

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования

**«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АРХИТЕКТУРНО-  
СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

*На правах рукописи*

**ПЕТРОВ Михаил Михайлович**

**ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ В  
СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ  
ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ**

Специальность 2.1.3 – Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование  
воздуха, газоснабжение и освещение

**ДИССЕРТАЦИЯ**

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:

кандидат технических наук, доцент

**ПУХКАЛ Виктор Алексеевич**

Санкт-Петербург – 2026 г.

## Оглавление

Введение .....	4
1 Применение тепловых насосов в системах вентиляции и кондиционирования воздуха .....	10
1.1 Исследования в области трансформации теплоты .....	10
1.2 Применение тепловых насосов в системах вентиляции .....	17
1.3 Современные методики расчета холодильных машин .....	23
1.4 Утилизация теплоты в приточно-вытяжных установках с тепловым насосом .....	26
1.5 Выводы по главе 1 .....	35
2 Математическая модель парокompрессионного теплового насоса в приточно-вытяжных вентиляционных установках .....	37
2.1 Основные объекты математической модели .....	37
2.2 Зависимости, связывающие основные объекты математической модели .....	39
2.3 Расчет парокompрессионных тепловых насосов в приточно-вытяжных вентиляционных установках и центральных кондиционерах .....	49
2.3.1 База данных теплофизических свойств хладагентов .....	50
2.3.2 База данных свойств влажного воздуха .....	54
2.3.3 Программа комплексного анализа работы приточно-вытяжной установки со встраиваемым парокompрессионным тепловым насосом .....	55
2.3.4 Сравнение результатов расчета модуля «Тепловой насос» с данными, полученными современными программными комплексами .....	63
2.4 Выводы по главе 2 .....	68
3 Результаты моделирования тепловых насосов в приточно-вытяжных вентиляционных установках и центральных кондиционерах .....	70
3.1 Моделирование параметров систем при изменении расхода воздуха .....	70
3.2 Моделирование параметров систем при изменении параметров	

высоко- и низкопотенциальной среды .....	84
3.3 Моделирование параметров систем при изменении рабочего тела .....	93
3.4 Выводы по главе 3.....	98
4 Исследование работы теплового насоса .....	101
4.1 Описание экспериментальной установки .....	102
4.2 Исследование работы теплового насоса .....	104
4.3 Критериальная зависимость для определения действительного коэффициента преобразования одноступенчатого теплового насоса .....	109
4.4 Показатель качества рабочего тела для встраиваемого воздушного теплового насоса .....	113
4.5 Выводы по главе 4.....	119
5 Техничко-экономические показатели внедрения теплового насоса в приточно-вытяжную установку .....	120
5.1 Энергетические показатели тепловых насосов в зависимости от области применения.....	120
5.2 Экономические показатели воздушных утилизаторов теплоты .....	123
5.3 Выводы по главе 5.....	137
Заключение .....	139
Список сокращений и условных обозначений .....	143
Список литературы .....	146
Приложение А – Справка об использовании результатов диссертационной работы .....	159
Приложение Б - Акт о внедрении научных результатов диссертации в образовательный процесс .....	160
Приложение В - Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2025689712.....	161

## Введение

**Актуальность темы исследования.** Для соблюдения санитарных требований, современной нормативно-технической документации и создания комфортного и безопасного микроклимата, воздух перед подачей в помещение проходит процессы тепловлажностной обработки. В результате чего, в зависимости от сезона, его необходимо либо нагревать, либо охлаждать. В результате чего системы вентиляции является одним из основных потребителей как электрической, так и тепловой энергии. Современная законодательная база Российской Федерации прямо обязывает при проектировании инженерных систем реализовывать технические решения, обеспечивающие их высокую энергоэффективность. Применение тепловых насосов (ТН) в системах вентиляции и кондиционирования воздуха с целью утилизации теплоты удаляемого вентиляционного воздуха (вторичного источника) является одним из практических направлений энергосбережения. Задача повышения энергоэффективности актуальна при проектировании новых систем вентиляции и усовершенствовании старых. Применение ТН в приточно-вытяжных установках позволит улучшить технико-экономические показатели внутренних инженерных систем.

В качестве перспективных для широкого применения рассматриваются тепловые насосы, устанавливаемые в приточно-вытяжные установки.

**Степень разработанности темы исследования.** Вопросами применения тепловых насосов занимались многие отечественные ученые: Е.Я. Соколов, В.М. Бродянский, В.С. Мартыновский, С.Л. Елистратов, И.Д. Киборт, В.М. Уляшева, В.К. Аверьянов, А.Б. Сулин, О.Ш. Везиришвили, Г.П. Васильев и др. Большое внимание уделено в работах зарубежных ученых: А. Рей, Д. Макмайл, С.В. Здитовецкая, В.И. Володин, Ю. М. Мацевитый, Э.Г. Братута, Д. Х. Харлампи, В.А. Тарасова и др.

**Цель исследования:** повышение эффективности систем утилизации теплоты удаляемого вентиляционного воздуха путем применения парокомпрессионных тепловых насосов в приточно-вытяжных вентиляционных установках и центральных кондиционерах.

**Задачи исследования:**

- анализ опыта применения и проектирования парокомпрессионных тепловых насосов в приточно-вытяжных вентиляционных установках и центральных кондиционерах;
- разработка математической модели систем утилизации теплоты удаляемого вентиляционного воздуха со встроенным в приточно-вытяжную установку воздушным тепловым насосом;
- выполнение экспериментальных исследований работы воздушного парокомпрессионного теплового насоса;
- разработка методов повышения эффективности применения тепловых насосов в системах вентиляции (приточно-вытяжных вентиляционных установках и центральных кондиционерах).

**Объект исследования** – приточно-вытяжные установки систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

**Предмет исследования** – рабочий цикл парокомпрессионных тепловых насосов, встроенных в приточно-вытяжные вентиляционные установки и центральные кондиционеры.

**Методология и методы исследования:** сравнительный анализ; стандартные методики испытания тепловых насосов; математическое моделирование.

**Гипотеза:** Применение теплового насоса в приточно-вытяжных установках систем вентиляции и центральных кондиционерах совместно с пластинчатыми и другими утилизаторами теплоты позволит повысить эффективность систем утилизации теплоты и снизить энергопотребление.

**Область исследования** соответствует требованиям паспорта научной специальности ВАК 2.1.3. - Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование

воздуха, газоснабжение и освещение, пункт 3 «Разработка и совершенствование систем теплогазоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха, разработка методов энергосбережения систем и элементов теплоснабжения, вентиляции, кондиционирования воздуха, газоснабжения и освещения, охраны воздушного бассейна, защиты от шума зданий и сооружений, аспирации и пневмотранспорта, включая использование альтернативных, вторичных и возобновляемых источников энергии; развитие методов моделирования многофазных потоков и динамических процессов в аэродисперсных системах», пункт 4 «Разработка математических моделей, методов, алгоритмов и компьютерных программ, использование численных методов, с проверкой их адекватности, для расчета, конструирования и проектирования систем теплоснабжения, вентиляции, кондиционирования воздуха, газоснабжения и освещения, охраны воздушного бассейна, защиты от шума зданий и сооружений, повышения их надежности и эффективности».

**Научная новизна исследования:**

- разработана математическая модель совместной работы приточно-вытяжной установки и встраиваемого воздушного теплового насоса в зависимости от компоновки при использовании различных хладагентов;
- выявлена критериальная зависимость действительного коэффициента преобразования одноступенчатого парокompрессионного теплового насоса от критерия Клаузиуса;
- обоснован модифицированный показатель качества хладагента, равный произведению критерия Клаузиуса и предлагаемого температурного симплекса, учитывающего критическую температуру хладагента;
- получена критериальная зависимость действительного коэффициента преобразования одноступенчатого парокompрессионного теплового насоса от модифицированного показателя качества хладагента.

**Теоретическая значимость работы** состоит в установлении закономерностей, описывающих рабочий цикл одноступенчатых парокompрессионных тепловых насосов, устанавливаемых в приточно-вытяжных установках и центральных кондиционерах.

**Практическая значимость работы:**

- рекомендации по проектированию систем вентиляции и кондиционирования воздуха с применением тепловых насосов;
- разработан программный комплекс HeatPumpАН с пользовательски ориентированным интерфейсом, позволяющий проводить как частный расчет, так и целого массива данных с пошаговым изменением исходных данных приточно-вытяжных установок со встраиваемыми воздушными тепловыми насосами различной компоновки, работающих на хладагентах: R125, R134a, R152a, R22, R32, R410a и R404a.;
- разработаны методические указания по расчету приточно-вытяжных установок со встраиваемым тепловым насосом;
- определены условия экономически целесообразного применения различных компоновок приточно-вытяжных установок со встраиваемым воздушным тепловым насосом с учетом климатологии Российской Федерации
- результаты внедрены в практику компании ООО «ЭКСПЕРТ-ПРОЕКТ» (Справка об использовании результатов работы от 28.04.2026 г.) и учебный процесс ФГБОУ ВО СПбГАСУ (Акт о внедрении от 24.06.2026 г.).

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Математическая модель совместной работы приточно-вытяжной установки и встраиваемого воздушного теплового насоса;
2. Результаты экспериментального исследования работы одноступенчатого парокompрессионного теплового насоса. Критериальная зависимость действительного коэффициента преобразования одноступенчатого парокompрессионного теплового насоса от критерия Клаузиуса;

3. Критериальная зависимость действительного коэффициента преобразования одноступенчатого парокомпрессионного теплового насоса от модифицированного показателя качества хладагента;

4. Энергетические и эксплуатационные показатели работы теплового насоса приточно-вытяжной установки с тепловым насосом;

5. Программа HeatPumpАН для расчета парокомпрессионных тепловых насосов в приточно-вытяжных установках и центральных кондиционерах.

**Степень достоверности и апробация результатов.** Достоверность результатов подтверждается сходимостью результатов, полученных численным моделированием и экспериментальными исследованиями.

#### **Апробация результатов**

Основные результаты работы докладывались на 76-ой научной конференции профессорско-преподавательского состава и аспирантов университета «Архитектура – Строительство - Транспорт» (СПбГАСУ, 2022), LXXVI Региональной научно-практической конференции студентов аспирантов и молодых ученых «Актуальные проблемы современного строительства» (СПбГАСУ, 2023), Международной научно-практической конференции «Эффективность инженерных систем и энергосбережение» (БрГТУ, г. Брест, Республика Беларусь, 2023), VI Международной научно-практической конференции «Методология безопасности среды жизнедеятельности. Архитектура и строительство (Республика Крым, г. Симферополь, 2023), LXXVIII Международной научно-практической конференции «Архитектура - Строительство – Транспорт – Экономика» (СПбГАСУ, 2024), Международной научно-технической конференции «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии» (Белорусско-Российский университет, Республика Беларусь, г. Могилев, 2026).

**Публикации.** По теме диссертации было опубликовано 9 статей научного характера общим объемом 7,31 п.л. в том числе 5 (объемом 5,52 п.л.) в рецензируемых изданиях согласно перечню, размещенному на официальном сайте ВАК и получена 1 государственная регистрация программы для ЭВМ.

**Структура и объем диссертационной работы.** Диссертация состоит из введения, 5-и глав с выводами по каждой из них, общих выводов, содержит 158 страниц печатного текста и 4 страницы приложений, 33 таблицы, 115 рисунков и список литературы из 124 наименований работ отечественных и зарубежных авторов.

# **1 Применение тепловых насосов в системах вентиляции и кондиционирования воздуха**

## **1.1 Исследования в области трансформации теплоты**

Спрос на отопление и нагрев горячей воды составляет почти 25% мирового потребления энергии, и 90% этого спроса удовлетворяется за счет сжигания ископаемого топлива [115, 123]. Сокращение выбросов CO<sub>2</sub> вместе с растущим населением планеты и спросом на энергию стали новыми вызовами для современной инженерии. Вместе с этим треть всей вырабатываемой энергии расходуется на работу инженерных систем [124]. Например, на работу систем вентиляции промышленных предприятий расходуется более 20% общего энергопотребления. Сегодня все больше научных трудов направлено на изучение проблемы энергоэффективности систем вентиляции [36, 45]. Согласно данным [114] применение тепловых насосов для систем отопления, горячего водоснабжения и вентиляции является наиболее экологически устойчивым вариантом из рассмотренных. В России ТН не получили широкого распространения, несмотря на их высокую энергоэффективность и широкий спектр применения [10, 41, 48, 67, 68]. Основной причиной этому служит доступность и дешевизна газа. Но есть страны с абсолютно противоположной ситуацией по отношению к подобным энергоносителям. Так, например, в Дании в 2013 году был введен запрет на установку в новых домах котлов на газообразном или жидком топливе. Потребителей вынудили подключаться к центральной системе теплоснабжения. Данная инициатива была предпринята в рамках датской «Энергетической стратегии 2050». Стоит отметить, что Дания не имеет атомных электростанций, а 65% энергетической потребности страны удовлетворяется за счет нефти, газа и угля (для России этот показатель в районе 67% по данным ЕЭС России).

На сегодняшний момент данную задачу может решить теплонасосная установка, в составе которой имеются охладительные и нагревательные элементы [100, 101, 105, 113]. Общий принцип работы ТН показан на рисунке 1.1.

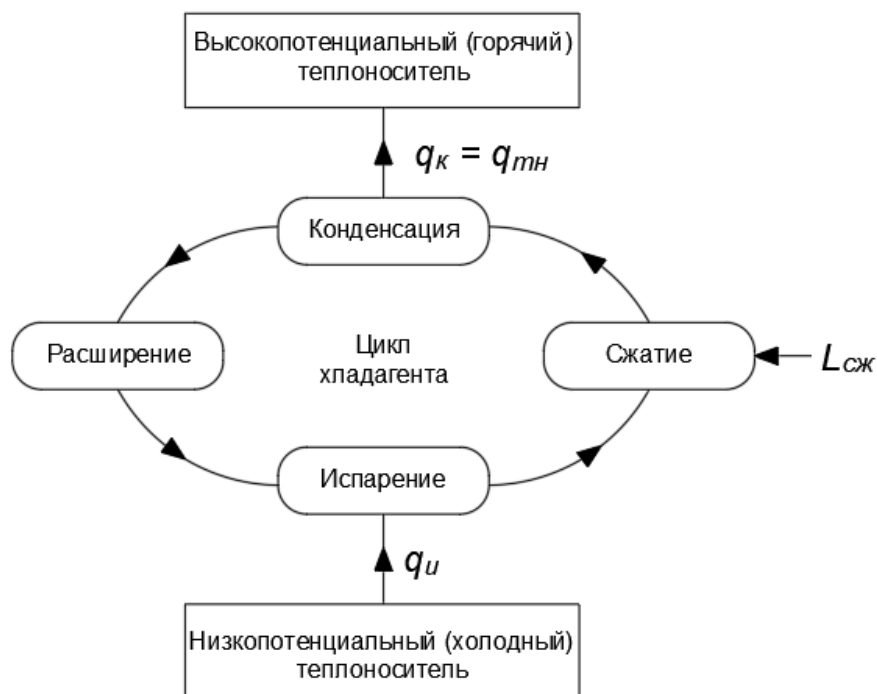


Рисунок 1.1 – Принцип работы парокompрессионного теплового насоса

Большинство научных исследований в области совершенствования обратных термодинамических циклов опираются на работы ученых Д. Рея, Д. Макмайкла, В.С. Мартыновского, Е.И. Литовского [57-59, 71]. В их трудах изложены фундаментальные понятия утилизации теплоты посредством ТН. Тепловые насосы по принципу действия разделяются на: парокompрессионные, абсорбционные и термоэлектрические. На практике обратные термодинамические циклы в тепловых насосах реализуются в первых двух [20, 58, 59]. Однако сегодня существуют и гибридные системы, например, компрессионно-термоэлектрические. Их использование целесообразно для температур  $-40\dots-80$  °С и малых холодопроизводительностях, где применение ПХМ избыточно [82].

При сжатии холодильного агента в компрессоре повышается давление и, как следствие, температура конденсации, поэтому теплоносителю передается теплота более высокого потенциала.

Эффективность цикла ТН характеризуется коэффициентом преобразования энергии (КПЭ) [1, 70]:

$$\text{КПЭ} = \frac{Q_{\text{ТН}}}{N_{\text{к}}}, \quad (1.1)$$

Теплопроизводительностью теплового насоса,  $Q_{\text{ТН}}$ , называют то количество теплоты, которое он передает в.п. источнику посредством конденсатора. Для передачи ему теплоты от н.п. источника совершается работа сжатия, на которую затрачивается электрическая энергия  $N_{\text{к}}$ . Как показывают результаты исследований [24], изменение температуры низкопотенциального источника теплоты, а также выбор комплектующего оборудования оказывают существенное влияние на цикл ТН. Одним из факторов, влияющих на процесс сжатия в компрессоре, являются гидравлические потери в контуре ТН (рисунок 1.2).

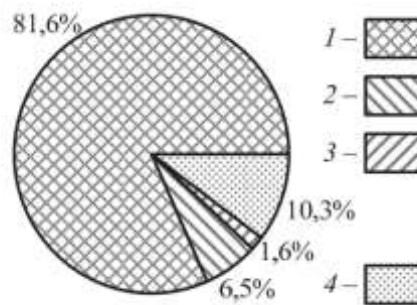


Рисунок 1.2 – Долевое распределение потерь давления по теплообменникам в контуре ТН  
1 – испаритель; 2 – конденсатор; 3 – регенератор (со стороны пара); 4 – регенератор (со стороны жидкости)

При постоянных параметрах высокопотенциальной среды и увеличении температуры низкопотенциального источника коэффициент преобразования энергии ТН возрастает. Это связано с уменьшением степени сжатия рабочего тела в компрессоре, что в свою очередь снижает количество электрической мощности потребляемой холодильной машиной.

Специфика применения ТН в приточно-вытяжных установках систем вентиляции и кондиционирования воздуха заключается в параметрах низкопотенциального источника, который имеет более высокую температуру, чем необходимая для потребителя. То есть при внедрении ТН в приточно-вытяжную

установку мы получаем уникальный случай, когда температура н.п. источника выше, чем в.п. При этом внедрение теплового насоса в систему вентиляции обеспечивает высокую энергоэффективность, что подтверждается расчетами [38, 41, 48, 87, 92]. В исследовании [40] делается вывод о том, что количество потребляемой теплоты на нагрев приточного воздуха снизилось более чем на 30%. При этом требуемая температура приточного воздуха на входе в помещение не достигалась, что не исключает применение дополнительного воздухоподогревателя.

Несмотря на то, что тепловые насосы не относятся к традиционным источникам энергии, они могут быть рационально включены в существующие системы теплоснабжения жилого фонда. В работе Васильева Г.П., Тимофеева Н.А., Колесовой М.В., Горнова В.Ф., Дмитриева А.Н. и других [16], представлена теплонасосная установка для многоквартирного дома, которая генерирует теплоту для системы горячего водоснабжения, а в теплый период года утилизируемая теплота используется в системе кондиционирования воздуха. Для повышения эффективности утилизатора и увеличения площади теплообменной поверхности предусмотрено два испарителя. Такое решение позволяет использовать в качестве низкопотенциальной среды два абсолютно разных источника. В первом случае это теплота почвы, а во втором - атмосферного и вытяжного воздуха вентиляционной системы. Тепловые насосы могут применяться не только на объектах, где есть необходимость в поддержании температурного, но и влажностного режимов. К таким объектам можно отнести торговые центры, спортивные сооружения, складские или сортировочные пункты. Избыточная влага может удаляться вытяжной вентиляцией и есть возможность заранее подготавливать воздух перед его подачей в помещение путем его предварительной обработки. В исследованиях [96, 97] были проанализированы условия, при которых ТН, применяемый в системе вентиляции имеет наибольшую эффективность для поддержания требуемых температур и относительной влажности помещения. На рисунке 1.3 представлена принципиальная схема системы кондиционирования воздуха с рециркуляцией удаляемого воздуха через

испаритель и смешиванием его в смесительной камере со свежим воздухом, описываемая в исследовании. После смешивания поток воздуха подается в конденсатор, где он нагревается до заданной температуры и после поступает в помещение. Автор заключает, что данная теплонасосная установка подходит для применения в странах с умеренно-континентальным климатом.

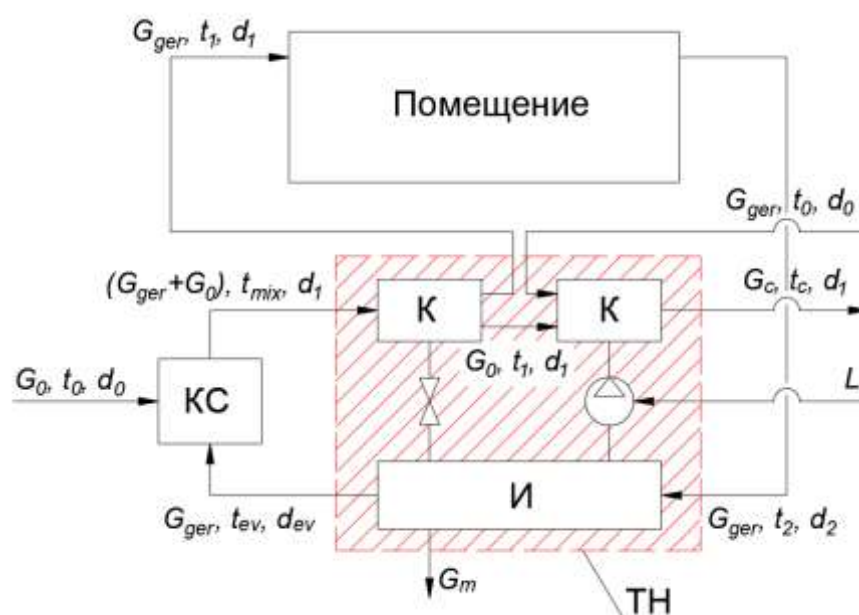


Рисунок 1.3 – Система кондиционирования воздуха с тепловым насосом и рециркуляцией удаляемого воздуха

К – конденсатор; И – испаритель; КС – камера смешения; L – мощность привода компрессора теплового насоса; G – расход воздуха; t – температура воздуха; d – влагосодержание воздуха; индексы: 0 – параметры наружного воздуха; 1 – параметры воздуха, подаваемого в помещение; 2 – параметры воздуха, удаляемого из помещения; ev – параметры воздуха после охлаждения в испарителе; ger – расход рециркуляции

В Финляндии здания постройки 1960-х и 1970-х годов после реконструкции оснащались гибридной системой отопления: централизованным отоплением и тепловыми насосами в вытяжных установках [117]. Разработанная система включала следующие элементы: тепловой насос, бойлер косвенного нагрева, два блока рекуперации, которые располагались на крыше здания. Для повышения энергоэффективности система вентиляции оснащалась специальными клапанами

с приводами, которые регулировали расход воздуха в зависимости от температуры наружного воздуха и времени суток. Так система утилизации теплоты на базе ТН позволила уменьшить энергетические затраты до 31%.

Китайские исследователи предлагают новую интегрированную систему с использованием теплового насоса, а также усовершенствование распределения воздуха [118]. На рисунке 1.4 представлена приточно-вытяжная вентиляционная установка, где в качестве утилизатора с промежуточным теплоносителем выступает воздушный тепловой насос. Особенность такой установки заключается в рециркуляции воздуха и подмешивании наружного воздуха в вытяжную установку.

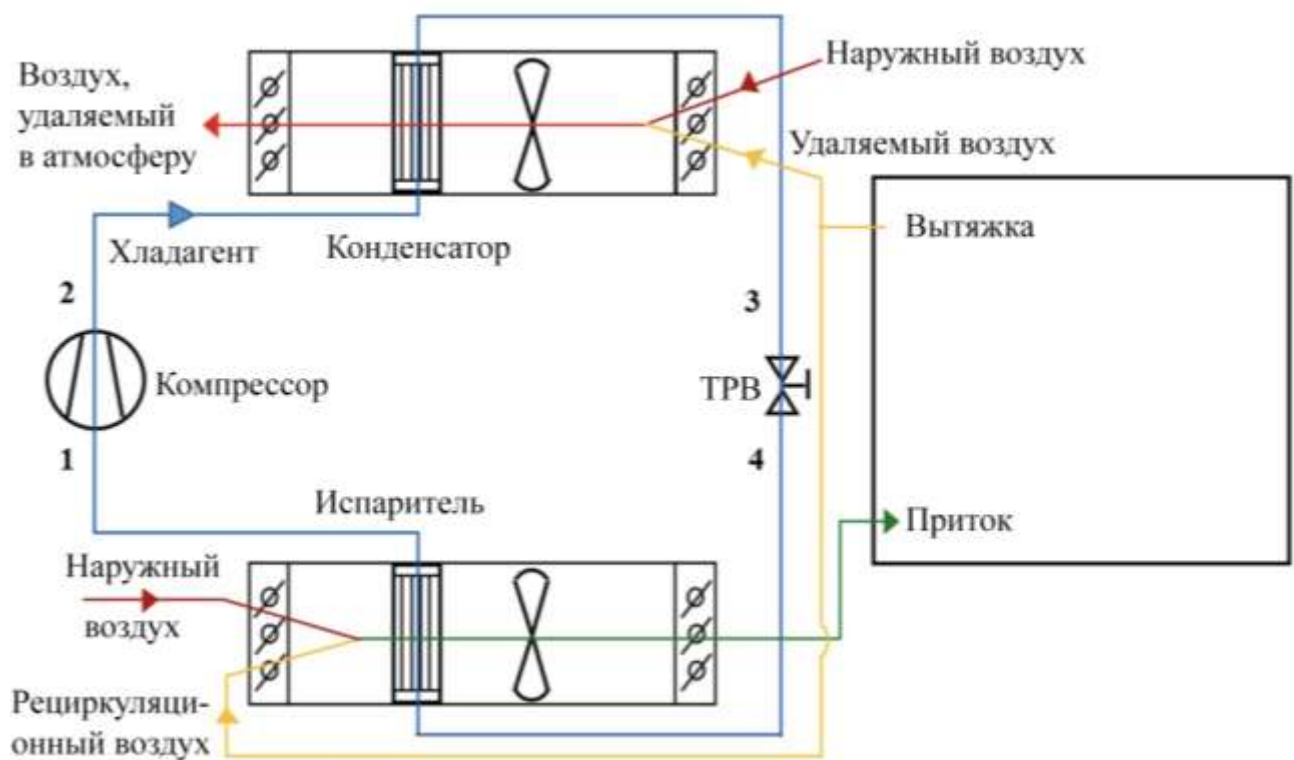


Рисунок 1.4 – Структурная схема воздушного теплового насоса (в качестве низкопотенциального источника выступает вытяжной воздух из помещения)

В настоящее время все большее внимание исследователей привлекает второй тип теплонасосных машин – абсорбционные (рисунок 1.5). В них также присутствует испаритель и конденсатор, которые работают так же, как в парокompрессионном цикле. В испарителе происходит подвод теплоты,

вызывающий кипение хладагента, в данном случае воды. В конденсаторе, напротив, происходит отвод теплоты высокопотенциальному источнику за счет конденсации в условиях высокого давления. Ключевое отличие данного утилизатора теплоты – это наличие второго контура, заполненного жидким абсорбентом. В абсорбере жидкий абсорбент поглощает пары хладагента. Затем жидкость посредством насоса перекачивается в область высокого давления, в генератор, где происходит подвод теплоты, и, пары хладагента выделяются из жидкости [68].

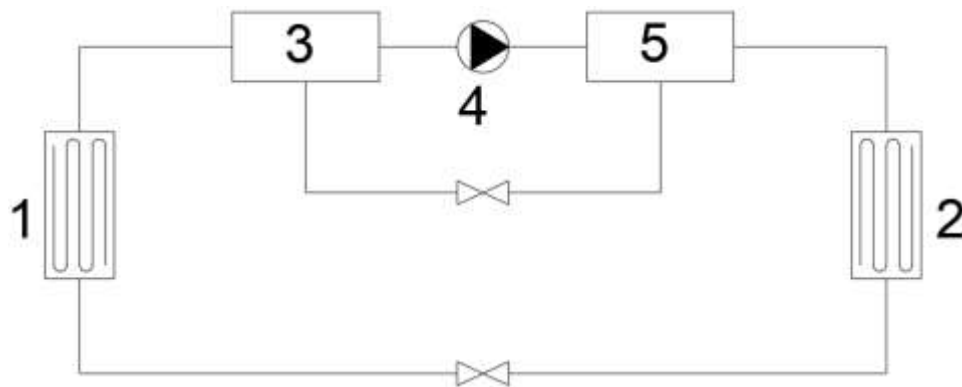


Рисунок 1.5 – Схема простого абсорбционного цикла

1 – испаритель; 2 – конденсатор; 3 – абсорбер; 4 – насос; 5 – генератор

В большинстве случаев абсорбционные тепловые насосы получили применение на основе водных растворов LiBr (вода – бромистый литий) и в редких случаях на смеси аммиак/вода. В итоге ключевым процессом абсорбционного цикла является отделение хладагента, за это отвечает генератор. Обратную ему роль выполняет абсорбер. Ключевая проблема абсорбционных ТН – это более низкий КПЭ по сравнению с ПХМ аналогичной производительности, а также относительная сложность их конструкций.

Все больше результатов исследований демонстрируют богатый потенциал применения теплонасосного оборудования в системах вентиляции и кондиционирования воздуха для повышения ее энергоэффективности.

## 1.2 Применение тепловых насосов в системах вентиляции

Удаляемый из помещений воздух несет в себе достаточное количество теплоты, которая могла бы расходоваться на нагрев воздуха, подаваемого в помещения. В подавляемом большинстве случаев вытяжной воздух просто выбрасывается в окружающую среду, что противоречит основам энергоэффективности внутренних инженерных систем [76]. Существует немалое количество научных трудов, посвященных теме утилизации теплоты в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. Следует выделить труды таких ученых как Пиир А.Э. [65], Киборт И.Д. [47-49], Здитовецкая С.В. [37-41], Володин В.И. [22-24], Бялый Б.И. [15], Кокорин О.Я [52-54], Черняков Е.В. [87]. На практике, при применении воздушных ТН в системах вентиляции, в качестве н.п. источника теплоты используется наружный воздух. То есть компрессорно-испарительный агрегат располагается на улице. Однако при использовании в качестве н.п. источника вытяжной воздух степень сжатия в компрессоре кратно уменьшается, что способствует увеличению КПЭ до 30% [63]. Также можно выделить существенное уменьшение фреоновых трасс для встраиваемого воздушного ТН и снижение выбросов CO<sub>2</sub> [64]. Результаты работ вышеупомянутых авторов доказывают высокую эффективность применения холодильных машин в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. Однако перечень производителей, работающих с подобными установками, сильно сжат. Среди отечественных компаний, в чьих линейках продуктов представлены серийные модели воздушных ТН, стоит выделить «NED» [94] и «ВЕЗА» [20]. В зарубежном сегменте особое внимание стоит обратить на продукцию Dantherm [103] и Systemair [121]. Вышеупомянутые компании предлагают проектировщику набор продукции из типоразмерного ряда с ограниченным выбором характеристик. Компании не предоставляют никакой расчетной документации, методик и программных комплексов для расчета воздушных тепловых насосов, за исключением программ подбора серийного оборудования. Основная сложность внедрения такого оборудования связана с высокими капитальными затратами.

Отсутствие методик расчета и программного обеспечения усложняют процесс обоснования внедрения утилизаторов теплоты на базе воздушных ТН.

Так как энергоэффективность воздушного ТН определяется параметрами низко- и высокопотенциальной среды, а вторая в свою очередь относительно постоянна с малыми колебаниями, то стоит классифицировать такие утилизаторы по типу источника низкопотенциальной среды: наружный воздух, удаляемый воздух. Стоит отметить, что первый существенно изменяется в течение года [50], а если учесть, что при КПЭ ниже 2,5 отсутствует экономическая целесообразность применения воздушных ТН, то в большинстве климатических зон Российской Федерации, такие утилизаторы применяться не могут. При применении воздушного ТН, где в качестве источника низкопотенциальной энергии используется удаляемый вытяжной воздух КПЭ существенно выше [9, 37, 40, 65, 70]. Следующей очевидной проблемой проектирования вентиляционных установок на базе воздушных ТН является выбор рабочего тела. Рекомендации по этой теме в литературе отсутствуют. Чаще всего приводятся результаты исследований таких хладагентов, как R22 или R12, применение которых запрещено с 1987 года Монреальским протоколом. К дополнению ко всему вышесказанному, сегодня отсутствуют какие-либо рекомендации по проектированию систем вентиляции и кондиционирования воздуха с применением встраиваемых воздушных ТН.

Чаще всего приточно-вытяжные установки дополнительно комплектуются пластинчатыми утилизаторами «воздух-воздух». Их разделяют на перекрестноточные, перекрестно-противоточные. Исследование [65] показало существенное увеличение количества утилизированной теплоты при одновременном применении воздушного ТН и пластинчатого утилизатора «воздух-воздух».

Эффективность теплоутилизатора не зависит от температуры на входе, за исключением случаев, когда высока вероятность образования конденсата и обледенения [97]. Тепловой поток теплообменника типа «воздух-воздух» будет равен

$$Q_{he} = \varepsilon_s \cdot G \cdot C_m \cdot (t_{e,i} - t_{s,i}), \quad (1.2)$$

где  $\varepsilon_s$  – температурная эффективность теплообменника-утилизатора;

$G$  – массовый расход приточного воздуха;

$C_m$  – удельная массовая теплоемкость приточного воздуха;

$t_{e,i}$  и  $t_{s,i}$  – температуры наружного и вытяжного воздуха.

При известном  $\varepsilon_s$  процесс подбора теплообменника прост, поскольку инженеру необходимо знать лишь условия эксплуатации. И все же, не учитывать риск обмерзания при проектировании было бы ошибочно. В исследовании [33] детально проанализирована эффективность процесса утилизации теплоты пластинчатыми утилизаторами «воздух-воздух» при экстремально низких температурах. Как показывают результаты исследования (рисунок 1.6), существенное влияние на температурную эффективность оказывает кристаллизация конденсируемой влаги со стороны удаляемого воздуха.

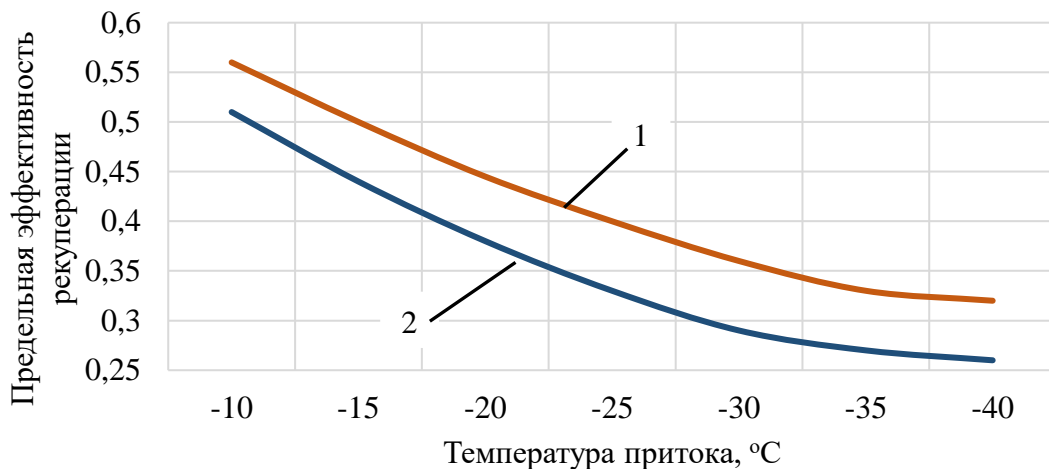


Рисунок 1.6 – Температурная эффективность по условиям обмерзания

1 – температура вытяжного воздуха 30 °C и относительная влажность 50%; 2 – температура вытяжного воздуха 20 °C и относительная влажность 30%

Кокорин О.Я. в своей работе [53] демонстрирует расчеты системы вентиляции с пластинчатым утилизатором «воздух-воздух» и утилизатором с промежуточным теплоносителем. Второй способен работать при достаточно низких температурах без риска обмерзания, но имеет относительно низкую





(ХМ). Удаляемый воздух нагревается в конденсаторе в выходной части установки после утилизатора и выбрасывается в атмосферу. Для такой работы необходимо, чтобы конденсатор и испаритель могли круглогодично меняться местами. Для этого используют 4-х ходовой клапан, который отвечает за реверс процесса утилизации.

Отличительной особенностью компоновки, представленной на рисунке 1.8, является расположение испарителя, он находится также в канале удаляемого воздуха, но перед утилизатором «воздух-воздух». Здесь одновременная работа ХМ и утилизатора «воздух-воздух» нецелесообразна, в связи с чем в пластинчатом утилизаторе открывается байпас, и он уже не участвует в процессе охлаждения приточного воздуха.

В холодный период года, при работе приточно-вытяжной установки второй конфигурации, удаляемый внутренний воздух сначала отдает часть тепловой энергии в воздухоохладителе, а затем уже охлажденный воздух проходит через утилизатор «воздух-воздух» немного снижая температурную эффективность воздушного теплообменника. Здесь практически исключается обледенение испарителя. Недостатком этой схемы является отсутствие летнего подогрева в утилизаторе теплоты [68].

Для обеспечения круглогодичной работы ХМ, холодильный контур оснащают 4-ходовым клапаном, что позволяет реверсировать холодильный цикл, как это показано на рисунке 1.9.

### **1.3 Современные методики расчета холодильных машин**

Наиболее эффективным и широко применяемым методом генерации холода выступает реализация обратного цикла Карно. В рамках этого термодинамического процесса основными рабочими показателями являются два параметра: холодопроизводительность и удельная холодопроизводительность. Тепловые насосы, по сути, представляющие собой инверсированные холодильные установки, функционируют на базе прямого цикла Карно. Для них

принципиальное значение имеют иные эксплуатационные характеристики – теплопроизводительность и её удельная величина. Расчет данных параметров подробно рассматривается в следующих главах настоящего диссертационного исследования.

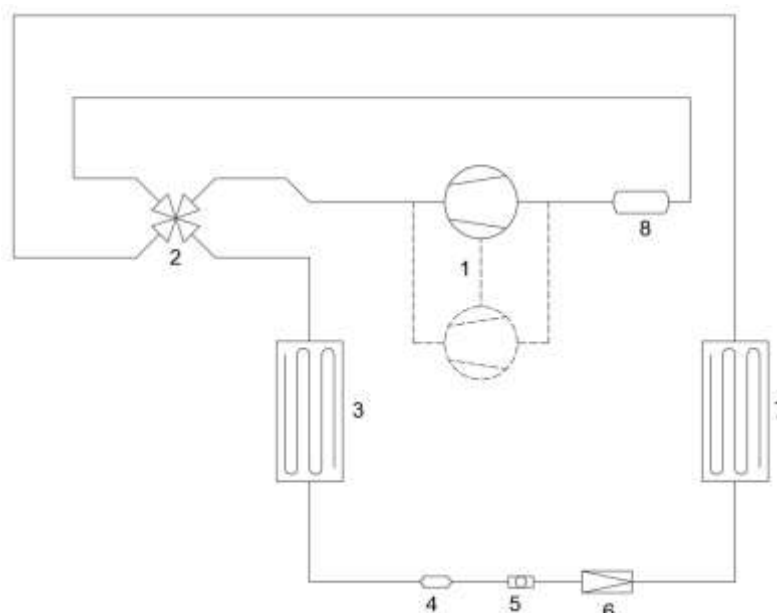


Рисунок 1.9 – Схема реверсивного холодильного цикла

1 – компрессор; 2 – четырехходовой клапан; 3 – конденсатор; 4 – фильтр-осушитель двусторонний; 5 – смотровое стекло; 6 – двусторонний электронный регулирующий вентиль; 7 – испаритель; 8 – ресивер;

При решении задачи расчёта параметров теплового насоса возникает необходимость анализа действующих расчётных подходов. Современный научно-технический арсенал располагает множеством методик, которые, несмотря на разнообразие формулировок, в своей основе опираются на унифицированный вычислительный алгоритм.

Одно из первых практических применений теплового насоса предложил Вильям Томсон и это была газовая холодильная машина (ГХМ) [71]. В таких холодильных машинах в качестве рабочего тела выступает воздух. ГХМ классифицируются по физическому принципу достижения низких температур. Первый тип основан на адиабатном расширении газа в детандере с совершением

внешней работы, второй – на вихревом эффекте, где охлаждение возникает без извлечения полезной механической энергии.

Удельная холодопроизводительность цикла определяется по уравнению (1.3), а теплопроизводительность по (1.4).

$$q_0 = h_1 - h_4 = c_p(t_1 - t_4) \quad (1.3)$$

$$q = h_2 - h_3 = c_p(t_2 - t_3) \quad (1.4)$$

где  $h_1$  и  $T_1$  – энтальпия и температура рабочего тела на всасе компрессора;

$h_2$  и  $t_2$  – энтальпия и температура рабочего тела на нагнетании компрессора;

$h_3$  и  $t_3$  – энтальпия и температура рабочего тела на входе в детандер;

$h_4$  и  $T_4$  – энтальпия и температура рабочего тела на выходе из детандера.

Работа цикла ГХМ является разницей между работой сжатия и расширения, то есть компрессора,  $l_{кп}$ , и детандера,  $l_d$ ,

$$l = q - q_0 = l_{кп} - l_d. \quad (1.5)$$

Холодильный коэффициент цикла определяется по классическому уравнению:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l}. \quad (1.6)$$

Парокомпрессионные тепловые насосы также называют паровыми (далее – ПХМ). ПХМ является одной из самых распространенным типом холодильных машин. Главной особенностью ПХМ является то, что рабочее тело в процессе совершения обратного цикла меняет свое фазовое состояние и может находиться в состоянии насыщенной или «переохлажденной» жидкости, сухого насыщенного, перегретого или влажного пара. Как правило их разделяют на одноступенчатые и каскадные холодильные машины. Принцип работы ПХМ показан на рисунке 1.1. Примеры расчетов ПХМ приведены в [1, 17, 44, 54, 66, 69-73, 79].

При изменении термодинамических параметров цикла, в частности, при снижении температуры кипения или повышении температуры конденсации рабочего тела, наблюдается рост степени сжатия хладагента, рассчитываемой

согласно соотношению (2.10). Это провоцирует снижение объемного коэффициента подачи компрессора, повышение нагрузки на его элементы и рост необратимых потерь. В такой ситуации особого внимания заслуживают каскадные пароконденсационные холодильные машины (ПХМ). Исследования показали, что при степени сжатия хладагента выше 8 необходимо переходить на двухступенчатое сжатие [71]. Сам расчет двухступенчатой ПХМ аналогичен одноступенчатой, отличие заключается лишь в расчете массовых расходов для каждой ступени [1, 71, 72]. В таких установках работа сжатия определяется по уравнению (1.7).

$$L_{\text{сж}} = L'_{\text{сж}} + L''_{\text{сж}}, \quad (1.7)$$

где  $L'_{\text{сж}}$  и  $L''_{\text{сж}}$  – работа сжатия в компрессорах первой и второй ступени;

$$L'_{\text{сж}} = G'_a \Delta h'; L''_{\text{сж}} = G''_a \Delta h'', \quad (1.8)$$

здесь  $G'_a$  и  $G''_a$  – массовый расход рабочего вещества первой и второй ступени;

$\Delta h'$  и  $\Delta h''$  – разность энтальпий рабочего тела на всасывании и нагнетании компрессоров первой и второй ступени.

