66 F252 E9,48	2,57 F300 E9,94	2,27 F377 E11,79	1,96 F493 E14,23
	-5 ÷ 30	2,62 F300 E10,46	2,3 F377 E12,39	1,98 F493 E14,94	1,53 F750 E20,19	0,91 F1470 E36,19		2,46 F300 E10,54	2,17 F377 E12,47	1,88 F493 E15,02	1,48 F750 E20,27	0,89 F1470 E36,27

Рисунок А.3 – Фрагмент таблицы подбора параметров утилизатора на основе воздушного теплового насоса. Диапазон КПЭ 4,37 ÷ 0,89

1000 – 4300 M <sup>3</sup> /ч		-15					-20					
		30 ÷ 20	30 ÷ 15	30 ÷ 10	30 ÷ 5	30 ÷ 0	30 ÷ 20	30 ÷ 15	30 ÷ 10	30 ÷ 5	30 ÷ 0	
35 ÷ 5	-30 ÷ 0	4,72 F81 E4,51	4,82 F84 E4,38	4,91 F90 E4,25	4,55 F100 E4,74	4,64 F108 E4,62	Q30,74 F140,6 E1,4	5,13 F81 E4,6	5,25 F84 E4,46	5,37 F90 E4,33	4,95 F100 E4,82	5,05 F108 E4,69
	-25 ÷ 5	4,72 F90 E4,51	4,37 F100 E5,02	4,46 F108 E4,88	4,55 F116 E4,74	4,26 F130 E5,21		5,13 F90 E4,6	4,73 F100 E5,1	4,84 F108 E4,96	4,95 F116 E4,82	4,6 F130 E5,29
	-20 ÷ 10	4,28 F108 E5,18	4,37 F116 E5,02	4,09 F130 E5,51	4,18 F140 E5,36	3,93 F162 E5,81		4,62 F108 E5,26	4,73 F116 E5,1	4,4 F130 E5,58	4,5 F140 E5,43	4,22 F162 E5,88
	-15 ÷ 15	3,92 F130 E5,84	4,01 F140 E5,67	3,78 F162 E6,13	3,86 F180 E5,97	3,65 F210 E6,41		4,2 F130 E5,93	4,3 F140 E5,75	4,04 F162 E6,21	4,13 F180 E6,04	3,9 F210 E6,48
	-10 ÷ 20	3,61 F162 E6,51	3,69 F180 E6,31	3,51 F210 E6,76	3,13 F252 E7,8	2,85 F319 E8,79		3,85 F162 E6,59	3,95 F180 E6,39	3,73 F210 E6,84	3,32 F252 E7,88	3 F319 E8,86
	-5 ÷ 25	3,35 F210 E7,17	3 F252 E8,25	2,73 F319 E9,27	2,39 F420 E10,86	1,84 F630 E14,74		3,55 F210 E7,26	3,16 F252 E8,33	2,86 F319 E9,35	2,49 F420 E10,93	1,9 F630 E14,82
40 ÷ 5	-30 ÷ 5	3,93 F100 E6,01	4,01 F108 E5,83	4,09 F116 E5,67	3,85 F125 E6,22	3,92 F135 E6,05	Q35,87 F177,8 E2,34	4,24 F100 E6,11	4,34 F108 E5,93	4,43 F116 E5,76	4,15 F125 E6,31	4,23 F135 E6,14
	-25 ÷ 10	3,93 F116 E6,01	3,7 F125 E6,58	3,78 F135 E6,39	3,85 F150 E6,22	3,64 F168 E6,74		4,24 F116 E6,11	3,98 F125 E6,68	4,06 F135 E6,48	4,15 F150 E6,31	3,91 F168 E6,83
	-20 ÷ 15	3,63 F135 E6,78	3,7 F150 E6,58	3,51 F168 E7,12	3,34 F189 E7,63	3,4 F210 E7,43		3,89 F135 E6,88	3,98 F150 E6,68	3,75 F168 E7,21	3,56 F189 E7,72	3,64 F210 E7,52
	-15 ÷ 20	3,36 F168 E7,55	3,21 F189 E8,08	3,28 F210 E7,84	2,95 F252 E9,04	2,85 F300 E9,5		3,59 F168 E7,65	3,41 F189 E8,17	3,49 F210 E7,94	3,13 F252 E9,13	3,01 F300 E9,58
	-10 ÷ 25	3,14 F210 E8,32	2,83 F252 E9,57	2,73 F300 E10,02	2,39 F377 E11,87	2,06 F493 E14,31		3,33 F210 E8,42	2,99 F252 E9,66	2,88 F300 E10,11	2,51 F377 E11,96	2,14 F493 E14,4
	-5 ÷ 30	2,61 F300 E10,63	2,29 F377 E12,56	1,97 F493 E15,11	1,53 F750 E20,35	0,91 F1470 E36,35		2,74 F300 E10,73	2,39 F377 E12,65	2,04 F493 E15,2	1,57 F750 E20,44	0,92 F1470 E36,43

Рисунок А.4 – Фрагмент таблицы подбора параметров утилизатора на основе воздушного теплового насоса. Диапазон КПЭ 4,72 ÷ 0,92

Таблица А.1 – Переводные коэффициенты для диапазона расхода воздуха  
 $1000 \div 4300 \text{ м}^3/\text{ч}$

Расход воздуха L	КПЭ	Утилизированная энергия, Q	Запраченная энергия на преодоление сопротивления испарителя, E <sub>evo</sub>	Запраченная энергия на преодоление сопротивления конденсатора и обеспечение цикла, E	Площадь теплообменной поверхности испарителя, F <sub>evo</sub>	Площадь теплообменной поверхности конденсатора, F <sub>cond</sub>
1000	1,6318	0,333	0,122	0,369	0,640	0,628
1100	1,577	0,367	0,131	0,388	0,657	0,643
1200	1,527	0,400	0,142	0,408	0,673	0,658
1300	1,481	0,433	0,158	0,429	0,690	0,674
1400	1,438	0,467	0,178	0,450	0,707	0,689
1500	1,399	0,500	0,201	0,473	0,724	0,706
1600	1,362	0,533	0,228	0,498	0,741	0,722
1700	1,327	0,567	0,258	0,523	0,758	0,739
1800	1,294	0,600	0,293	0,550	0,776	0,757
1900	1,263	0,633	0,331	0,578	0,794	0,774
2000	1,233	0,667	0,373	0,607	0,812	0,793
2100	1,205	0,700	0,419	0,639	0,830	0,811
2200	1,178	0,733	0,468	0,671	0,848	0,830
2300	1,153	0,767	0,522	0,705	0,866	0,850
2400	1,128	0,800	0,579	0,741	0,885	0,870
2500	1,105	0,833	0,640	0,779	0,904	0,890
2600	1,082	0,867	0,704	0,819	0,923	0,911
2700	1,061	0,900	0,772	0,861	0,942	0,933
2800	1,040	0,933	0,845	0,905	0,961	0,955
2900	1,019	0,967	0,920	0,951	0,980	0,977
3000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
3100	0,981	1,033	1,083	1,051	1,020	1,024
3200	0,963	1,067	1,171	1,105	1,040	1,048
3300	0,945	1,100	1,261	1,161	1,060	1,072
3400	0,928	1,133	1,356	1,221	1,080	1,097
3500	0,911	1,167	1,454	1,283	1,101	1,123
3600	0,895	1,200	1,557	1,349	1,121	1,150
3700	0,879	1,233	1,663	1,418	1,142	1,177
3800	0,864	1,267	1,772	1,490	1,163	1,204
3900	0,849	1,300	1,886	1,566	1,184	1,233
4000	0,835	1,333	2,003	1,646	1,205	1,262
4100	0,820	1,367	2,124	1,730	1,227	1,291
4200	0,806	1,400	2,249	1,819	1,249	1,322
4300	0,793	1,433	2,377	1,912	1,270	1,353

## Приложение Б

### Базы данных адаптированные к применению в виртуальной модели СУ на основе воздушного теплового насоса

Таблица Б.1 – Параметры хладагента R134a на линии насыщения

<b>T</b>	<b>P</b>	<b>vg</b>	<b>vp</b>	<b>pg</b>	<b>pp</b>	<b>hg</b>	<b>hp</b>	<b>utp</b>	<b>sg</b>	<b>sp</b>
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
-45	0,85	0,70	0,27	1,42	3,97	150,09	386,17	236,08	0,80	1,84
-40	1,05	0,71	0,21	1,41	4,86	155,32	388,52	233,20	0,82	1,82
-35	1,41	0,72	0,17	1,39	6,11	160,40	390,58	230,10	0,85	1,81
-30	1,78	0,72	0,13	1,38	7,36	165,49	392,63	227,00	0,87	1,80
-29	1,82	0,73	0,13	1,28	7,70	166,56	393,10	226,33	0,87	1,80
-28	1,86	0,73	0,12	1,25	7,79	167,64	393,56	226,17	0,88	1,80
-27	1,91	0,73	0,12	1,21	7,93	168,72	394,03	225,89	0,88	1,80
-26	1,96	0,73	0,11	1,12	8,22	169,80	394,48	225,33	0,88	1,80
-25	2,02	0,73	0,11	0,86	9,07	170,89	394,94	223,66	0,89	1,79
-24	2,08	0,73	0,11	0,76	9,41	171,98	395,39	222,99	0,90	1,79
-23	2,15	0,73	0,10	0,74	9,49	173,07	395,83	222,83	0,90	1,79
-22	2,22	0,73	0,10	0,69	9,64	174,16	396,28	222,55	0,90	1,79
-21	2,29	0,74	0,10	0,61	9,92	175,26	396,72	221,99	0,90	1,79
-20	2,37	0,74	0,10	0,35	10,77	176,37	397,15	220,32	0,91	1,78
-19	2,45	0,74	0,09	0,35	11,22	177,47	397,58	219,60	0,92	1,78
-18	2,54	0,74	0,09	0,35	11,34	178,58	398,01	219,42	0,92	1,78
-17	2,63	0,74	0,09	0,34	11,53	179,70	398,44	219,12	0,92	1,78
-16	2,72	0,74	0,08	0,34	11,90	180,81	398,86	218,52	0,92	1,78
-15	2,82	0,75	0,08	0,33	13,04	181,93	399,28	216,73	0,94	1,78
-14	2,93	0,75	0,08	0,33	13,49	183,06	399,69	216,01	0,94	1,77
-13	3,03	0,75	0,08	0,33	13,60	184,18	400,10	215,83	0,94	1,77
-12	3,15	0,75	0,07	0,33	13,79	185,31	400,51	215,53	0,94	1,77
-11	3,26	0,75	0,07	0,33	14,17	186,45	400,91	214,93	0,95	1,77
-10	3,38	0,76	0,07	0,32	15,30	187,59	401,31	213,13	0,96	1,77
-9	3,51	0,76	0,07	0,31	15,89	188,73	401,71	212,35	0,96	1,77
-8	3,64	0,76	0,07	0,31	16,04	189,87	402,10	212,16	0,96	1,77
-7	3,77	0,76	0,06	0,31	16,29	191,02	402,49	211,84	0,96	1,76
-6	3,91	0,76	0,06	0,31	16,78	192,17	402,87	211,19	0,97	1,76
-5	4,05	0,77	0,06	0,30	18,26	193,32	403,25	209,25	0,98	1,76
-4	4,19	0,77	0,06	0,30	18,85	194,48	403,63	208,47	0,98	1,76
-3	4,34	0,77	0,06	0,30	19,00	195,64	404,01	208,27	0,98	1,76
-2	4,50	0,77	0,05	0,30	19,24	196,80	404,38	207,95	0,99	1,76
-1	4,65	0,77	0,05	0,29	19,74	197,97	404,75	207,30	0,99	1,76
0	4,82	0,78	0,05	0,28	21,21	199,14	405,11	205,36	1,00	1,75
1	4,98	0,78	0,05	0,28	21,97	200,32	405,47	204,52	1,00	1,71
2	5,15	0,78	0,05	0,28	22,16	201,50	405,83	204,31	1,01	1,71