Холодильные коэффициенты теоретического и действительного циклов двухступенчатой ПХМ определяют по зависимостям

$$\varepsilon_{\text{T}} = \frac{Q_0}{L'_{\text{сж}} + L''_{\text{сж}}}; \quad (1.9)$$

$$\varepsilon_{\text{д}} = \frac{Q_0}{(L'_{\text{сж}}/\eta'_e) + (L''_{\text{сж}}/\eta''_e)} \quad (1.10)$$

где  $Q_0$  – холодопроизводительность ПХМ;

$\eta'_e$  и  $\eta''_e$  – коэффициенты, учитывающие энергетические потери компрессоров первой и второй ступени.

Пароэжекторные холодильные машины (далее – ПЭХМ) относятся к группе теплоиспользующих холодильных машин, так как они потребляют извне не механическую, а энергию, передаваемую в форме теплоты. Другими словами, ПЭХМ работают без использования компрессора. Рабочим веществом таких машин, как правило, является вода, однако, могут применяться и хладоны. Расчет систем утилизации теплоты на основе ПЭХМ рассматривается в [6]. Холодильный коэффициент для ПЭХМ определяют следующим образом:

$$\varepsilon_T = \frac{h_1 - h_2}{h_3 - h_1} \quad (1.11)$$

где  $h_1$  – энтальпия холодного пара на выходе из испарителя ПЭХМ;

$h_2$  – энтальпия жидкости после дросселирования;

$h_3$  – энтальпия пара на нагнетании эжектора.

Энергетическая эффективность термоэлектрических холодильных машин зависит от физических свойств материалов термоэлементов. Их главное свойство это электропроводимость. Теория термоэлектрических холодильных машин базируется на термоэлектрических эффектах. Они связаны с взаимным превращением тепловой энергии в энергию электрического тока.

Холодопроизводительность термоэлектрических холодильных машин определяется по зависимости:

$$Q_0 = \alpha T_x I - 0,5 I^2 R - \lambda (T_r - T_x) \quad (1.12)$$

где  $\alpha$  – коэффициент дифференциальной термоэлектродвижущей силы;

$T_r$  и  $T_x$  – температуры горячего и холодного спая;

$I$  – сила тока;  $R$  – сопротивление обеих ветвей термоэлемента;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности ветвей термоэлемента.

Мощность, потребляемая термоэлементом, равна:

$$N = I^2 R + \alpha (T_r - T_x) I. \quad (1.13)$$

Из-за высоких цен на полупроводники, термоэлектрические холодильные машины не получили популярность. В конце прошлого столетия их технико-экономические показатели были на 20-50% хуже, чем у ПКХМ, а сегодня учитывая спрос на полупроводники ситуация еще более ухудшилась [83, 84].

#### **1.4 Утилизация теплоты в приточно-вытяжных установках с тепловым насосом**

Основные зависимости для определения свойств влажного воздуха:

$$d = 622 \frac{p_n}{B - p_n}, \quad (1.14)$$

$$I = 1,005t + (2500 + 1,8t) \frac{d}{1000}, \quad (1.15)$$

где  $d$  – влагосодержание воздуха, г/(кг сухого воздуха);

$p_{\text{п}}$  – парциальное давление водяных паров, Па;

$B$  – барометрическое давление, Па;

$t$  – температура воздуха по сухому термометру, °С;

$I$  – энтальпия воздуха, кДж/кг.

Приведенные зависимости лежат в основе  $I-d$  диаграммы влажного воздуха.

На рисунке 1.10 представлены основные процессы изменения воздуха в приточно-вытяжных установках с ТН.

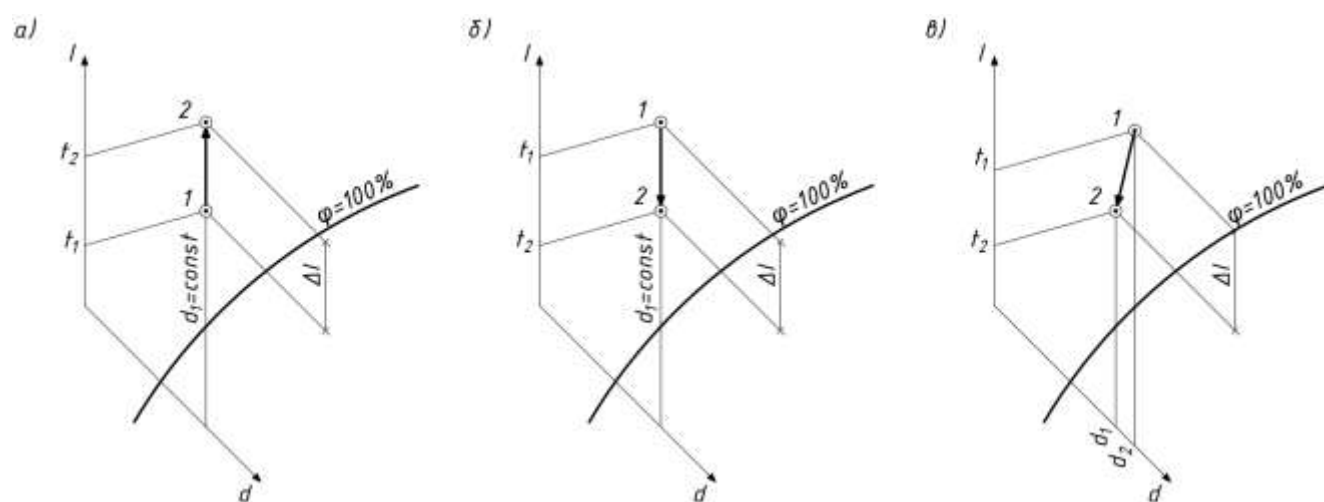


Рисунок 1.10 – Изменение состояния воздуха

а) «сухой» нагрев, б) «сухое» охлаждение, в) охлаждение с конденсацией влаги

Процесс изменения состояния наружного воздуха на  $I-d$  диаграмме, направленный вверх по линии  $d = const$ , называют «сухим» нагревом. Если каждому килограмму сухой части влажного воздуха будет передано  $\Delta I$ , кДж, теплоты, то он нагреется от температуры  $t_1$  до температуры  $t_2$ . В испарителе теплового насоса охлаждение воздуха всегда сопровождается конденсацией влаги, поскольку температура кипения хладагента, как правило, существенно ниже точки росы удаляемого воздуха, что обеспечивает активное осушение

воздушного потока. Выпадение влаги является значительной проблемой, так как создает риск обмерзания теплообменных аппаратов вентиляционной установки [15].

В настоящей работе в качестве утилизатора «воздух-воздух» рассматриваются пластинчатые перекрестноточные теплообменники. Речь идет о поверхностных теплообменниках, где процесс переноса теплоты между обменивающимися средами осуществляется через разделяющую стенку, непроницаемую для жидкостей и газов. Однако, могут применяться и другие виды утилизаторов теплоты (роторные, системы утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем, тепловые трубы).

В данном диссертационном исследовании в качестве утилизатора теплоты рассматривается парокompрессионный ТН. Принцип его работы идентичен работе ПКХМ.

Тепловая мощность цикла ТН в приточно-вытяжной установке определяется величиной теплоты, переданной высокопотенциальному источнику, в данном случае воздуху. Следовательно, теплопроизводительность ТН можно определить по соотношению:

$$Q = G_{a,c} \cdot C_{a,c} \cdot \Delta t_{a,c}, \text{ Вт}, \quad (1.16)$$

где  $G_{a,c}$  – массовый расход воздуха в приточном канале, кг/ч;  $C_{a,c}$  – удельная массовая теплоемкость приточного воздуха, Дж/(кг·К);  $\Delta t_{a,c}$  – температурный перепад приточного воздуха, равный разности температуры приточного воздуха после,  $t_{2a}$ , и до конденсатора,  $t_{1a}$ .

Для первичного анализа системы утилизации на базе ТН можно использовать теоретический КПЭ<sub>t</sub> для цикла Карно [107]. Недостатком такого подхода является то, что КПЭ<sub>t</sub> определяет максимально возможную величину трансформации энергии, так как не учитывает перегрев пара, эффективность сжатия и свойства хладагента. На практике реальный КПЭ в более чем в два раза меньше, чем КПЭ<sub>t</sub> [72]. КПЭ для действительного цикла может быть записан с коэффициентом  $k_{\text{ТН}}$  меньшим единицы.

$$\text{КПЭ} = k_{\text{ТН}} \cdot \text{КПЭ}_t = k_{\text{ТН}} \frac{T_{\text{к}}}{T_{\text{к}} - T_{\text{и}}} \quad (1.17)$$

Как следует из зависимости (1.18) КПЭ ТН с уменьшением разности между  $T_{\text{к}}$  и  $T_{\text{и}}$  хладагента увеличивается [69].

В разделе 1.2 в качестве одного из недостатков установки с расположением испарителя после пластинчатого утилизатора по ходу движения воздуха выделено обмерзание испарителя. Иней осаждается на поверхности ребер и трубок испарителя, когда температура поверхности ниже температуры точки росы воздуха и температуры замерзания воды. Отложившийся иней уменьшает проходное сечение для воздуха и увеличивает потери на трение, что приводит к снижению расхода воздуха. Кроме того, слой иней увеличивает термическое сопротивление поверхности ребер. Эти нежелательные факторы вызывают снижение теплопроизводительности теплонасосной системы в условиях обледенения. Для восстановления производительности теплового насоса необходимы периодические работы по размораживанию. При проектировании приточно-вытяжных установок для разработки методов оттайки испарителей важно прогнозировать условия, при которых будет наблюдаться обледенение.

На рисунке 1.12 приведены  $I-d$ -диаграммы, иллюстрирующие процессы изменения состояния влажного воздуха, как для притока, так и для вытяжки, приточно-вытяжных установок, изображенных на рисунках 1.8 и 1.9. Графическое построение реализовано на базе специально разработанной программы [77].

В таблице 1.1 представлены данные о параметрах воздуха в процессе тепловлажностной обработки. Как следует из рисунка 1.11, в обоих случаях происходит выпадение влаги и возможно инееобразование. Отличительной особенностью для двух компоновок являются параметры воздуха при прохождении им испарителя воздушного ТН. В первом случае процесс охлаждения представлен точками В2-В3, во втором В1-В2. В обоих случаях процессу нагрева воздуха в пластинчатом утилизаторе соответствуют точки П1-П2, в конденсаторе воздушного ТН – П2-П3, в дополнительном источнике теплоты – П3-П4. На рисунке 1.12 представлены диаграммы  $\lg P-h$  воздушных ТН.

В таблице 1.2 сведены данные об узловых точках цикла воздушного ТН, полученные в результате моделирования.

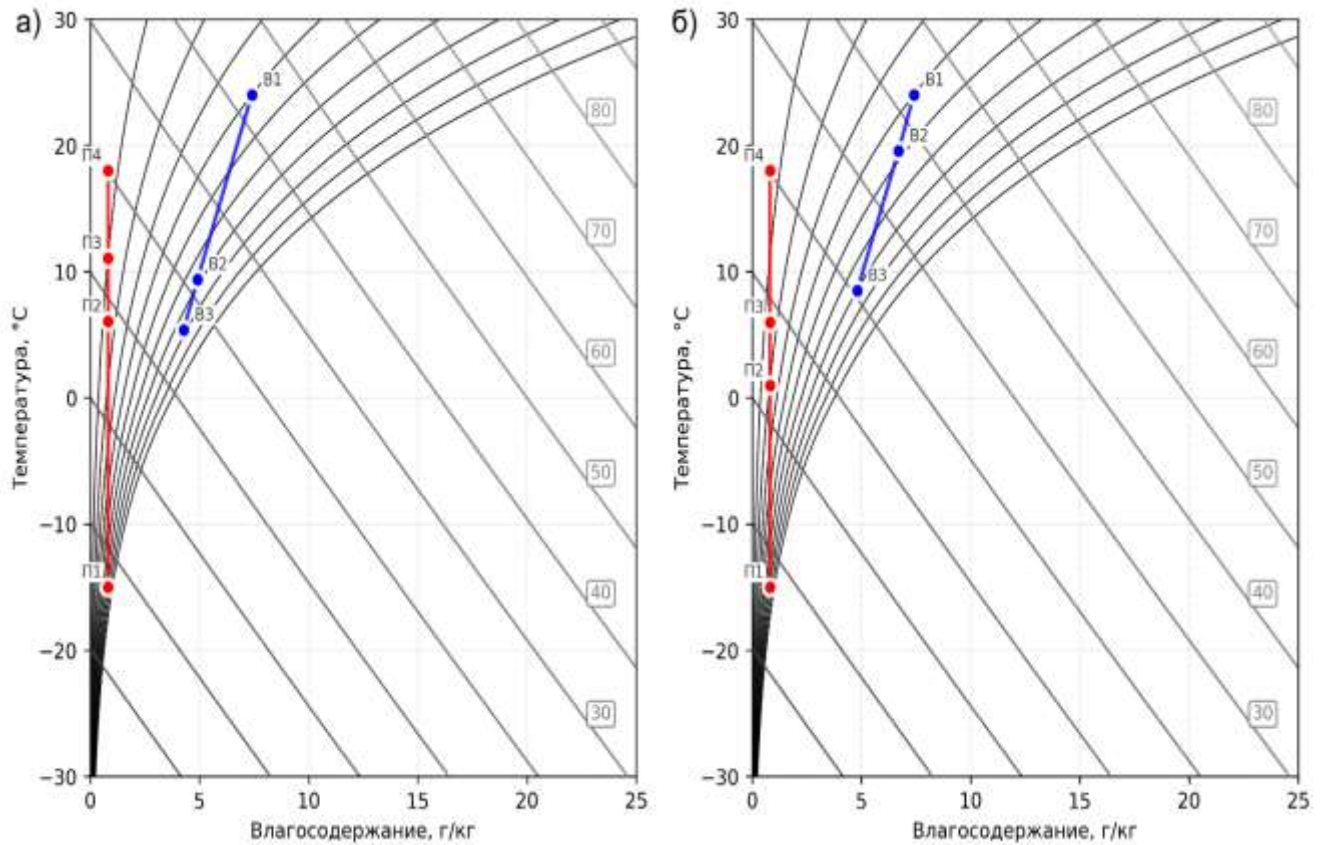


Рисунок 1.11 – Изменение состояния воздуха в приточно-вытяжных установках с пластинчатым утилизатором теплоты и тепловым насосом  
а – установка по рисунку 1.7; б – установка по рисунку 1.8

Таблица 1.1 – Параметры точек для рисунка 1.10

Точка	Температура, °С		Влажность, г/кг		Относительная влажность, %		Энтальпия, кДж/кг	
	а	б	а	б	а	б	а	б
П1	-15	-15	0,81	0,81	80	80	-13,1	-13,1
П2	6,1	1,0	0,81	0,81	14,1	19,7	8,1	3,4
П3	11,1	6,0	0,81	0,81	10,0	13,8	13,2	8,4
П4	18	18	0,81	0,81	6,4	6,4	20,2	20,2
В1	24	24	7,4	7,4	40	40	43	43
В2	9,3	19,6	4,91	6,70	67,6	47,6	21,8	36,7
В3	5,3	8,5	4,28	4,8	77,4	70,2	16,2	20,6

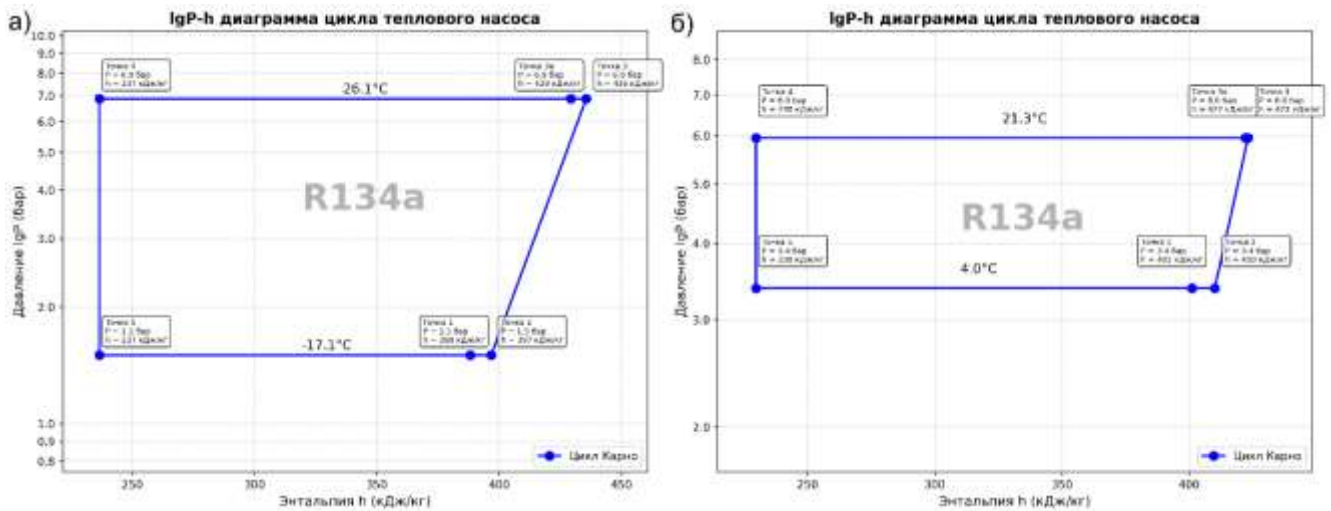


Рисунок 1.12 – Цикл теплового насоса

а – установка по рисунку 1.8; б – установка по рисунку 1.9

Таблица 1.2 – Параметры точек для рисунка 1.11

Точка	Давление, бар		Температура, °С		Энтальпия, кДж/кг	
	а	б	а	б	а	б
2	1,5	3,4	-7,1	14,0	396,7	410,0
3	6,9	6,3	48,6	36,6	435,5	424,7
3а	6,9	6,3	26,1	23,4	429,3	423,4
4	6,9	6,3	26,1	23,4	236,6	232,7
5	1,5	3,4	-17,1	4,0	236,6	232,7
1	1,5	3,4	-17,1	4,0	388,2	401,0

Задавшись одинаковой теплопроизводительностью в 8375 Вт по зависимости (1.16), получим требуемый расход холода для обеих компоновок – 6741 и 7734 Вт, соответственно. Температура кипения хладагента в первом случае составила минус 17,1 °С, а во втором 4,0 °С. Таким образом, для компоновки, изображенной на рисунке 1.8, возникает риск обмерзания испарителя.

На рисунке 1.13 приведены данные о влиянии температуры поверхности трубок испарителя на условие инееобразования, которое в свою очередь характеризуется точкой пересечения  $\Delta d$ , определяемой по зависимости 1.19, и граничной кривой

$$\Delta d = d_{\text{ВХ}} - d_{\text{П}}. \quad (1.18)$$

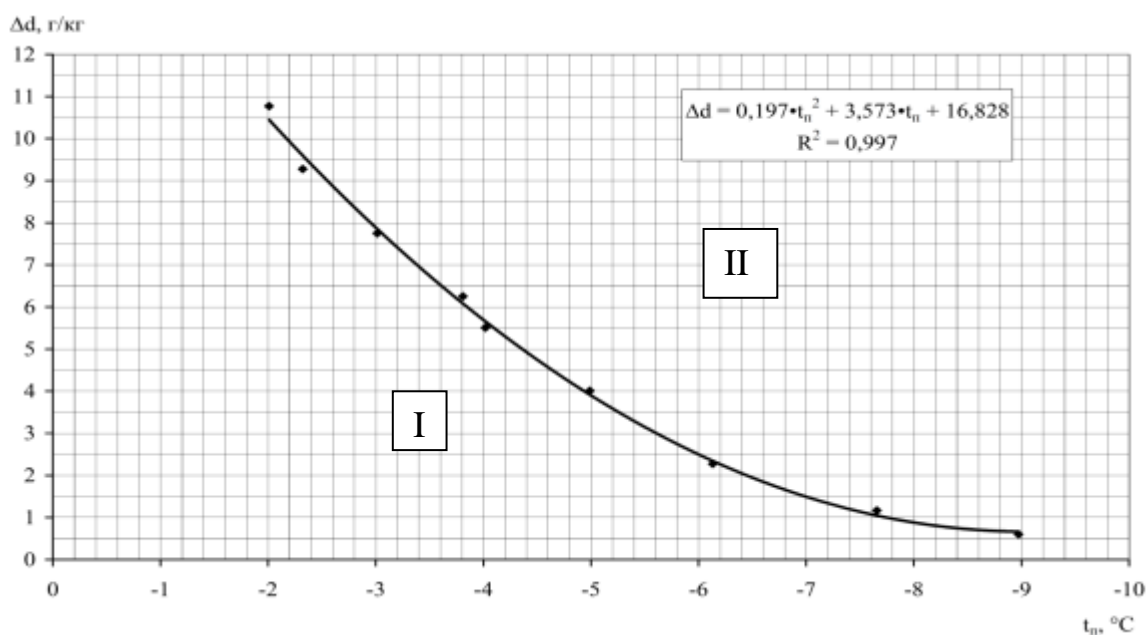


Рисунок 1.13 – Влияние температуры поверхности и влагосодержания воздуха на инееобразование

I – область переохлажденных капель воды; II – область инея на поверхности испарителя

Кривая, разделяющая зону переохлажденных капель воды от области инееобразования, определена на основании экспериментальных данных [95]. Уравнение кривой можно записать в виде полинома второй степени, выведенного методом наименьших квадратов:

$$\Delta d = 0,197 \cdot t^2 + 3,573 \cdot t + 16,828. \quad (1.19)$$

Данные позволяют оценить условия инееобразования на поверхности испарителя.

При снижении относительной влажности вытяжного воздуха с 50% до 30% температура наружного воздуха, при которой возникает инееобразование на поверхности испарителя уменьшилась с  $-3,4$  до  $-5,3$  °C. Обмерзание может привести к возросшему аэродинамическому сопротивлению, снижению эффективности теплообмена, а учитывая низкую толщину стенок медных трубок, к разрушению теплообменного аппарата.

Анализируя данные из I-d-диаграммы, можно увидеть существенную разницу в количестве теплоты, утилизируемой пластинчатым теплообменником (процесс П1-П2). Во втором случае она ниже на 14,6 %. Это приводит либо к

увеличению теплопроизводительности ТН, либо расхода теплоты на резервном воздухонагревателе. В таблице 1.3 представлены эксплуатационные параметры обеих компоновок со встраиваемым воздушным ТН. Результаты показывают существенное влияние компоновки элементов воздушного ТН на его характеристики.

Таблица 1.3 – Эксплуатационные параметры воздушных ТН

Наименование параметра	Тип компоновки	
	а - рисунок 1.8	б - рисунок 1.8
Температура конденсации, °С	26,1	21,3
Температура испарения, °С	-17,1	4
КПЭ	3,69	9,41
Удельная нагрузка на конденсаторе, кДж/кг	198,67	191,97
Удельная нагрузка на испарителе, кДж/кг	160,13	177,29
Удельная энергия сжатия, кДж/кг	53,92	20,4
Расход хладагента, кг/ч	151,5	157,1
Мощность, затрачиваемая компрессором, Вт	2270	890

Сегодня производители вентиляционного оборудования предлагают следующий перечень решения проблемы обмерзания теплообменных аппаратов вентиляционных установок:

- остановка работы вентиляторов приточно-вытяжной установка во время оттайки;
- установка воздухонагревателя в канале приточного воздуха перед утилизатором «воздух-воздух»;
- применение рециркуляции для увеличения температуры приточного воздуха за счет его смешения с удаляемым из помещения.

При использовании дополнительного воздухонагревателя при работе установки в условиях обмерзания теплоутилизатора, в расчете эффективности преобразования энергии всей установки стоит учитывать дополнительно электрическую мощность, затрачиваемую на подготовку воздуха перед его поступлением в теплообменник, то есть количество теплоты необходимое для нагрева наружного воздуха до температуры выше температуры обмерзания.

Однако такой метод имеет наибольшую эффективность по сравнению с другими перечисленными [113].

Применения подмеса (рециркуляции) возможно при выполнении п.7.3.13-7.3.15 [80] и имеет ограниченный спектр использования. Дополнительно, при использовании в общественных зданиях в системе необходимо использовать постоянное обеззараживание приточного или рециркуляционного воздуха, поступающего в помещение, что удорожает систему.

Остановка приточного вентилятора в некоторых случаях невозможна. Например, при применении системы вентиляции в качестве воздушного отопления.

На рисунке 1.14 представлена приточно-вытяжная установка с возможностью защиты от обмерзания, как испарителя, так и утилизатора «воздух-воздух».

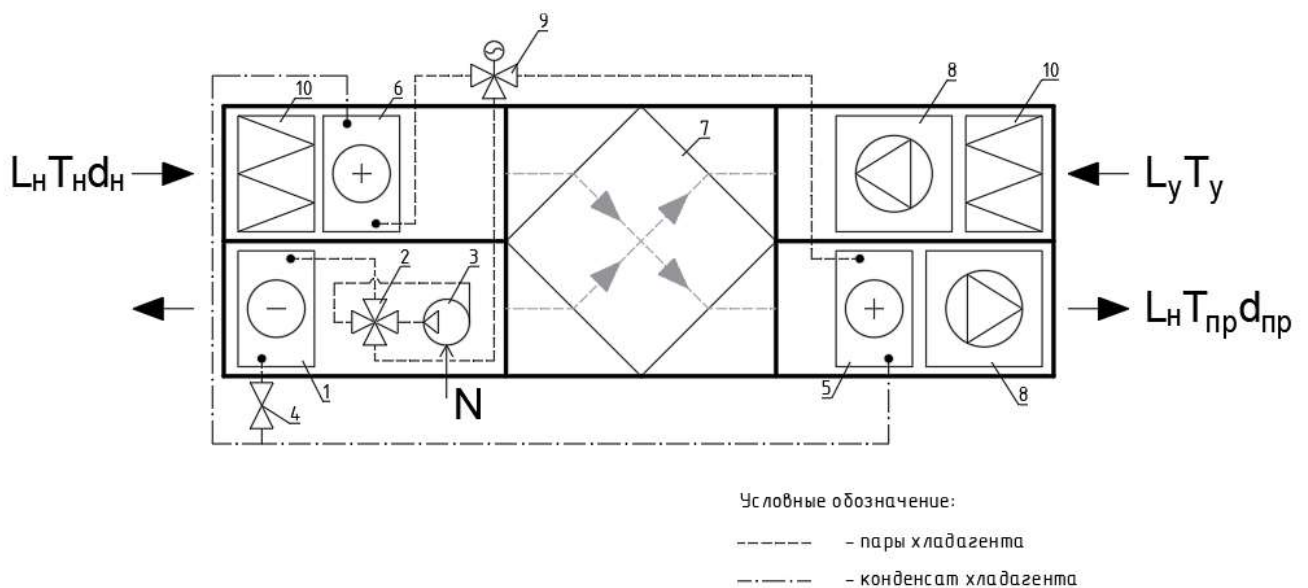


Рисунок 1.14 – Приточно-вытяжная установка со встраиваемым тепловым насосом с возможностью защиты от обмерзания

В холодный период года наружный воздух поступает в канал приточного воздуха с расходом  $L_n$ , температурой  $T_n$  и влагосодержанием  $d_n$ . Когда температура наружного воздуха  $T_n$  и влагосодержание  $d_n$ , выше значений

обмерзания утилизатора теплоты 7, то трехходовой клапан открыт, а конденсатор 6 не участвует в холодильном цикле. Теплота, полученная в испарителе 1, передается приточному воздуху в конденсаторе 5, нагревая его до требуемой температуры. Теплота подводится тепловым насосом за счет работы компрессора 3, затрачивая электрическую энергию на его привод  $N$ . В момент снижения температуры  $T_n$  наружного воздуха и влагосодержания  $d_n$  до значений ниже температуры обмерзания утилизатора теплоты 7 и при снижении давления после воздушного утилизатора из-за обледенения теплообменных поверхностей, трехходовой клапан переходит в положение закрыт, в связи с чем конденсатор 5 отключается от холодильного цикла, а конденсатор 6 начинает в нем участвовать, нагревая наружный воздух до температуры  $T_1$ , которая выше значений температур обмерзания, до тех пор, пока теплообменные поверхности не разморозятся, а расход  $L_n$  не станет равным проектному. После окончания процесса разморозки, трехходовой клапан переходит в положение открыт. Стоит отметить, что в случае, когда риск обмерзания отсутствует, нагрев приточного воздуха должен осуществляться именно в конденсаторе 5, а не 6, в противном случае температурная эффективность утилизации рекуператора снижается. В теплый период года трехходовой клапан всегда открыт, и установка работает аналогично алгоритму, описанному в разделе 1.2.

### **1.5 Выводы по главе 1**

1. В выполненном обзоре исследований систем утилизации теплоты удаляемого вентиляционного воздуха отмечается высокая эффективность применения холодильных машин (тепловых насосов) в системах вентиляции и кондиционирования воздуха.

2. На сегодняшний день в научно-технических публикациях отсутствуют стандартизированные подходы и методические указания, касающиеся расчета и проектирования приточно-вытяжных установок, оснащенных встраиваемым

воздушным ТН и утилизатором «воздух-воздух». Существующая документация, представленная производителями, ограничивается прикладным характером.

3. При организации систем утилизации тепловой энергии воздушного потока доминируют устройства пассивного теплообмена - в первую очередь пластинчатые и регенеративные теплообменники. Что касается теплонасосных установок, то их использование в качестве утилизаторов в части опубликованных источников упоминается лишь эпизодически и преимущественно в контексте решения узкоприкладных задач.

4. В большинстве методик встречается графоаналитический метод решения задач, который не подходит для машинного способа решения. Одновременно с этим, изученные имитационные модели не позволяют рассчитывать сложные системы утилизации теплоты, например совместное применение приточно-вытяжной установки с утилизатором пассивного теплообмена и встраиваемым холодильным оборудованием при различной его компоновке.

5. Обобщены результаты моделирования в зависимости от расположения испарителя в приточно-вытяжной установке. Расположение охладителя в канале вытяжного воздуха перед утилизатором «воздух-воздух» исключает риск его обмерзания, уменьшает требуемую мощность, затрачиваемую на компрессоре в 2,5 раза, но снижает количество теплоты, утилизируемой пластинчатым теплообменником на 14,6 %.

6. Обобщены результаты экспериментальных исследований зарубежных авторов. Получена зависимость, определяющая влияние температуры поверхности испарителя и влагосодержания на инееобразование. Одним из обязательных условий инееобразования является разность влагосодержания воздуха на входе в испаритель и на его поверхности.

## **2 Математическая модель парокомпрессионного теплового насоса в приточно-вытяжных вентиляционных установках**

Под математической моделью понимается модель, в которой сведения об объекте моделирования представлены в виде математических символов и выражений.

Математическая модель позволяет описывать процессы или явления и изучать сложные и недоступные объекты, так как их производство связано с высокими капитальными затратами. Вентиляционные установки и холодильные машины как раз относятся к таким объектам. В связи с чем, необходимо осуществление расчета и прогнозирование их работы.

Целесообразно для исследования работы тепловых насосов в составе приточно-вытяжных установок применить математическое моделирование.

Математическое моделирование процессов позволяет:

- проводить теоретические «безопасные» эксперименты, когда реальные опыты слишком дороги;
- ускорять процесс исследования, так как вычислительный эксперимент зачастую быстрее и дешевле натурального;
- выявлять скрытые связи и зависимости;
- заранее находить наилучшие параметры конструктивных и эксплуатационных решений.

### **2.1 Основные объекты математической модели**

Для проведения анализа эффективности утилизации теплоты с применение встраиваемого воздушного ТН были выбраны компоновки приточно-вытяжных установок, представленные на рисунке 2.1.

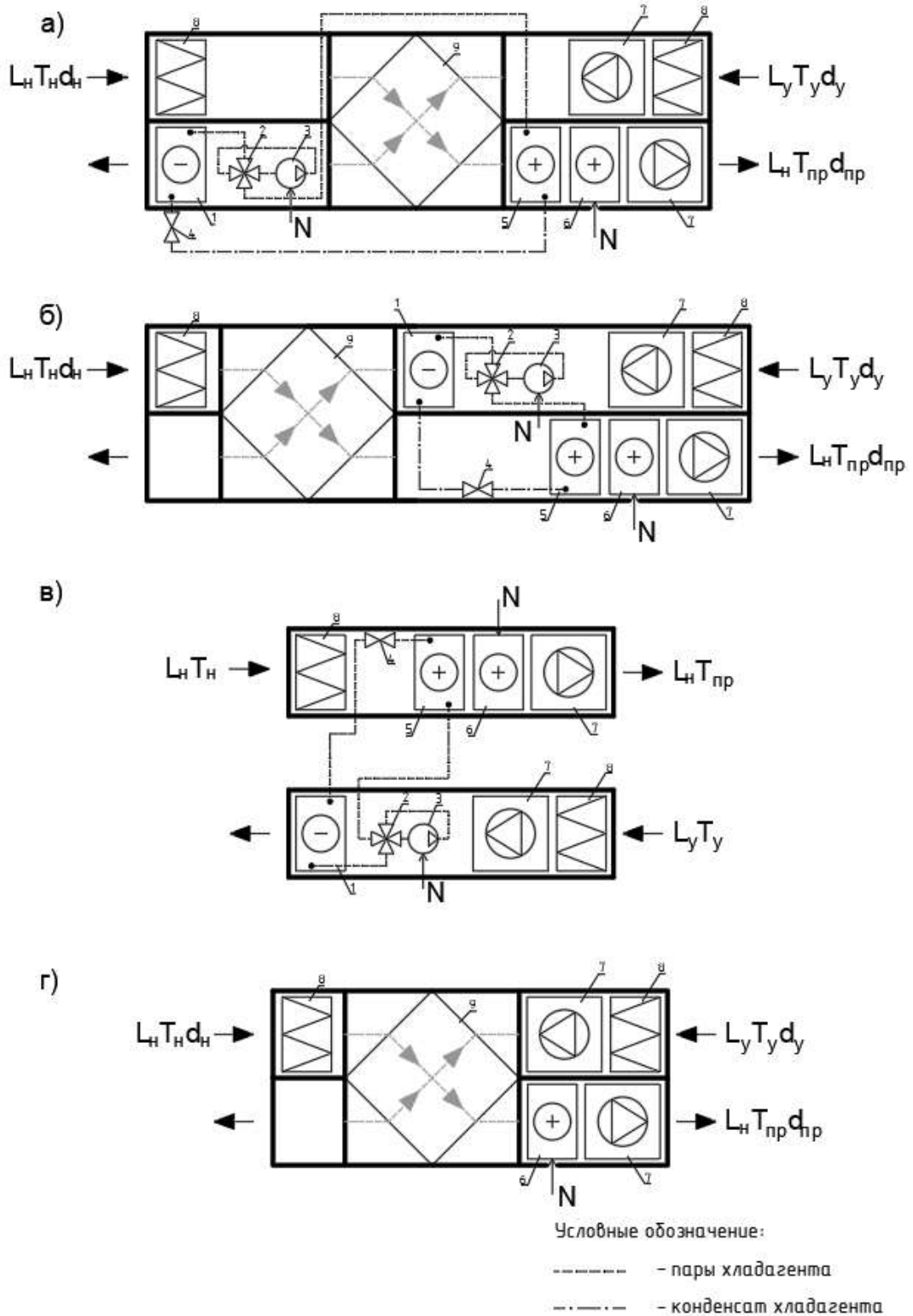


Рисунок 2.1 – Компоновки приточно-вытяжных установок

а, б, в – со встраиваемым тепловым насосом; г – «стандартного» исполнения с  
 воздухонагревателем

1 – испаритель; 2 – четырехходовой клапан; 3 – компрессор; 4 – терморегулирующий вентиль; 5 – конденсатор; 6 – воздухонагреватель; 7 – вентилятор; 8 – фильтр. 9 – утилизатор теплоты приточно-вытяжной установки

Компоновка «а» – это приточно-вытяжная установка с встраиваемым воздушным ТН и с пластинчатым утилизатором «воздух-воздух». Отличительной особенностью компоновки «б» от первой заключается в расположении компрессорно-испарительного агрегата. Компоновка «в» имеет в своем составе только встраиваемый воздушный ТН способный работать, как в режиме нагрева, так и охлаждения.

Одним из требований разрабатываемой математической модели является информативность результатов моделирования приточно-вытяжных установок. Такое требование выполняется при применении графоаналитического метода анализа полученной информации в результате моделирования. Для этого процессы изменения состояния воздуха представляются на I-d-диаграмме (рисунок 1.12).

В данном исследовании все результаты численного моделирования получены с использованием разработанной программы HeatPumpАН [77]. В ее основе лежит методика совместного расчета приточно-вытяжной установки со встраиваемым воздушным ТН. Алгоритм расчета приточно-вытяжной установки с встраиваемым ТН можно условно разбить на несколько этапов:

- расчет утилизатора «воздух-воздух» на основе исходных температур и расходов приточно и вытяжного воздуха;
- расчет цикла ТН;
- проектный расчет конденсатора и испарителя ТН, включая определение площади поверхности, коэффициентов теплопередачи и уточненных температур воздуха на выходе;
- уточненный пересчет утилизатора «воздух-воздух» и цикла ТН с учетом действительных температурных напоров;

## **2.2 Зависимости, связывающие основные объекты математической модели**

При выборе конфигураций приточно-вытяжных установок «а» и «б», расчет процессов изменения состояния воздуха необходимо вести с учетом наличия в их

составе утилизатора «воздух-воздух». Математическая модель пластинчатого перекрестноточного утилизатора теплоты, основана на [11, 65]. Процессы изменения состояния воздуха показаны на рисунке 2.2.

Расчет утилизатора «воздух-воздух» сводят к определению коэффициента температурной эффективности  $k_{\text{эф}}$

$$k_{\text{эф}} = \frac{t_{11} - t_{\text{н}}}{t_{\text{у}} - t_{\text{н}}}, \quad (2.1)$$

где  $t_{11}$  – температура наружного воздуха после утилизатора «воздух-воздух», °С;

$t_{\text{н}}$  – температура наружного воздуха, °С;

$t_{\text{у}}$  – температура удаляемого воздуха, °С.

Соотношение (2.1) непосредственно не учитывает конструктивного исполнения утилизатора, а отражает лишь физический смысл температурного коэффициента.

Температура воздуха перед конденсатором определяется по следующим зависимостям [11, 61]:

$$t_{11} = ((t_{\text{в}} - t_{\text{п}}) \cdot k_{\text{эф}}) + t_{\text{п}}, \quad \text{°С} \quad (2.2)$$

$$k_{\text{эф}} = \frac{NTU}{1 + 1,137 \cdot NTU} \quad (2.3)$$

$$NTU = \frac{3600 \cdot K \cdot F}{L \cdot 1,005 \cdot \rho} \quad (2.4)$$

$$Nu = \alpha \cdot \frac{l}{\lambda} \quad (2.5)$$

$$Re = \frac{u \cdot l}{\nu} \quad (2.6)$$

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \quad (2.7)$$

$$Pr = \frac{\nu c \rho}{\lambda} \quad (2.8)$$

$$K = \frac{\alpha}{2} \quad (2.9)$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи теплообменника, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$F$  – площадь теплообменной поверхности утилизатора «воздух-воздух», м<sup>2</sup>.

$Nu$ ,  $Re$ ,  $Pr$  – критерии Нуссельта, Рейнольдса, Прандтля, соответственно;

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Температура воздуха перед испарителем, расположенным после утилизатора «воздух-воздух», определяется по зависимости

$$t_{32} = t_B - \left( (t_B - t_H) \cdot k_{эф} \right), \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.10)$$

В силу относительно небольшой толщины стенки пластин утилизатора можно пренебрегая ее термическим сопротивлением, считать коэффициент конвективного теплообмена  $\alpha$  с обеих сторон стенки одинаковым.

Среднюю плотность воздуха и среднюю температуру воздуха,  $t_{cp}$ , в утилизаторе можно рассчитать по соотношениям 2.10 и 2.11:

$$\rho = \frac{353}{273+t_{cp}}, \text{ кг/м}^3; \quad (2.11)$$

$$t_{cp} = \frac{t_H+t_Y}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.12)$$

Как следует из результатов главы 1, тепловлажностная обработка воздуха осуществляется при прохождении им испарителя и конденсатора воздушного теплового насоса. Все эти процессы изображены на рисунке 1.12.

Для примера, на рисунке 2.2 (а) показан характер изменения температур при теплопередаче через гладкую разделяющую стенку трубки испарителя, толщиной  $d$ . С одной стороны стенки находится кипящий фреон, с температурой кипения  $t_c$ , которая в процессе перегрева пара растет до температуры  $t_{f2}$ . Процесс кипения хладагента рассматривается в разделе 2.2.3 и в [78, 100, 101, 110]. В настоящем диссертационном исследовании не ставилась задача подробного описания процессов, протекающих внутри испарителя. С другой стороны стенки находится воздух с температурой  $t$ , а у поверхности трубки испарителя с температурой  $t_{f2}$ . Для переноса теплоты внутри пластинчатого утилизатора «воздух-воздух» картина аналогична.

Процесс тепловлажностной обработки приточного воздуха в конденсаторе теплового насоса. В данном случае поверхность трубок конденсатора,  $t_{f2}$ , выше температуры приточного воздуха,  $t$ . Наличие температурного напора ( $t_{f2} > t$ ) обусловит протекание процесса отнятия явной теплоты от поверхности трубок конденсатора без изменения влагосодержания нагреваемого воздуха. Более

сложным процессом является охлаждение воздуха в пластинчатом утилизаторе и испарителе. Охлаждение удаляемого из помещения воздуха в пластинчатом утилизаторе вентиляционной установки, когда температура вытяжного воздуха,  $t$ , больше температуры поверхности разделяющей стенки утилизатора воздушного теплообменника,  $t_{f2}$ , при этом  $t_{f2}$  больше температуры точки росы,  $t_p$  [76].

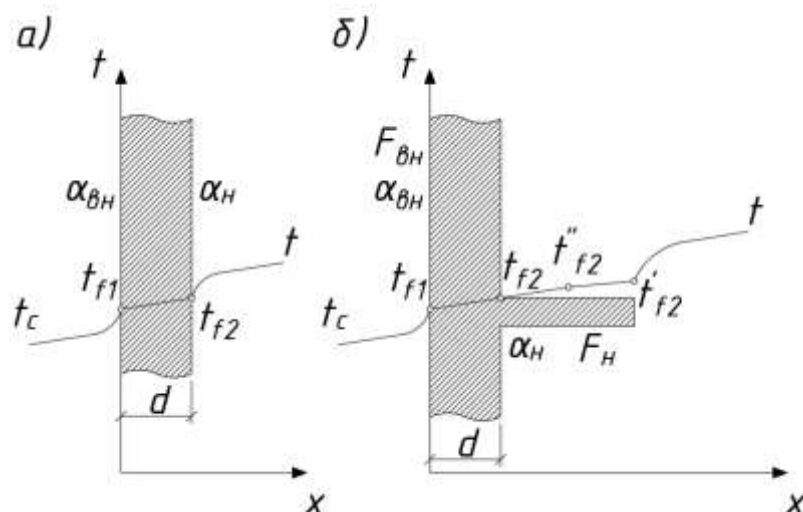


Рисунок 2.2 – Характер изменения температур при теплопередаче через а) гладкую разделяющую стенку и б) через оребренную разделяющую стенку

Температурный напор ( $t > t_{f2}$ ) приведет к протеканию процесса снятия явной теплоты от удаляемого воздуха и передачу его приточному по ту сторону стенки. Равенство парциальных давлений является условием неизменности влагосодержания и, как следствие, отсутствия конденсации влаги. Плотность теплового потока от удаляемого воздуха к поверхности стенки записывается следующим образом:

$$q = \alpha_H \cdot (t - t_{f2}) \quad (2.13)$$

Тот же тепловой поток передается от внутренней стенки к холодному приточному воздуху:

$$q = \alpha_{BH} \cdot (t_{f1} - t_c) \quad (2.14)$$

В целом зависимость для определения плотности теплового потока будет иметь вид (2.15)

$$q = \frac{t-t_c}{\frac{1}{\alpha_H} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{BH}}} \quad (2.15)$$

Система уравнений, описывающая процесс охлаждения воздуха с осушением, имеет следующий вид:

$$d_1 = 0,622 \cdot \frac{e}{p-e} \quad (2.16)$$

$$e_1 = \frac{\varphi}{100\%} \cdot E_S \quad (2.17)$$

$$E_S(t) = \frac{6,107 \cdot 10^{\frac{a \cdot t}{b+t}}}{10} \quad (2.18)$$

$$d_2 = \frac{(t_1-t_2) \cdot (d_{п1}-d_1)}{t_{п1}-t_2} + d_1 \quad (2.19)$$

Численные значения величин  $a$  и  $b$  в зависимости (2.18) приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Численные значения величин  $a$  и  $b$  в зависимости (2.18)

Условия применения	Значения	
	$a$	$b$
Температура воздуха выше 0 °С	7,6326	241,9
Температура воздуха ниже 0 °С	9,5	265,5

Базовые зависимости цикла теплового насоса имеют вид зависимостей (2.20) – (2.23):

$$q_T = Q_0 + (L_{сж}/\eta_e); \quad (2.20)$$

$$q_0 = G_x \cdot (h_i - h_{ii}); \quad (2.21)$$

$$K_T = \frac{q_T}{(L_{сж}/\eta_e)}, \quad (2.23)$$

Дифференциальные уравнения теплопередачи и теплового баланса:

$$d^2\bar{Q} = k^* \cdot \Delta t \cdot dF \cdot d\tau; \quad (2.24)$$

$$dQ = G \cdot c_p \cdot dt; \quad (2.25)$$

где  $d^2\bar{Q}$  – количество теплоты, полученное вторичным теплоносителем через элемент поверхности, Дж;  $k^*$  - коэффициент теплопередачи, переменный по

поверхности и во времени, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $dQ$  – изменение теплового потока между двумя контрольными сечениями поверхности теплообмена, Вт.

В исходном виде процессы теплообмена в элементах приточно-вытяжной установки со встроенным воздушным тепловым насосом описываются системой нестационарных уравнений теплового баланса. Для испарителя и конденсатора могут быть представлены в следующем виде:

$$m_{и} \cdot c_{p,и} \cdot \frac{dT_{и}}{d\tau} = Q_2 - Q_x; \quad (2.26)$$

$$m_{к} \cdot c_{p,к} \cdot \frac{dT_{к}}{d\tau} = Q_x - Q_1. \quad (2.27)$$

В целом расчет воздушного ТН сводится к решению уравнений (2.28-2.31)

$$Q = G_1 \cdot C_1 \cdot (t_{11} - t_{12}) = G_x \cdot (h_3 - h_4) + r \cdot (1 - x_{x2}); \quad (2.28)$$

$$Q = G_2 \cdot C_2 \cdot (t_{21} - t_{22}) = G_x \cdot (h_2 - h_5) + r \cdot (1 - x_{x1}); \quad (2.29)$$

$$Q = G_1 \cdot \rho_1 \cdot C_1 \cdot (t_{11} - t_{12}) = G_2 \cdot \rho_2 \cdot (h_{21} - h_{22}); \quad (2.30)$$

$$Q = K \cdot F \cdot \frac{\theta_{max} - \theta_{min}}{\ln(\theta_{max}/\theta_{min})}, \quad (2.31)$$

где индексы: 1 – воздух приточный; 2 – воздух вытяжной;  $x$  – хладагент; 11, 21,  $x1$  – вход; 12, 22,  $x2$  – выход;

$$\theta = \frac{\theta_{max} - \theta_{min}}{\ln\left(\frac{\theta_{max}}{\theta_{min}}\right)} \quad (2.32)$$

В настоящей работе рассматриваются конденсаторы и испарители конструкции «медная трубка». Изменение температур для них показано на рисунке 2.3.

Для упрощения расчета теплообменных аппаратов используются уравнения для средних коэффициентов теплоотдачи. Например, во время нагрева воздуха в конденсаторе 96 – 98 % теплоты передается за счет конденсации паров [36].

Площадь теплообменной поверхности конденсатора и испарителя определяется по соотношению (2.33)

$$F = \frac{A \cdot B}{S_v \cdot S_{п}} \cdot [2 \cdot (S_v \cdot S_g - 0,786 \cdot d_o^2) + \pi \cdot d_o \cdot (S_p - \delta_{п})] \quad (2.33)$$

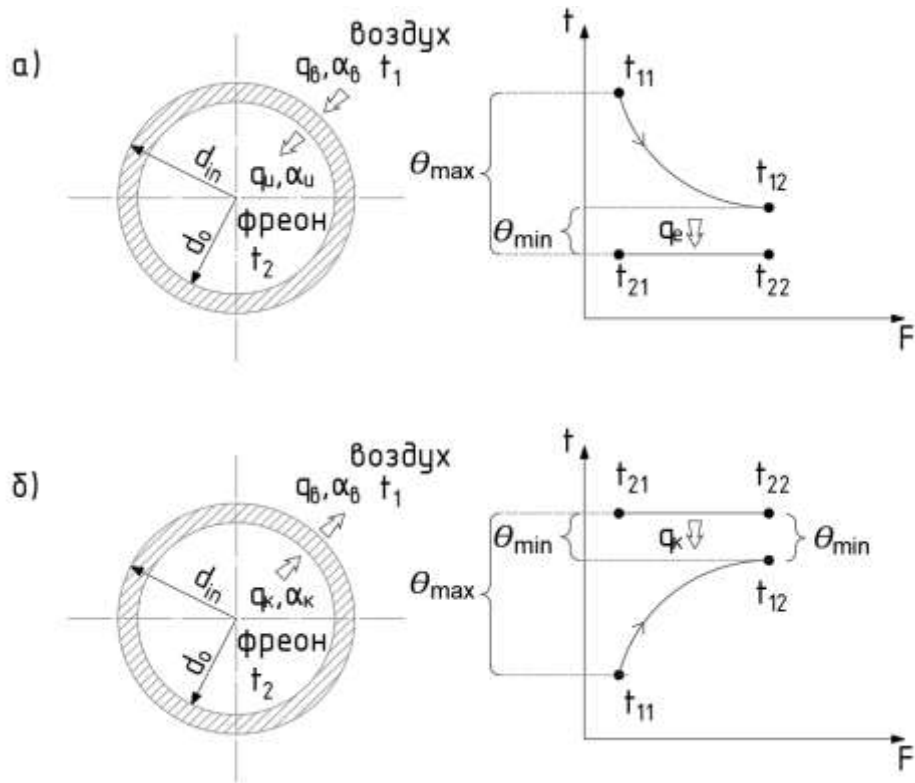


Рисунок 2.3 – Распределение температур по поверхности испарителя (а) и конденсатора (б)

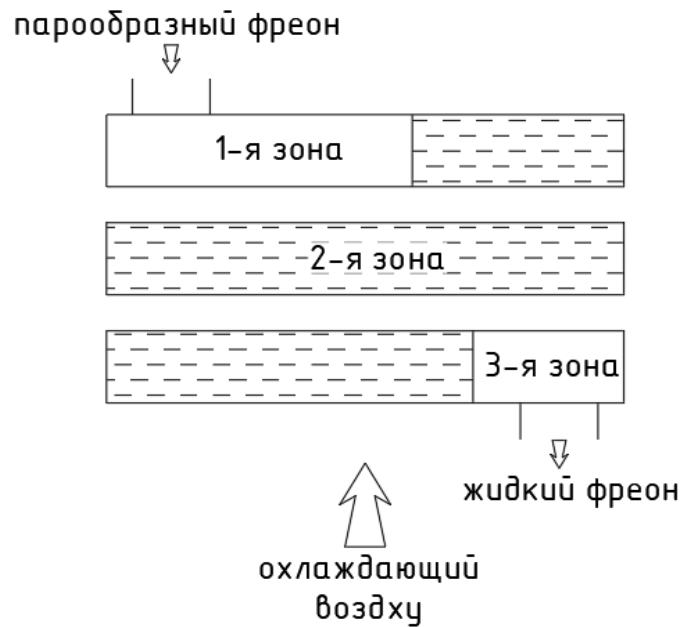


Рисунок 2.4 – Расчетная схема воздушного конденсатора теплового насоса

Расчет коэффициента теплоотдачи в конденсаторе осуществляется с использованием следующих уравнений:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{a_B} \frac{d_{in}}{d_o} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \frac{d_{in}}{d_{cp}} + \frac{1}{a_a}}; \quad (2.34)$$

$$a_B = 22,35 \cdot (vp)^{0,703} \cdot (S_p)^{0,121}; \quad (2.35)$$

$$a_a = a_n \cdot \varepsilon_{3M} = 0,25 \cdot a_n \cdot q_a^{0,15}; \quad (2.36)$$

$$a_n = C \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot l \cdot \theta_a}}; \quad (2.37)$$

$$q_a = 0,5081 \cdot \left( \frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3}{\mu \cdot d_{in}} \right)^{0,2875} \cdot \theta_a^{0,8625}; \quad (2.38)$$

$$q_B = (\theta - \theta_a) \cdot K_{ч}, \quad (2.39)$$

где  $C$  – коэффициент, равный 0,72 для горизонтальной и 0,943 для вертикальной поверхностей

В рассматриваемой математической модели расчет коэффициента теплоотдачи основывается на применении зависимости (2.40) [15].

$$a_n = 0,56 \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3}{\mu \cdot d_{in} \cdot \theta_a}}. \quad (2.40)$$

Расчет воздушного испарителя сводится к решению уравнений интегральным методом. В результате чего определяется граница между зонами пузырькового кипения и конвективного теплообмена. Система расчетных уравнений, описывающая средние коэффициенты теплоотдачи при кипении хладагента, имеет вид:

$$a_a^{пуз} = S^{лок} \cdot (1 - x)^{0,1} \cdot \frac{(vp)^{0,1} \cdot q_a^{0,7}}{(d_{in})^{0,5}}; \quad (2.41)$$

$$S = 2,059 \cdot \frac{\lambda_{ж}^{0,6} \cdot (r \cdot 1,4 \cdot 10^{-6} \cdot \rho_{п})^{0,133}}{g^{0,2} \cdot T_E^{0,4} \cdot \sigma^{0,3} \cdot (1,16) \cdot d_*^{0,266} \cdot \rho_{ж}^{0,233}}; \quad (2.42)$$

$$d_* = 0,722 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{ж}}{g \cdot (\rho_{ж} - \rho_{п})}}; \quad (2.43)$$

$$a_a^{кон} = \frac{0,935 \cdot 10^{-3} \cdot \lambda_{ж}}{d_{in}} \cdot \frac{x \cdot \left( \frac{\mu_{ж}}{\mu_{п}} \right)}{1-x} \cdot Re_f^{0,825} \cdot Fr_f^{0,475} \cdot \left( \frac{\rho_{ж}}{\rho_{п}} \right)^{0,6} \cdot \left[ 1 - \left( 1 + \frac{1-x}{x \cdot \varepsilon \cdot \frac{\rho_{ж}}{\rho_{п}}} \right)^{-0,5} \right]^{-1} \quad (2.44)$$

$$\varepsilon = 62 \cdot \frac{1-x}{x \cdot \frac{\mu_{ж}}{\mu_{п}}} \cdot (Re_f \cdot Fr_f)^{-0,166} \cdot \left( \frac{\rho_{ж}}{\rho_{п}} \right)^{-0,9}; \quad (2.45)$$

$$Re_a = \frac{(vp) \cdot (1-x) \cdot d_{in}}{\mu_{ж}}; \quad (2.46)$$

$$Fr_a = \frac{(vp)^2 \cdot (1-x)^2}{\rho_{ж}^2 \cdot g \cdot d_{in}}. \quad (2.47)$$

Для апробации вышеизложенной методики [100, 117] (зависимости (2.41-2.47)) был проведен расчет для хладагентов R22 и R12 в граничных условиях уравнения Богданова [31] при массовой скорости рабочего тела 250 кг/(м<sup>2</sup>·с) и плотности теплового потока 2000 Вт/м<sup>2</sup>, внутренний диаметр трубки был принят 12 мм.

Интегрирование по обеим зонам дало отклонение от значения, полученного по уравнению Богданова, составило 4,9%, а во втором 5,5%. Вышеизложенные уравнения позволяют проводить расчет средних коэффициентов теплоотдачи для других азеотропных и слабо-зеотропных хладагентов.

Энтальпия рабочего тела после сжатия в компрессоре в точке 3 определяется с учетом потерь по (2.48) и (2.49):

$$h_3 = h_2 + \frac{h_{3a} - h_2}{\eta_a}, \quad (2.48)$$

где  $\eta_a$  – адиабатный КПД компрессора;

$$\eta_a = 0,98 \frac{273 + T_E}{273 + T_K}. \quad (2.49)$$

Удельные тепловые нагрузки в узлах холодильной машины определяются по соотношениям (2.50-2.52):

$$q_{и} = h_1 - h_5; \quad (2.50)$$

$$q_{к} = h_3 - h_4; \quad (2.51)$$

$$l_{сж} = h_3 - h_2. \quad (2.52)$$

Массовый расход рабочего тела:

$$G_a = \frac{Q_{тн}}{q_{тн}}. \quad (2.53)$$

Для расчета энтальпии и энтропии хладагента в зоне перегретого пара, вместо графоаналитического способа, который неприменим в машинном расчете, предлагается использовать соотношения (2.54) для энтальпии и (2.55) для энтропии:

$$h = (A \cdot S_2 - B) \cdot P_{и,к}^{C \cdot S_2 - D}, \text{ кДж/кг}, \quad (2.54)$$

где  $S_2$  – энтропия перегретого пара на входе в компрессор, кДж/(кг·К);

$$S_2 = A + B \cdot t_2 + C \cdot P_{\text{и}}^2 - D \cdot P_{\text{и}} \quad (2.55)$$

где  $t_2$  – температура перегретого пара на входе в компрессор, °С.

Значения параметров  $A$ ,  $B$ ,  $C$  и  $D$  принимаются по таблицам 2.2 и 2.3.

Таблица 2.2 – Параметры  $A$ ,  $B$ ,  $C$  и  $D$  для зависимости (2.54)

Хладагент	Параметр			
	$A$	$B$	$C$	$D$
R134a	248,72	–51,699	0,0462	–0,0299
R22	219,73	283,63	0,0505	–0,0547
R32	187,09	38,838	0,0667	–0,0706
R152a	262,51	–81,441	0,0371	–0,0157
R410a	208,78	–8,4959	0,0622	–0,05

Таблица 2.3 – Параметры  $A$ ,  $B$ ,  $C$  и  $D$  для зависимости (2.55)

Хладагент	Параметр			
	$A$	$B$	$C$	$D$
R134a	1,898	0,0032	0,0081	–0,0825
R22	1,966	0,0025	0,0042	–0,064
R32	2,5647	0,0038	0,0033	–0,0765
R152a	2,3787	0,0039	0,0126	–0,1302
R410a	2,0971	0,0035	0,0021	–0,0528

Зависимости (2.46) и (2.47) могут применяться в диапазонах давлений, которые приведены в таблицах 2.4 и 2.5.

Таблица 2.4 – Диапазон давлений для зависимости (2.46)

Хладагент	$P$ , бар
R134a	1,5 – 20
R22	2 – 20
R32	3 – 26
R152a	2 – 15
R410a	3 – 25

Таблица 2.5 – Диапазон давлений для зависимости (2.47)

Хладагент	$P$ , бар
R134a	1,5 – 4
R22	2 – 5
R32	3 – 7
R152a	1 – 4
R410a	3 – 8

### **2.3 Расчет парокompрессионных тепловых насосов в приточно-вытяжных вентиляционных установках и центральных кондиционерах**

Для расчета воздушного ТН в вентиляционных установках и центральных кондиционерах разработана программа «HeatPumpАН», выполненная по разработанной математической модели [77].

В качестве языка программирования принят Python 3. Обработка выходных данных осуществляется при помощи такого программного продукта, как Microsoft Excel. В программе реализована визуализация результатов расчета, как это показано на рисунке 2.2. За счет интеграции Microsoft Excel в программный код, результаты, полученные после расчета, экспортируются в файл с расширением *xlsx*. Файлы с расширением *xlsx* также являются файл-хранилищами (базами данных) для разработанного программного кода. Все базы данных имеют четкую и одинаковую структуру, начиная от наименования параметров, заканчивая наименованием файла-хранилища. Базы данных являются неотъемлемой частью прикладных программ для расчета таких сложных задач, как цикл ТН [38, 41]. Описание самих баз данных и разработанной математической модели рассматривается в подразделе 2.3.1.

Программа HeatPumpАН позволяет рассчитывать как установки, приведенные на рисунке 2.1, так и обратный термодинамический цикл отдельно.

Для выполнения расчета необходимо задаться следующими исходными данными:

- температура и относительная влажность наружного и вытяжного воздуха;
- рабочее тело ТН (R22, R125, R32, R134a, R152a, R410a, R404a);
- нагрев воздуха в конденсаторе ТН;
- конструктивные характеристики теплообменников ТН и утилизатора «воздух-воздух».

В общем виде алгоритм машинного метода расчета приточно-вытяжной установки представлен на рисунке 2.5.

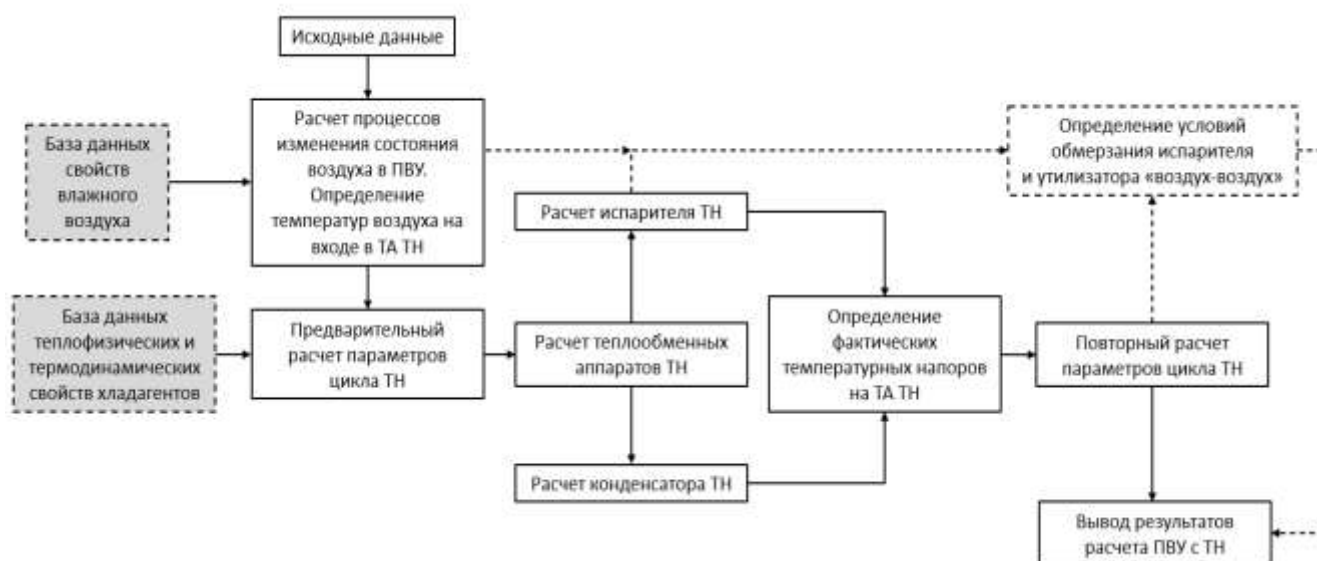


Рисунок 2.5 – Алгоритм моделирования приточно-вытяжной установки со встраиваемым тепловым насосом

К обязательным исходным данным для расчета относятся:

- тип компоновки и ее конструктивные характеристики;
- расход воздуха в системе вентиляции;
- температура и относительная влажность наружного и удаляемого вентиляционного воздуха.

### 2.3.1 База данных теплофизических свойств хладагентов

В разработанной программе широко используются массивы данных, описывающие свойства фреонов. В таблицах 2.6 и 2.7 представлены фрагменты баз данных теплофизических параметров хладагентов на линии пара и жидкости. Базы данных разработаны для распространенных хладагентов R134a, R22, R410a, R404a, R32, R152a и R125, которые при необходимости могут свободно расширяться пользователем.

Каждая из баз данных, представленных в таблицах 2.6 и 2.7, насчитывает более 1200 строк. Дискретность баз данных составляет 0,1 °С.

Таблица 2.6 – Фрагмент базы данных параметров хладагента R134a на линии пара

t, °C	P, бар	v, м <sup>3</sup> /кг	d, кг/м <sup>3</sup>	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	C <sub>p</sub> , кДж/(кг·К)	C <sub>v</sub> , кДж/(кг·К)	μ, Па·с	λ, Вт/м·К
-0,6	2,866	7,08E-02	14,13	398,3	1,727	0,8915	0,7598	1,07E-05	0,01146
-0,5	2,876	7,05E-02	14,18	398,3	1,727	0,892	0,7601	1,07E-05	0,01147
-0,4	2,887	7,03E-02	14,23	398,4	1,727	0,8924	0,7604	1,07E-05	0,01148
-0,3	2,897	7,00E-02	14,28	398,4	1,727	0,8929	0,7607	1,07E-05	0,01149
-0,2	2,908	6,98E-02	14,33	398,5	1,727	0,8933	0,761	1,07E-05	0,0115
-0,1	2,918	0,06955	14,38	398,6	1,727	0,8937	0,7613	1,07E-05	0,01151
0	2,929	0,0693	14,43	398,6	1,727	0,8942	0,7616		
0,1	2,939	0,06906	14,48	398,7	1,727	0,8946	0,7619	1,07E-05	0,01152
0,2	2,95	0,06882	14,53	398,7	1,727	0,8951	0,7622	1,07E-05	0,01153
0,3	2,961	0,06858	14,58	398,8	1,727	0,8955	0,7625	1,07E-05	0,01154
0,4	2,971	0,06834	14,63	398,9	1,727	0,896	0,7628	1,07E-05	0,01155
0,5	2,982	0,0681	14,68	398,9	1,727	0,8964	0,7631	1,07E-05	0,01156
0,6	2,993	0,06787	14,73	399	1,727	0,8968	0,7634	1,08E-05	0,01157

Примечание: Обозначения: T – температура хладагента на линии пара, °C; P – давления хладагента на линии пара, бар; v – удельный объем, м<sup>3</sup>/кг; d – плотность, кг/м<sup>3</sup>; h – удельная энтальпия пара, кДж/кг; s – энтропия пара, кДж/(кг·К); μ – вязкость, Па·с; C<sub>p</sub> – изобарная теплоемкость, кДж/(кг·К); C<sub>v</sub> – изохорная теплоемкость, кДж/(кг·К), λ – теплопроводность хладагента, Вт/м·К.

Таблица 2.7 – Фрагмент базы данных параметров хладагента R134a на линии жидкости

t, °C	P, бар	v, м <sup>3</sup> /кг	d, кг/м <sup>3</sup>	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	C <sub>p</sub> , кДж/(кг·К)	μ, Па·с	λ, Вт/м·К	г, Дж/кг
18,70	5,49	0,0008126	1231,00	226,00	1,09	1,37	0,000211	0,08384	183411
18,80	5,51	0,0008128	1230,00	226,20	1,09	1,37	0,000211	0,0838	183324
18,90	5,53	0,000813	1230,00	226,30	1,09	1,37	0,00021	0,08376	183237
19,00	5,54	0,0008133	1230,00	226,40	1,09	1,37	0,00021	0,08372	183150
19,10	5,56	0,0008135	1229,00	226,60	1,09	1,37	0,00021	0,08367	183063
19,20	5,58	0,0008138	1229,00	226,70	1,09	1,37	0,000209	0,08363	182976
19,30	5,60	0,000814	1229,00	226,90	1,09	1,37	0,000209	0,08359	182889
19,40	5,61	0,0008142	1228,00	227,00	1,10	1,37	0,000209	0,08354	182802
19,50	5,63	0,0008145	1228,00	227,20	1,10	1,37	0,000209	0,0835	182715
19,60	5,65	0,0008147	1227,00	227,30	1,10	1,37	0,000208	0,08346	182628
19,70	5,67	0,000815	1227,00	227,40	1,10	1,37	0,000208	0,08341	182541
19,80	5,68	0,0008152	1227,00	227,60	1,10	1,37	0,000208	0,08337	182454
19,90	5,70	0,0008154	1226,00	227,70	1,10	1,37	0,000208	0,08333	182367

Примечание: г – удельная теплота парообразования, Дж/кг.

Для расчета параметров перегретого пара на входе в компрессор и перегретого пара на входе в конденсатор также используются базы представленных в таблицах 2.8 и 2.9.

Таблица 2.8 – Фрагмент базы данных для определения энтальпии фреона R134a в зоне перегретого пара

		Давление, бар									
		5,40	5,50	5,60	5,70	5,80	5,90	6,00	6,10	6,20	6,30
Энтропия, кДж/кг·К	1,733	412,90	413,30	413,70	414,10	414,40	414,80	415,20	415,50	415,90	416,20
	1,734	413,20	413,60	414,00	414,40	414,70	415,10	415,50	415,80	416,20	416,50
	1,735	413,50	413,90	414,30	414,70	415,00	415,40	415,80	416,10	416,50	416,80
	1,736	413,80	414,20	414,60	415,00	415,30	415,70	416,10	416,40	416,80	417,10
	1,737	414,10	414,50	414,90	415,30	415,60	416,00	416,40	416,70	417,10	417,40
	1,738	414,40	414,80	415,20	415,60	415,90	416,30	416,70	417,00	417,40	417,70
	1,739	414,70	415,10	415,50	415,90	416,20	416,60	417,00	417,30	417,70	418,00
	1,740	415,00	415,40	415,80	416,20	416,50	416,90	417,30	417,60	418,00	418,30
	1,741	415,30	415,70	416,10	416,50	416,80	417,20	417,60	417,90	418,30	418,60
	1,742	415,60	416,00	416,40	416,80	417,10	417,50	417,90	418,20	418,60	418,90
	1,743	415,90	416,30	416,70	417,10	417,40	417,80	418,20	418,50	418,90	419,20
1,744	416,20	416,60	417,00	417,40	417,70	418,10	418,50	418,80	419,20	419,50	

Таблица 2.9 – Фрагмент базы данных для определения энтропии перегретого пара фреона R22 на входе в компрессор

Температура, °С	Давление, бар								
	2,300	2,400	2,500	2,600	2,700	2,800	2,900	3,000	3,100
-6,8	1,825	1,820	1,816	1,811	1,807	1,803	1,799	1,795	1,792
-6,7	1,825	1,821	1,816	1,812	1,807	1,803	1,799	1,796	1,792
-6,6	1,825	1,821	1,816	1,812	1,808	1,804	1,800	1,796	1,792
-6,5	1,826	1,821	1,817	1,812	1,808	1,804	1,800	1,796	1,792
-6,4	1,826	1,821	1,817	1,812	1,808	1,804	1,800	1,796	1,793
-6,3	1,826	1,822	1,817	1,813	1,808	1,804	1,800	1,797	1,793
-6,2	1,826	1,822	1,817	1,813	1,809	1,805	1,801	1,797	1,793
-6,1	1,827	1,822	1,818	1,813	1,809	1,805	1,801	1,797	1,793
-6,0	1,827	1,822	1,818	1,813	1,809	1,805	1,801	1,797	1,794
-5,9	1,827	1,823	1,818	1,814	1,809	1,805	1,801	1,798	1,794

База данных, представленная в таблице 2.9, позволяет учитывать перегрев пара в испарителе, перед его попаданием в компрессор. Изначальный шаг базы данных равняется 0,1 бар и 0,1 °С. Для расширения диапазона базы данных применяется экстраполяция и интерполяция.

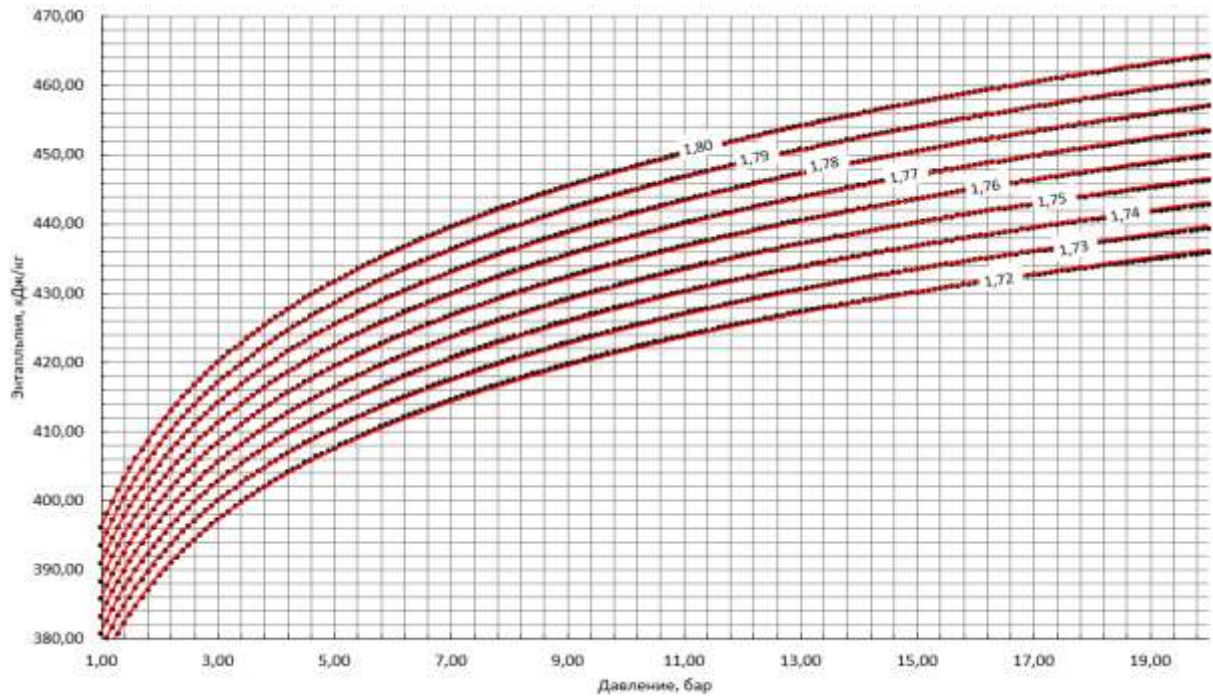


Рисунок 2.6 – Зависимость энтальпии от давления при заданной энтропии для фреона R134a.

Черными точками обозначено распределение интерполяции, красной линией – аппроксимирующая функция

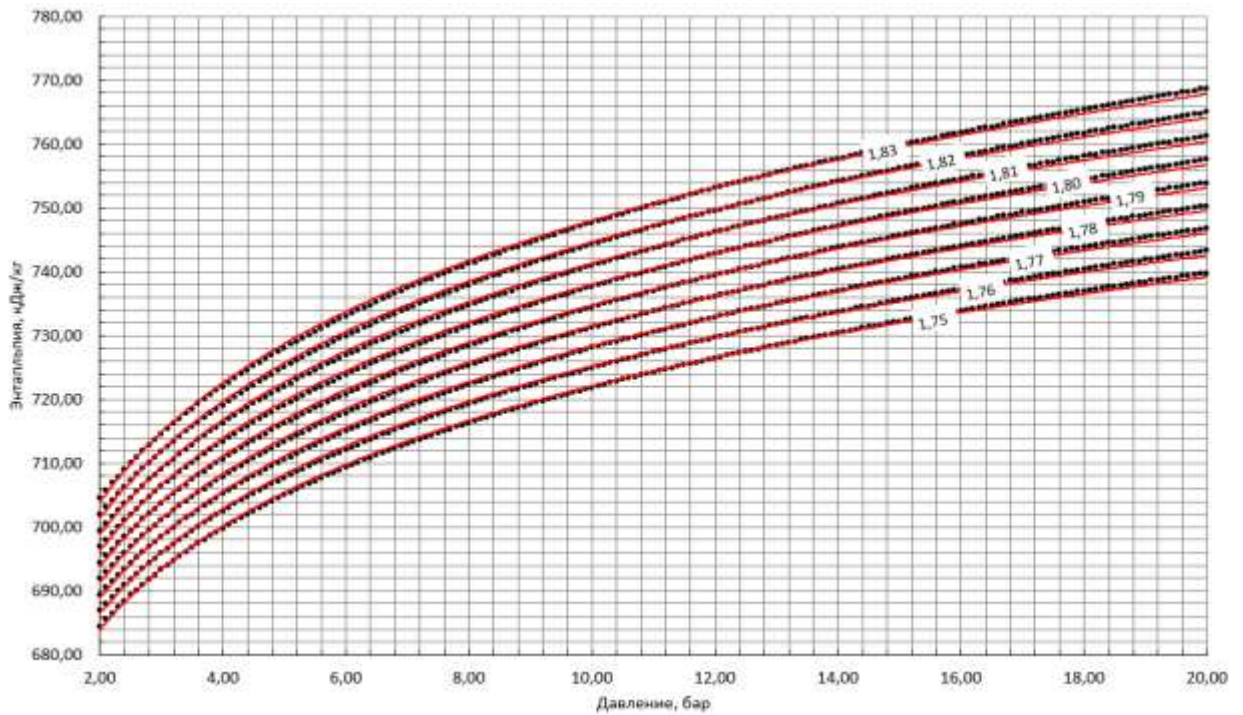


Рисунок 2.7 – Зависимость энтальпии от давления при заданной энтропии для фреона R22.

Черными точками обозначено распределение интерполяции, красной линией – аппроксимирующая функция

На рисунках 2.6 и 2.7 представлены зависимости давления в зоне перегретого пара от энтальпии при различной энтропии.

При реализации машинного метода решения задачи утилизации на базе воздушного теплового насоса во избежание внедрения матриц колоссального размера в программный код, можно использовать зависимости (2.46) и (2.47), выведенные на базе аппроксимирующих функций. Представленные здесь зависимости позволяют рассчитывать воздушные тепловые насосы с величиной перегрева пара в испарителе до 15 °С.

### 2.3.2 База данных свойств влажного воздуха

В качестве базы данных свойств влажного воздуха использована библиотека [42], внедренная в программный код, содержащая в себе набор модулей, которые содержат необходимые функции и классы. На листинге 2.1 приведен пример программного кода для определения влагосодержания наружного воздуха с помощью интеграции библиотеки [43] в программный алгоритм, написанный на базе языка программирования Python.

```
import numpy as np
import wetairprops
t1= input("Введите температуру наружного воздуха ")
t1 = float(t1)
f1= input("Введите относительную влажность наружного воздуха ")
f1 = float(f1)
t = t1
RH = f1 / 100
d1 = wetairprops.calc_d(t, RH, p = 101325)
print("Влагосодержание наружного воздуха", round(d1,2), "г/кг")
```

Листинг 2.1 – Программный код для определения влагосодержания воздуха на базе библиотеки wetairprops для алгоритмического языка Python

На рисунках 2.8 и 2.9 представлены зависимости свойств влажного воздуха, рассчитанные программой с помощью библиотеки [44].

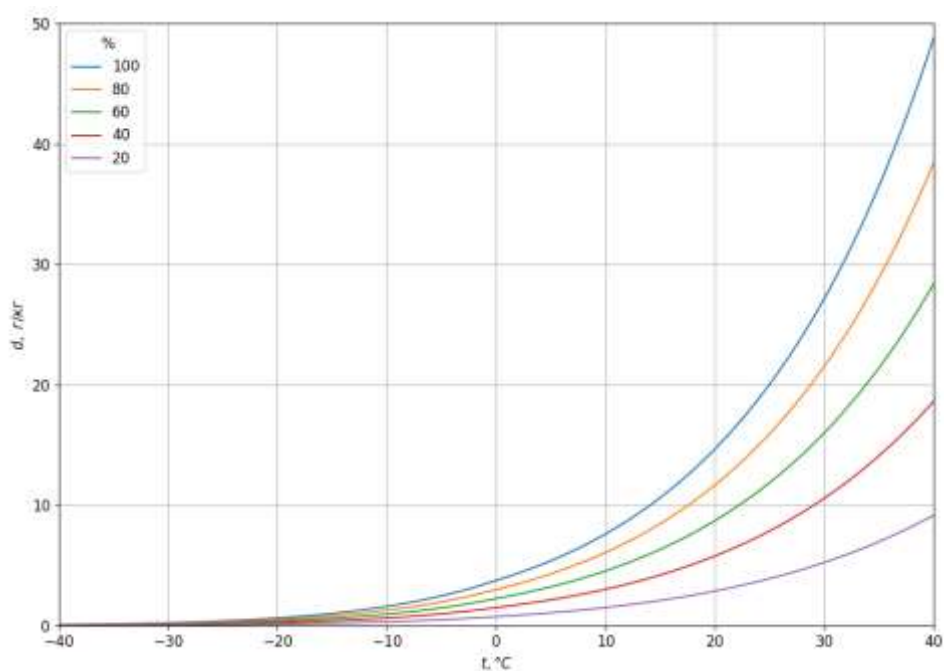


Рисунок 2.8 – Зависимость влагосодержания воздуха от его температуры при различных значениях относительной влажности

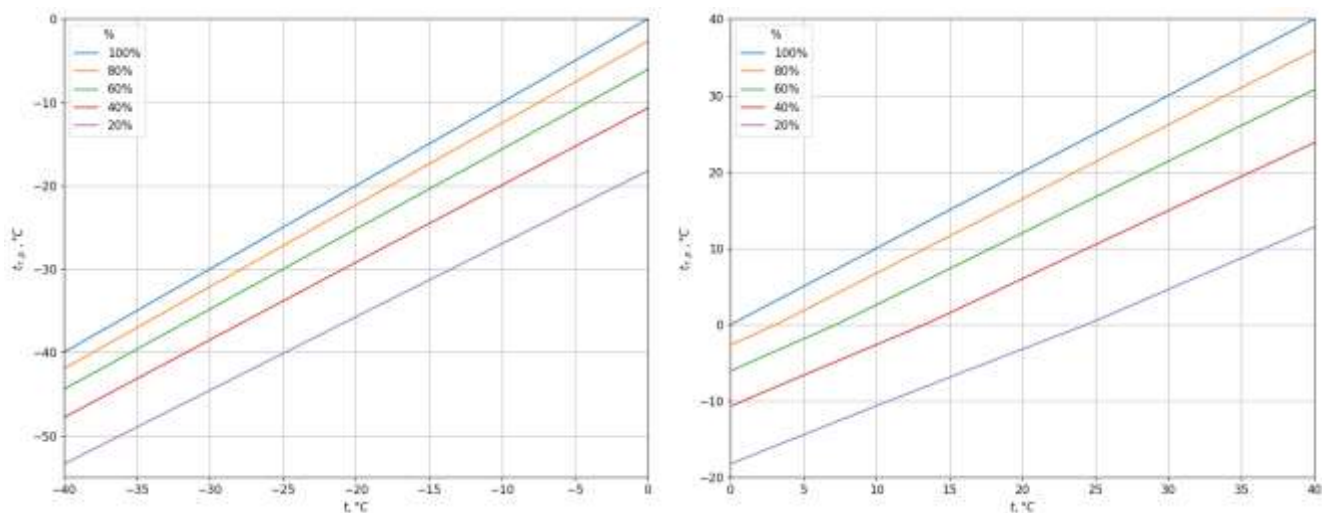


Рисунок 2.9 – Зависимость температуры точки росы влажного воздуха от его температуры для различных значений относительной влажности

### 2.3.3 Программа комплексного анализа работы приточно-вытяжной установки со встраиваемым парокompрессионным тепловым насосом

Как отмечено в первой главе внедрение вентиляционных установок с воздушными тепловыми насосами сопровождается дополнительными



- реализованы ключевые расчетные модули (анализ температур воздуха, построение  $\lg P-h$ -диаграмм хладагентов, построение  $I-d$ -диаграммы изменения состояния влажного воздуха), экспорт результатов расчета;

- возможность проведения как частного расчета, так и целого массива данных;

- пользовательский интерфейс с интуитивно понятной GUI-оболочкой;

- кросс-режимность программы позволяет работать как в среде разработки (.ру), так и в упакованном виде (.exe);

- возможность сохранения пользовательских настроек;

- базы данных программы реализованы на основе табличного процессора Microsoft Excel и доступны для свободного редактирования пользователем, например, для расширения списка рассчитываемых хладагентов.

Программное обеспечение HeatPumpАН представляет собой инструментальную среду для научно-исследовательской и проектной деятельности в области повышения энергоэффективности систем вентиляции и кондиционирования. Его применение способствует повышению точности инженерных расчётов и сокращению времени на анализ альтернативных технических решений. Отличительной особенностью разработанной программы является возможность расчета не только цикла ТН, но и теплообменных аппаратов ТН, самой вентиляционной установки, а также исследовать процесс изменения состояния воздуха в ней.

Разработанная программа позволяет:

- рассчитывать параметры воздушных потоков приточно-вытяжной установки;

- оптимизировать процессы расчета, подбора приточно-вытяжных установок и центральных кондиционеров;

- выводить на экран пользователя  $I-d$ -диаграммы процессов изменения состояния влажного воздуха и  $\lg P-h$ -диаграммы цикла ТН;

- проводить расчеты по оценке энергетической эффективности систем вентиляций с воздушными ТН;

- исследовать влияние технических характеристик приточно-вытяжной установки в совокупности с термодинамическими свойствами различных хладагентов на цикл ТН и эксплуатационные параметры вентиляционного оборудования.