Продолжение таблицы Б.1

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
3	5,33	0,78	0,05	0,28	22,48	202,68	406,18	203,96	1,01	1,69
4	5,51	0,78	0,05	0,28	23,11	203,86	406,53	203,26	1,01	1,66
5	5,69	0,79	0,04	0,27	25,01	205,05	406,87	201,16	1,02	1,56
6	5,88	0,79	0,04	0,26	25,77	206,24	407,22	200,32	1,03	1,53
7	6,07	0,79	0,04	0,26	25,96	207,44	407,55	200,11	1,03	1,52
8	6,26	0,79	0,04	0,26	26,28	208,63	407,89	199,76	1,03	1,50
9	6,46	0,79	0,04	0,26	26,91	209,84	408,22	199,06	1,03	1,47
10	6,67	0,80	0,04	0,25	28,81	211,04	408,55	196,96	1,04	1,38
11	6,88	0,80	0,04	0,25	29,78	212,25	408,87	196,05	1,05	1,41
12	7,09	0,80	0,04	0,25	30,02	213,46	409,19	195,82	1,05	1,42
13	7,31	0,80	0,03	0,24	30,42	214,68	409,51	195,44	1,05	1,44
14	7,53	0,81	0,03	0,24	31,22	215,90	409,82	194,68	1,05	1,46
15	7,75	0,81	0,03	0,23	33,64	217,12	410,13	192,40	1,06	1,55
16	7,98	0,81	0,03	0,23	34,60	218,34	410,44	191,48	1,07	1,59
17	8,22	0,82	0,03	0,23	34,84	219,57	410,74	191,25	1,07	1,59
18	8,45	0,82	0,03	0,23	35,24	220,80	411,04	190,87	1,07	1,61
19	8,70	0,82	0,03	0,22	36,05	222,04	411,34	190,11	1,07	1,64
20	8,94	0,82	0,03	0,21	38,46	223,28	411,63	187,83	1,08	1,72
21	9,19	0,83	0,03	0,21	39,68	224,52	411,91	186,83	1,09	1,72
22	9,45	0,83	0,03	0,21	39,99	225,77	412,20	186,59	1,09	1,72
23	9,71	0,83	0,03	0,21	40,49	227,02	412,48	186,17	1,09	1,72
24	9,97	0,83	0,02	0,20	41,51	228,27	412,76	185,34	1,09	1,72
25	10,24	0,84	0,02	0,19	44,56	229,53	413,03	182,85	1,10	1,72
26	10,51	0,84	0,02	0,19	45,78	230,79	413,30	181,85	1,11	1,72
27	10,78	0,84	0,02	0,19	46,08	232,05	413,57	181,61	1,11	1,72
28	11,06	0,84	0,02	0,19	46,59	233,31	413,83	181,19	1,11	1,72
29	11,35	0,84	0,02	0,18	47,61	234,58	414,09	180,36	1,12	1,72
30	11,63	0,85	0,02	0,17	50,66	235,86	414,35	177,87	1,13	1,71
31	11,93	0,85	0,02	0,17	52,20	237,13	414,60	176,77	1,13	1,71
32	12,22	0,86	0,02	0,17	52,58	238,41	414,85	176,50	1,13	1,71
33	12,52	0,86	0,02	0,17	53,22	239,70	415,09	176,04	1,13	1,71
34	12,83	0,86	0,02	0,16	54,51	240,98	415,33	175,12	1,14	1,71
35	13,14	0,87	0,02	0,15	58,35	242,27	415,57	172,38	1,15	1,71
36	13,45	0,87	0,02	0,15	59,89	243,57	415,80	171,28	1,15	1,70
37	13,77	0,87	0,02	0,15	60,28	244,86	416,03	171,00	1,15	1,70
38	14,09	0,87	0,02	0,15	60,92	246,16	416,26	170,54	1,15	1,70
39	14,42	0,88	0,02	0,14	62,20	247,47	416,49	169,63	1,16	1,70
40	14,75	0,88	0,01	0,13	66,05	248,78	416,70	166,88	1,17	1,70

$T$  – температура, °С;  $P$  – абсолютное давление,  $10^5$  Па;  $v_g$  – удельный объем жидкой фазы,  $\text{дм}^3/\text{кг}$ ;  $v_p$  – удельный объем пара,  $\text{дм}^3/\text{кг}$ ;  $\rho_v$  – плотность жидкой фазы,  $\text{кг}/\text{дм}^3$ ;  $\rho_p$  – плотность пара,  $\text{кг}/\text{дм}^3$ ;  $h_g$  – удельная энтальпия жидкой фазы,  $\text{кДж}/\text{кг}$ ;  $h_p$  – удельная энтальпия пара,  $\text{кДж}/\text{кг}$ ;  $s_g$  – удельная энтропия жидкой фазы,  $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;  $s_p$  – удельная энтропия пара,  $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;  $u_{tr}$  – удельная теплота парообразования,  $\text{кДж}/\text{кг}$ .

Таблица Б.2 – База данных соотношения  $Nt$ ,  $Et$  и  $Wc$  для диапазона  $Wc$   $1 \div 5$ 

<b>e</b>	<b>5</b>	<b>4,5</b>	<b>4</b>	<b>3,5</b>	<b>3</b>	<b>2,5</b>	<b>2</b>	<b>1,5</b>	<b>1</b>
0,10	0,205	0,193	0,186	0,181	0,176	0,171	0,168	0,165	0,163
0,11	0,268	0,239	0,222	0,210	0,198	0,188	0,181	0,175	0,171
0,12	0,351	0,295	0,264	0,244	0,223	0,206	0,194	0,185	0,179
0,13	0,459	0,365	0,314	0,283	0,251	0,226	0,209	0,196	0,187
0,14	0,601	0,451	0,374	0,328	0,283	0,248	0,224	0,207	0,195
0,15	0,787	0,557	0,445	0,381	0,319	0,273	0,241	0,219	0,204
0,16	1,030	0,689	0,530	0,441	0,359	0,299	0,259	0,231	0,213
0,17	1,348	0,851	0,631	0,512	0,404	0,328	0,279	0,245	0,223
0,18	1,765	1,052	0,752	0,594	0,455	0,360	0,300	0,259	0,233
0,19	2,311	1,301	0,895	0,689	0,512	0,395	0,322	0,274	0,243
0,20	3,025	1,608	1,065	0,799	0,576	0,433	0,346	0,289	0,254
0,21		1,987	1,269	0,927	0,649	0,475	0,372	0,306	0,266
0,22		2,456	1,510	1,075	0,731	0,522	0,400	0,324	0,278
0,23		3,035	1,798	1,247	0,823	0,572	0,430	0,342	0,291
0,24			2,141	1,446	0,927	0,628	0,463	0,362	0,304
0,25			2,549	1,677	1,043	0,689	0,497	0,383	0,317
0,26			3,035	1,945	1,175	0,756	0,535	0,405	0,332
0,27				2,256	1,323	0,829	0,575	0,428	0,347
0,28				2,617	1,489	0,910	0,618	0,453	0,362
0,29				3,035	1,677	0,998	0,664	0,479	0,379
0,30					1,888	1,095	0,714	0,506	0,396
0,31					2,126	1,201	0,768	0,535	0,414
0,32					2,394	1,318	0,825	0,566	0,433
0,33					2,696	1,446	0,887	0,599	0,452
0,34					3,035	1,586	0,954	0,633	0,473
0,35						1,740	1,025	0,670	0,494
0,36						1,910	1,102	0,708	0,517
0,37						2,095	1,185	0,749	0,540
0,38						2,298	1,274	0,792	0,564
0,39						2,522	1,370	0,838	0,590
0,40						2,767	1,472	0,886	0,617
0,41						3,035	1,583	0,937	0,645
0,42						3,330	1,702	0,991	0,674
0,43						3,654	1,829	1,048	0,704
0,44						4,009	1,966	1,108	0,736
0,45							2,114	1,172	0,769
0,46							2,273	1,240	0,804
0,47							2,443	1,311	0,841
0,48							2,626	1,387	0,879
0,49							2,824	1,466	0,918
0,50							3,035	1,551	0,960

Таблица Б.3 – База данных соотношения  $Nt$ ,  $Et$  и  $Wc$  для диапазона  $Wc$  0,1÷0,9

<b>e</b>	<b>0,9</b>	<b>0,8</b>	<b>0,7</b>	<b>0,6</b>	<b>0,5</b>	<b>0,4</b>	<b>0,3</b>	<b>0,2</b>	<b>0,1</b>
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>
0,10	0,163	0,163	0,163	0,162	0,162	0,162	0,162	0,162	0,162
0,11	0,170	0,170	0,169	0,169	0,168	0,168	0,168	0,168	0,167
0,12	0,177	0,177	0,176	0,175	0,175	0,175	0,174	0,174	0,173
0,13	0,185	0,184	0,183	0,182	0,182	0,181	0,180	0,180	0,179
0,14	0,193	0,192	0,190	0,190	0,189	0,188	0,187	0,186	0,185
0,15	0,202	0,199	0,198	0,197	0,196	0,195	0,194	0,193	0,192
0,16	0,210	0,208	0,206	0,205	0,203	0,203	0,201	0,200	0,198
0,17	0,219	0,216	0,214	0,213	0,211	0,210	0,208	0,207	0,205
0,18	0,229	0,225	0,223	0,221	0,219	0,218	0,216	0,214	0,212
0,19	0,239	0,235	0,232	0,230	0,228	0,226	0,223	0,222	0,220
0,20	0,249	0,244	0,241	0,239	0,236	0,235	0,232	0,229	0,227
0,21	0,260	0,255	0,251	0,248	0,245	0,244	0,240	0,238	0,235
0,22	0,271	0,265	0,261	0,258	0,255	0,253	0,249	0,246	0,243
0,23	0,283	0,276	0,272	0,268	0,264	0,263	0,258	0,255	0,252
0,24	0,295	0,288	0,283	0,279	0,275	0,273	0,267	0,264	0,261
0,25	0,308	0,299	0,294	0,290	0,285	0,283	0,277	0,273	0,270
0,26	0,321	0,312	0,306	0,301	0,296	0,294	0,287	0,283	0,279
0,27	0,335	0,325	0,319	0,313	0,307	0,305	0,297	0,293	0,289
0,28	0,350	0,338	0,331	0,325	0,319	0,316	0,308	0,303	0,299
0,29	0,365	0,352	0,345	0,338	0,331	0,328	0,319	0,314	0,309
0,30	0,381	0,367	0,359	0,351	0,344	0,341	0,331	0,325	0,320
0,31	0,397	0,382	0,373	0,365	0,357	0,353	0,343	0,337	0,331
0,32	0,414	0,398	0,388	0,379	0,371	0,367	0,356	0,349	0,342
0,33	0,432	0,414	0,404	0,394	0,385	0,381	0,369	0,361	0,354
0,34	0,451	0,432	0,420	0,409	0,400	0,395	0,382	0,374	0,367
0,35	0,470	0,450	0,437	0,426	0,415	0,410	0,396	0,387	0,379
0,36	0,491	0,468	0,455	0,442	0,431	0,425	0,410	0,401	0,392
0,37	0,512	0,488	0,473	0,460	0,447	0,441	0,425	0,415	0,406
0,38	0,534	0,508	0,492	0,478	0,464	0,458	0,441	0,430	0,420
0,39	0,557	0,529	0,512	0,496	0,482	0,475	0,457	0,445	0,435
0,40	0,581	0,551	0,533	0,516	0,501	0,493	0,473	0,461	0,450
0,41	0,607	0,574	0,554	0,536	0,520	0,512	0,490	0,477	0,465
0,42	0,633	0,597	0,576	0,557	0,540	0,531	0,508	0,494	0,482
0,43	0,660	0,622	0,600	0,579	0,560	0,551	0,527	0,512	0,498
0,44	0,689	0,648	0,624	0,602	0,582	0,572	0,546	0,530	0,515
0,45	0,719	0,675	0,649	0,626	0,604	0,594	0,566	0,549	0,533
0,46	0,750	0,703	0,675	0,650	0,627	0,616	0,586	0,568	0,552
0,47	0,782	0,732	0,703	0,676	0,651	0,640	0,608	0,589	0,571
0,48	0,816	0,762	0,731	0,702	0,676	0,664	0,630	0,610	0,591
0,49	0,851	0,794	0,760	0,730	0,702	0,689	0,653	0,631	0,611
0,50	0,888	0,827	0,791	0,758	0,729	0,715	0,677	0,654	0,633



## Приложение В

### Характеристики средств измерения

Таблица В.1 – Термоанемометр testo 425

Параметр	Значение
Сенсор температуры	
Диапазон измерения	-20 ... +70 °С
Погрешность	±0,5 °С (0 ... +60 °С) ±0,7 °С (в ост. диапазоне)
Разрешение	0,1 °С
Сенсор скорости	
Диапазон измерения	0 ... +20 м/с
Погрешность	±(0,03 м/с + 5 % от изм. знач.)
Разрешение	0,01 м/с

Таблица В.2 – Термоанемометр testo 405

Параметр	Значение
Сенсор температуры	
Диапазон измерения	-20 ... +50 °С
Погрешность	±0,5 °С
Разрешение	0,1 °С
Сенсор скорости	
Диапазон измерения	0 ... +10 м/с
Погрешность	±(0,1 м/с + 5 % от изм. знач.) (0 ... 2 м/с) ±(0,3 м/с + 5 % от изм. знач.) (в ост. диапазоне)
Разрешение	0,01 м/с

Таблица В.3 – Температурный сенсор DS18B20

<b>Параметр</b>	<b>Значение</b>
Диапазон измерения	-55 ... +125 °С
Погрешность	±0,025 °С (-10 ... +60 °С) ±0,05 °С (в ост. диапазоне)
Разрешение	0,1 °С
Время получения сигнала	94мс

Таблица В.4 – Термоанемометр ТМТБ-3

<b>Параметр</b>	<b>Значение</b>
Сенсор температуры	
Диапазон измерения	0 ... +150 °С
Погрешность	±0,5 °С
Разрешение	1°С
Сенсор давления	
Диапазон измерения	0... 0,6 Мпа
Погрешность	±0,01Мпа
Разрешение	0,001 Мпа

## Приложение Г

### Обработка результатов экспериментальных измерений

Таблица Г.1 – Обработка результатов измерения перепада температур приточного воздуха в рамках эксперимента №1.1

№ измерения										Среднее значение, $\bar{x}$	Стандартное отклонение, S	Стандартное отклонение $\bar{x}$ , $S_{\bar{x}}$	К.Стьюдента $p = 0,95, t$	Доверительный интервал, ДИ	Относительная ошибка, $\delta$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	13	14	15	16	17
1,75	1,75	1,75	2,25	1,75	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,05	0,26	0,18	2,26	0,41	19,9%
2	2,25	2,25	2,25	2,5	2,75	3	3	2,75	2,75	2,55	0,35	0,22	2,26	0,49	19,4%
2	3,25	3,25	2,25	3,25	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,15	0,56	0,31	2,26	0,71	22,4%
2,75	4	4	2,25	4	4	4	4,25	4	4	3,73	0,66	0,34	2,26	0,77	20,8%
3,5	4,75	4,75	2,25	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,38	0,84	0,40	2,26	0,91	20,8%
4	5,25	5,25	2,5	5,25	5,25	5,25	5,25	5,25	5,25	4,85	0,91	0,42	2,26	0,94	19,3%
4,75	5,75	5,75	3,25	5,75	5,75	5,75	5,75	5,75	5,75	5,40	0,82	0,35	2,26	0,80	14,7%
5,25	6,25	6,25	4	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	5,93	0,75	0,31	2,26	0,69	11,7%
5,75	6,75	6,75	4,5	6,75	6,75	6,75	6,75	6,75	6,75	6,43	0,75	0,29	2,26	0,66	10,3%
6,25	7	7,25	5,25	7	7	7,25	7,25	7,25	7	6,85	0,64	0,24	2,26	0,55	8,0%
6,75	7,5	7,5	5,75	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,25	0,58	0,21	2,26	0,48	6,7%
7,25	8	8	6,25	7,75	7,75	8	8	8	7,75	7,68	0,55	0,20	2,26	0,45	5,9%
7,5	8	8,25	6,75	8	8,25	8,25	8,25	8,25	8,25	7,98	0,49	0,17	2,26	0,39	4,9%
8	8,25	8,5	7,25	8,5	8,5	8,5	8,75	8,5	8,5	8,33	0,43	0,15	2,26	0,33	4,0%
8,25	8,5	8,5	7,5	8,75	8,75	9	9	9	8,75	8,60	0,46	0,16	2,26	0,35	4,1%
8,5	8,75	8,75	7,75	9	9	9,25	9,25	9,25	9	8,85	0,46	0,15	2,26	0,35	3,9%
8,75	9	9	8,25	9,25	9,25	9,5	9,5	9,5	9,25	9,13	0,40	0,13	2,26	0,30	3,2%
9	9,25	9	8,25	9,25	9,5	9,5	9,75	9,75	9,25	9,25	0,44	0,14	2,26	0,33	3,5%
9,25	9,25	9,25	8,5	9,5	9,5	9,75	10	9,75	9,5	9,43	0,41	0,13	2,26	0,30	3,2%
9,5	9,5	9,25	8,75	9,75	9,75	10	10	10	9,5	9,60	0,39	0,13	2,26	0,29	3,0%

Продолжение таблицы Г.1

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>11</i>	<i>12</i>	<i>13</i>	<i>14</i>	<i>15</i>	<i>16</i>	<i>17</i>
9,5	9,5	9,5	9	9,75	9,75	10	10,25	10	9,75	9,70	0,35	0,11	2,26	0,25	2,6%
9,75	9,5	9,5	9	10	9,75	10,25	10,25	10,25	9,75	9,80	0,40	0,13	2,26	0,29	3,0%
10	9,5	9,5	9,25	9,75	9,75	10,25	10,25	10,25	9,75	9,83	0,35	0,11	2,26	0,26	2,6%
10	9,75	9,5	9,5	10	9,75	10,25	10,5	10,25	9,75	9,93	0,33	0,11	2,26	0,24	2,4%
9,75	9,75	9,75	9,5	10	9,75	10,25	10,5	10,25	9,75	9,93	0,31	0,10	2,26	0,22	2,3%
10	9,75	9,75	9,75	10	9,75	10,25	10,5	10,25	9,75	9,98	0,28	0,09	2,26	0,20	2,0%
10	10	9,75	9,75	10	9,75	10,25	10,25	10,25	9,5	9,95	0,26	0,08	2,26	0,18	1,9%
10	10	10	10	10,25	10	10,25	10,25	10,25	9,5	10,05	0,23	0,07	2,26	0,16	1,6%
10,25	10	10	10	10,25	10	10,25	10,25	10,25	9,5	10,08	0,24	0,07	2,26	0,17	1,7%
10,25	10	10,25	10,25	10,25	10,25	10,25	10,25	10,25	10	10,20	0,11	0,03	2,26	0,07	0,7%
10,25	10	10,25	10,25	10,25	10,25	10,25	10,25	10,25	10,25	10,23	0,08	0,02	2,26	0,06	0,5%
10,25	10,25	10,25	10,25	10,25	10,25	10,25	10,25	10,25	10,25	10,25	0,00	0,00	2,26	0,00	0,0%
														Среднее $\delta$	3,9%
														Максимальное $\delta$	22,4%

Таблица Г.2 – Обработка результатов измерения перепада температур удаляемого воздуха в рамках эксперимента №1.1