На рисунке 2.11 показано окно ввода исходных данных модуля «Тепловой насос» в терминале компилятора Microsoft Visual Studio. При этом параметры компрессора приняты «по умолчанию». Программа позволяет проводить расчет цикла ТН, как встраиваемого оборудования, так и отдельно. В качестве рабочих тел предлагаются популярные хладагенты такие как R22, R32, R134a, R152a, R410a и R404a. Для температур наружного и вытяжного воздуха может задаваться массив температур с шагом 1 °С.

```

Введите температуру наружного воздуха -> -10
Введите относительную влажность наружного воздуха -> 90
Введите температуру вытяжного воздуха -> 24
Введите относительную влажность вытяжного воздуха -> 40

Список рабочих тел:
- R22
- R32
- R134a
- R152a
- R410a
- R404a
Введите наименование рабочего тела из списка -> R134a
Введите величину перегрева пара -> 10
Список компоновок приточно-вытяжных установок с ТН:
А – с пластинчатым утилизатором и испарителем до него по ходу движения воздуха
В – с пластинчатым утилизатором и испарителем после него по ходу движения воздуха
С – без пластинчатого утилизатора
Введите тип компоновки приточновытяжной установки А/В/С -> С

```

Рисунок 2.11 – Окно ввода исходных данных модуля «Тепловой насос» (терминал компилятора)

Среди доступного вентиляционного оборудования для расчета встраиваемого воздушного ТН предлагаются компоновки, которые рассматриваются в главе 3. На рисунке 2.12 показано окно вывода результатов моделирования модуля «Тепловой насос» программы HeatPumpАН.

```

Температура воздуха после конденсатора -> 15.23
Температура конденсации -> 33.3
Температура испарения -> -1.0
Давление испарения -> 2.824 бар
Давление конденсации -> 8.458 бар
Энтропия на входе в компрессор -> 1.76 кДж/кг*К
Энтальпия на входе в компрессор -> 406.98 кДж/кг
Энтальпия в точке 3а -> 430.97 кДж/кг
Энтальпия пара на выходе из компрессора -> 434.55 кДж/кг
Энтальпия в точке 4 -> 247.2 кДж/кг
Удельная тепловая нагрузка в испарителе -> 159.78 кДж/кг
Удельная тепловая нагрузка в конденсаторе -> 187.35 кДж/кг
Удельная работа сжатия -> 27.57 кДж/кг
Энергия затрачиваемая на привод компрессора -> 38.29 кДж/кг
Тепловая нагрузка теплового насоса -> 6062.22 Вт
Расход рабочего тела -> 116.49 кг/ч
Мощность затрачиваемая на привод компрессора -> 1238.96 Вт
КПЭ теплового насоса -> 4.893

```

Рисунок 2.12 – Окно вывода результатов моделирования модуля «Тепловой насос» (терминал компилятора)

На рисунке 2.13 показано окно вывода результатов моделирования модуля «Пластинчатый утилизатор» программы HeatPumpАН. Объем выводимой информации, показанный на рисунках 2.13, 2.14, редактируется пользователем.

```

Влагосодержание наружного воздуха 2.42 г/кг
Влагосодержание вытяжного воздуха 7.4 г/кг
-----НАЧАЛО РАСЧЕТА РЕКУПЕРАТОРА-----
Скорость воздуха в утилизаторе 3.97 м/с
Эффективность утилизации -> 53.37 %
Температура вытяжного воздуха после испарителя 18.5 оС
Температура приточного воздуха 8.01 оС
Температура удаляемого воздуха 6.49 оС

```

Рисунок 2.13 – Окно вывода результатов моделирования модуля «Пластинчатый утилизатор» (терминал компилятора)

На рисунке 2.14 показан пользовательский интерфейс модуля «Пластинчатый утилизатор» разработанной программы HeatPumpАН.

На рисунке 2.15 представлен пользовательский интерфейс расширенного модуля HeatPumpАН. Окно условно разделено на 6 областей: 1 – ввод данных параметров воздуха, 2 – ввод данных относительно рабочего тела, 3 – ввод данных параметров вентиляционной установки и выбора компоновки приточно-вытяжной установки, 4 – ввод данных конденсатора и испарителя, 5 –

принципиальная схема выбранной компоновки вентиляционной установки, б – вывод результатов моделирования.

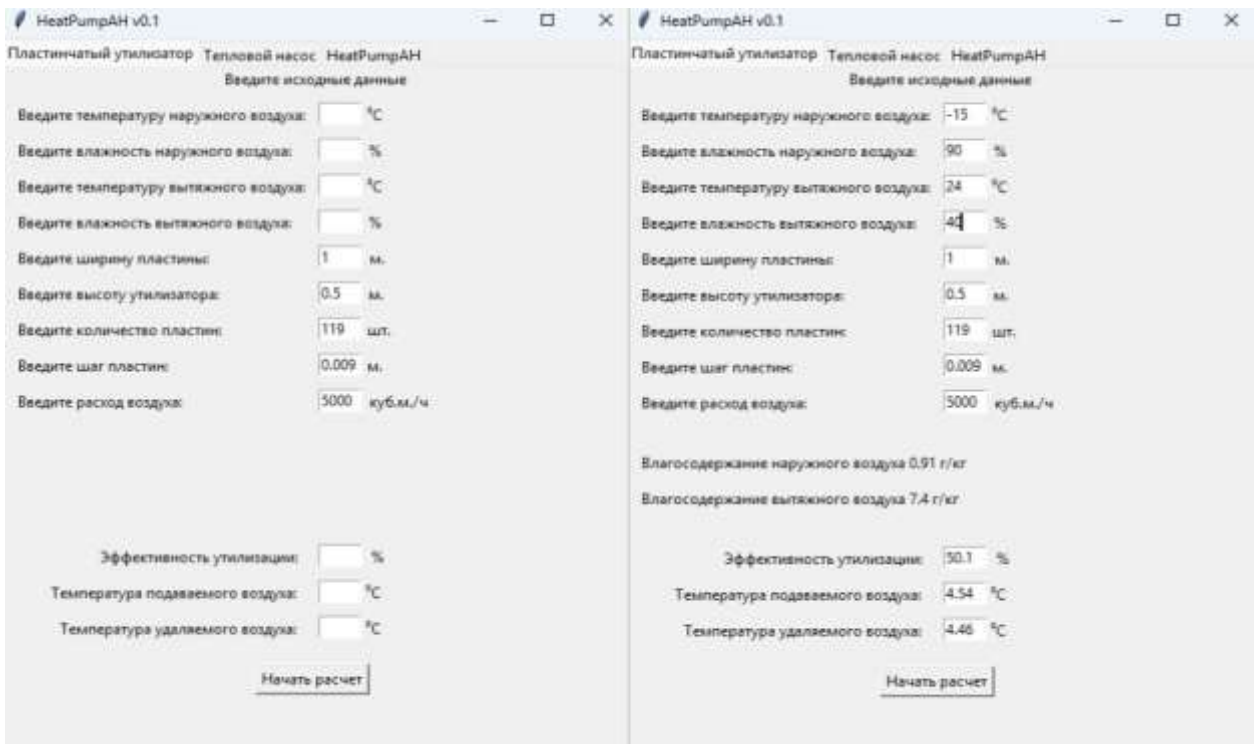


Рисунок 2.14 – Пользовательский интерфейс модуля «Утилизатор “воздух-воздух”»

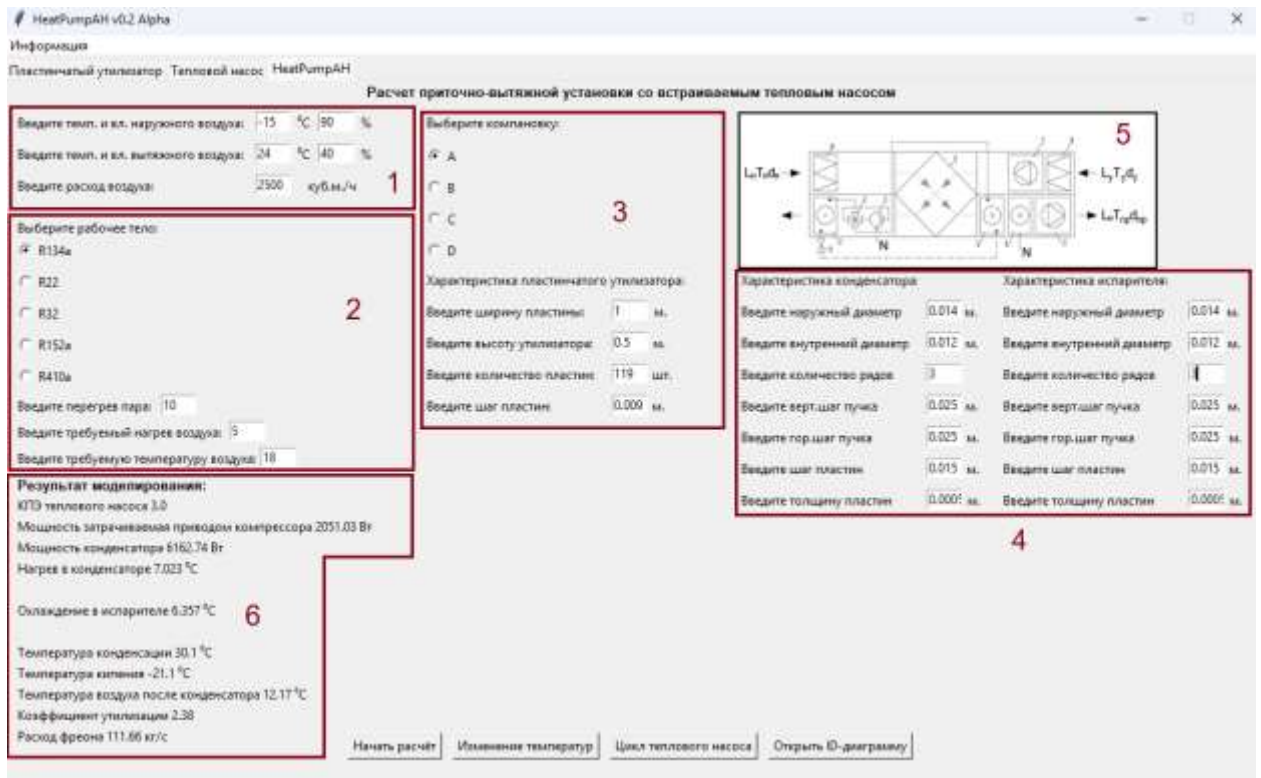


Рисунок 2.15 – Пользовательский интерфейс расширенного модуля «HeatPumpAH»

В области 3 буквенное обозначение компоновок соответствует рисунку 2.1, но вместо русского алфавита используется английский для удобства обработки информации самой программой. Для удобства при нажатии на соответствующую «радио-кнопку» в правой части окна появляется принципиальная схема выбранной компоновки в области 5. При выборе компоновки С (по рисунку 2.1 – в), пластинчатый утилизатор отсутствует, однако все поля необходимо заполнить, так как они определяют размер приточного и вытяжного воздухопроводов вентиляционной установки. В области 4 заполняются данные теплообменников ТН, но если пользователю необходим автоматический подбор, то поля оставляются пустыми и вводится желаемый минимальный напор на испарителе и конденсаторе. Характеристики компрессорного оборудования по умолчанию в программе приняты на основании [4], но при необходимости редактируются в ее настройках. В области 6 перечень выводимых результатов моделирования редактируется пользователем.

После заполнения всех необходимых исходных данных пользователь активирует кнопку «Начать расчет» и выводится область 6 (рисунок 2.16).

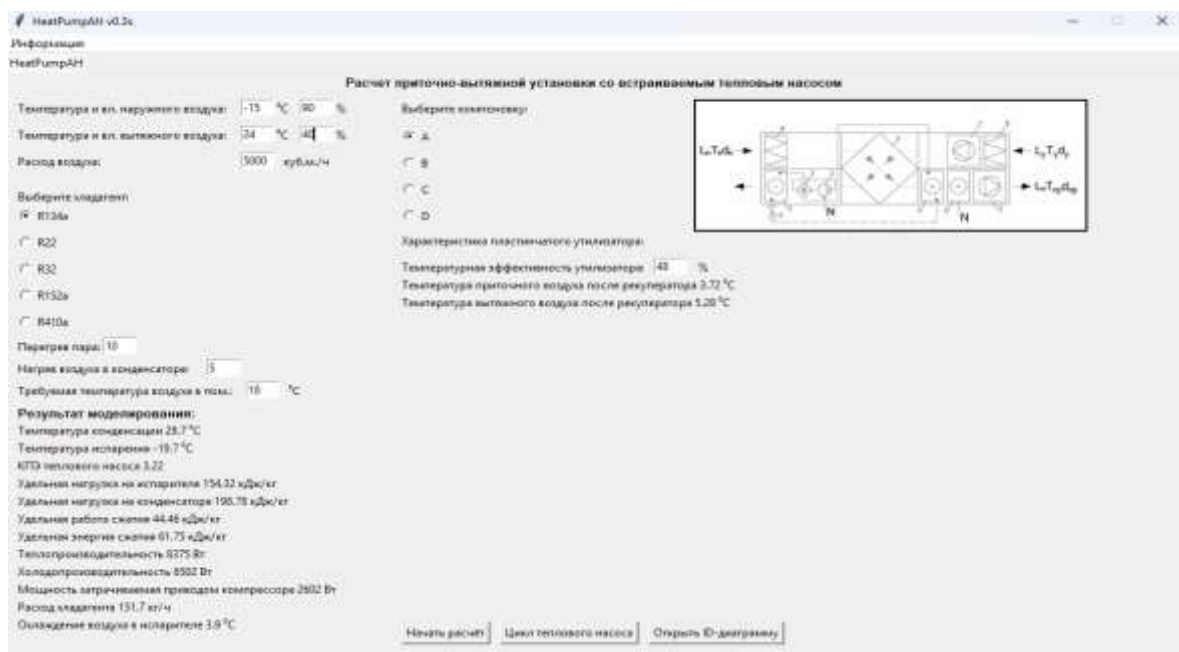


Рисунок 2.16 – Пользовательский интерфейс упрощенного модуля «HeatPumpAH»

При нажатии кнопки «Изменение температуры» выводится график изменения температуры воздуха. На рисунке 2.17 показано окно с изменением температуры приточного воздуха на каждом этапе передачи ему теплоты. В данном случае требуемая температура подаваемого воздуха принята 18 °С.



Рисунок 2.17 – Пользовательский интерфейс окна «HeatPumpAH – Изменение температуры»

В окне «HeatPumpAH – Igp-h диаграмма» (рисунок 2.18) можно получить информацию об энтальпии и давлении рабочего тела во всех узловых точках холодильного цикла.

При нажатии на кнопку «Открыть ID-диаграмму» открывается окно, показанное на рисунке 2.19. При помощи клика по области можно получить всю информацию о состоянии влажного воздуха. После проведения расчета на I-D-диаграмме появляется процесс изменения состояния воздуха в приточно-вытяжной установке. В разработанной программе реализована возможность экспорта графических материалов в формат PNG.

При нажатии на кнопку «Параметры» в окнах «HeatPumpAH – ID-диаграмма» и «HeatPump – Igp-h диаграмма» выводится информация о точках процесса, как это показано на рисунках 2.21 и 2.22. При необходимости результаты экспортируются в Microsoft Excel.

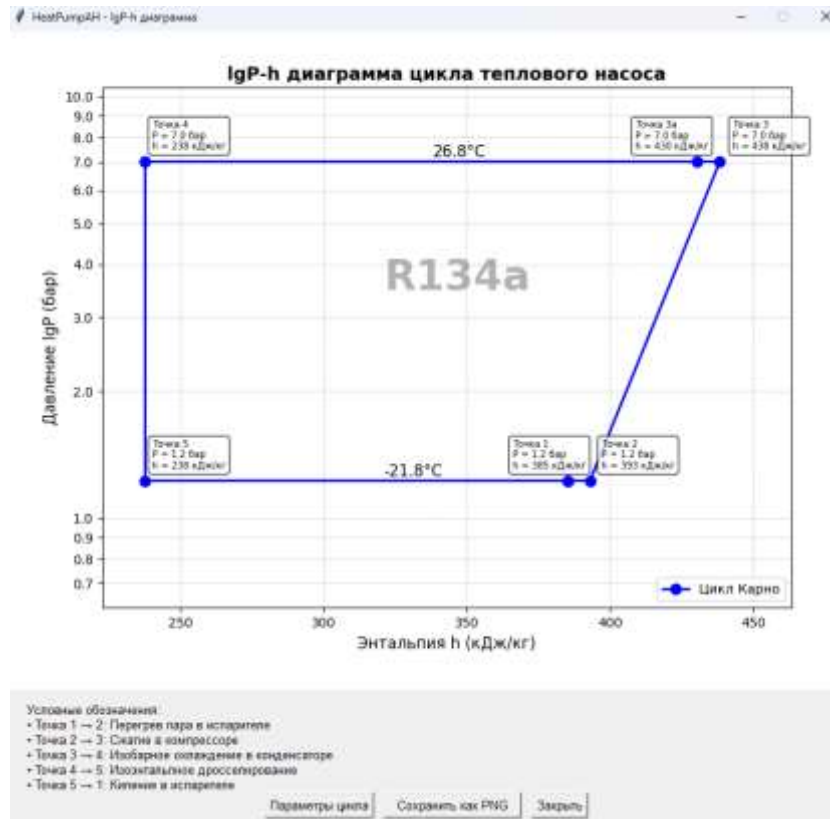


Рисунок 2.18 – Пользовательский интерфейс окна «HeatPumpAN – lgP-h диаграмма»

В строке меню пользовательского интерфейса при нажатии «Информация → Настройки» выводится окно, представленное на рисунке 2.22. В настройках программы назначаются основные методы расчета программы.

При нажатии «Информация → Руководство» можно ознакомиться с основными особенностями работы с HeatPumpAN.

### 2.3.4 Сравнение результатов расчета модуля «Тепловой насос» с данными, полученными современными программными комплексами

В настоящем разделе приведено сравнение результатов математического моделирования разработанной программы и лицензированного программного обеспечения CoolPack version 1.50. Расчеты выполнены с помощью описываемой в данном диссертационном исследовании программы HeatPumpAN. Теплопроизводительность была принята постоянной и равной 10 кВт. В качестве

хладагента принят R134a. Ниже представлены результаты сравнения расчета модуля «Тепловой насос» программы HeatPumpAH и CoolPack version 1.50.

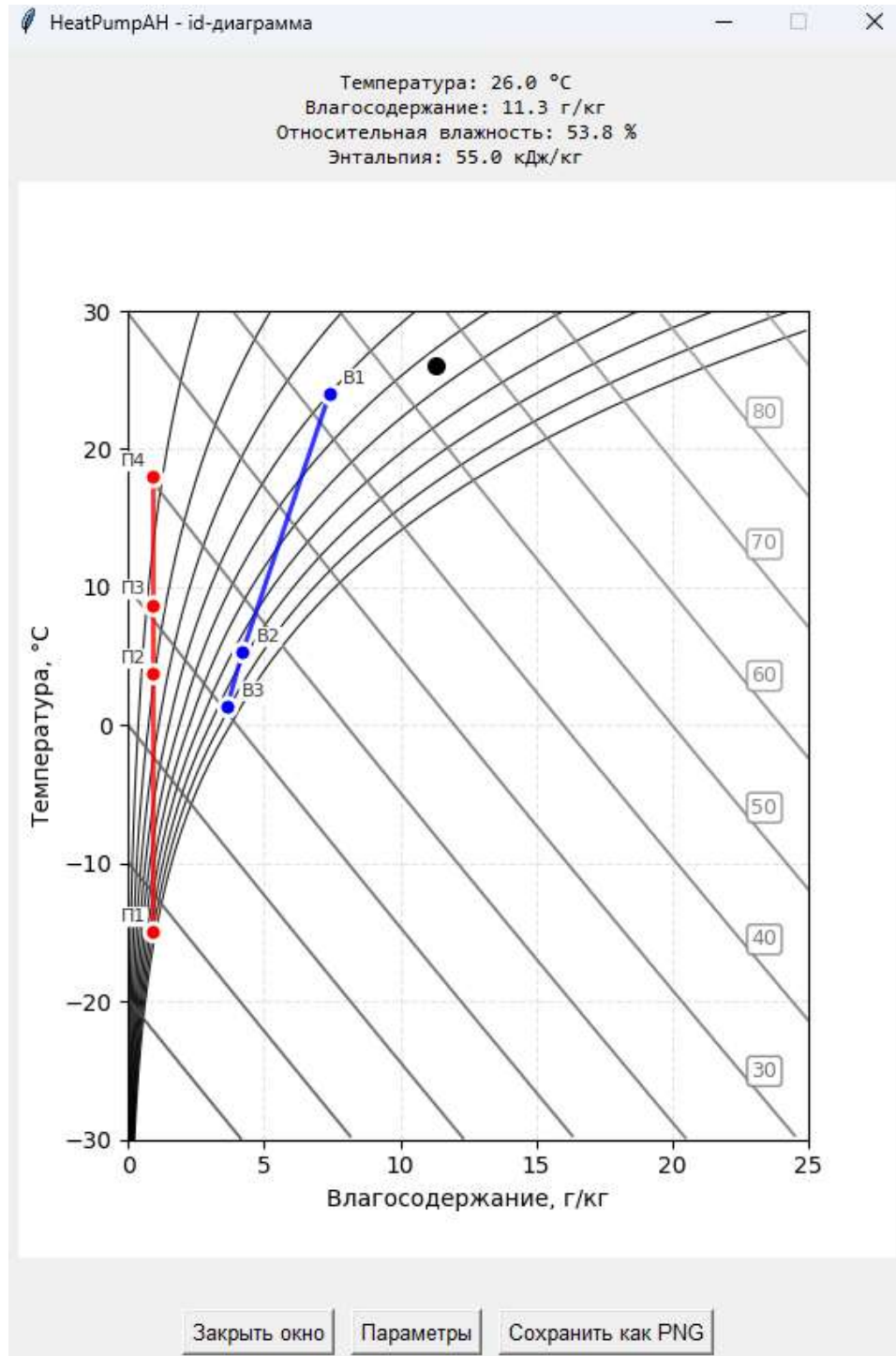


Рисунок 2.19 – Пользовательский интерфейс окна «HeatPumpAH – ID-диаграмма»

Параметры точек ID-диаграммы

### Параметры точек на ID-диаграмме

Точка	Температура (°C)	Влажность (г/кг)	Относительная влажность (%)	Энтальпия (кДж/кг)
П1	-15.0	0.81	80.0	-13.1
П2	1.0	0.81	20.2	3.0
П3	6.0	0.81	14.2	8.0
П4	18.0	0.81	6.4	20.2
В1	24.0	7.40	40.0	43.0
В2	19.6	6.70	47.6	36.7
В3	8.5	4.80	70.2	20.6

Закреть Экспорт в Excel

Рисунок 2.20 – Пользовательский интерфейс окна «Параметры точек ID-диаграммы»

Параметры цикла теплового насоса

Точка	Давление (бар)	Температура (°C)	Энтальпия (кДж/кг)
2	1.23	-11.8	393.0
3	7.02	51.7	438.3
3а	7.02	26.8	430.2
4	7.02	26.8	237.7
5	1.23	-21.8	237.7
1	1.23	-21.8	385.2

Экспорт в Excel Закреть

Рисунок 2.21 – Пользовательский интерфейс окна «Параметры цикла теплового насоса»

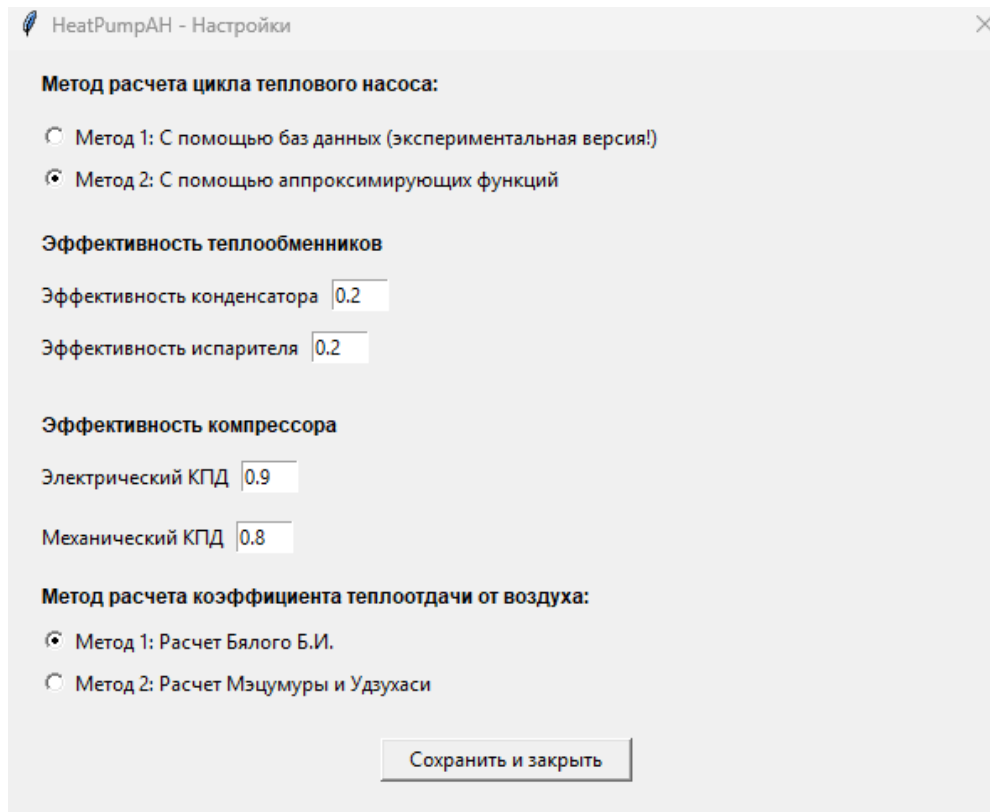


Рисунок 2.22 – Пользовательский интерфейс окна «HeatPumpAH – Настройки»

В таблицах 2.10 и 2.11 приведены результаты исследования, где изменялась температура испарения при постоянной температуре конденсации.

В таблицах 2.12 и 2.13 приведены результаты сравнения, где изменялась температура конденсации при постоянной температуре испарения.

Таблица 2.10 – Результаты CoolPack version 1.50

Тепло- вая нагруз- ка, кВт	Темпера- тура конденсаци и фреона, °С	Темпера- тура испарения фреона, °С	Расход рабочего тела, кг/с	Удельная тепловая нагрузка на испарителе, кДж/кг	Удельная тепловая нагрузка на конденсаторе , кДж/кг	Удельная работа сжатия, кДж/кг	Мощность, затрачивае- мая на сжатие, кВт	КПЭ
10,0	50,0	10,0	0,0644	131,5	155,2	23,77	1,531	6,5
10,0	50,0	5,0	0,0641	128,7	156,0	27,34	1,753	5,7
10,0	50,0	0,0	0,0638	125,8	156,9	31,07	1,981	5,0
10,0	50,0	-5,0	0,0634	122,9	157,8	34,95	2,215	4,5
10,0	50,0	-10,0	0,0629	119,9	158,9	39,01	2,455	4,1
10,0	50,0	-15,0	0,0624	116,9	160,1	43,25	2,701	3,7
10,0	50,0	-20,0	0,0619	113,9	161,5	47,69	2,952	3,4

Таблица 2.11 – Результаты HeatPumpАН

Тепловая нагрузка, кВт	Температура конденсации фреона, °С	Температура испарения фреона, °С	Расход рабочего тела, кг/с	Удельная тепловая нагрузка на испарителе, кДж/кг	Удельная тепловая нагрузка на конденсаторе, кДж/кг	Удельная работа сжатия, кДж/кг	Мощность, затрачиваемая на сжатие, кВт	КПЭ
10,0	50,0	10,0	0,0625	132,0	159,9	27,95	1,576	5,7
10,0	50,0	5,0	0,0618	129,1	161,8	32,72	2,022	4,9
10,0	50,0	0,0	0,0611	126,1	163,8	37,66	2,299	4,3
10,0	50,0	-5,0	0,0601	123,1	166,4	43,29	2,601	3,8
10,0	50,0	-10,0	0,0591	120,1	169,2	49,12	2,902	3,4
10,0	50,0	-15,0	0,0579	117,0	172,7	55,69	3,224	3,1
10,0	50,0	-20,0	0,0567	113,9	176,4	62,52	3,543	2,8

Таблица 2.12 – Результаты CoolPack version 1.50

Тепловая нагрузка, кВт	Температура конденсации фреона, °С	Температура испарения фреона, °С	Расход рабочего тела, кг/с	Удельная тепловая нагрузка на испарителе, кДж/кг	Удельная тепловая нагрузка на конденсаторе, кДж/кг	Удельная работа сжатия, кДж/кг	Мощность, затрачиваемая на сжатие, кВт	КПЭ
10,0	50,0	-5,0	0,0634	122,9	157,8	34,95	2,215	4,5
10,0	45,0	-5,0	0,0614	130,6	162,9	32,30	1,983	5,0
10,0	40,0	-5,0	0,0596	138,1	167,7	29,55	1,762	5,7
10,0	35,0	-5,0	0,0581	145,5	172,2	26,70	1,55	6,5
10,0	30,0	-5,0	0,0566	152,8	176,6	23,74	1,345	7,4
10,0	25,0	-5,0	0,0554	160,0	180,7	20,67	1,144	8,7
10,0	20,0	-5,0	0,0542	167,1	184,6	17,51	0,949	10,5

Таблица 2.13 – Результаты HeatPumpАН

Тепловая нагрузка, кВт	Температура конденсации фреона, °С	Температура испарения фреона, °С	Расход рабочего тела, кг/с	Удельная тепловая нагрузка на испарителе, кДж/кг	Удельная тепловая нагрузка на конденсаторе, кДж/кг	Удельная работа сжатия, кДж/кг	Мощность, затрачиваемая на сжатие, кВт	КПЭ
10,0	50,0	-5,0	0,0601	123,1	166,4	43,29	2,601	3,8
10,0	45,0	-5,0	0,0588	130,8	170,1	39,35	2,312	4,3
10,0	40,0	-5,0	0,0575	138,4	173,9	35,51	2,041	4,9
10,0	35,0	-5,0	0,0563	145,9	177,6	31,61	1,783	5,6
10,0	30,0	-5,0	0,0553	153,3	180,9	27,57	1,524	6,6
10,0	25,0	-5,0	0,0542	160,6	184,4	23,83	1,291	7,7
10,0	20,0	-5,0	0,0534	167,7	187,3	19,63	1,048	9,5

Отклонения результатов расчета по разработанной программе наблюдались при расчете удельной нагрузки на конденсаторе и расхода рабочего тела и составляли от 3 до 5%, при этом в исследовании, где температура испарения была принята постоянной, отклонения оказались меньше.

В таблице 2.14 приведена сводная информация о результатах моделирования программ HeatPumpАН, Refrigeration Utilities и HEATTR на основании исходных данных исследования [37]. В качестве рабочего тела принят хладагент R22.

Таблица 2.14 – Сравнение параметров цикла ТН, полученных программными комплексами

Параметр	Наименование программы		
	HeatPumpАН	HEATTR	Refrigeration Utilities
Удельная холодопроизводительность, кДж/кг	147,41	145,2	147,8
Удельная теплопроизводительность, кДж/кг	205,59	203,39	207,38
Удельная работа сжатия, кДж/кг	55,18	58,21	59,54
Степень сжатия в компрессоре	4,61	4,58	4,56
Коэффициент преобразования энергии	3,19	3,49	2,48

Согласно данным, представленным в таблице 2.13 отклонение холодопроизводительности от данных, полученных с помощью HEATTR и Refrigeration Utilities составило 1,5% и 0,3% соответственно, а по теплопроизводительности – 1% и 0,8%. В общем, результаты сравнения модуля «Тепловой насос» с другими программными комплексами можно считать удовлетворительными.

## 2.4 Выводы по главе 2

1. Предложена математическая модель для описания процессов теплообмена элементов теплового насоса, встраиваемого в приточно-вытяжные установки систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

2. Разработан метод расчета совместной работы парокompрессионного встраиваемого теплового насоса и приточно-вытяжной установки с пластинчатым утилизатором теплоты «воздух-воздух».

3. Предложены зависимости для определения энтальпии и энтропии в зоне перегретого пара для хладагентов R134a, R22, R32, R152a и R410a.

4. Проанализированы зависимости коэффициента преобразования энергии, расхода рабочего тела, удельных тепловых нагрузок от параметров низко- и высокопотенциальной среды. Получены зависимости для величины потребляемой электрической мощности на привод компрессора от температур конденсации и испарения рабочего тела.

5. Представлена структура баз данных и принципы их формирования. Рассмотрена реализация алгоритма на базе алгоритмического языка Python. Разработано программное обеспечение для расчета встраиваемого теплового насоса HeatPumpАН. Проведен сравнительный анализ результатов расчета модуля «Тепловой насос» с другими известными программными комплексами.

6. Получена государственная регистрация программы «HeatPumpАН» для ЭВМ (Приложение В). Применение разработанной программы позволяет выполнять прогнозирование работы вентиляционных установок с воздушным ТН, определять эксплуатационные и энергетические показатели установок со встраиваемыми холодильными машинами, осуществлять обоснование внедрения воздушного ТН на этапе предпроектной документации.

### **3 Результаты моделирования тепловых насосов в приточно-вытяжных вентиляционных установках и центральных кондиционерах**

В второй главе получены зависимости, которые демонстрируют результаты численного моделирования работы ТН. Разработка программного комплекса для расчета приточно-вытяжной установки со встраиваемым воздушным ТН является актуальной задачей, что подтверждается современными исследованиями [40, 47]. Расчет эксплуатационных параметров таких установок сложен по ряду причин. В расчете необходимо учитывать множество факторов: параметры влажного воздуха, характеристики теплообменных аппаратов, коэффициентов теплоотдачи как воздуха, так и кипящего и конденсирующего хладагента, теплофизические и термодинамические его свойства, а также тип компоновки приточно-вытяжной установки [5, 66]. Стоит также отметить роль аэродинамического сопротивления. Как правило пятая часть всего энергопотребления общественных зданий приходится на работу приводов вентиляторов инженерных систем [124]. В связи с этим, в вопросе оценки энергоэффективности систем вентиляции с применением ТН, необходимо учитывать все последствия от внедрения конденсатора и испарителя в стесненные условия приточно-вытяжной установки.

Для формулирования рекомендаций по проектированию приточно-вытяжных установок со встраиваемым воздушным ТН необходимо получить зависимости, описывающие работу таких вентиляционных установок.

#### **3.1 Моделирование параметров систем при изменении расхода воздуха**

В данном моделировании определялось влияние расхода воздуха, при неизменных параметра н.п и в.п. источников, на энергетические показатели воздушного ТН. Принята приточно-вытяжная установка с воздушным

перекрестноточным утилизатором. Значения расхода воздуха со стороны притока и вытяжки приняты постоянными. Перегрев пара принят 10 К.

Для определения зависимости используется метод наименьших квадратов на основании полученных результатов. Для данного исследования все аппроксимирующие функции имеют вид соотношения 3.1.

$$Y = Ax^B \quad (3.1)$$

Зависимость 3.1 имеет вид степенной функции, где  $Y$  – исследуемый параметр,  $x$  – расход воздуха. Значения параметров  $A$  и  $B$  представлены в таблице 3.1.

На рисунках 3.1–3.6 представлены результаты моделирования встраиваемого теплового насоса, работающего на хладагенте R134a, конденсатор которого устанавливается в канале приточного воздуха после утилизатора «воздух-воздух», а испаритель в канале вытяжного воздуха после утилизатора «воздух-воздух» по ходу движения воздуха (рисунок 2.1б).

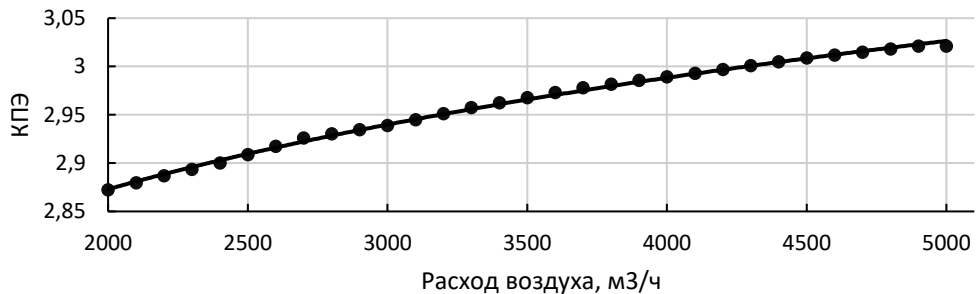


Рисунок 3.1 – Зависимость КПЭ от расхода воздуха

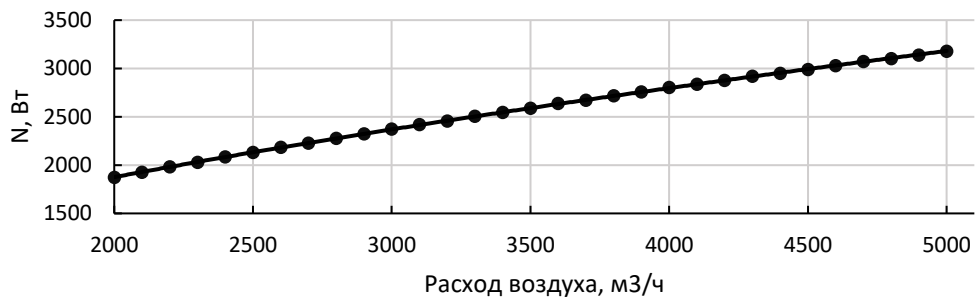


Рисунок 3.2 – Зависимость мощности, потребляемой компрессором от расхода воздуха

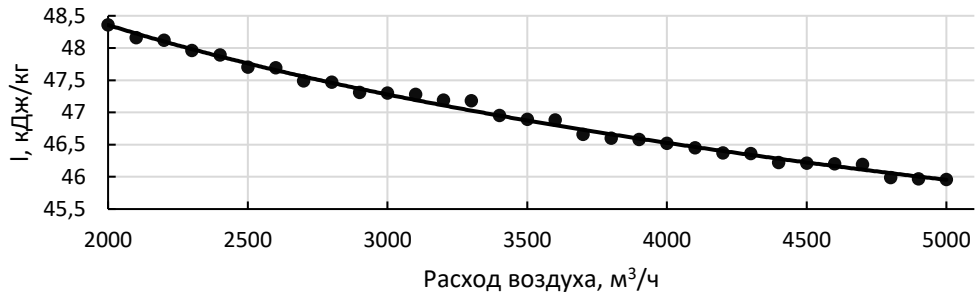


Рисунок 3.3 – Зависимость удельной работы сжатия от расхода воздуха

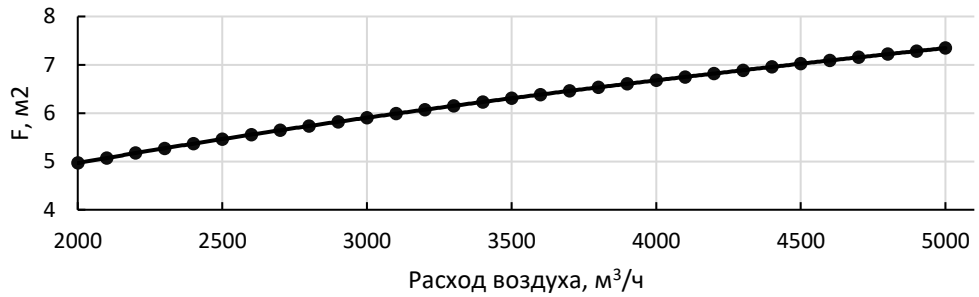


Рисунок 3.4 – Зависимость площади теплообменной поверхности конденсатора от расхода воздуха

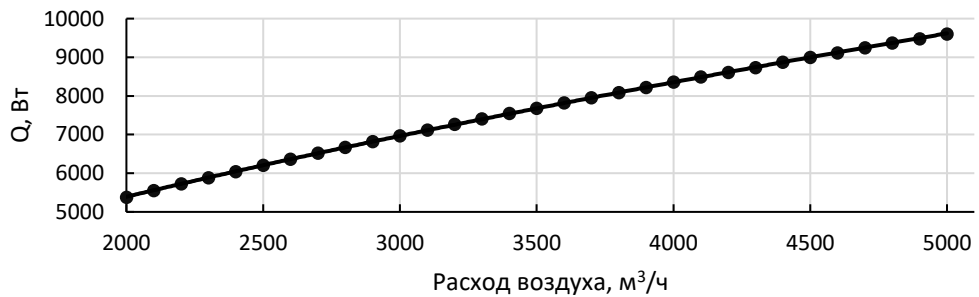


Рисунок 3.5 – Зависимость теплопроизводительности от расхода воздуха

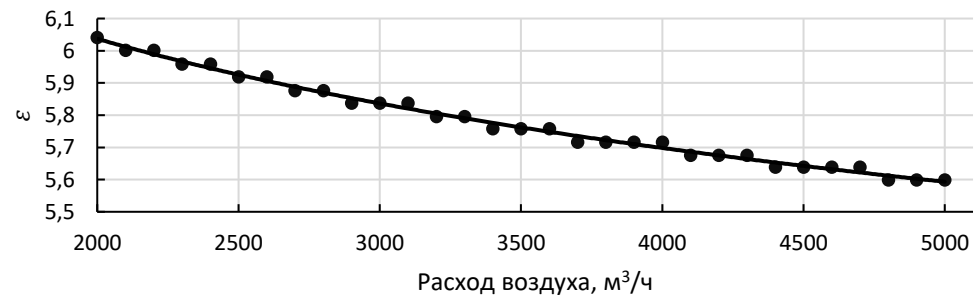


Рисунок 3.6 – Зависимость степени сжатия в компрессоре от расхода воздуха

На рисунках 3.7–3.12 представлены результаты моделирования встраиваемого теплового насоса, конденсатор которого устанавливается в канале приточного воздуха после утилизатора «воздух-воздух», а испаритель в канале вытяжного воздуха до утилизатора «воздух-воздух» по ходу движения воздуха (рисунок 2.1в).