№ измерения										Среднее значение, $\mu_{cp}$	Стандартное отклонение, $S$	Стандартное отклонение $\mu_{cp}, S_{cp}$	К.Стьюдента $p = 0,95, t$	Доверительный интервал, ДИ	Относительная ошибка, $\delta$
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>						
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>11</i>	<i>12</i>	<i>13</i>	<i>14</i>	<i>15</i>	<i>16</i>	<i>17</i>
4,00	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00	0,00	0,00	2,26	0,00	0,0%
4,00	4,25	4,00	4,00	4,00	4,25	4,00	4,00	4,00	4,00	4,05	0,11	0,05	2,26	0,12	2,9%
4,00	4,25	4,25	4,25	4,00	4,25	4,25	4,00	4,25	4,25	4,15	0,12	0,06	2,26	0,13	3,2%
4,25	4,25	4,25	4,25	4,00	4,25	4,25	4,00	4,25	4,25	4,20	0,11	0,05	2,26	0,12	2,8%
4,25	4,25	4,25	4,25	4,00	4,25	4,25	4,25	4,25	4,25	4,20	0,08	0,04	2,26	0,09	2,1%

Продолжение таблицы Г.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	11	12	13	14	15	16	17
4,25	4,50	4,25	4,25	4,00	4,50	4,25	4,50	4,25	4,25	4,25	0,16	0,08	2,26	0,17	4,1%
4,25	4,50	4,50	4,50	4,00	4,50	4,50	4,50	4,50	4,25	4,35	0,17	0,08	2,26	0,19	4,4%
4,50	4,50	4,50	4,50	4,25	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,45	0,08	0,04	2,26	0,08	1,9%
4,50	4,50	4,50	4,50	4,25	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,45	0,08	0,04	2,26	0,08	1,9%
4,50	4,75	4,50	4,50	4,25	4,75	4,50	4,75	4,50	4,50	4,50	0,16	0,07	2,26	0,17	3,7%
4,50	4,75	4,75	4,75	4,25	4,75	4,75	4,75	4,75	4,50	4,60	0,17	0,08	2,26	0,18	4,0%
4,75	4,75	4,75	4,75	4,50	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,70	0,08	0,04	2,26	0,08	1,8%
4,75	5,00	4,75	4,75	4,50	5,00	4,75	5,00	4,75	4,75	4,75	0,16	0,07	2,26	0,16	3,5%
4,75	5,00	5,00	5,00	4,50	5,00	5,00	5,00	5,00	4,75	4,85	0,17	0,08	2,26	0,18	3,7%
5,00	5,00	5,00	5,00	4,50	5,00	5,00	5,00	5,00	4,75	4,90	0,17	0,08	2,26	0,17	3,5%
5,00	5,25	5,00	5,00	4,75	5,25	5,00	5,25	5,25	5,00	5,00	0,17	0,08	2,26	0,17	3,4%
5,00	5,25	5,25	5,00	4,75	5,25	5,25	5,25	5,25	5,00	5,05	0,18	0,08	2,26	0,18	3,5%
5,00	5,25	5,25	5,25	4,75	5,25	5,25	5,25	5,25	5,00	5,10	0,17	0,08	2,26	0,17	3,4%
5,25	5,25	5,25	5,25	5,00	5,25	5,25	5,25	5,25	5,25	5,20	0,08	0,03	2,26	0,08	1,5%
5,25	5,50	5,25	5,25	5,00	5,50	5,25	5,50	5,25	5,25	5,25	0,16	0,07	2,26	0,16	3,0%
5,25	5,50	5,50	5,50	5,00	5,50	5,50	5,50	5,50	5,25	5,35	0,17	0,08	2,26	0,17	3,2%
5,50	5,50	5,50	5,50	5,00	5,50	5,50	5,50	5,50	5,50	5,40	0,16	0,07	2,26	0,15	2,8%
5,50	5,75	5,50	5,50	5,25	5,75	5,50	5,75	5,50	5,50	5,50	0,16	0,07	2,26	0,15	2,8%
5,50	5,75	5,75	5,50	5,25	5,75	5,50	5,75	5,75	5,50	5,55	0,17	0,07	2,26	0,17	3,0%
5,50	5,75	5,75	5,75	5,25	5,75	5,75	5,75	5,75	5,50	5,60	0,17	0,07	2,26	0,17	3,0%
5,75	5,75	5,75	5,75	5,50	5,75	5,75	5,75	5,75	5,75	5,70	0,08	0,03	2,26	0,07	1,3%
5,75	6,00	5,75	5,75	5,50	6,00	5,75	6,00	5,75	5,75	5,75	0,16	0,07	2,26	0,15	2,6%
5,75	6,00	6,00	5,75	5,50	6,00	5,75	6,00	6,00	5,75	5,80	0,17	0,07	2,26	0,16	2,8%
6,00	6,00	6,00	6,00	5,75	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	5,95	0,08	0,03	2,26	0,07	1,2%
6,00	6,00	6,00	6,00	5,75	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	5,95	0,08	0,03	2,26	0,07	1,2%
6,00	6,25	6,00	6,00	5,75	6,25	6,25	6,25	6,00	6,00	6,00	0,17	0,07	2,26	0,16	2,6%
6,00	6,25	6,25	6,25	5,75	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,10	0,17	0,07	2,26	0,15	2,5%

Продолжение таблицы Г.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	11	12	13	14	15	16	17
6,25	6,25	6,25	6,25	6,00	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,20	0,08	0,03	2,26	0,07	1,2%
6,25	6,50	6,25	6,25	6,00	6,50	6,25	6,50	6,25	6,25	6,25	0,16	0,06	2,26	0,14	2,3%
6,25	6,50	6,50	6,25	6,00	6,50	6,25	6,50	6,50	6,25	6,30	0,17	0,07	2,26	0,16	2,5%
6,25	6,50	6,50	6,50	6,00	6,50	6,50	6,50	6,50	6,25	6,35	0,17	0,07	2,26	0,16	2,5%
6,25	6,50	6,50	6,50	6,25	6,50	6,50	6,50	6,50	6,25	6,40	0,12	0,05	2,26	0,11	1,7%
6,50	6,50	6,50	6,50	6,25	6,50	6,50	6,50	6,50	6,50	6,45	0,08	0,03	2,26	0,07	1,1%
6,50	6,75	6,50	6,50	6,25	6,75	6,50	6,75	6,50	6,50	6,50	0,16	0,06	2,26	0,14	2,2%
6,50	6,75	6,75	6,50	6,25	6,75	6,50	6,75	6,75	6,50	6,55	0,17	0,07	2,26	0,15	2,4%
6,50	6,75	6,75	6,75	6,25	6,75	6,75	6,75	6,75	6,50	6,60	0,17	0,07	2,26	0,15	2,3%
6,50	6,75	6,75	6,75	6,50	6,75	6,75	6,75	6,75	6,50	6,65	0,12	0,05	2,26	0,11	1,6%
6,50	6,75	6,75	6,75	6,50	6,75	6,75	6,75	6,75	6,50	6,65	0,12	0,05	2,26	0,11	1,6%
6,75	6,75	6,75	6,75	6,50	6,75	6,75	6,75	6,75	6,75	6,70	0,08	0,03	2,26	0,07	1,0%
6,75	6,75	6,75	6,75	6,50	6,75	6,75	6,75	6,75	6,75	6,70	0,08	0,03	2,26	0,07	1,0%
6,75	7,00	7,00	6,75	6,50	7,00	6,75	6,75	6,75	6,75	6,80	0,16	0,06	2,26	0,14	2,0%
6,75	7,00	7,00	6,75	6,75	7,00	6,75	7,00	7,00	6,75	6,85	0,13	0,05	2,26	0,11	1,7%
6,75	7,00	7,00	7,00	6,75	7,00	7,00	7,00	7,00	6,75	6,90	0,12	0,05	2,26	0,10	1,5%
6,75	7,00	7,00	7,00	6,75	7,00	7,00	7,00	7,00	6,75	6,90	0,12	0,05	2,26	0,10	1,5%
6,75	7,00	7,00	7,00	6,75	7,00	7,00	7,00	7,00	6,75	6,90	0,12	0,05	2,26	0,10	1,5%
7,00	7,00	7,00	7,00	6,75	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00	6,95	0,08	0,03	2,26	0,07	1,0%
7,00	7,25	7,00	7,00	6,75	7,25	7,00	7,25	7,25	7,00	7,00	0,17	0,06	2,26	0,14	2,1%
7,00	7,25	7,25	7,00	7,00	7,25	7,00	7,25	7,25	7,00	7,10	0,13	0,05	2,26	0,11	1,6%
7,00	7,25	7,25	7,25	7,00	7,25	7,25	7,25	7,25	7,00	7,15	0,12	0,05	2,26	0,10	1,4%
7,00	7,25	7,25	7,25	7,00	7,25	7,25	7,25	7,25	7,00	7,15	0,12	0,05	2,26	0,10	1,4%
7,00	7,25	7,25	7,25	7,00	7,25	7,25	7,25	7,25	7,25	7,15	0,11	0,04	2,26	0,09	1,2%
														Среднее $\delta$	2,2%
														Максимальное $\delta$	4,4%

Таблица Г.3 – Обработка результатов измерения перепада температур приточного воздуха в рамках эксперимента №1.2

№ измерения										Среднее значение, $\bar{x}$	Стандартное отклонение, S	Стандартное отклонение $\bar{x}$ , $S_{\bar{x}}$	К.Стюдента $p = 0,95$ , t	Доверительный интервал, ДИ	Относительная ошибка, $\delta$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10						
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>11</i>	<i>12</i>	<i>13</i>	<i>14</i>	<i>15</i>	<i>16</i>	<i>17</i>
9,00	9,75	9,75	9,75	9,25	9,75	9,00	9,25	9,75	9,75	9,50	0,33	0,11	2,26	0,24	2,6%
9,25	9,75	9,25	9,00	9,00	9,75	9,25	9,00	9,25	9,00	9,25	0,29	0,09	2,26	0,21	2,3%
9,00	9,00	8,25	8,25	8,00	9,00	9,00	8,00	8,25	8,25	8,50	0,44	0,15	2,26	0,34	4,0%
8,25	8,00	7,50	7,50	7,25	8,00	8,25	7,25	7,50	7,50	7,70	0,39	0,14	2,26	0,32	4,1%
7,50	7,50	7,00	6,75	6,25	7,50	7,50	6,25	7,00	6,75	7,00	0,50	0,19	2,26	0,43	6,1%
6,75	6,50	6,25	6,25	5,75	6,50	6,75	5,75	6,25	6,25	6,30	0,35	0,14	2,26	0,31	5,0%
6,25	6,00	5,75	5,50	5,00	6,00	6,25	5,00	5,75	5,50	5,70	0,45	0,19	2,26	0,43	7,5%
5,50	5,50	5,25	5,00	4,50	5,50	5,50	4,50	5,25	5,00	5,15	0,39	0,17	2,26	0,39	7,6%
5,00	5,00	4,75	4,50	4,00	5,00	5,00	4,00	4,75	4,50	4,65	0,39	0,18	2,26	0,41	8,9%
4,50	4,50	4,25	4,25	3,50	4,50	4,50	3,50	4,25	4,25	4,20	0,39	0,19	2,26	0,43	10,2%
4,25	4,00	3,75	3,75	3,25	4,00	4,25	3,25	3,75	3,75	3,80	0,35	0,18	2,26	0,41	10,7%
3,75	3,75	3,50	3,50	3,00	3,75	3,75	3,00	3,50	3,50	3,50	0,29	0,15	2,26	0,35	10,0%
3,25	3,25	3,25	3,25	2,75	3,25	3,25	2,75	3,25	3,25	3,15	0,21	0,12	2,26	0,27	8,5%
3,00	3,25	3,00	3,00	2,50	3,25	3,00	2,50	3,00	3,00	2,95	0,26	0,15	2,26	0,34	11,5%
2,75	3,00	2,75	2,75	2,25	3,00	2,75	2,25	2,75	2,75	2,70	0,26	0,16	2,26	0,36	13,2%
2,50	2,75	2,50	2,50	2,00	2,75	2,50	2,00	2,50	2,50	2,45	0,26	0,16	2,26	0,37	15,2%
2,25	2,75	2,25	2,25	1,75	2,75	2,25	1,75	2,25	2,25	2,25	0,33	0,22	2,26	0,50	22,3%
2,25	2,50	2,00	2,00	1,50	2,50	2,25	1,50	2,00	2,00	2,05	0,35	0,24	2,26	0,55	26,9%
2,00	2,25	2,00	1,75	1,50	2,25	2,00	1,50	2,00	1,75	1,90	0,27	0,19	2,26	0,44	23,2%
1,75	2,00	1,75	1,75	1,25	2,00	1,75	1,25	1,75	1,75	1,70	0,26	0,20	2,26	0,45	26,3%
1,50	2,00	1,75	1,50	1,50	2,00	1,50	1,50	1,75	1,50	1,65	0,21	0,16	2,26	0,37	22,5%
1,50	1,75	1,50	1,75	1,50	1,75	1,50	1,50	1,50	1,75	1,60	0,13	0,10	2,26	0,23	14,4%
1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	0,00	0,00	2,26	0,00	0,0%

Продолжение таблица Г.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	11	12	13	14	15	16	17
1,50	1,50	1,50	1,50	1,25	1,50	1,50	1,25	1,50	1,50	1,45	0,11	0,09	2,26	0,20	13,6%
1,50	1,50	1,50	1,25	1,25	1,50	1,50	1,25	1,50	1,25	1,40	0,13	0,11	2,26	0,25	17,6%
1,25	1,50	1,25	1,25	1,00	1,50	1,25	1,00	1,25	1,25	1,25	0,17	0,15	2,26	0,34	27,0%
1,25	1,50	1,25	1,00	1,00	1,50	1,25	1,00	1,25	1,00	1,20	0,20	0,18	2,26	0,41	33,9%
1,00	1,50	1,00	1,25	1,00	1,50	1,00	1,00	1,00	1,25	1,15	0,21	0,20	2,26	0,44	38,6%
1,00	1,50	1,00	1,25	1,25	1,50	1,00	1,25	1,00	1,25	1,20	0,20	0,18	2,26	0,41	33,9%
1,00	1,25	1,00	1,25	1,25	1,25	1,00	1,25	1,00	1,25	1,15	0,13	0,12	2,26	0,27	23,7%
1,25	1,25	1,00	1,50	1,25	1,25	1,25	1,25	1,00	1,50	1,25	0,17	0,15	2,26	0,34	27,0%
1,25	1,25	1,00	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,00	1,25	1,20	0,11	0,10	2,26	0,22	18,1%
1,00	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,00	1,25	1,25	1,25	1,20	0,11	0,10	2,26	0,22	18,1%
1,00	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,00	1,25	1,25	1,25	1,20	0,11	0,10	2,26	0,22	18,1%
1,00	1,00	1,25	1,00	1,25	1,00	1,00	1,25	1,25	1,00	1,10	0,13	0,12	2,26	0,28	25,3%
0,75	1,25	1,25	1,00	1,25	1,25	0,75	1,25	1,25	1,00	1,10	0,21	0,20	2,26	0,45	41,3%
0,75	1,25	1,25	1,00	1,25	1,25	0,75	1,25	1,25	1,00	1,10	0,21	0,20	2,26	0,45	41,3%
0,75	1,50	1,50	1,00	1,50	1,50	0,75	1,50	1,50	1,00	1,25	0,33	0,30	2,26	0,67	53,9%
0,75	1,25	1,50	1,00	1,50	1,25	0,75	1,50	1,50	1,00	1,20	0,31	0,28	2,26	0,63	52,8%
1,00	1,25	1,25	1,25	1,50	1,25	1,00	1,50	1,25	1,25	1,25	0,17	0,15	2,26	0,34	27,0%
1,00	1,25	1,25	1,25	1,50	1,25	1,00	1,50	1,25	1,25	1,25	0,17	0,15	2,26	0,34	27,0%
0,75	1,25	1,25	1,25	1,50	1,25	0,75	1,50	1,25	1,25	1,20	0,26	0,24	2,26	0,53	44,4%
0,75	1,50	1,50	1,25	1,50	1,50	0,75	1,50	1,50	1,25	1,30	0,31	0,27	2,26	0,61	46,9%
0,75	1,50	1,50	1,25	1,50	1,50	0,75	1,50	1,50	1,25	1,30	0,31	0,27	2,26	0,61	46,9%
0,75	1,50	1,50	1,25	1,25	1,50	0,75	1,25	1,50	1,25	1,25	0,29	0,26	2,26	0,58	46,7%
0,75	1,75	1,50	1,25	1,25	1,75	0,75	1,25	1,50	1,25	1,30	0,35	0,31	2,26	0,69	53,3%
0,75	1,75	1,50	1,25	1,25	1,75	0,75	1,25	1,50	1,25	1,30	0,35	0,31	2,26	0,69	53,3%
0,75	1,75	1,50	1,25	1,25	1,75	0,75	1,25	1,50	1,25	1,30	0,35	0,31	2,26	0,69	53,3%
0,75	1,75	1,75	1,25	1,25	1,75	0,75	1,25	1,75	1,25	1,35	0,39	0,34	2,26	0,77	56,8%
1,00	1,50	1,75	1,25	1,25	1,50	1,00	1,25	1,75	1,25	1,35	0,27	0,23	2,26	0,52	38,7%

Продолжение таблицы Г.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	11	12	13	14	15	16	17
1,00	1,50	1,75	1,50	1,25	1,50	1,00	1,25	1,75	1,50	1,40	0,27	0,23	2,26	0,51	36,7%
1,25	1,50	1,75	1,50	1,25	1,50	1,25	1,25	1,75	1,50	1,45	0,20	0,16	2,26	0,37	25,5%
1,25	1,50	2,00	1,50	1,25	1,50	1,25	1,25	2,00	1,50	1,50	0,29	0,24	2,26	0,53	35,5%
1,25	1,50	2,00	1,50	1,25	1,50	1,25	1,25	2,00	1,50	1,50	0,29	0,24	2,26	0,53	35,5%
1,25	1,50	2,00	1,50	1,25	1,50	1,25	1,25	2,00	1,50	1,50	0,29	0,24	2,26	0,53	35,5%
1,25	1,50	2,00	1,50	1,25	1,50	1,25	1,25	2,00	1,50	1,50	0,29	0,24	2,26	0,53	35,5%
1,25	1,50	2,00	1,50	1,25	1,50	1,25	1,25	2,00	1,50	1,50	0,29	0,24	2,26	0,53	35,5%
1,25	1,75	2,00	1,50	1,25	1,75	1,25	1,25	2,00	1,50	1,55	0,31	0,25	2,26	0,56	36,0%
1,25	1,75	2,00	1,50	1,25	1,75	1,25	1,25	2,00	1,50	1,55	0,31	0,25	2,26	0,56	36,0%
1,50	1,75	2,00	1,50	1,50	1,75	1,50	1,50	2,00	1,50	1,65	0,21	0,16	2,26	0,37	22,5%
1,50	1,75	1,75	1,50	1,50	1,75	1,50	1,50	1,75	1,50	1,60	0,13	0,10	2,26	0,23	14,4%
1,50	1,75	1,75	1,75	1,75	1,75	1,50	1,75	1,75	1,75	1,70	0,11	0,08	2,26	0,18	10,7%
1,25	1,75	1,75	1,50	1,50	1,75	1,25	1,50	1,75	1,50	1,55	0,20	0,16	2,26	0,36	23,1%
1,50	1,75	1,75	1,50	1,50	1,75	1,50	1,50	1,75	1,50	1,60	0,13	0,10	2,26	0,23	14,4%
1,50	1,50	1,75	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,75	1,50	1,55	0,11	0,08	2,26	0,19	12,3%
1,50	1,50	1,75	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,75	1,50	1,55	0,11	0,08	2,26	0,19	12,3%
1,50	1,50	1,75	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,75	1,50	1,55	0,11	0,08	2,26	0,19	12,3%
1,50	1,50	1,75	2,00	1,50	1,50	1,50	1,50	1,75	2,00	1,65	0,21	0,16	2,26	0,37	22,5%
1,75	1,50	1,75	1,75	1,50	1,50	1,75	1,50	1,75	1,75	1,65	0,13	0,10	2,26	0,23	13,8%
1,75	1,50	1,75	1,75	1,50	1,50	1,75	1,50	1,75	1,75	1,65	0,13	0,10	2,26	0,23	13,8%
1,75	1,50	2,00	1,75	1,50	1,50	1,75	1,50	2,00	1,75	1,70	0,20	0,15	2,26	0,34	20,1%
2,00	1,50	2,00	1,75	1,50	1,50	2,00	1,50	2,00	1,75	1,75	0,24	0,18	2,26	0,40	23,0%
1,75	1,75	2,00	1,50	1,50	1,75	1,75	1,50	2,00	1,50	1,70	0,20	0,15	2,26	0,34	20,1%
2,00	1,75	1,75	1,50	1,50	1,75	2,00	1,50	1,75	1,50	1,70	0,20	0,15	2,26	0,34	20,1%
2,00	1,75	1,75	1,50	1,75	1,75	2,00	1,75	1,75	1,50	1,75	0,17	0,13	2,26	0,28	16,3%
2,00	1,75	2,00	1,50	1,75	1,75	2,00	1,75	2,00	1,50	1,80	0,20	0,15	2,26	0,33	18,5%
1,75	1,75	2,00	1,50	1,75	1,75	1,75	1,75	2,00	1,50	1,75	0,17	0,13	2,26	0,28	16,3%