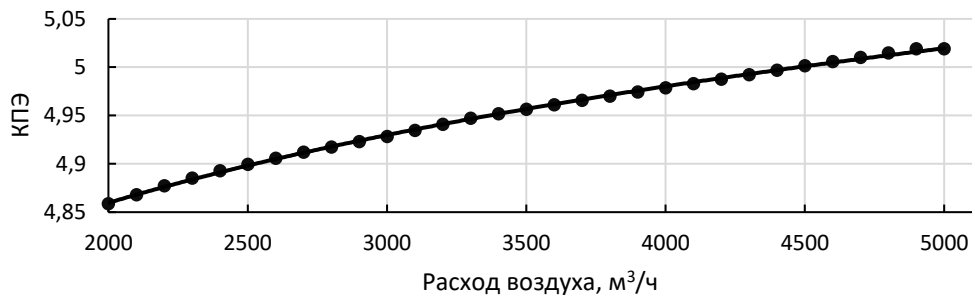


Рисунок 3.7 – Изменение коэффициента преобразования энергии от расхода воздуха

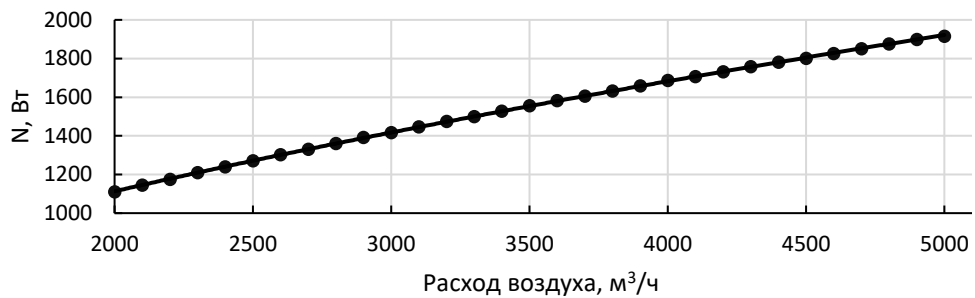


Рисунок 3.8 – Изменение энергопотребления компрессора

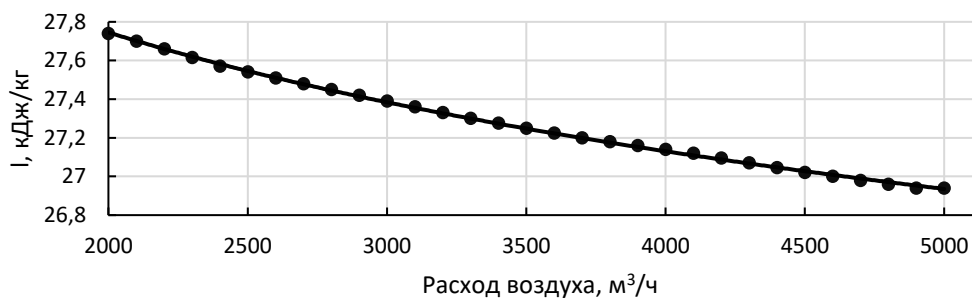


Рисунок 3.9 – Изменение удельной работы сжатия

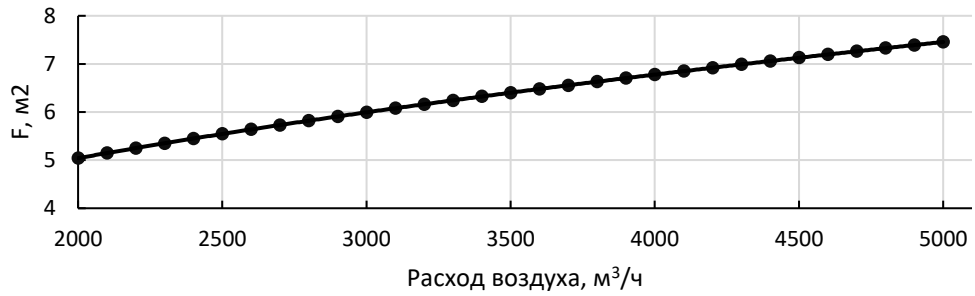


Рисунок 3.10 – Изменение площади теплообменной поверхности конденсатора

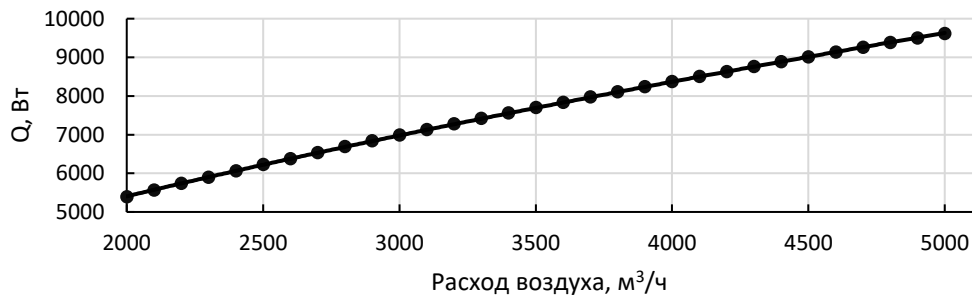


Рисунок 3.11 – Изменение теплопроизводительности

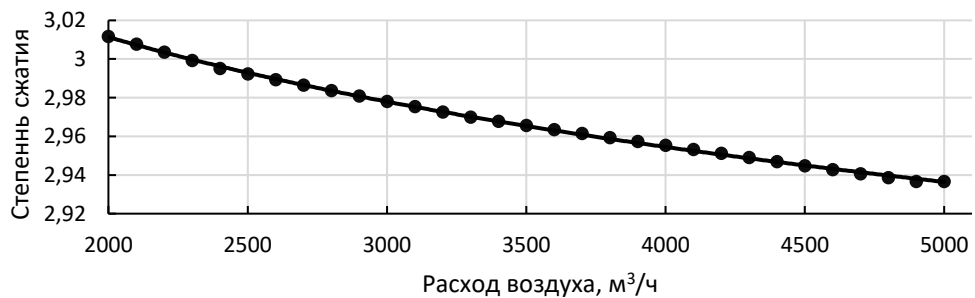


Рисунок 3.12 – Изменение степени сжатия в компрессоре

Таблица 3.1 – Значения параметров A и B для зависимости 3.1

Номер рисунка	Исследуемый параметр	A	B	Характеристика исследуемого параметра
3.1	КПЭ	1,865	0,057	возрастает
3.2	N	23,386	0,577	возрастает
3.3	I	73,812	-0,056	убывает
3.4	F	0,193	0,427	возрастает
3.5	Q	44,276	0,632	возрастает
3.6	$\varepsilon$	11,372	-0,083	убывает
3.7	КПЭ	3,715	0,035	возрастает
3.8	N	11,967	0,596	возрастает
3.9	I	35,472	-0,032	убывает
3.10	F	0,196	0,4272	возрастает
3.11	Q	44,731	0,631	возрастает
3.12	$\varepsilon$	3,711	-0,027	убывает

Рассмотрим комплексное моделирование приточно-вытяжной установки со встраиваемым воздушным тепловым насосом. Во всех четырех случаях в составе приточно-вытяжных установок имеется электрический воздушонагреватель. Перегрев пара в испарителе принят 10 °С. Конструктивные характеристики теплообменных аппаратов и приточно-вытяжных установок приняты одинаковыми. В таблице 3.2 приведены исходные данные для проведения сравнительного анализа.

Таблица 3.2 – Исходные данные для сравнительного анализа

Наименование параметра	Значение
Температура наружного воздуха, $t_n$ , °С	-10
Необходимая температура приточного воздуха, $t_{п}$ , °С	18
Температура удаляемого воздуха, $t_y$ , °С	24
Относительная влажность наружного воздуха, $\varphi$ , %	90
Относительная влажность удаляемого воздуха, $\varphi$ , %	40
Диапазон расхода воздуха, $L$ , м <sup>3</sup> /ч	1000-5000
Рабочее тело ТН	R134a

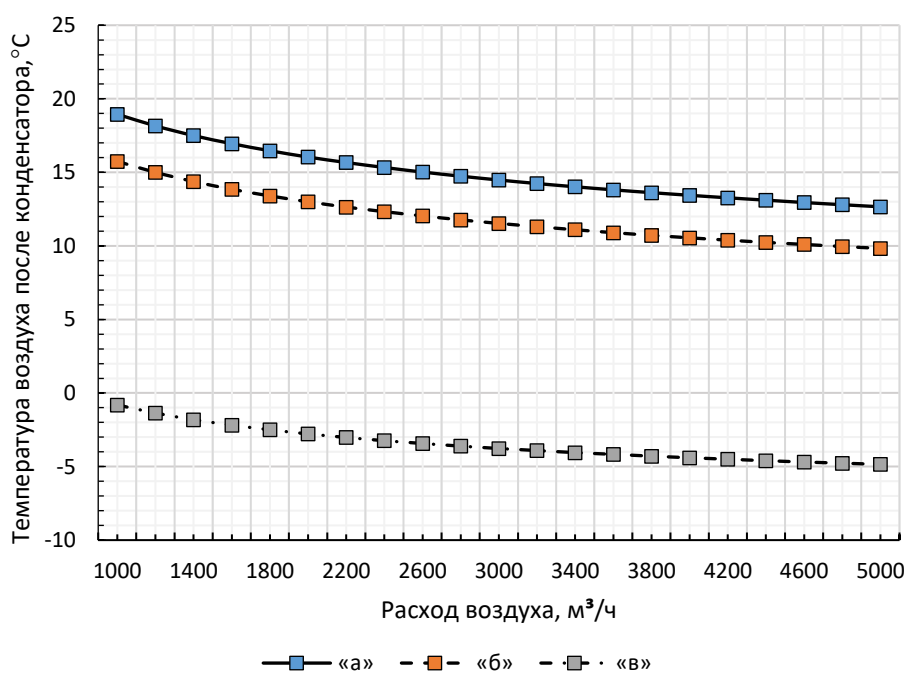


Рисунок 3.13 – Изменение температуры воздуха после конденсатора

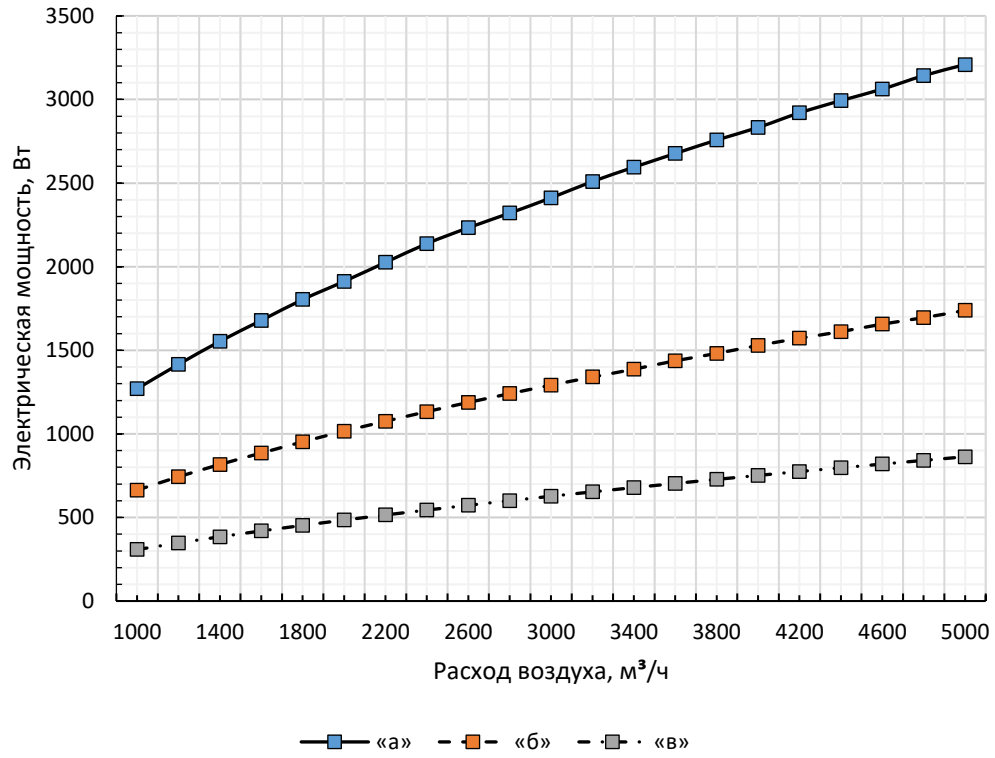


Рисунок 3.14 – Изменение потребляемой мощности компрессора

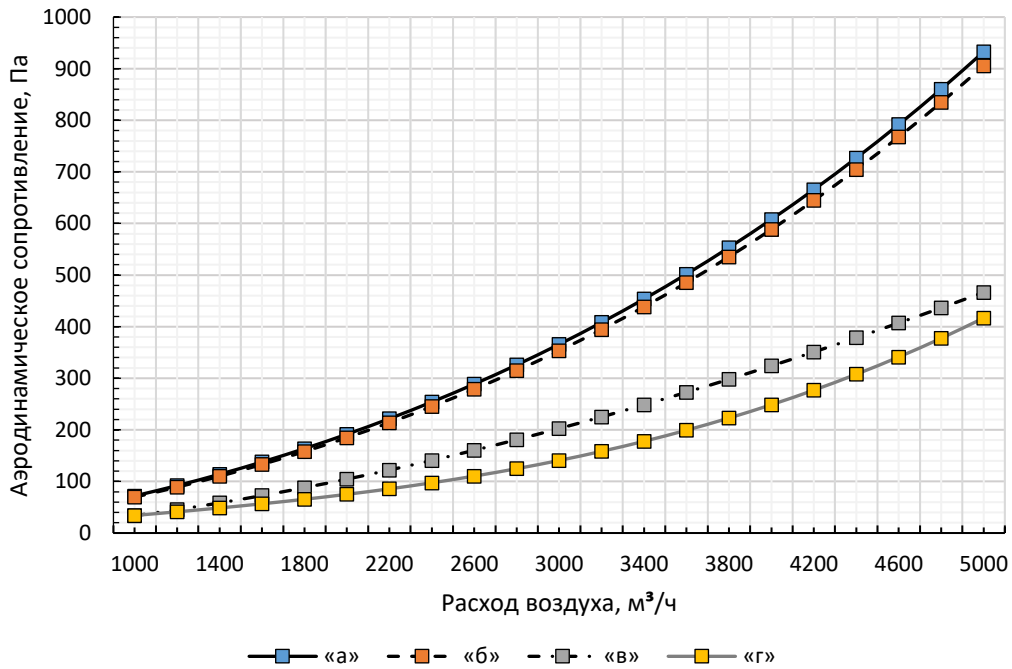


Рисунок 3.15 – Изменение сопротивления по воздуху от его расхода

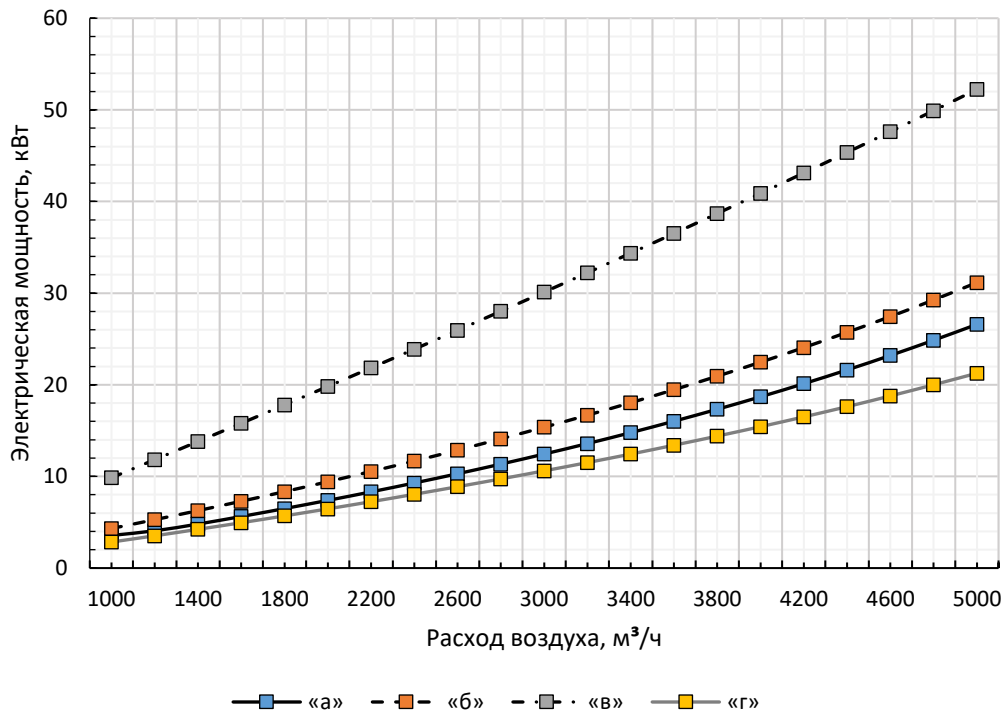


Рисунок 3.16 – Изменение энергопотребления всей приточно-вытяжной установки

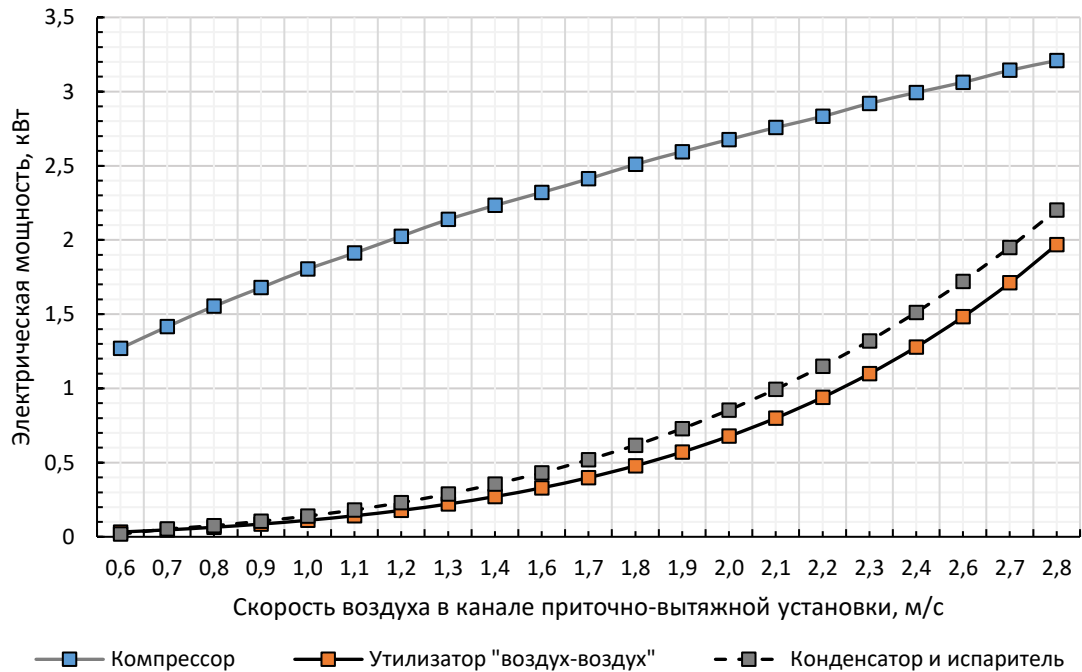


Рисунок 3.17 – Изменение электрической энергии, подводимой к вентиляторам для преодоления аэродинамического сопротивления и мощности, затрачиваемой компрессором для КОМПОНОВКИ «а»

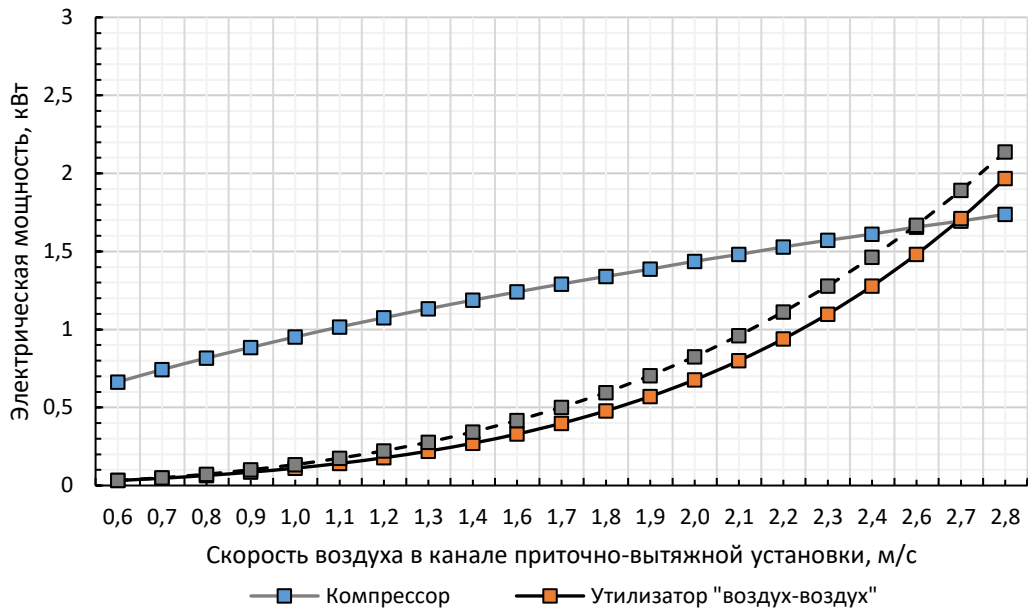


Рисунок 3.18 – Изменение электрической энергии, подводимой к вентиляторам для преодоления аэродинамического сопротивления и мощности, затрачиваемой компрессором для компоновки «б»

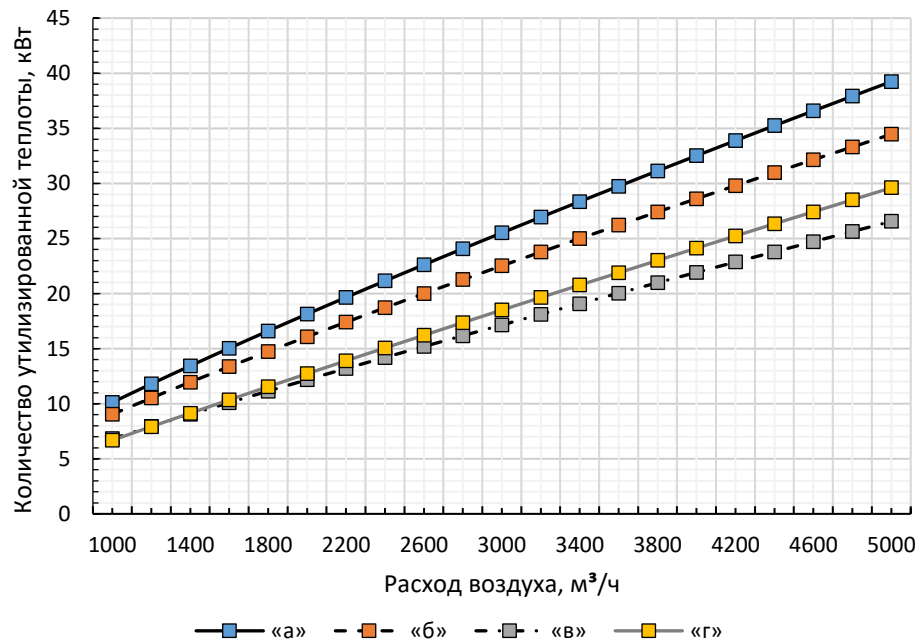


Рисунок 3.19 – Изменение утилизируемой теплоты от расхода воздуха

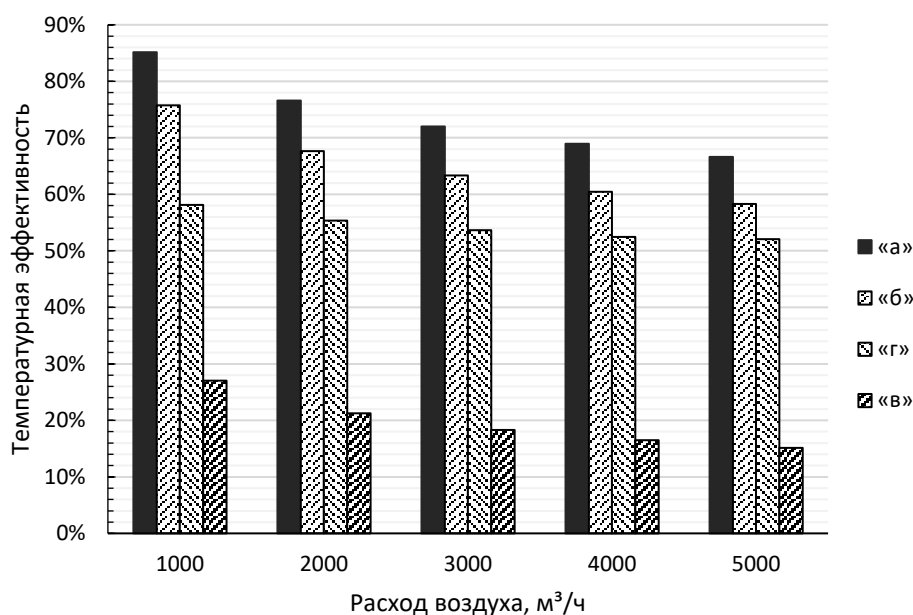


Рисунок 3.20 – Значения температурной эффективности в зависимости от расхода воздуха

На рисунках 3.13-3.20 показаны результаты сравнительного моделирования. В частности, приведены данные о температуре воздуха после конденсатора, энергопотреблении компрессора и вентиляторов приточно-вытяжной установки, а также количество утилизированной энергии при различных значениях расхода воздуха.

На основе данных рисунка 3.13 можно заключить, что наличие утилизатора воздух-воздух в составе приточно-вытяжной установки существенно повышает количество утилизированной энергии. По мере увеличения расхода воздуха кривизна графика уменьшается, и кривая становится более полой.

Показателем, определяющим стоимость эксплуатации приточно-вытяжной установки, является электрическая мощность, подводимая к вентиляционной установке. Затрачиваемая электрическая мощность на работу вентиляционной установки определяется по следующему соотношению:

$$N = N_k + N_E + N_a, \text{ Вт}, \quad (3.2)$$

где  $N_k$  – электрическая мощность, затрачиваемая на привод компрессора;

$N_E$  – электрическая мощность, расходуемая на работу дополнительного источника теплоты (при выборе водяного воздухонагревателя не учитывается),

$N_a$  – электрическая мощность, потребляемая вентиляторами, Вт.

На рисунке 3.14 показана зависимость электрической мощности, затрачиваемой приводом компрессора воздушного ТН. Здесь наглядно показано влияние расположения испарителя в компоновках «а» и «б».

Аэродинамическое сопротивление теплообменных аппаратов ТН и электрическую мощность, затрачиваемую вентиляторами на преодоление сопротивления можно определить по зависимостям (3.3) и (3.4) [1, 15, 50].

$$N_a = 1,7 \cdot L \cdot P, \text{ Вт.} \quad (3.3)$$

$$P = 4,434 \cdot p v^{-1,633} \cdot S_p^{-0,69} \cdot N_p, \quad (3.4)$$

На рисунке 3.15 наглядно показывается существенный недостаток компоновок «а» и «б», а именно высокое аэродинамическое сопротивление. Чем оно выше, тем больше электрической мощности необходимо подвести к вентиляторам вентиляционной установки для его преодоления.

На рисунке 3.16 представлены данные о полной электрической нагрузке для всех компоновок, определяемой по соотношению (3.2). Все кривые имеют слабовыраженный параболический тренд. Компоновки «а» и «б» имеют близкие значения энергопотребления, но с ростом расхода воздуха происходит расхождение зависимостей. Это является следствием уменьшения количества утилизированной энергии в утилизаторе «воздух-воздух» в компоновке «б» (см рисунок 1.13).

Результаты, представленные на рисунке 3.15, являются следствием данных, показанных на рисунке 3.14. Встраиваемый воздушный тепловой насос создает дополнительное аэродинамическое сопротивление, что вытекает в возросшие электрические затраты. Однако для объективного анализа необходимо рассмотреть количество энергии, которую утилизируют установки.

Согласно рисунку 3.19, приточно-вытяжные установки компоновок «а» и «б» (рисунок 2.1) со встраиваемым воздушным тепловым насосом обеспечивают существенно большее количество утилизированной энергии. При этом с ростом расхода воздуха отрыв первых двух компоновок растет. Примечательно, что при

низких расходах воздуха компоновки «в» и «г» утилизируют практически одинаковое количество теплоты. На рисунке 3.20 представлены данные о температурной эффективности компоновок приточно-вытяжных установок. При увеличении расхода воздуха с 1000 до 5000 м<sup>3</sup>/ч, температурная эффективность компоновки «в» снижается на 12%, в то время как у компоновки «г» на 6%, а у компоновки «а» на 18%.

Чтобы сопоставить результаты, представленные на рисунках 3.16 и 3.19, необходимо рассмотреть соотношение количества утилизированной теплоты,  $Q_{ут}$ , к полной электрической нагрузке,  $N$ . Для этого предлагается ввести такое понятие, как коэффициент утилизации (КУ) [67], определяемый по (3.5)

$$k_{ут} = \frac{Q_{ут}}{N_{ТН} + N_E + N_a} \quad (3.5)$$

На рисунке 3.21 представлены графики изменения КУ для всех компоновок. Все кривые имеют выраженный гиперболообразный характер. Отличительной особенностью кривой зависимости КУ от расхода воздуха для компоновки «а» является наличие экстремума на исследуемом диапазоне. При расходах воздуха близких к 5000 м<sup>3</sup>/ч значения КУ для компоновки «б», с воздушным ТН, и компоновки «г», без него, сходятся. Это связано с тем, что при больших расходах воздуха основная электрическая нагрузка создаваемая донагревом в дополнительном источнике теплоты превосходит потребление энергии вентиляторов. Компоновка «б» имеет меньший КУ чем компоновка «а» из-за того, что температура воздуха на входе в пластинчатый утилизатор в вытяжном канале вентиляционной установки ниже, т.к. первоначально теплота передается испарителю воздушного ТН, что приводит к снижению температурной эффективности самого утилизатора «воздух-воздух». Однако компоновка «б» имеет ряд других эксплуатационных преимуществ, которые рассматривались в разделе 1.4. В исследовании рассматривается пластинчатый утилизатор типа REC100-50 фирмы «NED». Его аэродинамическое сопротивление можно определить по следующему соотношению [94]:

$$\Delta P = 10v^2 + 5,714v + 5,714 \quad (3.6)$$

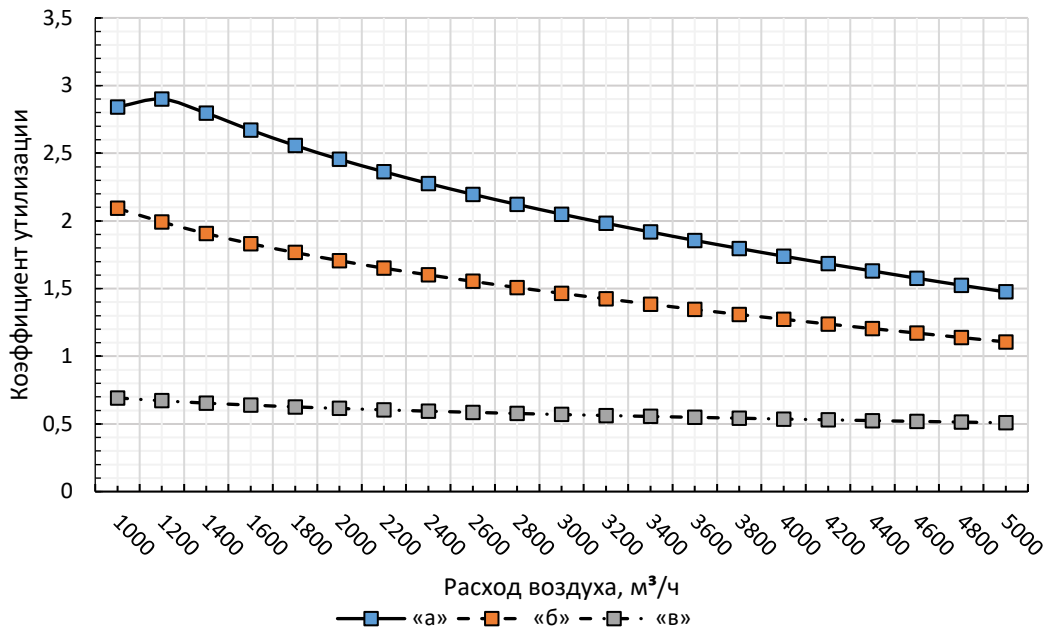


Рисунок 3.21 – Зависимость коэффициента утилизации от расхода воздуха

Для компоновки «а» характерна точка перегиба. При увеличении расхода воздуха примерно до 1200 м³/ч значение КУ возрастает до максимального значения. Это связано с тем, что приточно-вытяжная установка подобной конструкции способна самостоятельно поддерживать требуемую температуру подачи воздуха на данном отрезке расходов воздуха, следовательно электрический воздухонагреватель выключен. При этом теплосъем растет быстрее чем электрическая нагрузка на компрессоре и вентиляторах. Так как внедрение ТН в вентиляционную установку сопровождается высоким аэродинамическим сопротивлением, то при конструировании установки необходимо учитывать понижение скорости воздушного потока в живом сечении канала. Особое внимание заслуживает существенная разница между компоновкой «в» и остальными. Это подчеркивает высокую эффективность совместного применения утилизатора «воздух-воздух» и воздушного ТН.

Источником теплоты может выступать не только электрический воздухонагреватель, а целевая температура подаваемого воздуха может сильно меняться в зависимости от назначения обслуживаемых помещений. Поэтому

целесообразно рассмотреть результаты моделирования компоновок с воздушными ТН без учета  $N_E$ . В таком случае КУ можно определить по соотношению (3.7), которое учитывает количество теплоты,  $Q_p$ , которое необходимо подвести к воздуху перед его попаданием в обслуживаемое помещение с помощью резервного источника теплоты. При этом стоит отметить, что  $k_{ут}^ч$  не может быть отрицательным.

$$k_{ут}^ч = \frac{Q_{ут} - Q_p}{N_{ТН} + N_a} \quad (3.7)$$

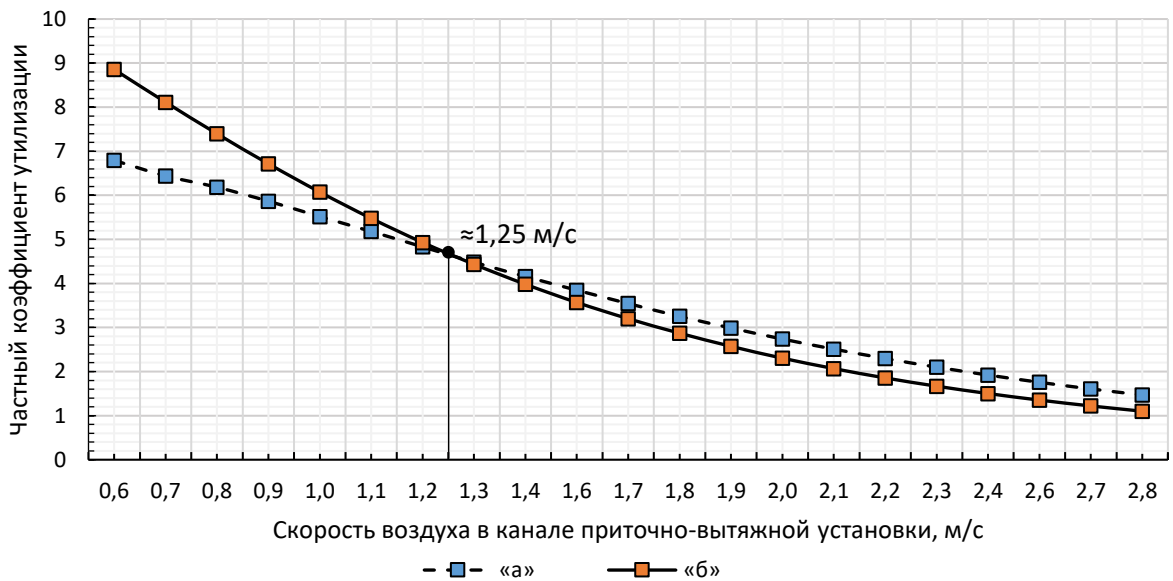


Рисунок 3.22 – Изменение  $k_{ут}^ч$  от скорости воздуха в каналах приточно-вытяжной установки

Кривые, представленные на рисунке 3.22, имеют гиперболический тренд. Это связано с тем, что с ростом скорости воздушного потока основная доля нагрузки выпадает на преодоление аэродинамического сопротивления.

На графике также обозначена точка пересечения двух зависимостей, которая служит границей, разделяющей области рационального применения рассматриваемых конструктивных схем. Так, при скорости воздуха в каналах приточно-вытяжной установки, не превышающей 1,25 м/с, предпочтительной является компоновка «б», поскольку она обеспечивает достаточное количество утилизированной теплоты для нагрева приточного воздуха при наименьших энергозатратах.

### 3.2 Моделирование параметров систем при изменении параметров высоко- и низкопотенциальной среды

Данное исследование аналогично тому, что описывается в разделе 3.1, но расход воздуха принимается постоянным и изменяется температура высокопотенциальной среды. Как ранее уже говорилось, высокопотенциальной средой для встраиваемого теплового насоса выступает наружный воздух, чья температура, в текущем численном исследовании, меняется от +6 до -16 °С. Отличительные особенности рабочих режимов компоновок рассматриваются в разделе 3.1. Так как в процессе эксплуатации зданий расход воздуха чаще всего остается постоянным (исключая ночной режим работы), то можно сказать, что в текущем моделировании получено прогнозирование работы приточно-вытяжных установок в условиях близких к реальным. В качестве рабочего тела выбран хладагент R22. Расход воздуха со стороны притока и вытяжки приняты одинаковыми.

Далее определим зависимости эксплуатационных параметров работы воздушного теплового насоса в зависимости от типа компоновки и массива исходных данных. На рисунках 3.23-3.32 представлены данные о требуемой площади теплообменной поверхности, КПЭ, затратах электрической энергии на приводе компрессора и расходе рабочего тела в зависимости от температуры наружного воздуха и ключевых температурах удаляемого.

Для определения зависимостей используется метод наименьших квадратов на основании полученных результатов. Для данного исследования все аппроксимирующие функции имеют вид соотношения (3.8):

$$Y = Ax^2 + Bx + C \quad (3.8)$$

Значения параметров  $A$ ,  $B$  и  $C$  сведены в таблицу 3.3.