Продолжение таблицы Г.3

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>11</i>	<i>12</i>	<i>13</i>	<i>14</i>	<i>15</i>	<i>16</i>	<i>17</i>
2,00	1,75	1,75	1,75	2,00	1,75	2,00	2,00	1,75	1,75	1,85	0,13	0,09	2,26	0,21	11,6%
2,25	2,00	1,75	1,75	2,00	2,00	2,25	2,00	1,75	1,75	1,95	0,20	0,14	2,26	0,32	16,4%
2,00	1,75	1,75	1,75	2,00	1,75	2,00	2,00	1,75	1,75	1,85	0,13	0,09	2,26	0,21	11,6%
2,00	2,00	1,75	1,75	1,75	2,00	2,00	1,75	1,75	1,75	1,85	0,13	0,09	2,26	0,21	11,6%
2,00	2,00	1,75	1,75	1,75	2,00	2,00	1,75	1,75	1,75	1,85	0,13	0,09	2,26	0,21	11,6%
2,00	2,00	1,75	1,75	1,75	2,00	2,00	1,75	1,75	1,75	1,85	0,13	0,09	2,26	0,21	11,6%
2,00	2,00	1,75	1,75	1,75	2,00	2,00	1,75	1,75	1,75	1,85	0,13	0,09	2,26	0,21	11,6%
2,00	2,00	1,75	1,75	2,00	2,00	2,00	2,00	1,75	1,75	1,90	0,13	0,09	2,26	0,21	11,1%
2,00	2,00	1,75	1,75	2,00	2,00	2,00	2,00	1,75	1,75	1,90	0,13	0,09	2,26	0,21	11,1%
2,00	2,00	1,75	1,75	2,00	2,00	2,00	2,00	1,75	1,75	1,90	0,13	0,09	2,26	0,21	11,1%
2,00	2,00	1,75	1,75	2,00	2,00	2,00	2,00	1,75	1,75	1,90	0,13	0,09	2,26	0,21	11,1%
2,00	2,00	1,75	1,75	2,00	2,00	2,00	2,00	1,75	1,75	1,90	0,13	0,09	2,26	0,21	11,1%
2,00	2,00	1,75	1,50	2,00	2,00	2,00	2,00	1,75	1,50	1,85	0,21	0,15	2,26	0,35	18,9%
2,00	2,00	1,75	1,75	1,75	2,00	2,00	1,75	1,75	1,75	1,85	0,13	0,09	2,26	0,21	11,6%
2,00	2,00	1,75	1,75	1,75	2,00	2,00	1,75	1,75	1,75	1,85	0,13	0,09	2,26	0,21	11,6%
1,75	2,00	1,75	1,75	1,75	2,00	1,75	1,75	1,75	1,75	1,80	0,11	0,08	2,26	0,18	9,9%
1,75	2,00	1,75	1,75	1,75	2,00	1,75	1,75	1,75	1,75	1,80	0,11	0,08	2,26	0,18	9,9%
1,75	2,00	2,00	1,75	1,75	2,00	1,75	1,75	2,00	1,75	1,85	0,13	0,09	2,26	0,21	11,6%
														Среднее $\delta$	21,7%
														Максимальное $\delta$	56,8%

Таблица Г.4 – Обработка результатов измерения перепада температур воздуха в рамках эксперимента №2.1

№ измерения										Среднее значение, $\bar{x}$	Стандартное отклонение, $S$	Стандартное отклонение $\bar{x}_{\text{ср}}, S_{\text{ср}}$	К.Стьюдента $p = 0,95, t$	Доверительный интервал, ДИ	Относительная ошибка, $\delta$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10						
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>12</i>	<i>13</i>	<i>14</i>	<i>15</i>	<i>16</i>	<i>17</i>
-5	-4	-3,75	-3,75	-3,5	-5	-3,75	-3,75	-4	-3,5	4,00	0,55	0,28	2,26	0,62	16%
-5	-4	-3,75	-3,75	-3,5	-5	-3,75	-3,75	-4	-3,5	4,00	0,55	0,28	2,26	0,62	16%
-5	-4	-3,75	-3,75	-3,5	-5	-3,75	-3,75	-4	-3,5	4,00	0,55	0,28	2,26	0,62	16%
-5	-4	-4	-3,75	-3,5	-5	-3,75	-4	-4	-3,5	4,05	0,54	0,27	2,26	0,60	15%
-5	-4,25	-3,75	-3,75	-3,5	-5	-3,75	-3,75	-4,25	-3,5	4,05	0,56	0,28	2,26	0,63	16%
-5	-4,25	-3,75	-3,75	-3,5	-5	-3,75	-3,75	-4,25	-3,5	4,05	0,56	0,28	2,26	0,63	16%
-5	-4,25	-3,75	-3,75	-3,5	-5	-3,75	-3,75	-4,25	-3,5	4,05	0,56	0,28	2,26	0,63	16%
-5	-4,25	-3,75	-4	-3,75	-5	-4	-3,75	-4,25	-3,75	4,15	0,49	0,24	2,26	0,54	13%
-5	-4,25	-4	-4	-3,75	-5	-4	-4	-4,25	-3,75	4,20	0,45	0,22	2,26	0,50	12%
-5	-4,25	-4,25	-4	-3,75	-5	-4	-4,25	-4,25	-3,75	4,25	0,44	0,21	2,26	0,48	11%
-5	-4,25	-4	-4	-3,75	-5	-4	-4	-4,25	-3,75	4,20	0,45	0,22	2,26	0,50	12%
-5	-4,25	-4	-4	-3,75	-5	-4	-4	-4,25	-3,75	4,20	0,45	0,22	2,26	0,50	12%
-5	-4,25	-3,75	-3,75	-3,75	-5	-3,75	-3,75	-4,25	-3,75	4,10	0,52	0,26	2,26	0,58	14%
-5	-4,25	-3,75	-3,75	-3,75	-5	-3,75	-3,75	-4,25	-3,75	4,10	0,52	0,26	2,26	0,58	14%
-5	-4,25	-3,75	-3,75	-3,5	-5	-3,75	-3,75	-4,25	-3,5	4,05	0,56	0,28	2,26	0,63	16%
-5	-4	-3,5	-3,5	-3,5	-5	-3,5	-3,5	-4	-3,5	3,90	0,61	0,31	2,26	0,70	18%
-5	-3,75	-3	-3,25	-3,25	-5	-3,25	-3	-3,75	-3,25	3,65	0,76	0,40	2,26	0,89	25%
2,25	4,75	5,5	5,25	5,25	2,25	5,25	5,5	4,75	5,25	4,60	1,26	0,59	2,26	1,33	29%
2,75	5,25	6	5,75	5,5	2,75	5,75	6	5,25	5,5	5,05	1,24	0,55	2,26	1,25	25%
3,5	5,5	6,25	6,25	6	3,5	6,25	6,25	5,5	6	5,50	1,09	0,47	2,26	1,05	19%
4	6	6,75	6,5	6,25	4	6,5	6,75	6	6,25	5,90	1,04	0,43	2,26	0,96	16%
4,5	6,5	7	6,75	6,75	4,5	6,75	7	6,5	6,75	6,30	0,96	0,38	2,26	0,87	14%
4,75	6,75	7,5	7,25	7	4,75	7,25	7,5	6,75	7	6,65	1,04	0,40	2,26	0,91	14%

Продолжение таблицы Г.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	11	12	13	14	15	16	17
5,25	7	7,5	7,5	7,5	5,25	7,5	7,5	7	7,5	6,95	0,92	0,35	2,26	0,79	11%
5,75	7,5	8	7,75	7,75	5,75	7,75	8	7,5	7,75	7,35	0,86	0,32	2,26	0,72	10%
6,25	7,75	8,25	8	8	6,25	8	8,25	7,75	8	7,65	0,76	0,27	2,26	0,62	8%
6,5	8	8,5	8,5	8,25	6,5	8,5	8,5	8	8,25	7,95	0,79	0,28	2,26	0,63	8%
7	8,25	8,75	8,5	8,5	7	8,5	8,75	8,25	8,5	8,20	0,65	0,23	2,26	0,52	6%
7,25	8,5	9	8,75	8,75	7,25	8,75	9	8,5	8,75	8,45	0,65	0,22	2,26	0,51	6%
7,75	8,75	9,25	9	9	7,75	9	9,25	8,75	9	8,75	0,55	0,19	2,26	0,42	5%
7,75	9	9,5	9,25	9,25	7,75	9,25	9,5	9	9,25	8,95	0,65	0,22	2,26	0,49	6%
8,25	9,25	9,75	9,5	9,5	8,25	9,5	9,75	9,25	9,5	9,25	0,55	0,18	2,26	0,41	4%
8,5	9,5	10	9,75	9,75	8,5	9,75	10	9,5	9,75	9,50	0,55	0,18	2,26	0,41	4%
8,75	9,75	10,25	10	10	8,75	10	10,25	9,75	10	9,75	0,55	0,18	2,26	0,40	4%
9	10	10,25	10	10	9	10	10,25	10	10	9,85	0,46	0,15	2,26	0,33	3%
9	10	10,5	10,25	10,25	9	10,25	10,5	10	10,25	10,00	0,55	0,17	2,26	0,40	4%
9,5	10,25	10,75	10,5	10,5	9,5	10,5	10,75	10,25	10,5	10,30	0,45	0,14	2,26	0,32	3%
9,75	10,5	10,75	10,5	10,75	9,75	10,5	10,75	10,5	10,75	10,45	0,39	0,12	2,26	0,27	3%
10	10,5	11	10,75	10,75	10	10,75	11	10,5	10,75	10,60	0,36	0,11	2,26	0,25	2%
10,25	10,75	11,25	11	11	10,25	11	11,25	10,75	11	10,85	0,36	0,11	2,26	0,25	2%
10,25	11	11	11	11	10,25	11	11	11	11	10,85	0,32	0,10	2,26	0,22	2%
10,5	11	11,25	11,25	11,25	10,5	11,25	11,25	11	11,25	11,05	0,31	0,09	2,26	0,21	2%
10,5	11,25	11,5	11,25	11,25	10,5	11,25	11,5	11,25	11,25	11,15	0,36	0,11	2,26	0,24	2%
11	11,25	11,5	11,5	11,5	11	11,5	11,5	11,25	11,5	11,35	0,21	0,06	2,26	0,14	1%
11	11,5	11,5	11,5	11,5	11	11,5	11,5	11,5	11,5	11,40	0,21	0,06	2,26	0,14	1%
11,25	11,5	11,75	11,75	11,75	11,25	11,75	11,75	11,5	11,75	11,60	0,21	0,06	2,26	0,14	1%
11,5	11,75	11,75	11,75	11,75	11,5	11,75	11,75	11,75	11,75	11,70	0,11	0,03	2,26	0,07	1%
11,75	11,75	12	11,75	12	11,75	11,75	12	11,75	12	11,85	0,13	0,04	2,26	0,08	1%
11,5	11,75	12	12	12	11,5	12	12	11,75	12	11,85	0,21	0,06	2,26	0,14	1%
11,75	12	12,25	12	12,25	11,75	12	12,25	12	12,25	12,05	0,20	0,06	2,26	0,13	1%

Продолжение таблицы Г.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	11	12	13	14	15	16	17
12	12	12,25	12,25	12,25	12	12,25	12,25	12	12,25	12,15	0,13	0,04	2,26	0,08	1%
12,25	12,25	12,5	12,25	12,5	12,25	12,25	12,5	12,25	12,5	12,35	0,13	0,04	2,26	0,08	1%
12,5	12,25	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,25	12,5	12,45	0,11	0,03	2,26	0,07	1%
12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,50	0,00	0,00	2,26	0,00	0%
12,5	12,5	12,5	12,5	12,75	12,5	12,5	12,5	12,5	12,75	12,55	0,11	0,03	2,26	0,07	1%
12,5	12,5	12,75	12,75	12,75	12,5	12,75	12,75	12,5	12,75	12,65	0,13	0,04	2,26	0,08	1%
12,75	12,5	12,5	12,75	12,75	12,75	12,75	12,5	12,5	12,75	12,65	0,13	0,04	2,26	0,08	1%
12,75	12,75	12,75	12,75	12,75	12,75	12,75	12,75	12,75	12,75	12,75	0,00	0,00	2,26	0,00	0%
13	12,75	13	13	13	13	13	13	12,75	13	12,95	0,11	0,03	2,26	0,07	1%
13	12,75	12,75	13	13	13	13	12,75	12,75	13	12,90	0,13	0,04	2,26	0,08	1%
13	13	12,75	13	13	13	13	12,75	13	13	12,95	0,11	0,03	2,26	0,07	1%
13,25	13	13	13	13	13,25	13	13	13	13	13,05	0,11	0,03	2,26	0,07	1%
13,25	13	13	13,25	13,25	13,25	13,25	13	13	13,25	13,15	0,13	0,04	2,26	0,08	1%
13,5	13	13	13,25	13	13,5	13,25	13	13	13	13,15	0,21	0,06	2,26	0,13	1%
13,5	13	13	13,25	13,25	13,5	13,25	13	13	13,25	13,20	0,20	0,05	2,26	0,12	1%
13,5	13,25	13	13,25	13,25	13,5	13,25	13	13,25	13,25	13,25	0,17	0,05	2,26	0,10	1%
13,5	13,25	13,25	13,5	13,25	13,5	13,5	13,25	13,25	13,25	13,35	0,13	0,04	2,26	0,08	1%
13,75	13,25	13,25	13,5	13,25	13,75	13,5	13,25	13,25	13,25	13,40	0,21	0,06	2,26	0,13	1%
13,75	13,25	13,25	13,5	13,25	13,75	13,5	13,25	13,25	13,25	13,40	0,21	0,06	2,26	0,13	1%
13,75	13,25	13,25	13,5	13,25	13,75	13,5	13,25	13,25	13,25	13,40	0,21	0,06	2,26	0,13	1%
13,75	13,5	13,25	13,5	13,25	13,75	13,5	13,25	13,5	13,25	13,45	0,20	0,05	2,26	0,12	1%
14	13,5	13,5	13,75	13,5	14	13,75	13,5	13,5	13,5	13,65	0,21	0,06	2,26	0,13	1%
14	13,5	13,5	13,75	13,5	14	13,75	13,5	13,5	13,5	13,65	0,21	0,06	2,26	0,13	1%
14	13,5	13,5	13,75	13,5	14	13,75	13,5	13,5	13,5	13,65	0,21	0,06	2,26	0,13	1%
14	13,5	13,5	13,75	13,5	14	13,75	13,5	13,5	13,5	13,65	0,21	0,06	2,26	0,13	1%

Продолжение таблицы Г.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	11	12	13	14	15	16	17
14	13,5	13,5	13,75	13,5	14	13,75	13,5	13,5	13,5	13,65	0,21	0,06	2,26	0,13	1%
14,25	13,75	13,5	14	13,75	14,25	14	13,5	13,75	13,75	13,85	0,27	0,07	2,26	0,16	1%
14,25	13,75	13,75	14	13,75	14,25	14	13,75	13,75	13,75	13,90	0,21	0,06	2,26	0,13	1%
14,25	13,75	13,75	14	13,75	14,25	14	13,75	13,75	13,75	13,90	0,21	0,06	2,26	0,13	1%
14,25	13,75	13,75	14	13,75	14,25	14	13,75	13,75	13,75	13,90	0,21	0,06	2,26	0,13	1%
14,25	13,75	13,75	14	13,75	14,25	14	13,75	13,75	13,75	13,90	0,21	0,06	2,26	0,13	1%
14,25	13,75	13,75	14	13,75	14,25	14	13,75	13,75	13,75	13,90	0,21	0,06	2,26	0,13	1%
14,25	14	13,75	14	13,75	14,25	14	13,75	14	13,75	13,95	0,20	0,05	2,26	0,12	1%
														Среднее $\delta$	3,9%
														Максимальное $\delta$	22,4%

Таблица Г.5 – Обработка результатов измерения перепада температур воды в рамках эксперимента №2.2

№ измерения										Среднее значение, $\bar{p}_{cp}$	Стандартное отклонение, S	Стандартное отклонение $\bar{p}_{cp}, S_{cp}$	К.Стюдента $p = 0,95, t$	Доверительный интервал, ДИ	Относительная ошибка, $\delta$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	13	14	15	16	17
-3	-6,75	-7,5	-7,25	-6,5	-6,75	-6,5	-7,5	-7,25	-3	6,20	1,73	0,69	2,26	1,57	25%
-4	-7,5	-8	-7,75	-7,25	-7,5	-7,25	-8	-7,75	-4	6,90	1,55	0,59	2,26	1,33	19%
-5,25	-8	-8,25	-8,5	-8	-8	-8	-8,25	-8,5	-5,25	7,60	1,25	0,45	2,26	1,03	14%
-6,25	-8,75	-8,75	-8,75	-8,5	-8,75	-8,5	-8,75	-8,75	-6,25	8,20	1,03	0,36	2,26	0,82	10%
-7	-9	-9	-9	-8,75	-9	-8,75	-9	-9	-7	8,55	0,82	0,28	2,26	0,64	7%
-7,75	-9,5	-9,25	-9	-9	-9,5	-9	-9,25	-9	-7,75	8,90	0,64	0,21	2,26	0,48	5%
-8,5	-9,5	-9,25	-9,25	-9,25	-9,5	-9,25	-9,25	-9,25	-8,5	9,15	0,36	0,12	2,26	0,27	3%
-9,25	-9,75	-9,5	-9,25	-9,25	-9,75	-9,25	-9,5	-9,25	-9,25	9,40	0,21	0,07	2,26	0,16	2%
-9,75	-9,75	-9,5	-9,5	-9,5	-9,75	-9,5	-9,5	-9,5	-9,75	9,60	0,13	0,04	2,26	0,09	1%

Продолжение таблицы Г.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	11	12	13	14	15	16	17
-10,25	-9,5	-9,25	-9,25	-9,25	-9,5	-9,25	-9,25	-9,25	-10,25	9,50	0,41	0,13	2,26	0,30	3%
-10,25	-9,75	-9,25	-9,25	-9,25	-9,75	-9,25	-9,25	-9,25	-10,25	9,55	0,42	0,14	2,26	0,31	3%
-10,5	-9,5	-9,25	-9,25	-9,25	-9,5	-9,25	-9,25	-9,25	-10,5	9,55	0,51	0,17	2,26	0,37	4%
-10,5	-9,25	-9	-9	-9	-9,25	-9	-9	-9	-10,5	9,35	0,61	0,20	2,26	0,45	5%
-10,75	-9,5	-9	-9	-9,25	-9,5	-9,25	-9	-9	-10,75	9,50	0,69	0,22	2,26	0,50	5%
-10,75	-9,25	-8,75	-9	-9	-9,25	-9	-8,75	-9	-10,75	9,35	0,76	0,25	2,26	0,56	6%
-10,5	-9,25	-8,75	-9	-8,75	-9,25	-8,75	-8,75	-9	-10,5	9,25	0,69	0,23	2,26	0,51	6%
-10,5	-9	-8,75	-8,75	-8,75	-9	-8,75	-8,75	-8,75	-10,5	9,15	0,72	0,24	2,26	0,54	6%
-10,25	-9	-8,5	-8,75	-8,75	-9	-8,75	-8,5	-8,75	-10,25	9,05	0,65	0,22	2,26	0,49	5%
-10,5	-8,5	-8,5	-8,75	-8,5	-8,5	-8,5	-8,5	-8,75	-10,5	8,95	0,82	0,28	2,26	0,62	7%
-10,25	-8,5	-8,5	-8,75	-8,5	-8,5	-8,5	-8,5	-8,75	-10,25	8,90	0,72	0,24	2,26	0,54	6%
-10	-8,5	-8,5	-8,5	-8,5	-8,5	-8,5	-8,5	-8,5	-10	8,80	0,63	0,21	2,26	0,48	5%
-10	-8,25	-8,25	-8,5	-8,25	-8,25	-8,25	-8,25	-8,5	-10	8,65	0,72	0,24	2,26	0,55	6%
-10	-8,25	-8,25	-8,5	-8,25	-8,25	-8,25	-8,25	-8,5	-10	8,65	0,72	0,24	2,26	0,55	6%
-9,75	-8,25	-8,25	-8,25	-8,25	-8,25	-8,25	-8,25	-8,25	-9,75	8,55	0,63	0,22	2,26	0,49	6%
-9,75	-8	-8,25	-8,25	-8	-8	-8	-8,25	-8,25	-9,75	8,45	0,70	0,24	2,26	0,54	6%
-9,5	-8	-8	-8	-8	-8	-8	-8	-8	-9,5	8,30	0,63	0,22	2,26	0,50	6%
-9,5	-8	-8	-8	-7,75	-8	-7,75	-8	-8	-9,5	8,25	0,67	0,23	2,26	0,52	6%
-9,25	-7,75	-8	-8	-8	-7,75	-8	-8	-8	-9,25	8,20	0,56	0,20	2,26	0,44	5%
-9,25	-8	-7,75	-8	-8	-8	-8	-7,75	-8	-9,25	8,20	0,56	0,20	2,26	0,44	5%
-9,25	-7,75	-7,75	-7,75	-7,75	-7,75	-7,75	-7,75	-7,75	-9,25	8,05	0,63	0,22	2,26	0,50	6%
-9	-7,75	-7,75	-7,75	-8	-7,75	-8	-7,75	-7,75	-9	8,05	0,51	0,18	2,26	0,41	5%
-9	-7,75	-7,5	-7,75	-7,75	-7,75	-7,75	-7,5	-7,75	-9	7,95	0,56	0,20	2,26	0,45	6%
-9	-7,75	-7,75	-7,75	-7,5	-7,75	-7,5	-7,75	-7,75	-9	7,95	0,56	0,20	2,26	0,45	6%
-9	-7,75	-7,5	-7,5	-7,75	-7,75	-7,75	-7,5	-7,5	-9	7,90	0,59	0,21	2,26	0,48	6%
-9	-7,75	-7,25	-7,75	-7,5	-7,75	-7,5	-7,25	-7,75	-9	7,85	0,64	0,23	2,26	0,51	7%
-8,75	-7,75	-7,5	-7,5	-7,5	-7,75	-7,5	-7,5	-7,5	-8,75	7,80	0,51	0,18	2,26	0,41	5%