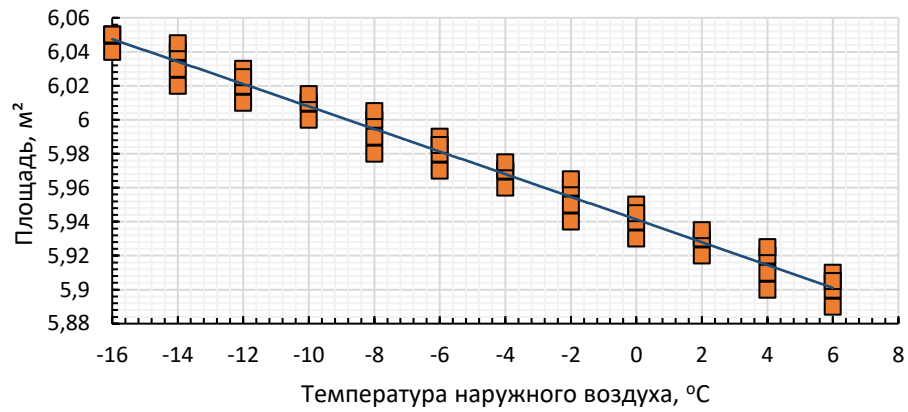


Рисунок 3.23 – Значения требуемой площади теплообменной поверхности конденсатора  
КОМПОНОВКИ «а»

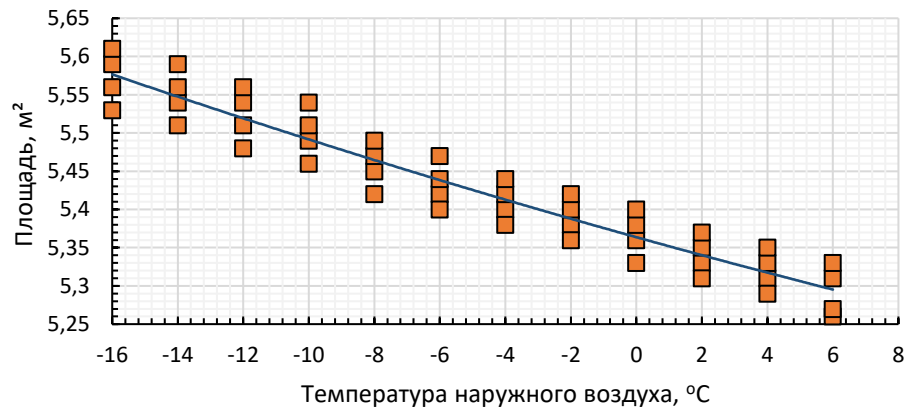


Рисунок 3.24 – Значения требуемой площади теплообменной поверхности испарителя  
КОМПОНОВКИ «а»

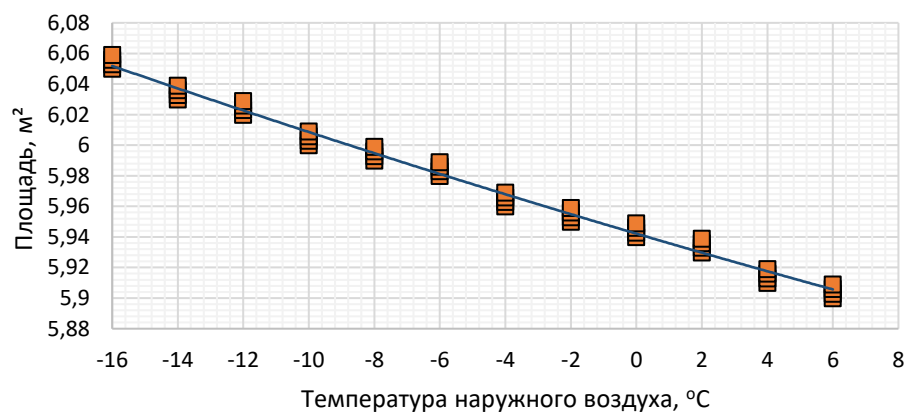


Рисунок 3.25 – Значения требуемой площади теплообменной поверхности конденсатора  
КОМПОНОВКИ «б»

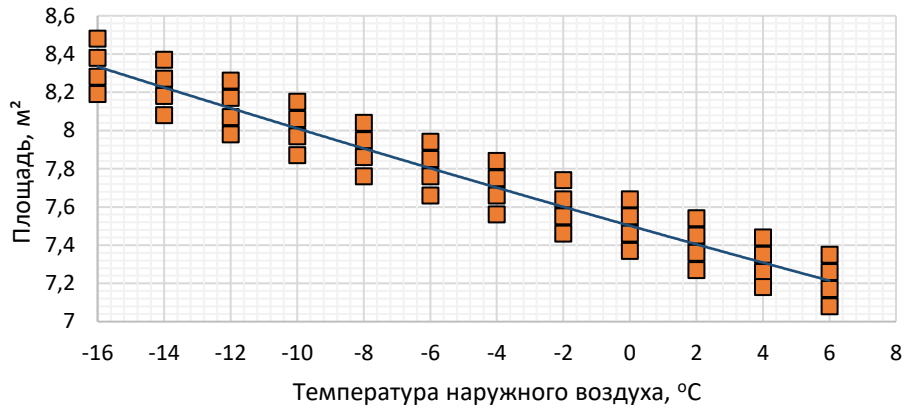


Рисунок 3.26 – Значения требуемой площади теплообменной поверхности испарителя  
компоновки «б»

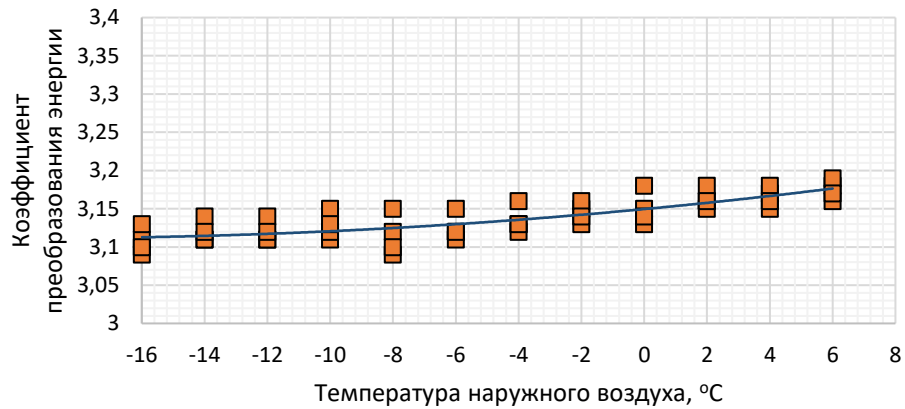


Рисунок 3.27 – Изменение КПЭ для компоновки «а»

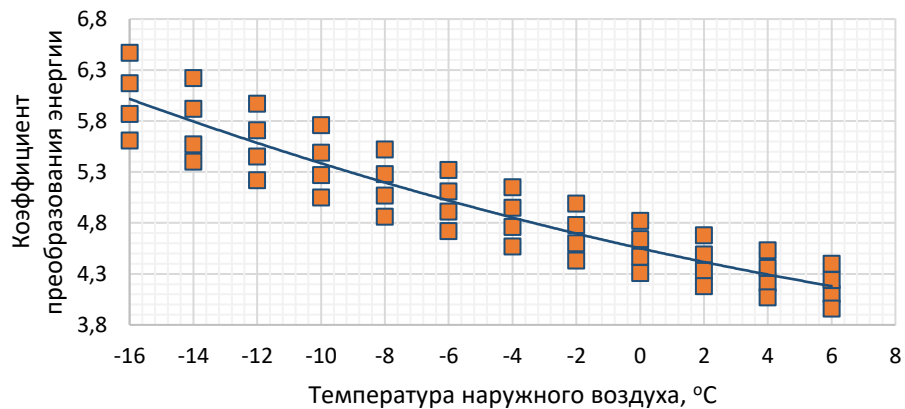


Рисунок 3.28 – Изменение КПЭ для компоновки «б»

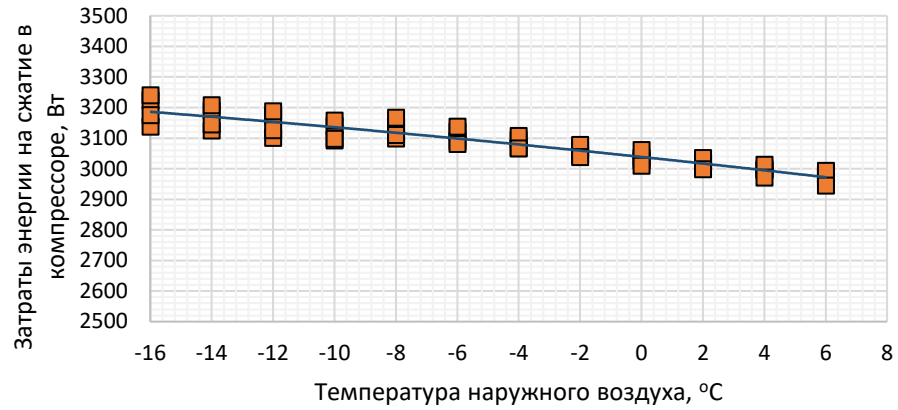


Рисунок 3.29 – Потребление электрической энергии компрессором в зависимости от температуры наружного компоновки «а»

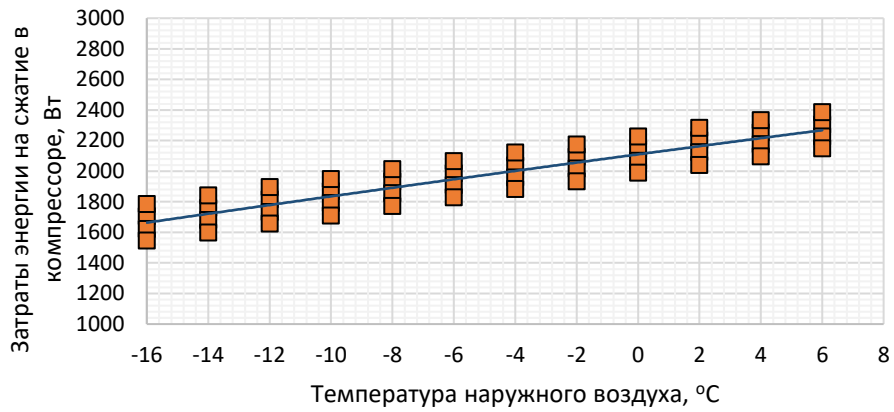


Рисунок 3.30 – Потребление электрической энергии компрессором в зависимости от температуры наружного компоновки «б»

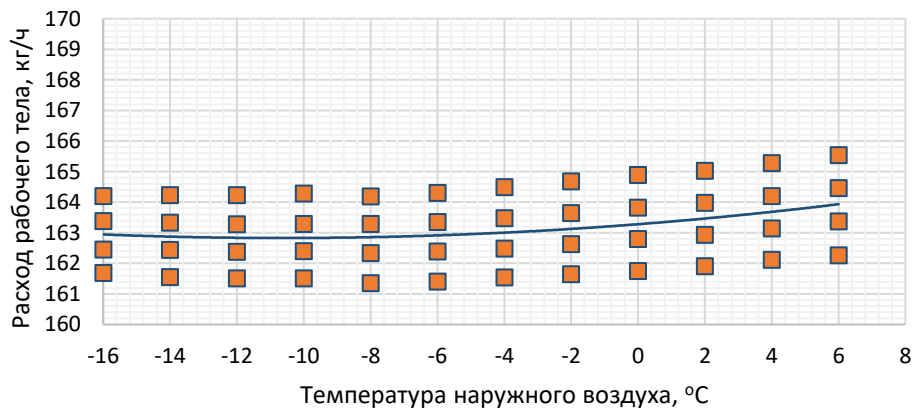


Рисунок 3.31 – Изменение расхода рабочего тела для компоновки «а»

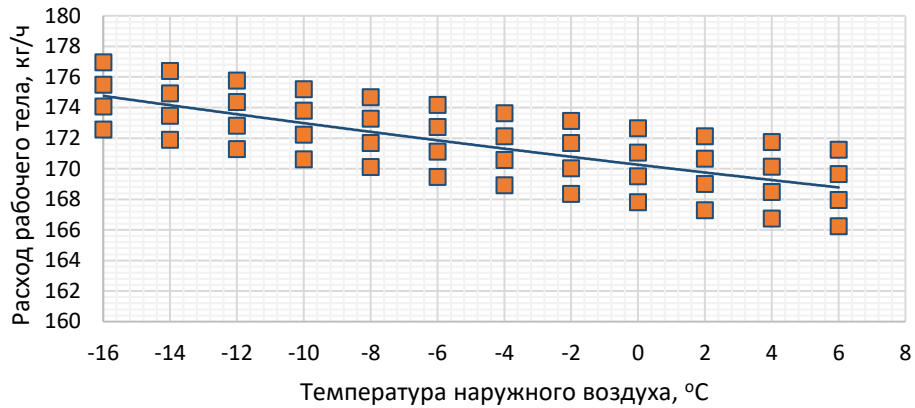


Рисунок 3.32 – Изменение расхода рабочего тела для компоновки «б»

Таблица 3.3 – Сводная таблица результатов моделирования

Функция	Номер рисунка	Наименование параметра		
		A	B	C
Площадь теплообменной поверхности конденсатора компоновки «а», м <sup>2</sup>	3.23	$-4 \cdot 10^{-6}$	-0,067	5,94
Площадь теплообменной поверхности испарителя компоновки «а», м <sup>2</sup>	3.24	$9 \cdot 10^{-5}$	-0,0119	5,36
Площадь теплообменной поверхности конденсатора компоновки «б», м <sup>2</sup>	3.25	$3 \cdot 10^{-5}$	-0,0063	5,94
Площадь теплообменной поверхности испарителя компоновки «б», м <sup>2</sup>	3.26	$2 \cdot 10^{-4}$	-0,049	7,51
КПЭ для компоновки «а»	3.27	$1 \cdot 10^{-4}$	0,0039	3,15
КПЭ для компоновки «б»	3.28	$1,4 \cdot 10^{-3}$	-0,0699	4,5514
Мощность, затрачиваемая на приводе компрессора для компоновки «а»	3.29	-0,083	-10,56	3038,5
Мощность, затрачиваемая на приводе компрессора для компоновки «а»	3.30	-0,0703	26,762	2109,8
Массовый расход рабочего тела для компоновки «а», кг/ч	3.31	$4 \cdot 10^{-3}$	0,085	163,28
Массовый расход рабочего тела для компоновки «б», кг/ч	3.32	$1,5 \cdot 10^{-3}$	0,26	170,26

На рисунках 3.33 - 3.37 представлены результаты комплексного моделирования приточно-вытяжной установки со встраиваемым воздушным ТН. Характеристики конденсатора и испарителя представлены в таблице 3.4. Пластинчатый утилизатор имеет пакет из 119 пластин толщиной 0,002 м и с шагом 0,009 м.

На рисунке 3.33 представлена зависимость требуемой площади теплообменной поверхности от температуры наружного воздуха. Для компоновки

«б» характерны более высокие показатели площади поверхности испарителя. На рисунке 3.34 показано изменение величины температурного перепада воздуха в конденсаторе и испарителе.

Таблица 3.4 – Характеристика теплообменных аппаратов

Наименование параметра	Компоновка «а»	Компоновка «б»
<b>Конденсатор</b>		
Количество рядов	3	3
Диаметр трубок	14x1,0	14x1,0
Вертикальный шаг пучка	0,025	0,025
Горизонтальный шаг пучка	0,025	0,025
Шаг пластин, м	0,015	0,015
<b>Испаритель</b>		
Количество рядов	3	4
Диаметр трубок	14x1,0	12x1,0
Вертикальный шаг пучка	0,03	0,025
Горизонтальный шаг пучка	0,025	0,025
Шаг пластин, м	0,017	0,015

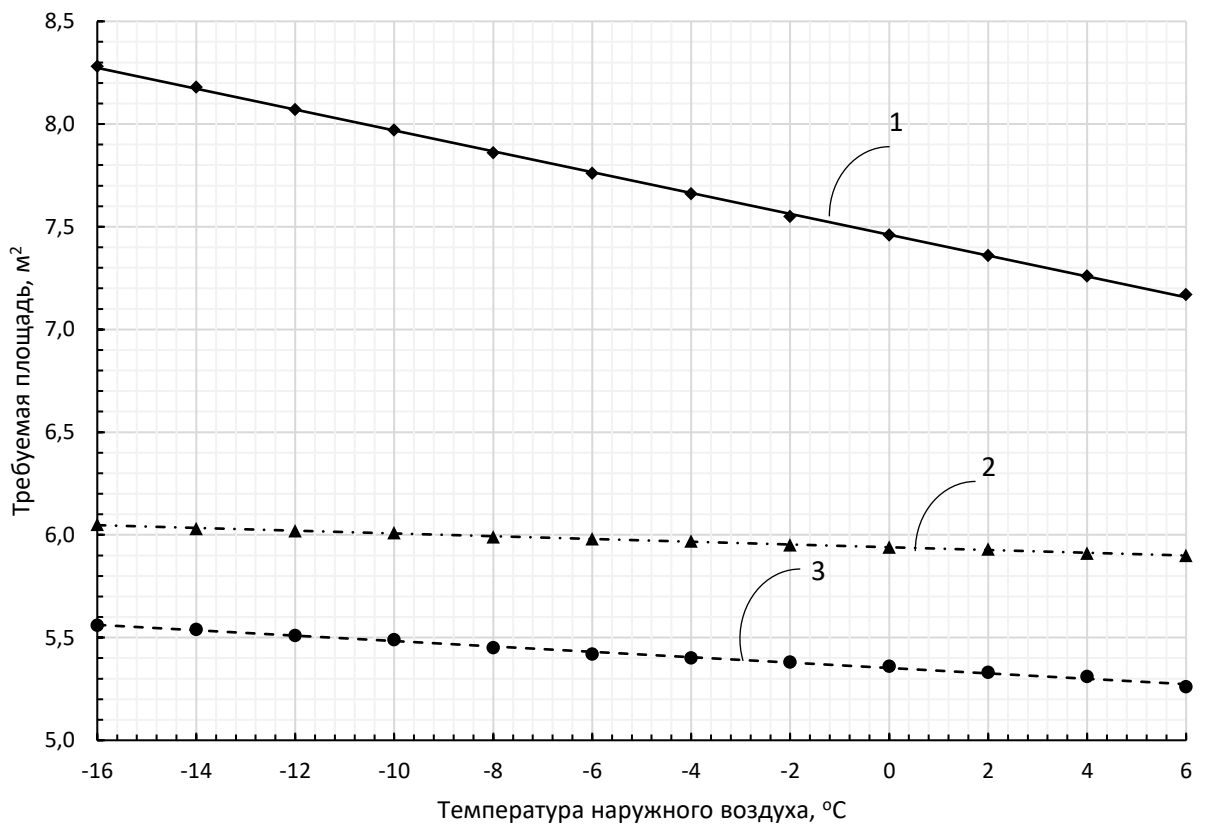


Рисунок 3.33 – Изменение площади теплообменной поверхности

1 – для испарителя компоновки «б»; 2 – для конденсатора обеих компоновок; 3 – для испарителя компоновки «а»

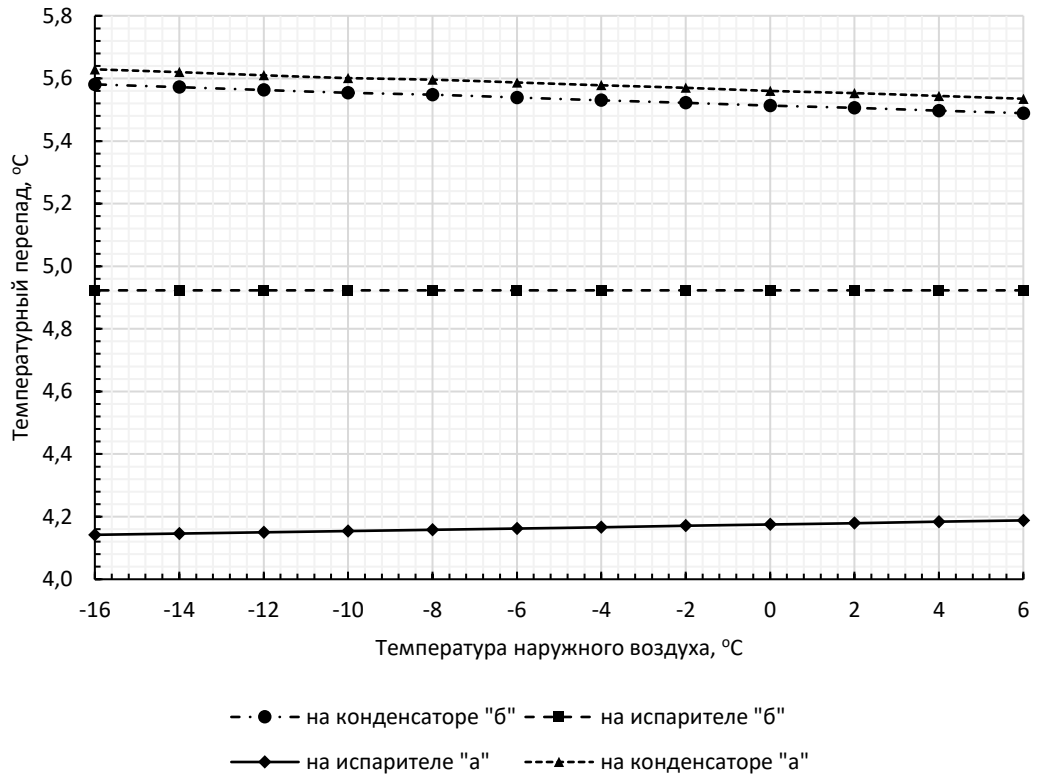


Рисунок 3.34 – Изменение величины нагрева воздуха в теплообменных аппаратах ТН

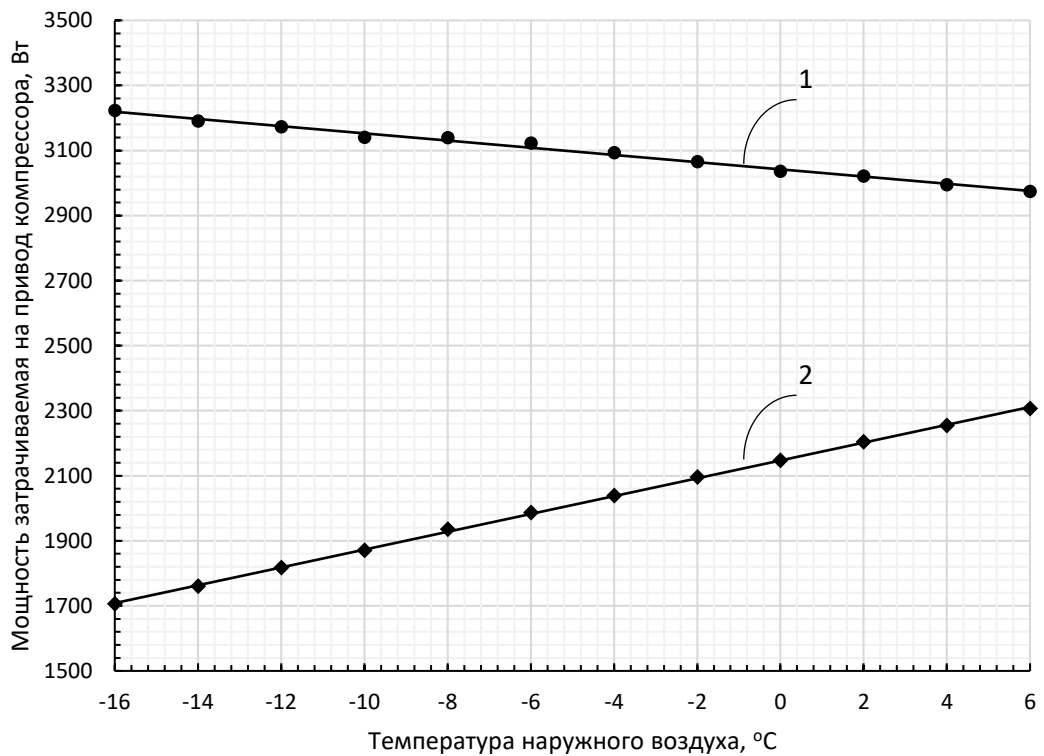


Рисунок 3.35 – Изменение мощности потребляемой компрессором ТН. 1 – компоновка «а»; 2 – компоновка «б»

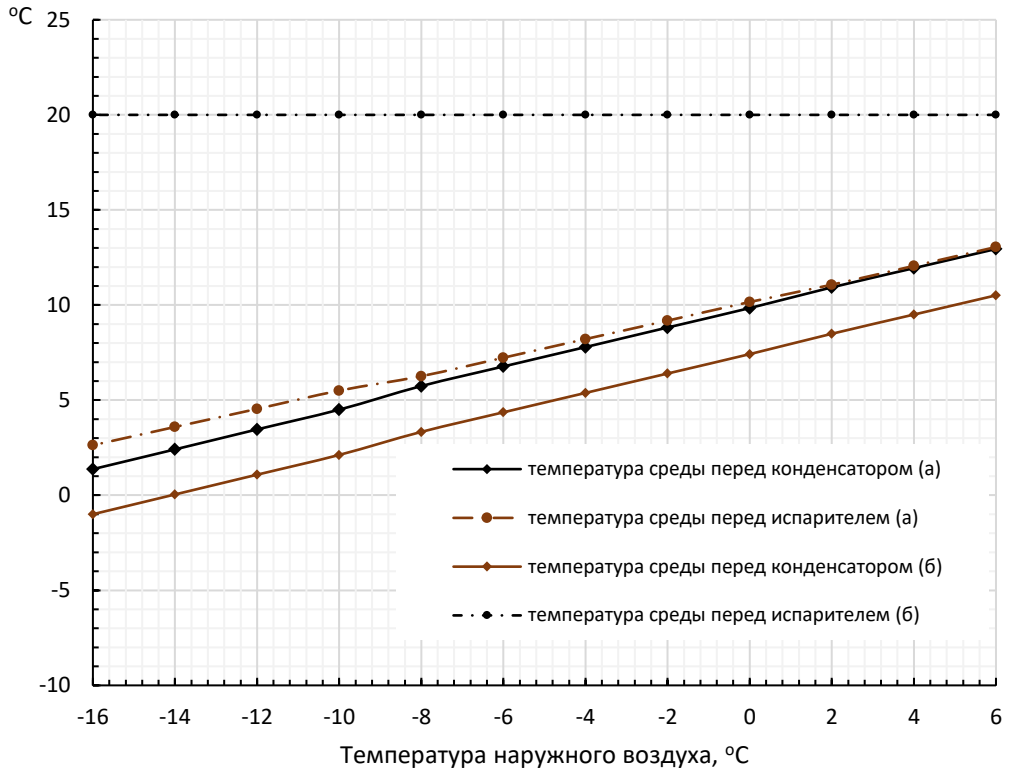


Рисунок 3.36 – Изменение температуры нагреваемой и охлаждаемой сред для компоновок «а» и «б»

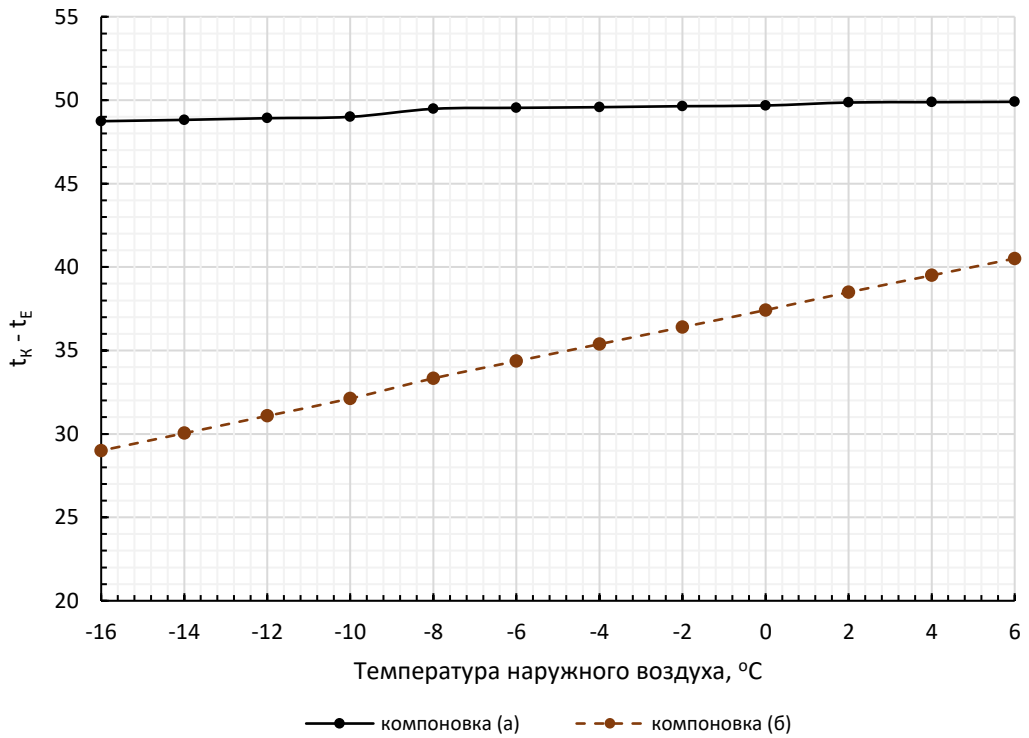


Рисунок 3.37 – Изменение разницы между температурой конденсации ( $t_K$ ) и испарения ( $t_E$ ) от температуры наружного воздуха

На рисунке 3.38 показана зависимость КУ от температуры наружного воздуха. Кривые имеют параболообразный характер. В рассматриваемом диапазоне температур, для компоновки «б» характерна точка перегиба, которая определяет наиболее эффективную рабочую точку для вентиляционной установки. Данная зависимость может выступать характеристикой для различных типоразмеров приточно-вытяжных установок для их предварительного подбора.

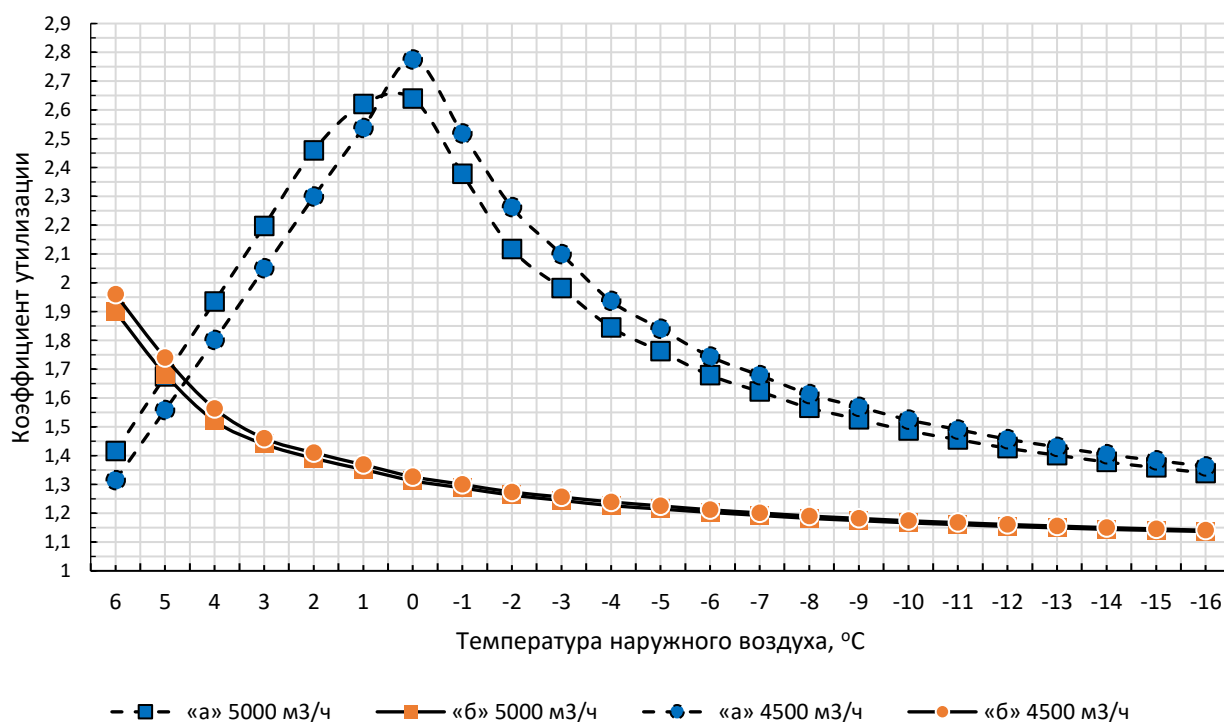


Рисунок 3.38 – Зависимость КУ от температуры низкопотенциального источника

На рисунке 3.39 представлена зависимость потребляемой энергии рассматриваемыми компоновками. Особое внимание заслуживает характер кривой для компоновки «а». При достаточно высоких значениях температуры в.п. источника, а именно наружного воздуха, энергопотребление остается постоянным. Это связано с тем, что в данных условиях утилизированной теплоты ТН и утилизатора «воздух-воздух» достаточно для поддержания требуемой температуры приточного воздуха.

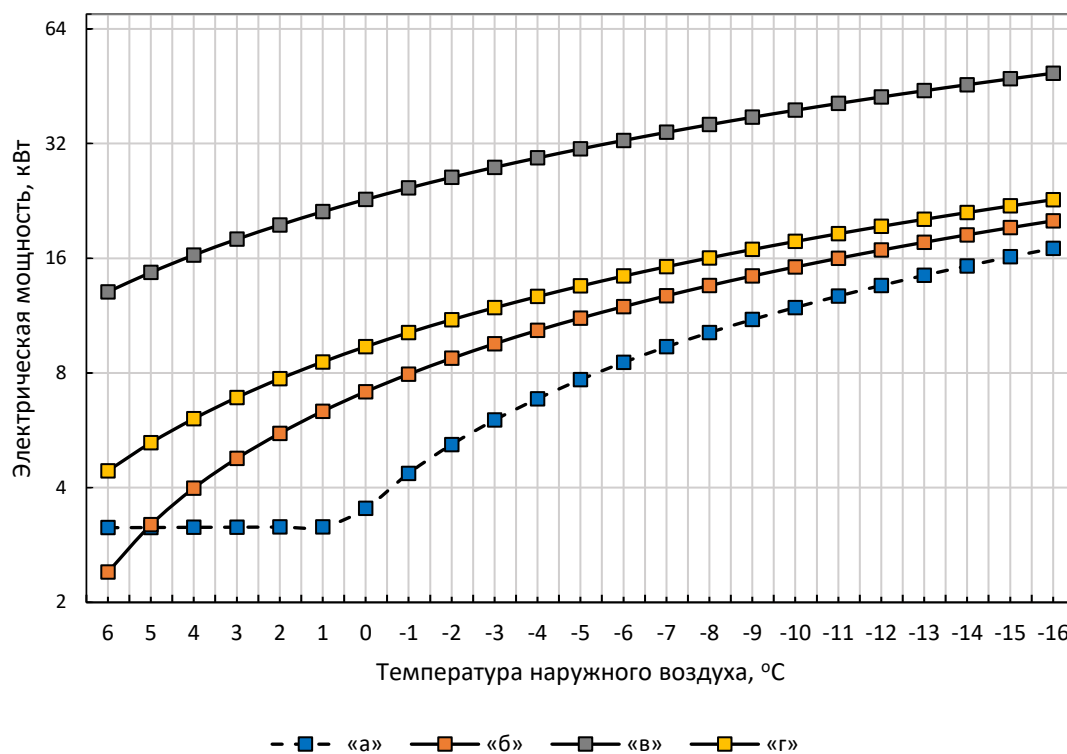


Рисунок 3.39 – Зависимость потребляемой мощности от температуры наружного воздуха

### 3.3 Моделирование параметров систем при изменении рабочего тела

Исследования показывают существенное влияние рабочего тела на эффективность цикла ТН [21, 64]. Для определения зависимостей описывающих изменения эксплуатационных характеристик при различных хладагентах предлагается рассмотреть моделирование компоновок приточно-вытяжных установок «а» и «б» показанных на рисунке 2.1. На рисунке 3.40 представлена зависимость величины нагрева воздуха в конденсаторе от температуры наружного воздуха.

На рисунках 3.41 и 3.42 представлены зависимости КПЭ от температуры наружного воздуха, которые наглядно показывают влияние выбранной компоновки на эффективность цикла холодильной машины.

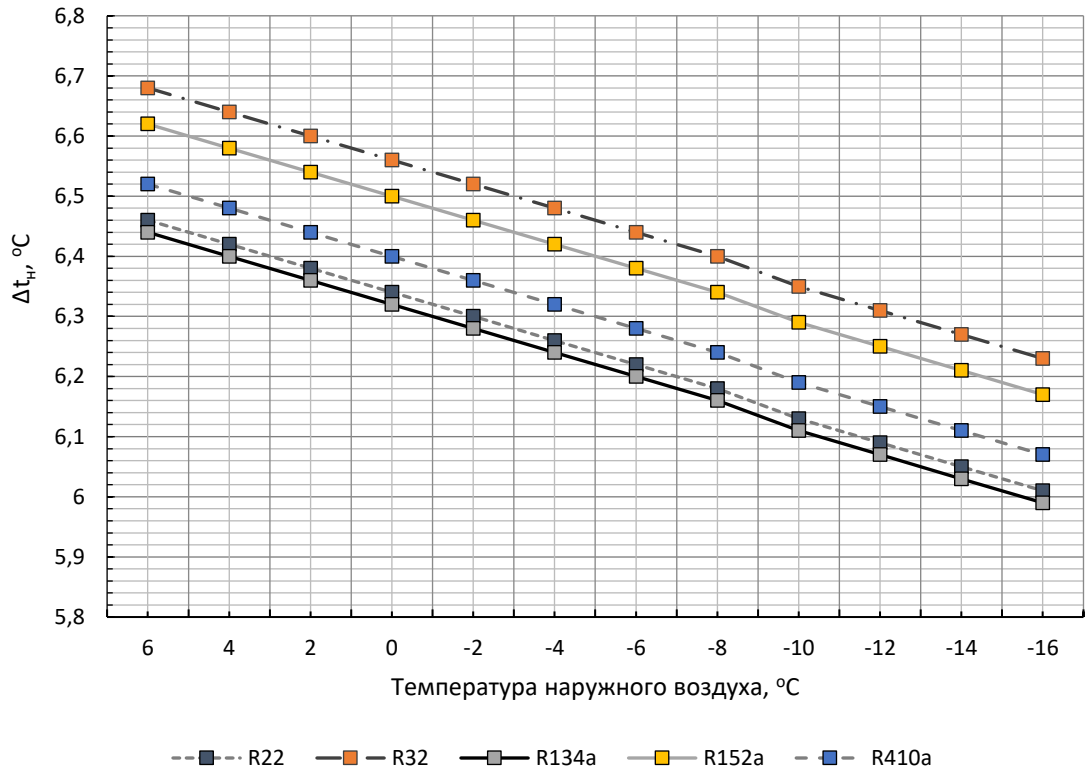


Рисунок 3.40 – Величина нагрева воздуха в конденсаторе компоновки «в»

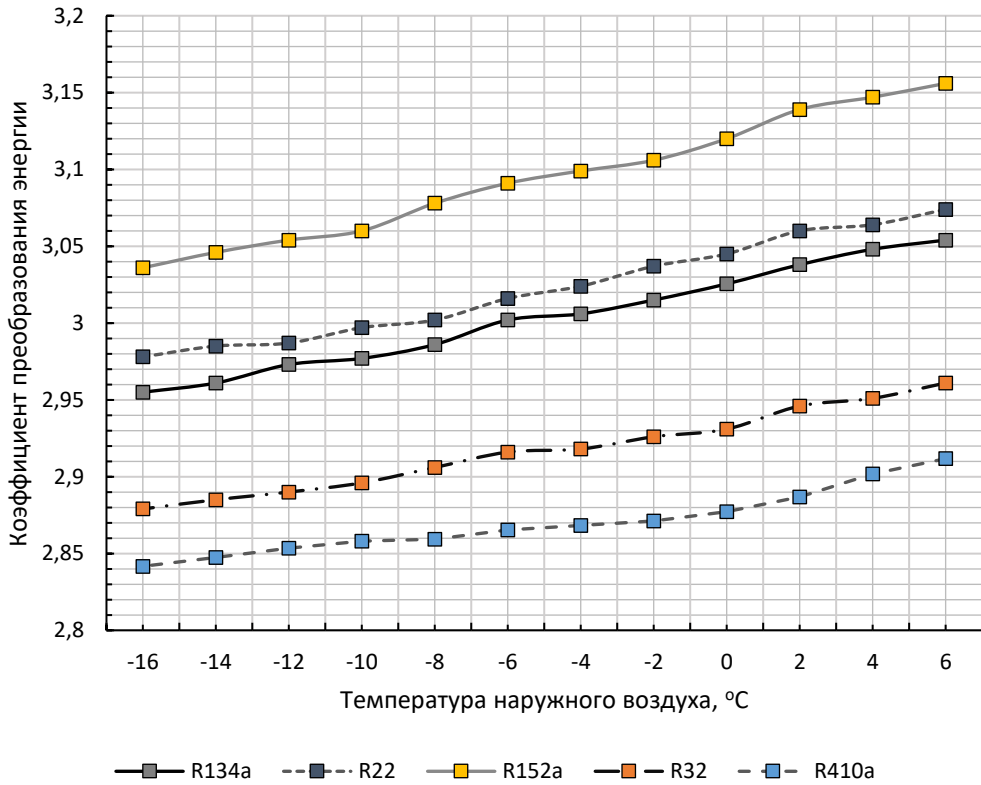


Рисунок 3.41 – Изменение КПЭ от температуры наружного воздуха для компоновки «а»

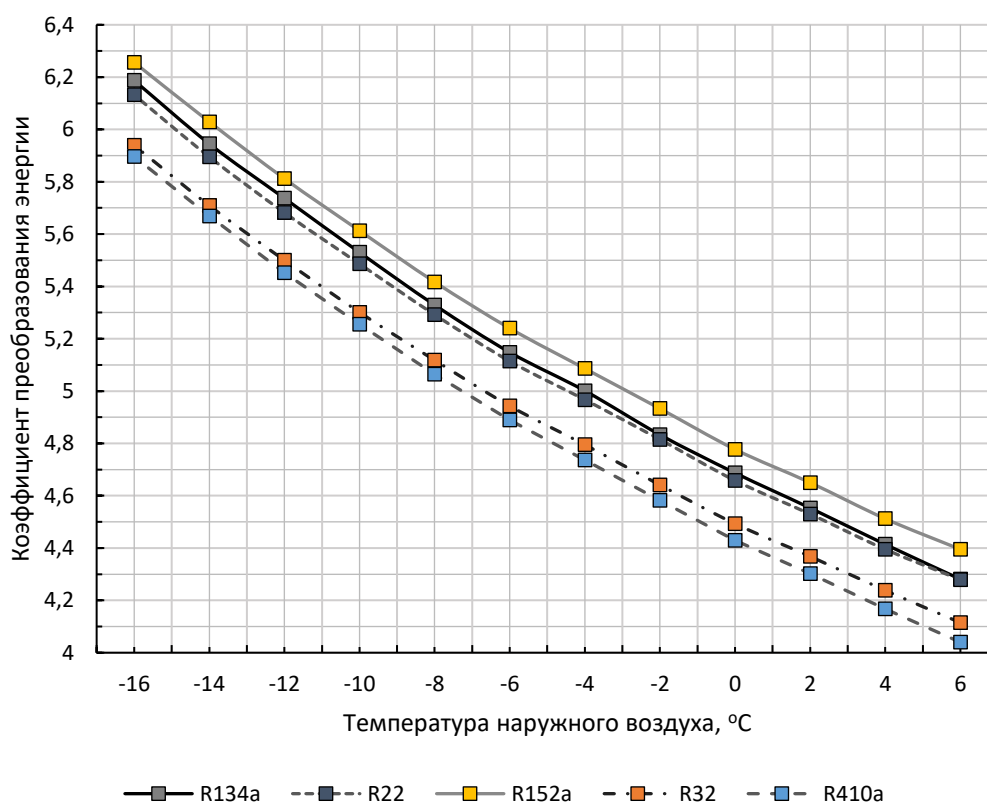


Рисунок 3.42 – Изменение КПЭ от температуры наружного воздуха для компоновки «б»

Испаритель в компоновке «б» находится в начале вытяжного канала, то температура испарения остается постоянной. При снижении температуры наружного воздуха, параметры хладагента в конденсаторе снижаются и приближаются к параметрам в испарителе. Это приводит к снижению степени сжатия в компрессоре,  $\varepsilon$ , что в свою очередь уменьшает количество потребляемой энергии компрессором и КПЭ растет.

$$\varepsilon = \frac{P_k}{P_n} \quad (3.9)$$

Результаты, представленные на рисунках 3.46 и 3.47 показали, что ХМ, работающая на исследуемых рабочих телах в системах вентиляции не требует применения двухконтурного теплового насоса [61]. Это является неоспоримым преимуществом применения тепловых насосов в системах вентиляции в отличие от высоко- и среднетемпературных систем отопления и ГВС.

Согласно данным, представленным на рисунке 3.43 видно, что выбор фреона оказывает влияние на работу сжатия в компрессоре. Энергопотребление компрессора может изменяться до 7%.

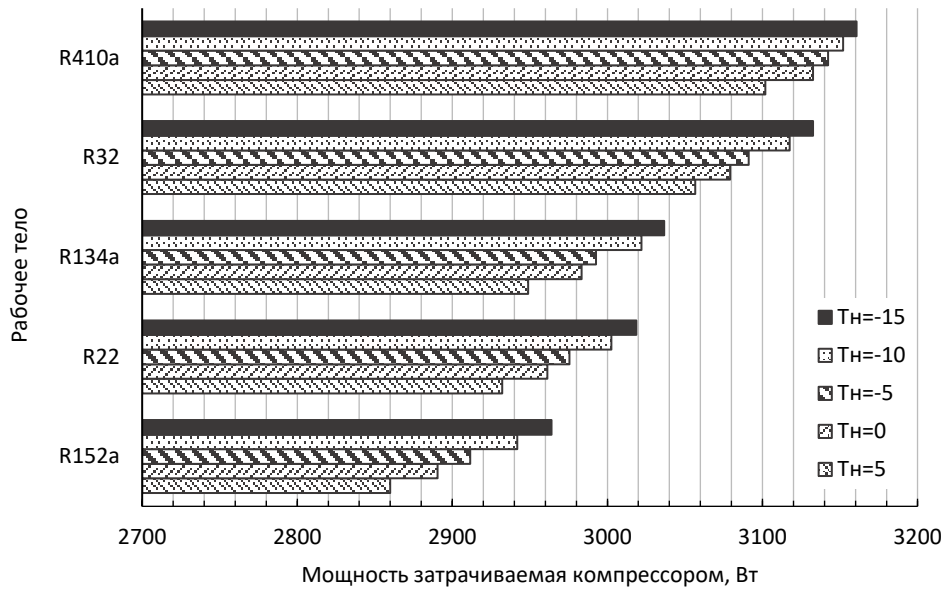


Рисунок 3.43 – Изменение энергопотребления компрессором для компоновки «б»

Как уже было сказано ранее, основным фактором влияющим на энергопотребление ТН является степень сжатия в компрессоре, определяемая по зависимости (3.9). На рисунках 3.44 и 3.45 представлены зависимости для превышения давления от температуры низкопотенциального источника.

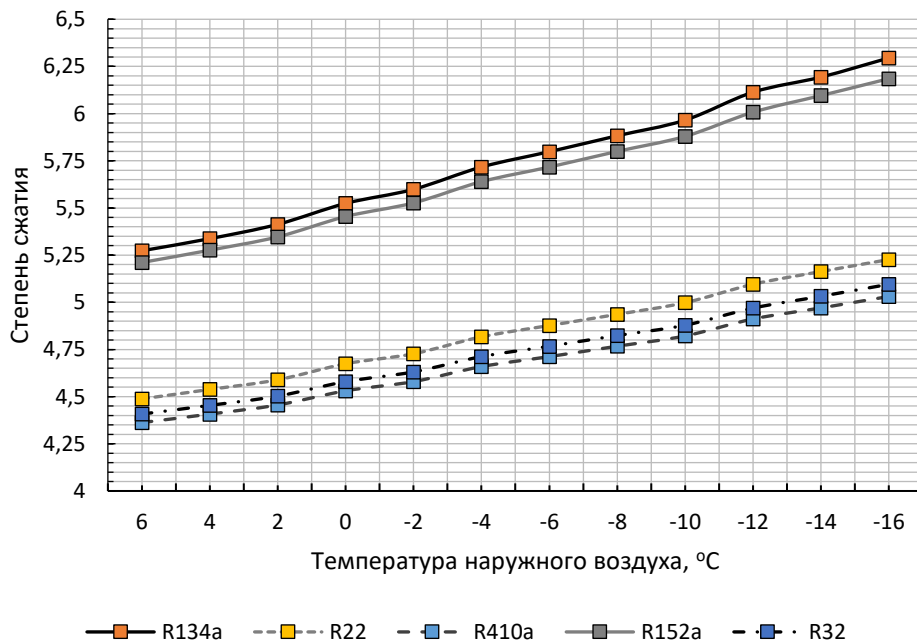


Рисунок 3.44 – Изменение превышения давления в компрессоре ТН компоновки «б»

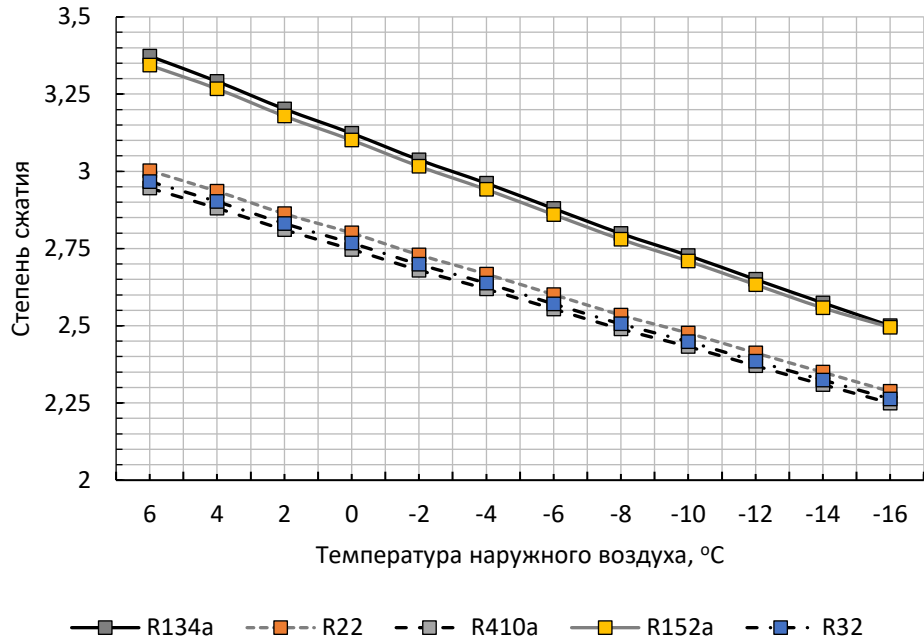


Рисунок 3.45 – Изменение превышения давления в компрессоре ТН компоновки «в»

Показателем, характеризующий металлоемкость ТН является удельная объемная теплопроизводительность, которая определяется по соотношению (3.10) [64].

$$q_v^k = \frac{q_k}{v_n}; \tag{3.10}$$

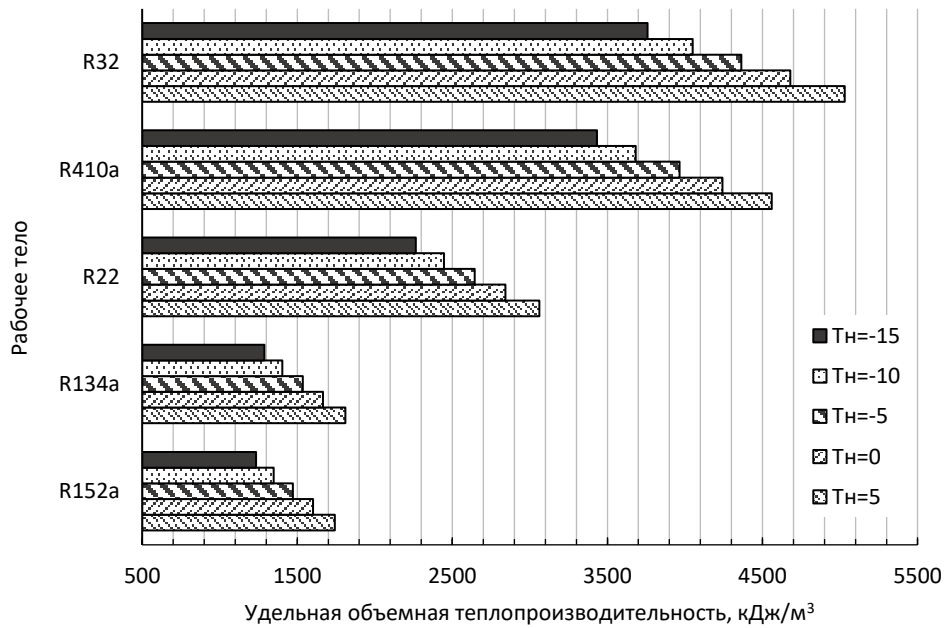


Рисунок 3.46 – Удельная объемная теплопроизводительность для компоновки «б»

На рисунке 3.46 представлены данные об удельных объемных теплопроизводительностях для различных хладагентов. Значения  $q_v^k$  для различных хладагентов может отличаться более чем в 2 раза. Стоит отметить, что для стесненных условий приточно-вытяжной установки металлоемкость в процессе проектирования играет ключевую роль.

Исследование показало, что наименьшей металлоемкости можно достичь с применением фреона R32, что связано с его высокой плотностью. Также его существенным преимуществом является более высокая величина нагрева воздуха в конденсаторе. К теплофизическим свойствам хладагентов, которые оказывают существенное влияние на эффективность теплопередачи стоит отнести: удельную теплоту фазового перехода, плотность и теплопроводность. Для хладагента R410a характерны наибольшие значения энергопотребления, в первую очередь это связано высокой величиной превышения давления. Учитывая, что R32 и R410a обладают схожими параметрами рабочих давлений [64], можно считать, что первый является перспективной заменой второго для существующих воздушных ТН.

### 3.4 Выводы по главе 3

1. Проведено математическое моделирование трех компоновок приточно-вытяжных установок. Получены зависимости параметров работы системы от температуры наружного воздуха и его расхода.

2. Проведен сравнительный анализ встраиваемых тепловых насосов, работающих на различных хладагентах. Рассмотрено влияние термодинамических свойств различных фреонов на энергетическую эффективность холодильных установок.

3. Введены понятия коэффициента утилизации и частного коэффициента утилизации, которые позволяют проводить оценку действительной

эффективности утилизации приточно-вытяжной установки с встраиваемым воздушным ТН.

4. Предложена методика расчета приточно-вытяжной установки со встраиваемым ТН.

Для снижения площади теплообменной поверхности конденсатора целесообразно обеспечивать максимально возможный температурный перепад между входящим в конденсатор воздухом и температурой конденсации хладагента при минимальной величине его нагрева. Экспериментально установлено, что при параллельном росте температур насыщения в испарителе и конденсаторе при сохранении между ними постоянного температурного перепада КПЭ незначительно снижается. Данный эффект обусловлен приближением рабочего цикла к критической области, где резко изменяются термодинамические свойства хладагента, что снижает эффективность цикла даже при неизменной разности давлений всасе и нагнетании компрессора. Существенную роль в энергетической эффективности теплового насоса играет выбор рабочего тела.

Максимальной эффективности преобразования энергии тепловым насосом можно добиться следующими способами:

- использование предварительного нагрева воздуха перед прохождением им конденсатора;
- создание условий, при которых будет обеспечиваться минимальный температурный перепад между температурами конденсации и испарением;
- использование теплового насоса в таких инженерных системах, где холодильный цикл находится как можно дальше от критической точки.

Под вышеизложенные требования, наиболее подходящими для применения теплового насоса являются системы вентиляции и кондиционирования воздуха.

При проектировании воздушного теплового насоса, необходимо учитывать:

- выбор рабочего тела необходимо выполнять опираясь на параметры высокопотенциальной среды и воздуха, подаваемого в помещение;
- диапазон граничных условий применимости той или иной конструктивной схемы приточно-вытяжной установки с встраиваемым ТН. Границы

применимости рекомендуется принимать с учетом суммарной утилизированной теплоты всеми теплообменными аппаратами вентиляционной установки, количества теплоты необходимой для донагрева воздуха, и суммарного количества;

– выбор конструктивной схемы вентиляционной установки со встраиваемым тепловым насосом должен опираться не только на энергетические показатели теплового насоса в рабочем режиме, но и учитывать ситуации, которые снижают эффективность оборудования в период эксплуатации, например обмерзание теплообменного оборудования холодильной машины.

## 4 Исследование работы теплового насоса

Целью экспериментального исследования является подтверждение зависимостей, полученных в результате математического моделирования. Экспериментальные исследования выполнялись на лабораторном стенде.

Основные задачи экспериментального исследования:

- выполнение лабораторных испытаний парокompрессионного одноступенчатого ТН;
- установить зависимости, описывающие рабочий цикл парокompрессионного теплового насосов;
- сопоставление экспериментальных данных, с результатами полученных с помощью разработанной математической модели, с оценкой степени их расхождения и проверки адекватности предлагаемой математической модели.

В качестве входных изменяемых факторов для эксперимента приняты:

- температура низкопотенциального источника;
- температура высокопотенциального источника.

Выходными параметрами являются:

- мощность, затрачиваемая на привод компрессора;
- коэффициент преобразования энергии цикла теплового насоса;
- температура кипения хладагента в испарителе;
- температура конденсации хладагента в конденсаторе.

Экспериментальные исследования на стенде включали следующие этапы:

- выход на стационарный режим после включения теплового насоса и циркуляционных насосов;
- установление требуемой температуры высокопотенциального и низкопотенциального источника с помощью электрических водонагревателей;
- запись начальных показаний;
- изменение температуры высокопотенциального или низкопотенциального источника с помощью регуляторов мощности на стенде;



Экспериментальный стенд установлен в обогреваемом лабораторном помещении, что обеспечивает стабильные условия проведения испытаний и позволяет исследовать процесс утилизации теплоты посредством теплового насоса в диапазоне температур н.п. источника от 13 °С до 25 °С (рисунок 4.2). Данный диапазон температур низкопотенциальной среды соответствует температурам вытяжного воздуха, удаляемого системой вентиляции.

Теплообменник ВТ получает теплоту от воздуха помещения, температура которого составляла 20 °С. В качестве ПТ1 и ПТ2 теплового насоса приняты одноконтурные пластинчатые теплообменники. Рабочим телом выступал хладагент R134а, который как отмечается в исследовании [37], является оптимальным для применения в тепловых насосов в системах горячего водоснабжения.

Интерфейс программного обеспечения, с помощью которого снимались показания, показан на рисунке 4.3.



Рисунок 4.2 – Экспериментальный стенд

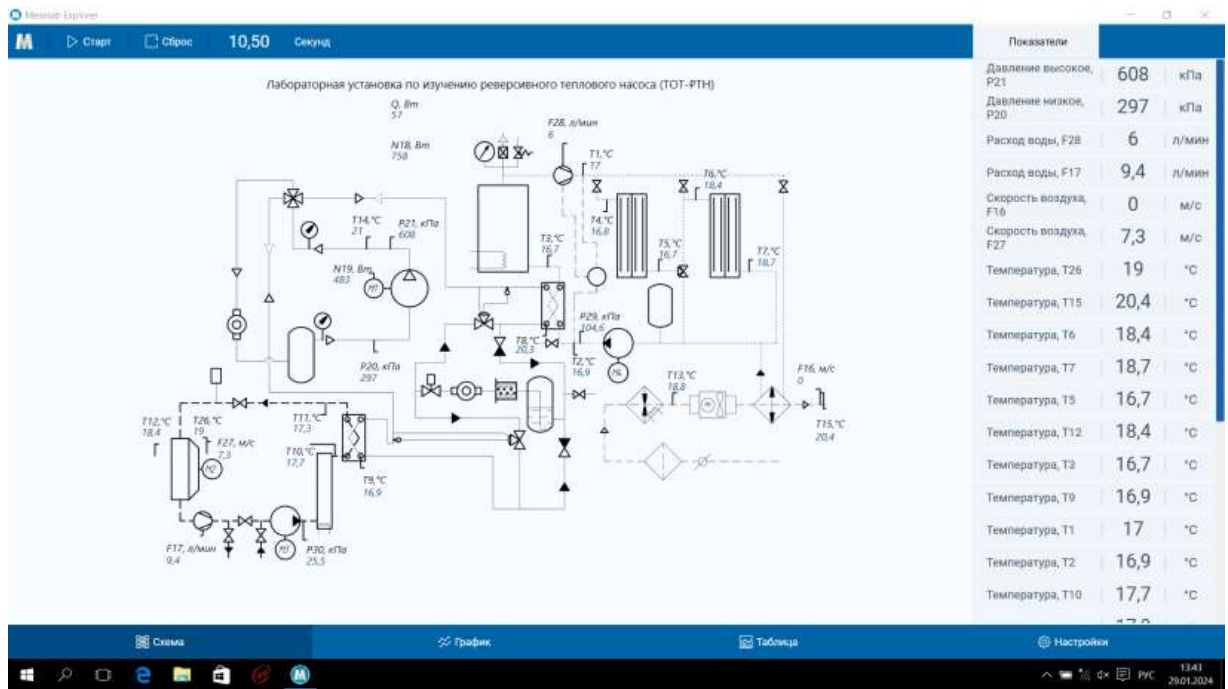


Рисунок 4.3 – Интерфейс программного обеспечения «Measlab»

Для анализа работы теплового насоса и расчета основных параметров использовалась диаграмма  $\lg p-h$  хладагента R134a. Основные точки процесса показаны на рисунке 4.9.

## 4.2 Исследование работы теплового насоса

В рамках экспериментального исследования проведена детальная оценка влияния температуры низкопотенциального и высокопотенциального источников на КПЭ теплового насоса. Для сравнения на рисунках 4.4-4.8 приведены результаты измерений на стенде и расчета в разработанной программе «HeatPumpAN».

Экспериментальное исследование на стенде включает выполнение ряда этапов (рисунок 4.1):

- открытие всех шаровых кранов в низко- и высокопотенциальном контурах, обеспечивающих циркуляцию теплоносителя;
- включение циркуляционных насосов НЦ1 и НЦ2;

- открытие воздушного клапана и включение вентилятора в воздушном контуре;
- запуск компрессора теплового насоса, установка рабочего режима;
- регистрация показаний;
- изменение параметров низко- и высокопотенциальной среды за счет регулирования мощности электрических нагревателей ЭН и КЭ;
- регистрация показаний.

В таблицах 4.1-4.3 представлены данные об измеряемых показателях в узловых точках процесса. В таблице 4.4 приведены данные о потребляемой мощности приводом компрессора.

Таблица 4.1 – Параметры холодильного цикла в узловых точках для режима № 1

Точки процесса по рис. 4.9	Экспериментальный стенд		Математическая (виртуальная) модель	
	Температура, °С	Давление, бар	Температура, °С	Давление, бар
1	9,0	3,1065	9,0	3,27
2	73,5	16,84	76,3	16,85
3	60,1	15,26	60,1	16,85
4	57,8	15,998	60,1	16,85
5	3,1	3,1065	3,1	3,27

Таблица 4.2 – Параметры холодильного цикла в узловых точках для режима № 2

Точки процесса по рис. 4.9	Экспериментальный стенд		Математическая (виртуальная) модель	
	Температура, °С	Давление, бар	Температура, °С	Давление, бар
1	5,0	2,56	5,0	2,71
2	63,4	14,42	71,9	14,41
3	53,6	14,23	53,6	14,41
4	51,8	13,87	53,6	14,41
5	-2,1	2,71	-2,1	2,71

Таблица 4.3 – Параметры холодильного цикла в узловых точках для режима № 3

Точки процесса по рис. 4.9	Экспериментальный стенд		Математическая (виртуальная) модель	
	Температура, °С	Давление, бар	Температура, °С	Давление, бар
1	6,7	2,81	6,7	2,93
2	66,9	15,65	74,5	15,65
3	57,0	15,42	57,0	15,65
4	54,9	15,06	57,0	15,65
5	0,1	2,94	0,1	2,93

Таблица 4.4 – Характеристики теплового насоса

Номер режима	Теплопроизводительность, Вт	Мощность, затрачиваемая на привод компрессора, Вт	
		Экспериментальный стенд	Математическая модель
1	1647	645	615
2	1571	594	570
3	1643	618	612

На рисунках 4.4 и 4.5 приведены зависимости КПЭ и потребляемой мощности от температуры теплоносителя в контуре I. Электрическая мощность, затрачиваемая на работу ТН уменьшается при повышении температуры низкопотенциального источника.

На рисунках 4.6 и 4.7 представлены зависимости КПЭ и электрической мощности, затрачиваемой компрессором, от температурного перепада между температурами насыщения хладагента в конденсаторе и испарителе. Температура кипения хладагента в ПТ1 поддерживалась равной 5,7 °С.

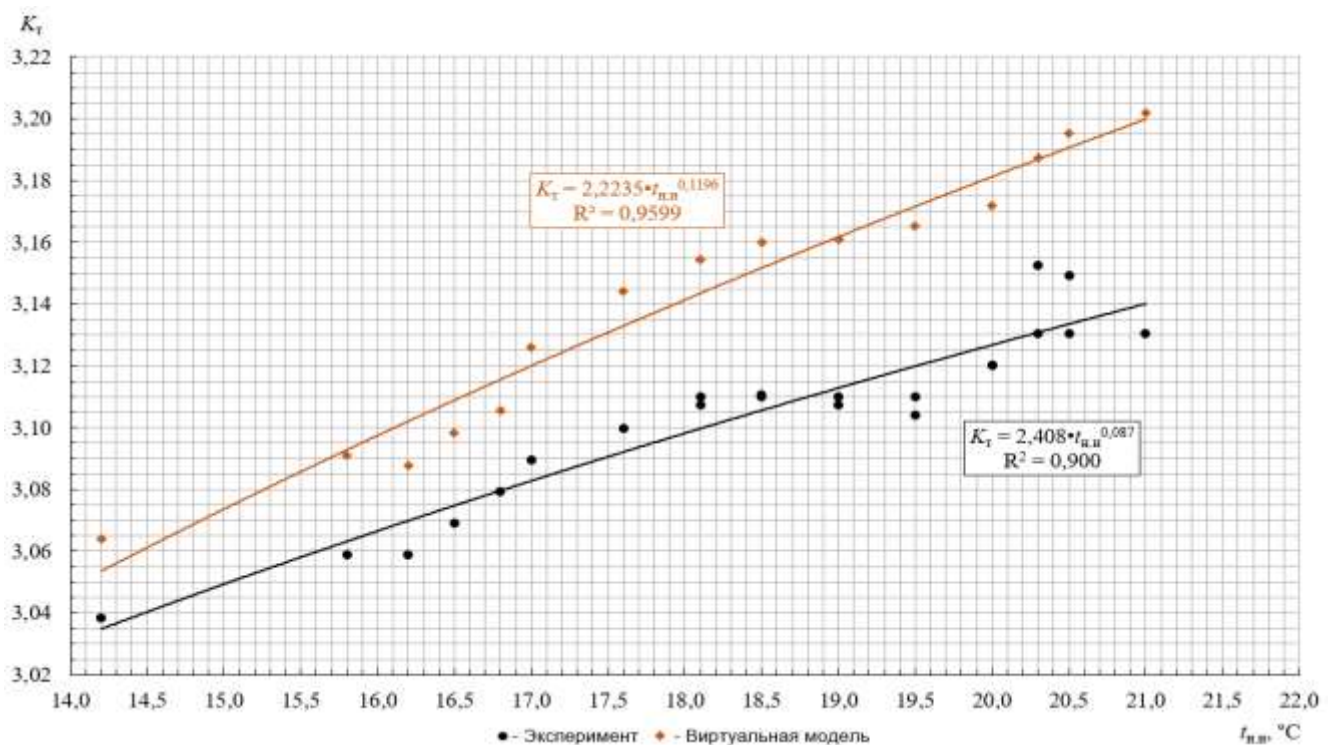


Рисунок 4.4 – Зависимость коэффициента преобразования энергии от температуры теплоносителя на входе в испаритель теплового насоса при постоянной температуре конденсации хладагента ( $t_k=57,7$  °С)

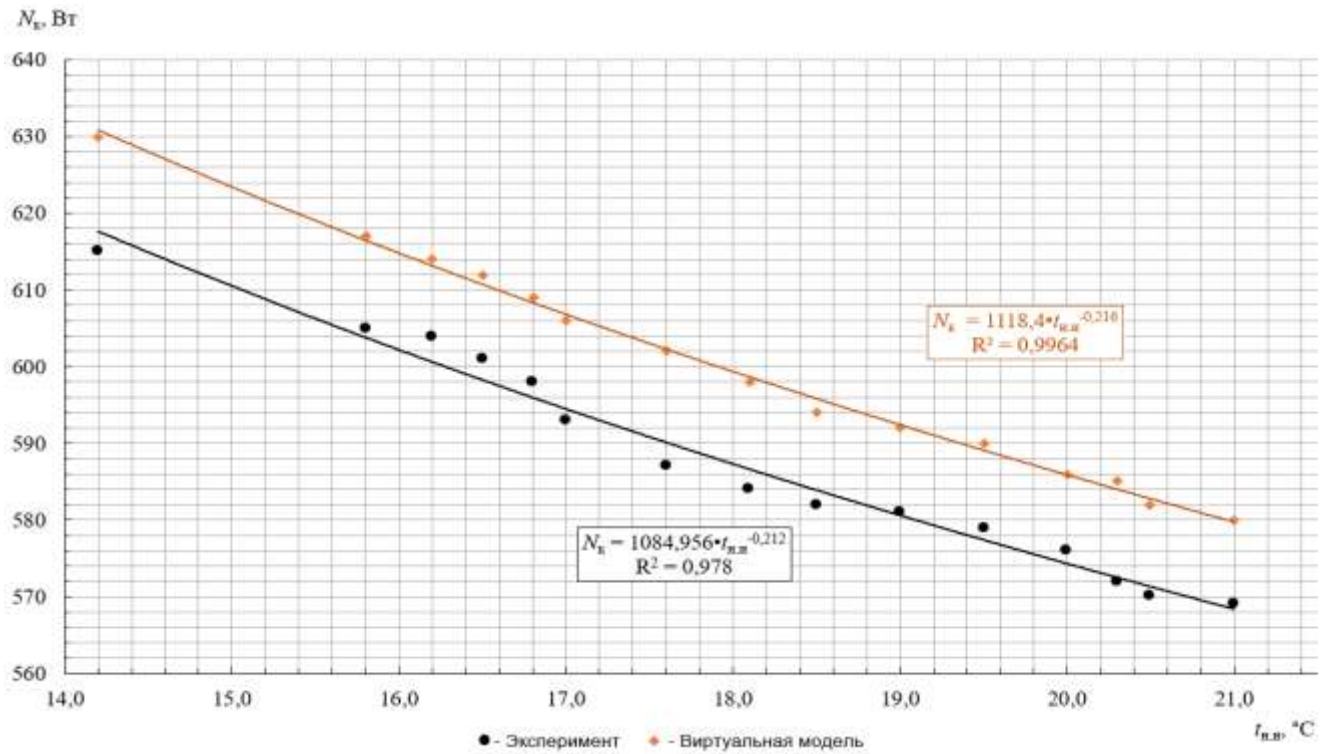


Рисунок 4.5 – Зависимость мощности, потребляемой компрессором, от температуры теплоносителя на входе в испаритель теплового насоса при постоянной температуре конденсации хладагента ( $t_k = 57,7$  °C)

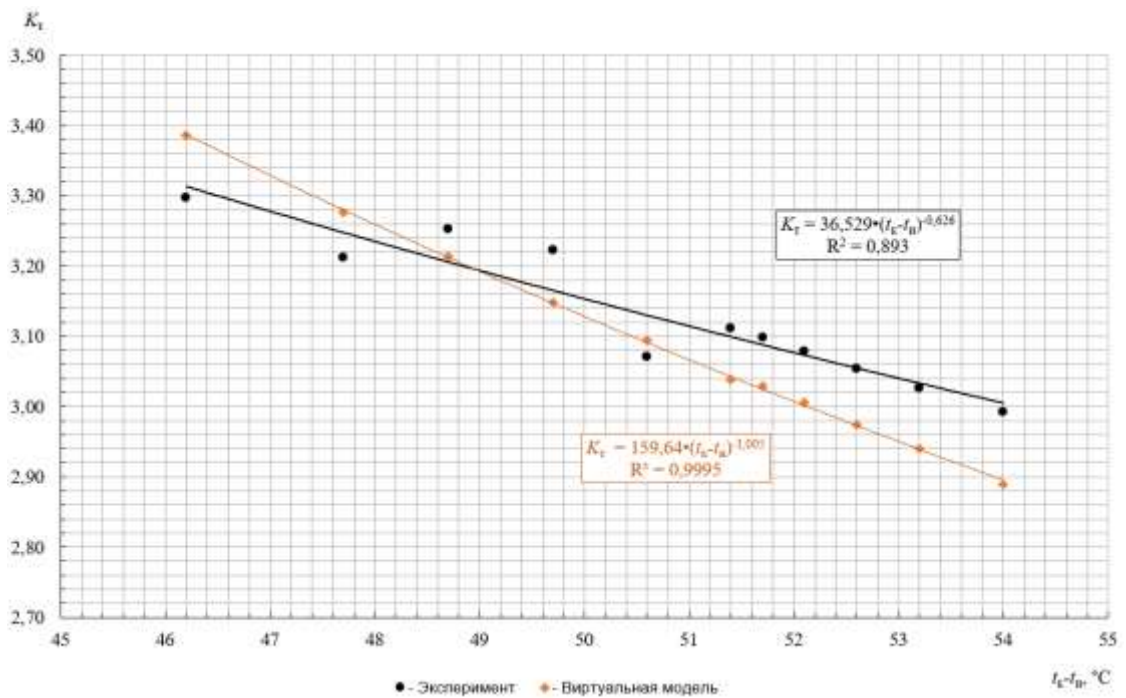


Рисунок 4.6 – Зависимость коэффициента преобразования энергии от разности температур конденсации и кипения хладагента при постоянной температуре кипения ( $t_{и} = 5,7$  °C)

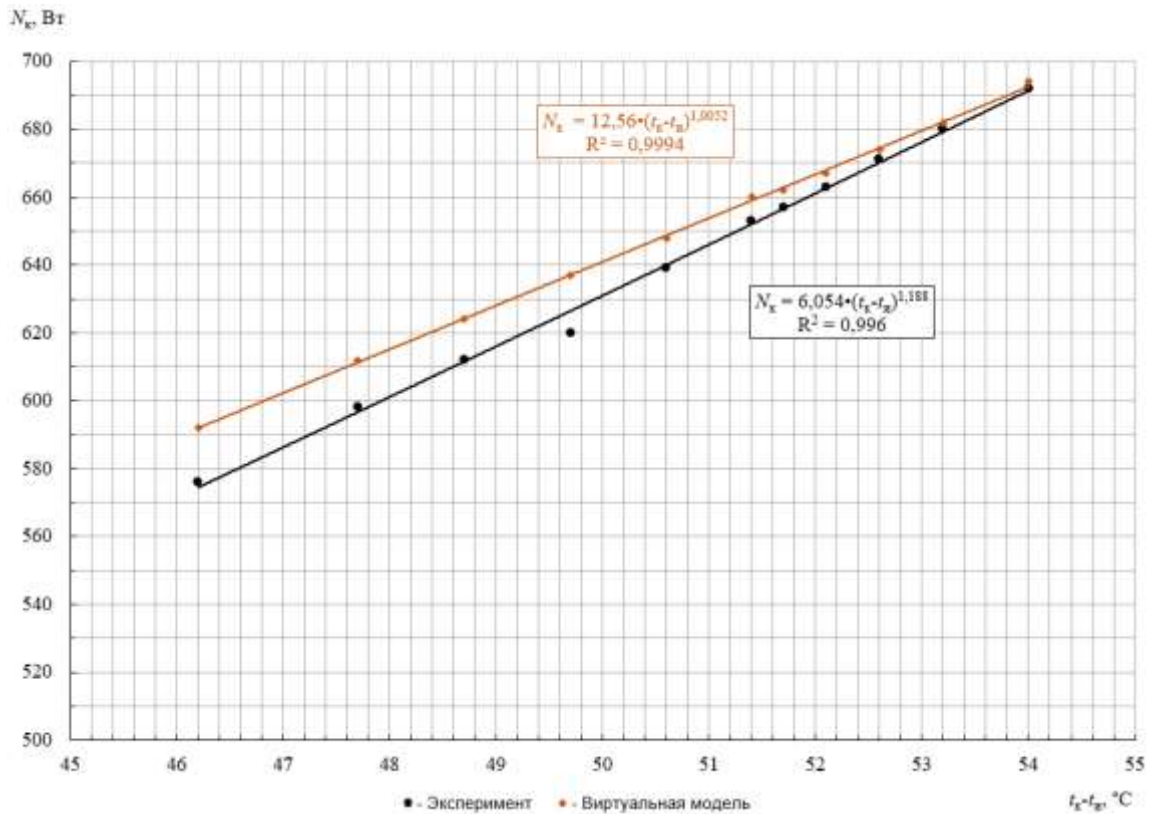


Рисунок 4.7 – Зависимость мощности, потребляемой компрессором от разности температур конденсации и испарения хладагента при постоянной температуре кипения ( $t_{и} = 5,7 ^\circ\text{C}$ )

На рисунке 4.8 показана зависимость энергопотребления привода компрессора от температуры насыщения хладагента в конденсаторе,  $t_k$ , при постоянной степени сжатия в компрессоре. По мере приближении температуры конденсации к температурному пределу сжижения, мощность, затрачиваемая приводом компрессора, растет, что влечет за собой уменьшение КПЭ.

В ходе проведённых исследований установлено, что наименьшее значение коэффициента детерминации составило 0,895. Данный результат свидетельствует об удовлетворительном уровне соответствия между экспериментальными данными и расчётами, полученными по разработанной математической модели. Полученные значения коэффициентов подтверждает надёжность и достоверность проведённого исследования, а также адекватность выбранной методики моделирования изучаемых процессов.

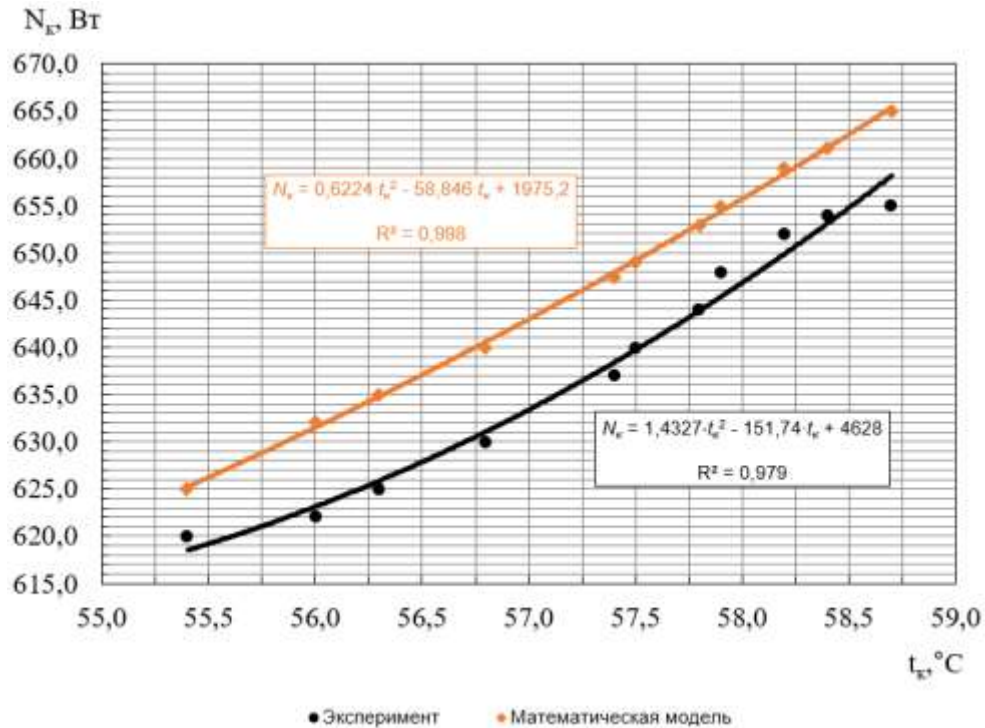


Рисунок 4.8 – Зависимость затрачиваемой электрической мощности от температуры конденсации при разности температур  $t_k - t_n = 50$  °C

Теоретический и фактический коэффициенты преобразования энергии определяются по зависимостям:

- теоретический

$$K_T = \frac{h_2' - h_3}{h_2' - h_1} = \frac{435,9 - 283,8}{435,9 - 406,8} = 5,23 \quad (4.1)$$

- фактический

$$K_T = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} = \frac{466,6 - 283,8}{466,6 - 406,8} = 3,06 \quad (4.2)$$

### 4.3 Критериальная зависимость для определения действительного коэффициента преобразования одноступенчатого теплового насоса

Для корректной оценки эффективности применения ТН в системах вентиляции требуется использовать расчётные зависимости, учитывающие влияние термодинамических свойств хладагента на энергетические показатели работы теплонасосной установки. При этом действительный коэффициент

преобразования энергии определяется на основе выражения (4.2), как отношение количества теплоты, отданной в конденсаторе, к работе, затраченной компрессором на сжатие хладагента.

В работах [97, 108] для предварительной оценки энергетических показателей ТН предлагается использовать зависимость

$$K_{\text{ТН}} = 0,74 \cdot \frac{T_{\text{и}}}{T_{\text{к}} - T_{\text{и}}} - \left( 0,0032 \cdot T_{\text{и}} + 0,765 \cdot \frac{T_{\text{и}}}{T_{\text{к}}} \right) + 0,9 \quad (4.3)$$

где  $K_{\text{ТН}}$  - коэффициент преобразования теплового насоса;

$T_{\text{и}}$  - температура кипения хладагента, К;

$T_{\text{к}}$  - температура конденсации хладагента, К.

Данное выражение получено для ХМ с поршневыми компрессорами с диаметром цилиндра около 150 мм.

В работе [32] для хладагента R22 приведена зависимость:

$$K_{\text{ТН}} = [0,0614 + 0,003917 \cdot (T_{\text{к}} - T_{\text{и}})]^{-1} \quad (4.4)$$

В [29] для хладагента R134 получена в виде зависимости:

$$K_{\text{ТН}} = 17,6 \cdot e^{\frac{T_{\text{к}} - T_{\text{и}}}{-28,13}} + 0,655 \quad (4.5)$$

Анализ результатов экспериментов и обобщение результатов исследований [20, 21, 29, 58, 59, 60, 106] позволило получить зависимости действительного КПЭ на базе критерия Клаузиуса, которые имеют вид уравнения 4.6:

$$K_{\text{ТН}} = A \cdot Cl^B \quad (4.6)$$

где  $A$  и  $B$  – параметры, определяющиеся по таблице 4.5;

$Cl = \frac{r_{\text{к}}}{c_p \cdot (T_{\text{к}} - T_{\text{и}})}$  - критерий Клаузиуса;

$r_{\text{к}}$  - удельная теплота фазового перехода, кДж/кг;

$c_p$  - удельная массовая теплоёмкость жидкости, кДж/(кг·К).

Численные значения величин  $A$  и  $B$  приведены в таблице 4.5.

Опубликованные данные не подкреплены экспериментальными исследованиями. Результаты расчёта действительного КПЭ по зависимостям (4.5–4.6) демонстрируют систематическое превышение над экспериментально полученными значениями.

Таблица 4.5 – Параметры  $A$  и  $B$  для зависимости (4.13)

Исследование	Значения величин	
	$A$	$B$
Автора	2,546	0,357
[20,21]	2,48	0,42
[59]	2,629	0,302
[57, 58]	2,52	0,605
[29]	2,368	0,78
[102]	3,106	0,41

При обработке данных экспериментальных исследований получена экспериментальная зависимость действительного КПЭ от критерия Клаузиуса. На рисунке 4.9 показаны результаты обобщения экспериментальных данных в критериальной форме:

$$K_{\text{TH}} = 2,546 \cdot Cl^{0,357} \quad (4.7)$$

Исследование проводилось в следующих пределах ключевых параметров: температура кипения хладагента варьировалась от  $-5$  до  $+10$  °С, а конденсации от  $50$  до  $60$  °С. Исследуемый диапазон критерия Клаузиуса находился между  $1,65 \div 1,95$ .

В исследованном диапазоне значений критерия Клаузиуса установлено, что расхождение между экспериментальными данными и расчетными величинами, полученными в исследовании [20, 21], не превышает 1,2%.

В исследовании [60], где была выполнена обработка 32 опытов численного эксперимента для современных хладагентов, получена зависимость, учитывающая влияние потерь давления хладагента в испарителе, конденсаторе и в линии всасывания, в виде:

$$K_{\text{TH}} = 2,78 \cdot Cl^{0,302} \cdot \Delta P_{\text{и}}^{-0,025} \cdot \Delta P_{\text{к}}^{0,001} \cdot \Delta P_{\text{вс}}^{-0,055} \quad (4.8)$$

где  $\Delta P_{\text{и}}$  - потери давления в испарителе теплового насоса, кПа;

$\Delta P_{\text{к}}$  - потери давления в конденсаторе теплового насоса, кПа;

$\Delta P_{\text{вс}}$  - потери давления в линии всасывания, кПа.

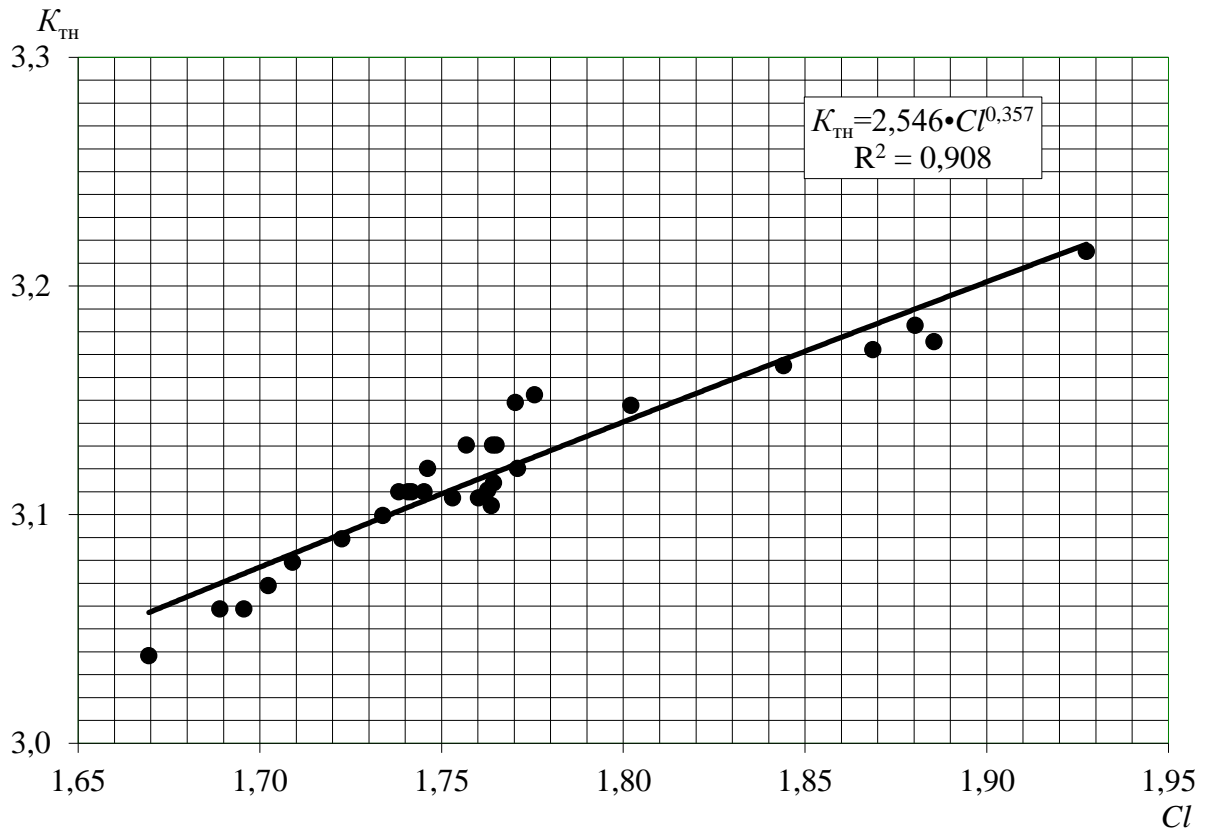


Рисунок 4.9 - Результаты обобщения экспериментальных данных в критериальной форме

Отклонение экспериментальных данных от значений, полученных в исследовании [60], составило менее 0,8%. Значения, полученные с использованием зависимостей (4.3-4.5), которые учитывают только температуры конденсации и испарения, превышают данные, получаемые экспериментальным путем.

На рисунке 4.10 представлено сравнение результатов расчета по математической модели и экспериментального исследования. Отклонение значений, полученных при расчете по математической модели, от экспериментальных данных составило не более 1,2% на исследуемом диапазоне критерия Клаузиуса.

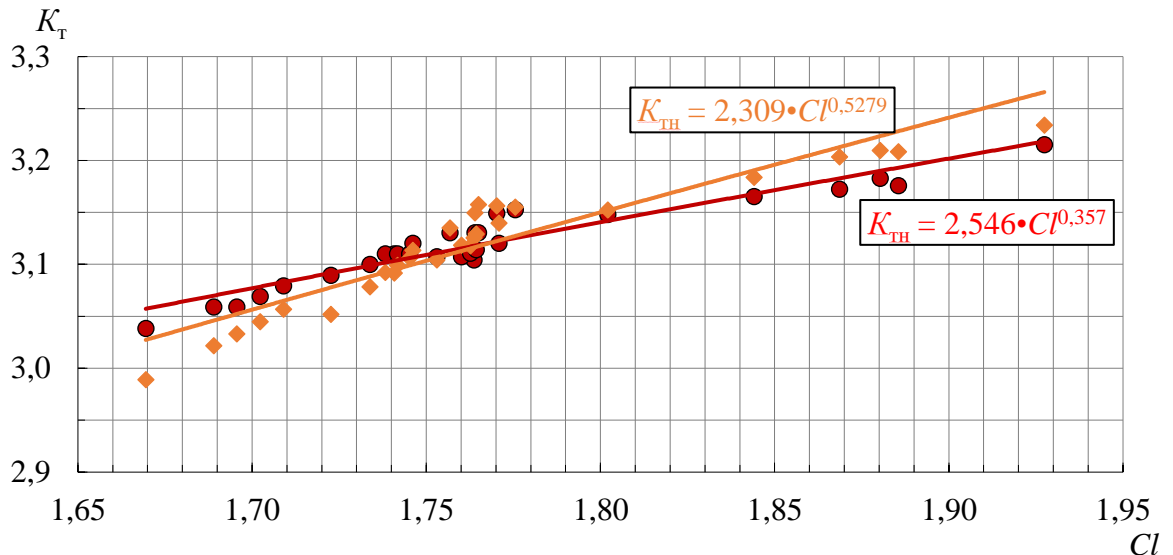


Рисунок 4.10 – Сравнение зависимостей действительного коэффициента преобразования энергии от критерия Клаузиуса; оранжевые точки – обобщенные данные, полученные численным моделированием; красные – обобщенные данные, полученные в процессе эксперимента

#### 4.4 Показатель качества рабочего тела для встраиваемого воздушного теплового насоса

В разделе 3.2 рассматривались факторы, влияющие на выбор рабочего тела ТН (хладагента). К ним относятся не только эксплуатационные параметры холодильной машины, но и совокупность термодинамических, физических и химических свойств хладагента. В результате математического моделирования с помощью разработанной программы «HeatPumpАН» были получены основные зависимости, описывающие влияние выбора рабочего тела на эффективность цикла ХМ. В частности, на рисунке 4.11 представлена зависимость КПЭ от разности между температурами насыщения ХМ.