Продолжение таблицы Г.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	11	12	13	14	15	16	17
-8,75	-7,5	-7,25	-7,5	-7,5	-7,5	-7,5	-7,25	-7,5	-8,75	7,70	0,56	0,20	2,26	0,46	6%
-8,75	-7,5	-7,25	-7,5	-7,25	-7,5	-7,25	-7,25	-7,5	-8,75	7,65	0,59	0,21	2,26	0,48	6%
-8,75	-7,5	-7,25	-7,25	-7,5	-7,5	-7,5	-7,25	-7,25	-8,75	7,65	0,59	0,21	2,26	0,48	6%
-8,75	-7,25	-7,25	-7,5	-7,5	-7,25	-7,5	-7,25	-7,5	-8,75	7,65	0,59	0,21	2,26	0,48	6%
-8,5	-7,25	-7,25	-7,25	-7,5	-7,25	-7,5	-7,25	-7,25	-8,5	7,55	0,51	0,19	2,26	0,42	6%
-8,75	-7,25	-7	-7,25	-7,5	-7,25	-7,5	-7	-7,25	-8,75	7,55	0,65	0,24	2,26	0,54	7%
-8,5	-7,25	-7	-7,5	-7,25	-7,25	-7,25	-7	-7,5	-8,5	7,50	0,55	0,20	2,26	0,46	6%
-8,5	-7,25	-7,25	-7,25	-7,5	-7,25	-7,5	-7,25	-7,25	-8,5	7,55	0,51	0,19	2,26	0,42	6%
-8,5	-7,25	-7	-7,25	-7,5	-7,25	-7,5	-7	-7,25	-8,5	7,50	0,55	0,20	2,26	0,46	6%
-8,5	-7	-7	-7	-7,25	-7	-7,25	-7	-7	-8,5	7,35	0,61	0,23	2,26	0,51	7%
-8,25	-7	-7	-7	-7,25	-7	-7,25	-7	-7	-8,25	7,30	0,51	0,19	2,26	0,43	6%
-8,5	-7,25	-7	-7,25	-7,25	-7,25	-7,25	-7	-7,25	-8,5	7,45	0,56	0,21	2,26	0,47	6%
-8,25	-7	-7	-7,25	-7,25	-7	-7,25	-7	-7,25	-8,25	7,35	0,49	0,18	2,26	0,41	6%
-8,25	-7	-7	-7	-7,25	-7	-7,25	-7	-7	-8,25	7,30	0,51	0,19	2,26	0,43	6%
-8,5	-7	-7	-7	-7,25	-7	-7,25	-7	-7	-8,5	7,35	0,61	0,23	2,26	0,51	7%
-8,25	-7	-7	-7	-7,25	-7	-7,25	-7	-7	-8,25	7,30	0,51	0,19	2,26	0,43	6%
-8,25	-7	-6,75	-7	-7	-7	-7	-6,75	-7	-8,25	7,20	0,56	0,21	2,26	0,47	7%
-8	-7	-6,75	-7	-7	-7	-7	-6,75	-7	-8	7,15	0,46	0,17	2,26	0,39	5%
-8	-7	-6,75	-7	-7	-7	-7	-6,75	-7	-8	7,15	0,46	0,17	2,26	0,39	5%
-8	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-8	7,20	0,42	0,16	2,26	0,36	5%
-8	-7	-7	-6,75	-7	-7	-7	-7	-6,75	-8	7,15	0,46	0,17	2,26	0,39	5%
-8	-6,75	-6,75	-6,75	-7	-6,75	-7	-6,75	-6,75	-8	7,05	0,51	0,19	2,26	0,43	6%
-8	-6,75	-6,75	-6,75	-7	-6,75	-7	-6,75	-6,75	-8	7,05	0,51	0,19	2,26	0,43	6%
-7,75	-6,75	-6,75	-6,75	-7	-6,75	-7	-6,75	-6,75	-7,75	7,00	0,41	0,15	2,26	0,35	5%
-7,75	-6,75	-6,75	-7	-6,75	-6,75	-6,75	-6,75	-7	-7,75	7,00	0,41	0,15	2,26	0,35	5%
-7,75	-6,75	-6,75	-6,75	-6,75	-6,75	-6,75	-6,75	-6,75	-7,75	6,95	0,42	0,16	2,26	0,36	5%
-7,75	-6,5	-6,75	-6,75	-6,75	-6,5	-6,75	-6,75	-6,75	-7,75	6,90	0,46	0,17	2,26	0,40	6%

Продолжение таблицы Г.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	11	12	13	14	15	16	17
-7,75	-6,5	-6,5	-6,75	-7	-6,5	-7	-6,5	-6,75	-7,75	6,90	0,49	0,19	2,26	0,42	6%
-7,5	-6,5	-6,5	-6,75	-7	-6,5	-7	-6,5	-6,75	-7,5	6,85	0,39	0,15	2,26	0,34	5%
-7,5	-6,25	-6,5	-6,5	-6,75	-6,25	-6,75	-6,5	-6,5	-7,5	6,70	0,45	0,18	2,26	0,40	6%
-7,5	-6,5	-6,5	-6,5	-6,75	-6,5	-6,75	-6,5	-6,5	-7,5	6,75	0,41	0,16	2,26	0,36	5%
-7,25	-6,5	-6,5	-6,5	-6,75	-6,5	-6,75	-6,5	-6,5	-7,25	6,70	0,31	0,12	2,26	0,27	4%
-7,5	-6,5	-6,5	-6,5	-6,75	-6,5	-6,75	-6,5	-6,5	-7,5	6,75	0,41	0,16	2,26	0,36	5%
-7,5	-6,5	-6,25	-6,5	-6,75	-6,5	-6,75	-6,25	-6,5	-7,5	6,70	0,45	0,18	2,26	0,40	6%
-7,5	-6,5	-6,25	-6,5	-6,75	-6,5	-6,75	-6,25	-6,5	-7,5	6,70	0,45	0,18	2,26	0,40	6%
-7,5	-6,5	-6,25	-6,5	-6,5	-6,5	-6,5	-6,25	-6,5	-7,5	6,65	0,46	0,18	2,26	0,40	6%
-7,25	-6,5	-6,25	-6,25	-6,5	-6,5	-6,5	-6,25	-6,25	-7,25	6,55	0,39	0,15	2,26	0,34	5%
-7,25	-6,25	-6,25	-6,25	-6,5	-6,25	-6,5	-6,25	-6,25	-7,25	6,50	0,41	0,16	2,26	0,36	6%
-7,25	-6,25	-6,25	-6,25	-6,5	-6,25	-6,5	-6,25	-6,25	-7,25	6,50	0,41	0,16	2,26	0,36	6%
-7,25	-6,25	-6	-6,25	-6,5	-6,25	-6,5	-6	-6,25	-7,25	6,45	0,45	0,18	2,26	0,40	6%
-7,25	-6,25	-6	-6,25	-6,5	-6,25	-6,5	-6	-6,25	-7,25	6,45	0,45	0,18	2,26	0,40	6%
-7,25	-6,25	-6	-6,25	-6,5	-6,25	-6,5	-6	-6,25	-7,25	6,45	0,45	0,18	2,26	0,40	6%
-7,25	-6,25	-6	-6,25	-6,5	-6,25	-6,5	-6	-6,25	-7,25	6,45	0,45	0,18	2,26	0,40	6%
-7	-6,25	-6	-6,25	-6,5	-6,25	-6,5	-6	-6,25	-7	6,40	0,36	0,14	2,26	0,32	5%
-7	-6,25	-6	-6,25	-6,5	-6,25	-6,5	-6	-6,25	-7	6,40	0,36	0,14	2,26	0,32	5%
-7	-6,25	-6	-6,25	-6,5	-6,25	-6,5	-6	-6,25	-7	6,40	0,36	0,14	2,26	0,32	5%
-7	-6	-6,25	-6	-6,5	-6	-6,5	-6,25	-6	-7	6,35	0,39	0,16	2,26	0,35	6%
														Среднее $\delta$	6%
														Максимальное $\delta$	33%

## Приложение Д

### Внедрение результатов исследования

УТВЕРЖДАЮ:



Директор обособленного подразделения  
ООО «СПб-Гипрошахт» в г. Воркуте

Курка С.Н.

« 8 » 12 2015г.

#### АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы

**Киборт Ивана Дмитриевича**

Комиссия в составе:

председатель: главный инженер проектов Шашерин Ю.Н.,

член комиссии: начальник сантехнического отдела Сарасеко Г.Г.

составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы «Разработка методики расчёта теплоутилизационного воздушного теплового насоса» аспиранта ФГБОУ ВПО УГТУ Киборт И.Д. использованы при разработке проектной документации «Обособленным подразделением ООО СПб-Гипрошахт в городе Воркуте».

Методика расчёта была применена при подборе теплоутилизационного оборудования в системе вентиляции при проектировании плавательного бассейна СП «ВМЗ» АО «Воркутауголь».

Положительным эффектом от применения Методики можно считать упрощение расчётов по данной тематике, сокращение времени и затрат при проведении расчётно-аналитической работы и, соответственно, повышение производительности проектных работ.

Председатель:

Шашерин Ю.Н.

ФИО

Подпись

Член комиссии:

Сарасеко Г.Г.

ФИО

Подпись

## СПРАВКА

о внедрении результатов диссертационного исследования

Настоящим подтверждаю, что графоаналитическая методика расчета теплоутилизационного воздушного теплового насоса, разработанная в рамках диссертационного исследования на тему «Разработка методики расчета теплоутилизационного воздушного теплового насоса» аспиранта ФГБОУ ВПО УГТУ Киборт И.Д. внедрена в процесс адаптации проектов системы вентиляции и кондиционирования заказчика. В качестве положительного эффекта от внедрения отмечаю существенное сокращение времени подбора теплоутилизационного оборудования и снижение трудозатрат.

Индивидуальный предприниматель:



Чупров С.А.

«30» ноября 2015г.