Сегодня для определения пригодности конкретного хладагента для конкретной теплонасосной установки предлагается рассчитывать, так называемый «показателя качества хладагента» (*FOM* – Figure of Merit) [49, 90, 91, 108].

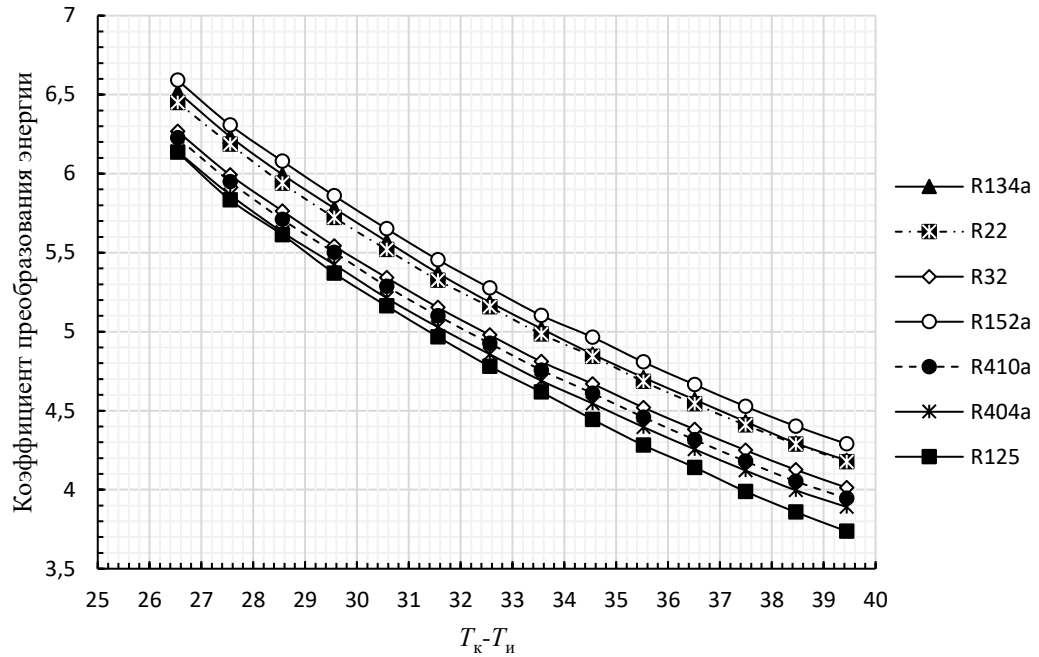


Рисунок 4.11 – Зависимость КПЭ от разницы между температурой конденсации,  $T_k$ , и испарения,  $T_i$

В исследованиях [101, 119]  $FOM$  для одноступенчатого теплового насоса предлагается определять по следующему соотношению:

$$FOM = Ja^n \cdot \left( \frac{T_k - T_i}{T_k} \right) \quad (4.9)$$

$$Ja = \frac{c_p \cdot (T_k - T_i)}{r_k} \quad (4.10)$$

где  $Ja$  – критерий Якобса;  $n$  – показатель степени, определяющий влияние свойств хладагента на значение  $FOM$ , принимаемый по [100] равным 0,1.

Критерий Якобса есть величина обратная критерию Клаузиуса.

В исследовании [101] предлагается следующее уравнение для определения КПЭ парокомпрессионного одноступенчатого насоса, где используется соотношение (4.16):

$$K_{TH} = 328,19 \cdot FOM^2 - 140,22 \cdot FOM + 18,366 \quad (4.13)$$

В исследовании [119] предлагается соотношение:

$$K_{TH} = 0,6319 \cdot FOM^{-1,058} \quad (4.14)$$

На рисунке 4.12 показана зависимость коэффициента преобразования энергии от числа  $Ja$ . Меньшее значение  $Ja$  соответствует большему значению КПЭ.

Одним из недостатков зависимости (4.9) является отсутствие учета критической температуры хладагента. На рисунке 4.13 представлена зависимость КПЭ от критической температуры хладагента. Из этих данных можно сделать вывод, что чем выше критическая температура хладагента и чем дальше она находится от цикла ТН, тем выше КПЭ.

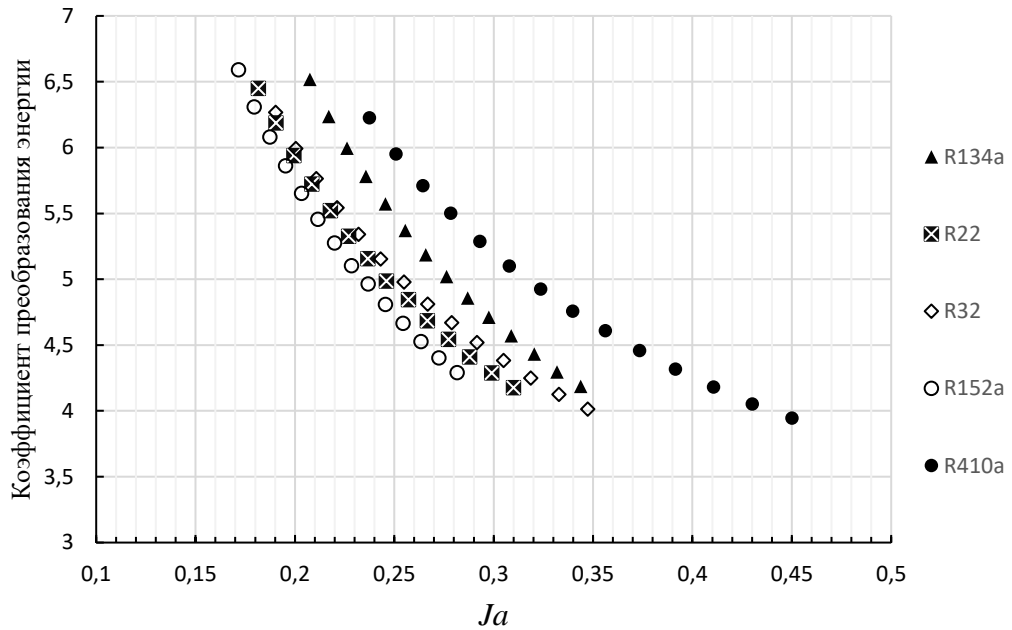


Рисунок 4.12 – Зависимость коэффициента преобразования энергии от числа Якобса

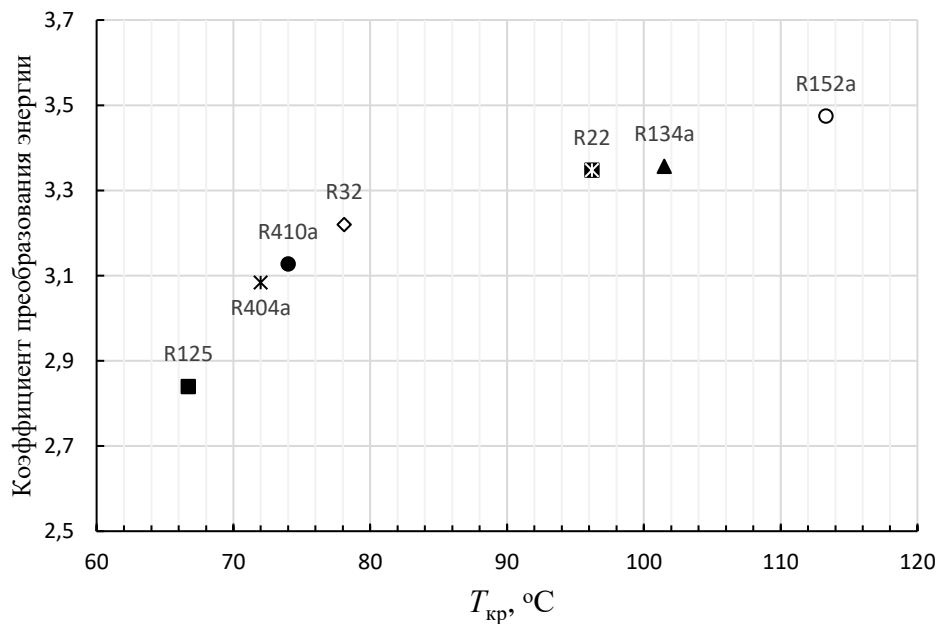


Рисунок 4.13 – Зависимость КПЭ от критической температуры хладагента при температуре конденсации 47 °C и температуре испарения минус 1 °C

Предлагается рассмотреть видоизмененное соотношение  $FOM$  через критерий Клаузиуса,  $Cl$ , где учитывается критическая температура хладагента,  $T_{кр}$ :

$$FOM^* = Cl^n \cdot \left( \frac{T_k - T_n}{T_{кр}} \right) \quad (4.11)$$

Экспериментальные данные показали, что эффективность холодильного цикла существенно зависит от близости самого цикла ТН к критической температуре применяемого хладагента. По мере приближения цикла ТН на  $P-h$ -диаграмме наблюдается снижение КПЭ. Указанный эффект не отражен в расчетной зависимости (4.9), что ограничивает его применение в условиях высоких температур насыщения в конденсаторе.

Для зависимости (4.11) максимальный коэффициент детерминации достигается при  $n = 0,1$  и равен 0,9826. Распределение  $R^2$  для (4.11) показано на рисунке 4.14.

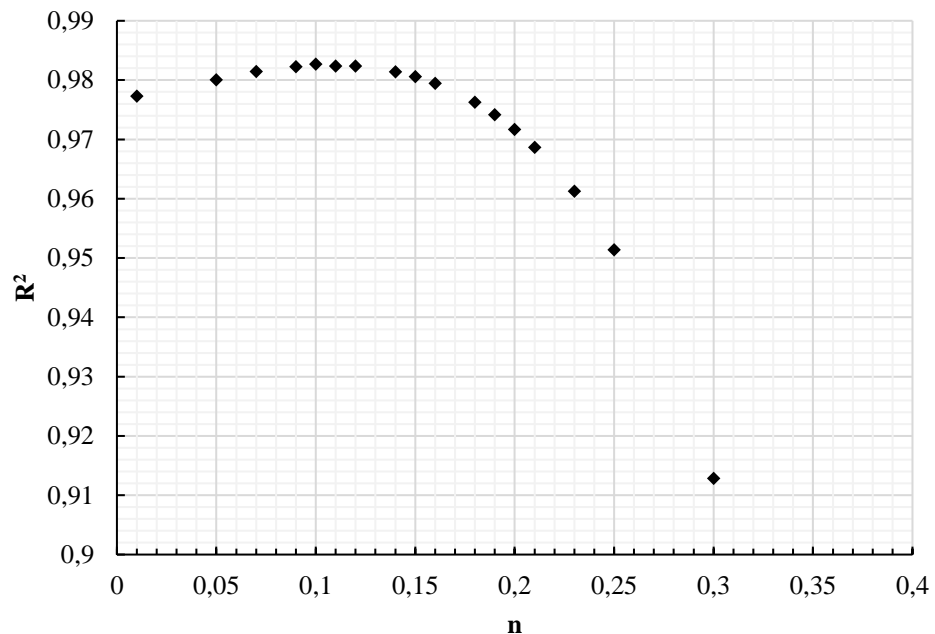


Рисунок 4.14 – Распределение коэффициента детерминации при различных  $n$  для зависимости (4.11)

На рисунке 4.15 представлены зависимости коэффициента преобразования энергии от  $FOM^*$  для различных хладагентов.

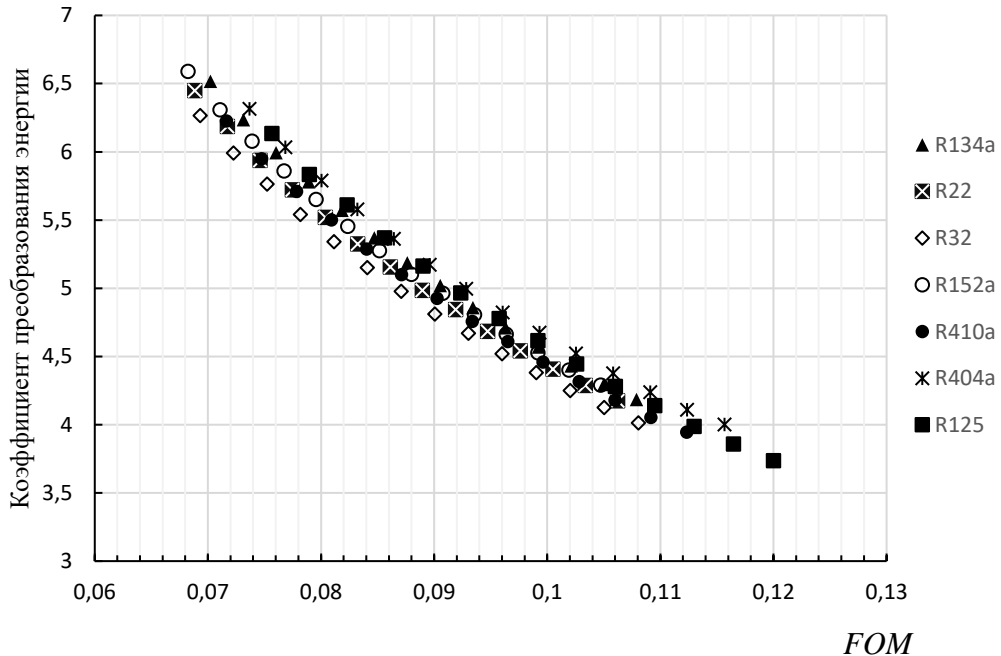


Рисунок 4.15 – Зависимость КПЭ от  $FOM^*$

Взаимосвязь между коэффициентом преобразования энергии и  $FOM^*$  можно представить в виде полинома второй степени:

$$K_{TH} = 540,95 \cdot FOM^{*2} - 178,22 \cdot FOM^* + 17,476 \quad (4.12)$$

Как видно из данных, показанных на рисунке 4.16, чем ниже показатели  $FOM^*$ , тем выше КПЭ. В таблицах 4.6 и 4.7 представлены данные о влиянии коэффициента преобразования энергии рабочего тела на  $FOM$  и  $FOM^*$ . На рисунке 4.16 показана корреляция табличных данных.

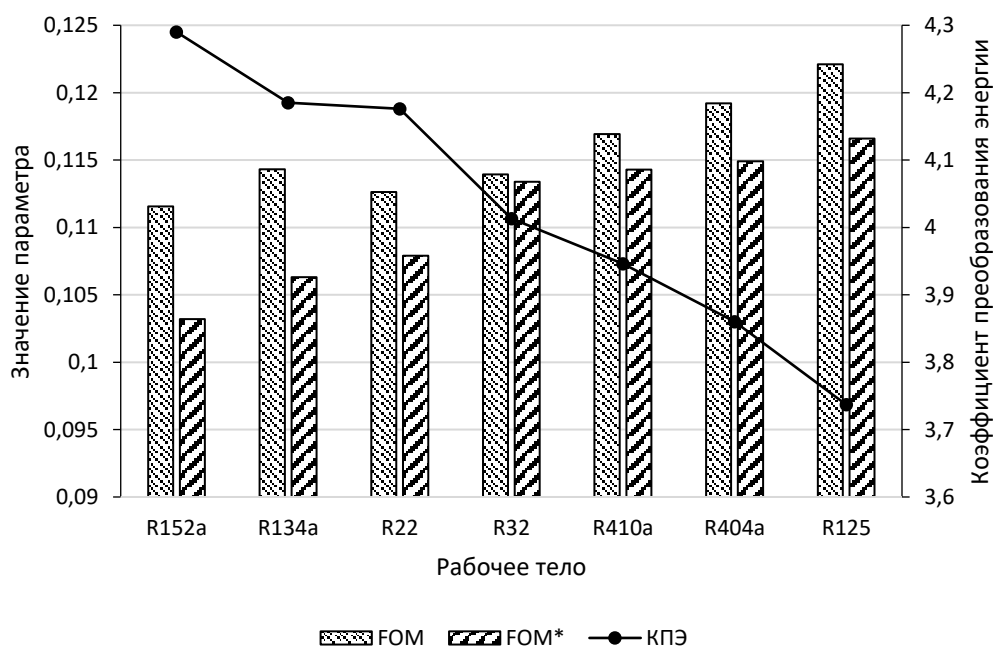
Таблица 4.6 – Значения КПЭ,  $FOM$ ,  $FOM^*$  при разности температур  $T_k - T_i = 26$  К

Показатели	Значения показателей для хладагентов						
	R152a	R134a	R22	R32	R410a	R404a	R125
КПЭ	6,591	6,518	6,45	6,267	6,227	6,197	6,136
$FOM$	0,0682	0,0702	0,0688	0,0693	0,0716	0,0736	0,0756
$FOM^*$	0,0698	0,0718	0,0729	0,0767	0,07748	0,0778	0,0798

Таблица 4.7 – Значения КПЭ,  $FOM$ ,  $FOM^*$  при разности температур  $T_k - T_{и} = 40$  К

Показатели	Значения показателей для хладагентов						
	R152a	R134a	R22	R32	R410a	R404a	R125
КПЭ	4,29	4,185	4,176	4,013	3,946	3,86	3,737
$FOM$	0,1115	0,1143	0,1126	0,1139	0,1169	0,1192	0,1221
$FOM^*$	0,1032	0,1063	0,1079	0,1134	0,1144	0,1149	0,1166

Между КПЭ и  $FOM$  нет прямой корреляции, когда речь идет о сравнительном анализе хладагентов, поэтому имея значение  $FOM$  сложно говорить о том, какой из хладагентов позволит добиться лучшего коэффициента трансформации теплоты, не вычисляя сам КПЭ. Если при анализе конкретного хладагента уменьшение значения  $FOM$  связано с увеличением КПЭ, то хладагент, обладающий наименьшим  $FOM$  не обязательно будет иметь наибольший коэффициент преобразования энергии. При этом вычисляя  $FOM^*$  для каждого хладагента, можно получить предварительное представление об эффективности холодильного цикла, не прибегая к его расчету, а зная лишь справочные данные о свойствах рабочих тел.

Рисунок 4.16 – Корреляция между КПЭ,  $FOM$  и  $FOM^*$  при разности температур  $T_k - T_{и} = 40$  К

#### 4.5 Выводы по главе 4

1. Проведено экспериментальное исследование, в результате которого были получены базовые зависимости работы цикла ТН. Показано, что одной из ключевых мер повышения эффективности ТН является снижения величины превышения давления, которая в свою очередь снижается за счет уменьшения разности между температурами насыщения в испарителе и конденсаторе.

2. Экспериментальные данные, полученные на установке типа «вода-вода» могут применяться для верификации расчетных моделей тепловых насосов, в том числе и других типов тепловых насосов.

3. Полученная при проведении исследований обобщенная критериальная зависимость может быть использована при предварительном выборе теплонасосной установки для современных хладагентов R407C, R404A, R410A. Отклонение расчетных данных от результатов экспериментального исследования около 1 %.

4. Проведено сравнение холодильного цикла экспериментального стенда и математической модели. Получена удовлетворимая сходимость параметров рабочего цикла экспериментального стенда и программы. Полученное значение коэффициента подтверждает надёжность и достоверность проведённого исследования, а также адекватность выбранной методики моделирования изучаемых процессов.

5. Введен модифицированный показатель качества  $FOM^*$ , равный произведению критерия Клаузиуса на предлагаемый температурный симплекс, учитывающий критическую температуру.

6. На основе разработанной математической модели одноступенчатого парокомпрессионного теплового насоса установлена критериальная зависимость коэффициента преобразования от критерия Клаузиуса и температурного симплекса, учитывающего критическую температуру хладагента. Зависимость позволяет проводить сравнительный анализ холодильного цикла с различными хладагентами без расчета самого цикла.

## **5 Технико-экономические показатели внедрения теплового насоса в приточно-вытяжную установку**

Применение теплового насоса на территории Российской Федерации носит ограниченный характер. Причина этого в высоких капитальных затратах и отсутствии достаточной базы знаний в области проектирования подобных систем утилизации теплоты. ТН чаще всего применяются в жилых зданиях, как дополнительный источник теплоты для систем отопления или ГВС. Такие установки чаще всего в качестве н.п. источника используют наружный воздух, в связи с чем имеют достаточно высокую бивалентную температуру, и география его применения смещается ближе к южным регионам. Результаты моделирования, представленные в главе 3, показали, что применение теплового насоса в системах вентиляции имеют достаточно низкую бивалентную температуру и имеют высокую эффективность утилизации теплоты даже при температурах наружного воздуха ниже  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

### **5.1 Энергетические показатели тепловых насосов в зависимости от области применения**

В рамках данного раздела рассмотрены три функционального варианта применения тепловых насосов в качестве утилизаторов теплоты:

– теплонасосная установка, предназначенная для подготовки воды на нужды ГВС; температура нагреваемой среды принята  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;

– тепловой насос, выступающий источником теплоты для низкотемпературной системы отопления; температура теплоносителя системы отопления принята  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;

– встраиваемый воздушный тепловой насос, применяемый в составе приточно-вытяжной установки, где в качестве нагреваемой среды выступает наружный воздух.

Для первых двух систем в качестве н.п. источника используется наружный воздух, а для третьей он является в.п. источником. Для сравнительного анализа в качестве рабочего тела принят хладагент R134a.

Анализ проводится при следующих допущениях:

- потери давления в теплообменных аппаратах теплового насоса не учитываются;
- перегрев пара в испарителе принят  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- переохлаждение хладагента в конденсаторе отсутствует.

Моделирование проводится для диапазона температур наружного воздуха от 0 до минус  $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Согласно рисунку 5.1 тепловой насос, применяемый в системе горячего водоснабжения, характеризуется максимальным энергопотреблением, а тепловой насос, используемый в системе вентиляции минимальным.

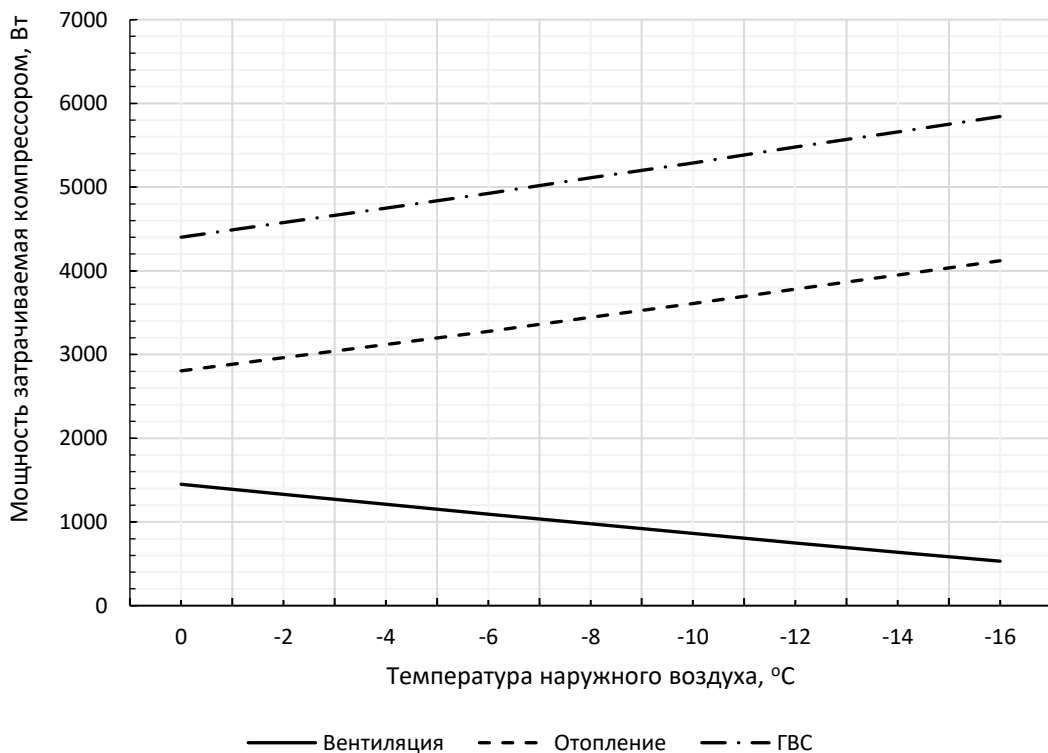


Рисунок 5.1 – Зависимость затрачиваемой электрической мощности компрессором теплового насоса от температуры наружного воздуха

Специфика использования ТН в системах вентиляции наглядно демонстрируется на рисунке 5.2. В отличие от ТН, применяемых в системах отопления и ГВС, здесь низкопотенциальный источник – удаляемый воздух – имеет температуру, превышающую температуру наружного (высокопотенциального) воздуха. В итоге для ТН, применяемых в системах вентиляции характерны относительно низкие разницы температур между процессами кипения и конденсации, что положительно сказывается на энергетической эффективности системы.

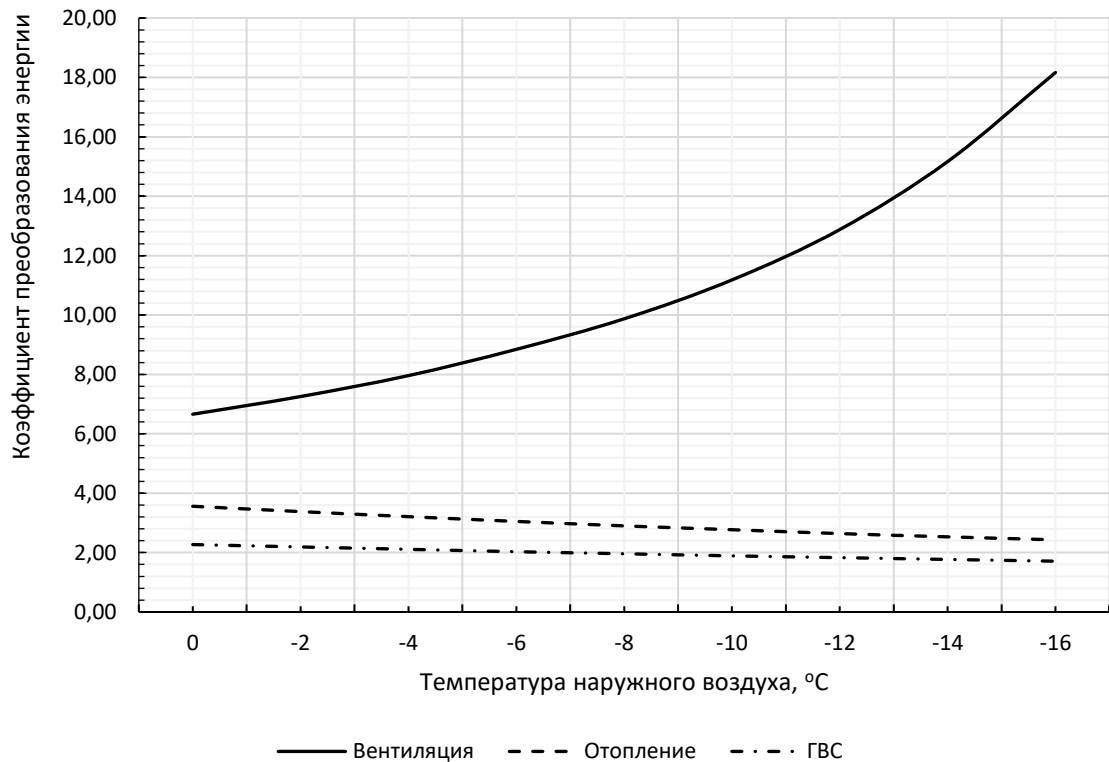


Рисунок 5.2 – Зависимость коэффициента преобразования энергии теплового насоса от температуры наружного воздуха

В 3 главе рассматриваются условия, когда при снижении температуры наружного воздуха разница между температурами насыщения ТН снижается. Современные исследования показали, что экономическая целесообразность применения ТН подтверждается при достижении КПЭ выше 2,5. Однако в системах ГВС из-за высокой температуры конденсации возрастает степень сжатия

в компрессоре, что снижает КПЭ до значений ниже указанного порога. В результате бивалентная точка, соответствующая экономической целесообразности применения ТН, смещается в положительный температурный диапазон, что делает необходимым использование дополнительного источника теплоты на большем диапазоне температур наружного воздуха. Наиболее высокие значение КПЭ для теплового насоса, встраиваемого в приточно-вытяжную установку.

## **5.2 Экономические показатели воздушных утилизаторов теплоты**

Рассмотрим компоновки воздушных утилизаторов теплоты и стоимость их эксплуатации. В главе 4 подробно рассматривается методика расчета приточно-вытяжной установки со встраиваемым ТН, которая позволяет провести сравнительный анализ различных воздушных утилизаторов теплоты. В исследовании рассматриваются компоновки, представленные на рисунке 2.1.

Зависимость стоимости эксплуатации для соответствующего воздушного утилизатора теплоты от расхода воздуха показана на рисунке 5.3. Расчет произведен для стоимости электрической энергии в Санкт-Петербурге на 2024 год. Кривая стоимости эксплуатации для компоновки «г» находится ниже других. Это связано с тем, что в отличие от компоновок «б» и «в» она имеет наименьшее аэродинамическое сопротивление, а на работу пластинчатого перекрестноточного утилизатора не затрачивается электрическая энергия. Однако, при расходе воздуха выше 4000 м<sup>3</sup>/ч стоимость работы компоновки «г» существенно возрастает. Это связано с тем, что основная доля расхода теплоты ложится на дополнительный воздухонагреватель (в данном исследовании принят электрический воздухонагреватель). Наибольшую стоимость эксплуатации имеет компоновка «в». Как показали выполненные исследования, данная компоновка имеет наименьшее количество утилизированной энергии и коэффициент утилизации (КУ) по сравнению с другими. Стоимости эксплуатации установок компоновок «а» и «б» относительно близки друг другу. Для уменьшения

стоимости эксплуатации компоновок «в» и «г» необходимо увеличение площади поверхности их теплообменных аппаратов, но данное решение окажется на капитальных затратах, увеличив металлоемкость и объем заправляемого хладагента для компоновки с воздушным ТН. Однако, следует отметить, что чаще всего габариты вентиляционного оборудования ограничиваются размерами вентиляционных камер для его размещения. При скорости воздуха в сечениях каналов приточно-вытяжной установки выше 2,5 м/с компоновки «а» и «б» имеют лучшие экономические показатели.

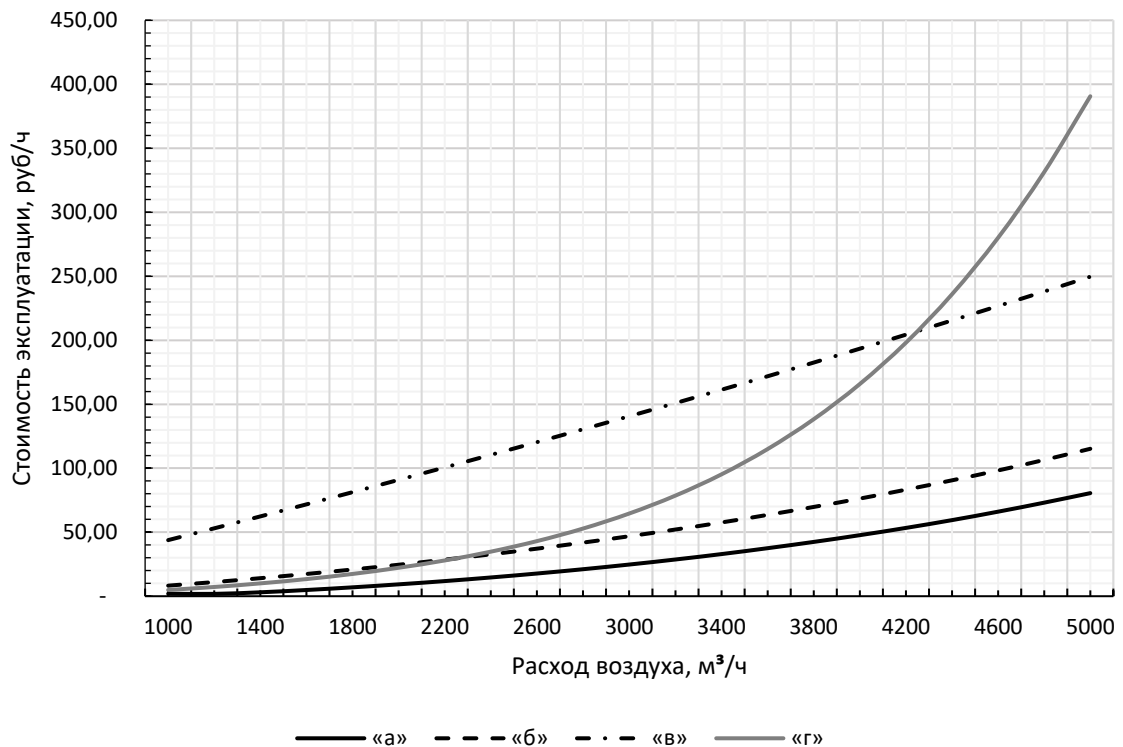


Рисунок 5.3 – Зависимость стоимости эксплуатации от расхода воздуха

Существенное влияние на энергетические показатели рассматриваемых компоновок оказывает температура наружного воздуха (подраздел 3.2). Выполнена оценка стоимости эксплуатации приточно-вытяжных установок для следующих городов Российской Федерации: Мурманск, Санкт-Петербург, Москва, Владивосток, Краснодар. Расчет проводился при постоянном расходе

воздушного потока – 5000 м<sup>3</sup>/ч. Среднемесячные параметры наружного воздуха приняты по [79].

Исследование позволяет (таблицы 5.1 - 5.5):

- изучить влияние климатической зоны капитального строительства на работу приточно-вытяжных установок;
- определить эффективность и окупаемость вентиляционного оборудования в различных климатических зонах Российской Федерации;
- определить оптимальные и менее эффективные варианты компоновок приточно-вытяжных установок.

Таблица 5.1 – Стоимость эксплуатации работы приточно-вытяжной установки в г. Мурманске, руб/ч

Компоновка установки по рис. 2.1	Стоимость эксплуатации по месяцам года (при среднемесячной температуре наружного воздуха, °С), руб/ч								
	Январь (-10,3)	Февраль (-9,7)	Март (-5,3)	Апрель (-0,6)	Май (4,3)	Сентябрь (7,2)	Октябрь (1,3)	Ноябрь (-4,6)	Декабрь (-7,6)
«а»	68,39	64,69	48,42	31,2	26,41	26,3	26,55	45,83	56,91
«б»	81,73	78,26	62,81	46,39	29,15	22,81	39,49	60,36	70,86
«в»	180,36	176,18	145,631	113,01	70,3	50,24	91,94	132,01	152,86
«г»	86,1	82,31	66,76	50,28	32,84	22,86	43,21	64,31	74,88

Таблица 5.2 – Стоимость эксплуатации работы приточно-вытяжной установки в Санкт-Петербурге, руб/ч

Компоновка установки по рис. 2.1	Стоимость эксплуатации по месяцам года (при среднемесячной температуре наружного воздуха, °С), руб/ч								
	Январь (-5,6)	Февраль (-5,5)	Март (-1,2)	Апрель (4,8)	Май (11,4)	Сентябрь (11,7)	Октябрь (6)	Ноябрь (0,6)	Декабрь (-3,3)
«а»	55,09	54,71	37,17	29,33	29,14	29,15	29,31	29,58	45,71
«б»	71,03	70,67	53,93	30,54	25,95	26,00	25,98	46,58	62,08
«в»	154,64	153,84	120,66	74,36	23,57	21,27	65,13	106,77	136,86
«г»	75,47	75,08	58,28	34,63	9,13	9,13	30,03	50,78	83,32

Таблица 5.3 – Стоимость эксплуатации работы приточно-вытяжной установки в Москве, руб/ч

Компоновка установки по рис. 2.1	Стоимость эксплуатации по месяцам года (при среднемесячной температуре наружного воздуха, °С), руб/ч								
	Январь (-7,0)	Февраль (-6,4)	Март (-1,0)	Апрель (6,5)	Май (13,3)	Сентябрь (11,4)	Октябрь (5,4)	Ноябрь (-0,7)	Декабрь (-4,8)
«а»	80,63	80,42	50,27	38,76	38,52	38,62	38,76	48,64	71,47
«б»	101,41	100,95	72,12	33,49	34,75	34,41	38,16	70,55	92,36
«в»	219,26	213,12	157,86	81,24	20,67	31,25	92,44	154,51	196,76
«г»	107,31	107,52	78,46	38,21	12,11	12,18	43,91	76,86	98,86

Таблица 5.4 – Стоимость эксплуатации работы приточно-вытяжной установки в г. Владивостоке, руб/ч

Компоновка установки по рис. 2.1	Стоимость эксплуатации по месяцам года (при среднемесячной температуре наружного воздуха, °С), руб/ч								
	Январь (-12,3)	Февраль (-8,8)	Март (-1,7)	Апрель (5,0)	Май (9,9)	Сентябрь (16,0)	Октябрь (8,9)	Ноябрь (-0,7)	Декабрь (-9,2)
«а»	108,27	87,45	50,39	36,07	37,93	37,68	35,96	45,24	89,61
«б»	125,77	102,91	70,58	37,39	29,71	31,79	29,54	64,62	104,94
«в»	254,48	221,11	153,46	89,81	43,28	20,22	53,76	143,71	224,91
«г»	132,61	112,15	76,45	43,77	19,23	11,25	24,01	72,49	117,19

Таблица 5.5 – Стоимость эксплуатации работы приточно-вытяжной установки в г. Краснодаре, руб/ч

Компоновка установки по рис. 2.1	Стоимость эксплуатации по месяцам года (при среднемесячной температуре наружного воздуха, °С), руб/ч								
	Январь (0,1)	Февраль (1,5)	Март (5,7)	Апрель (12,3)	Май (17,5)	Сентябрь (18,6)	Октябрь (12,2)	Ноябрь (6,3)	Декабрь (2,4)
"а"	53,76	48,62	46,37	46,17	45,71	45,71	46,12	46,34	47,51
"б"	76,46	67,73	42,79	40,29	37,47	37,47	38,39	40,11	61,11
"в"	175,22	158,08	106,83	26,41	26,71	26,71	27,60	99,50	147,11
"г"	86,61	77,80	53,62	14,46	14,46	14,46	14,46	47,90	72,16

На рисунке 5.4 приведены данные о максимальной, средней и минимальной стоимости эксплуатации вентиляционного оборудования. Наихудшие показатели демонстрирует компоновка с воздушным тепловым насосом без утилизатора «воздух-воздух». В месяцы с относительно высокой температурой наружного воздуха пластинчатый утилизатор способен работать самостоятельно без включения электрического воздухонагревателя, что характерно для компоновок

«а», «б» и «г», при этом последняя имеет показатель минимальной стоимости работы существенно ниже, чем у других. Это связано с тем, что в компоновке «г» аэродинамическое сопротивление ниже и, следовательно, вентиляторы данного вентиляционной установки потребляют электрической энергии меньше.

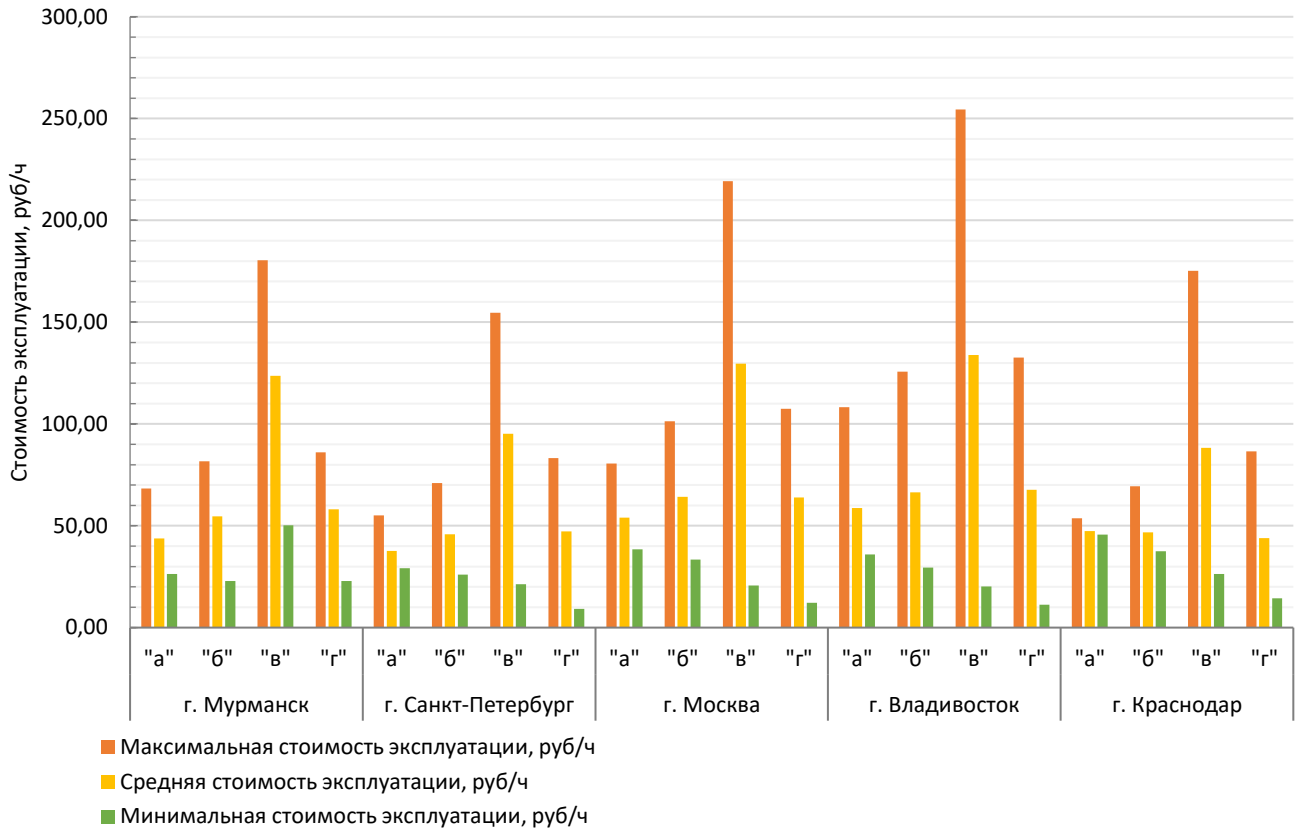


Рисунок 5.4 – Стоимость эксплуатации различных компоновок приточно-вытяжной установки в различных климатических зонах, руб/ч

Для городов с «теплыми» климатическими условиями наиболее экономичными вариантами являются компоновки «б» и «г». Однако, для компоновки «г» характерна более высокая установленная мощность, что является существенным ограничительным параметром при применении данной вентиляционной установки. Например, в Краснодаре компоновка «б» в среднем потребляет на 20% меньше электроэнергии в январе по сравнению с компоновкой «г». При этом годовая стоимость эксплуатации компоновки без воздушного ТН ниже на 6%. Стоит отметить, что данная незначительная экономия лишает

потребителя возможности обрабатывать воздух в летний период года. На рисунке 5.5 представлены данные о максимальной установленной мощности вентиляционных установок, работающих при расходе воздуха 5000 м<sup>3</sup>/ч.

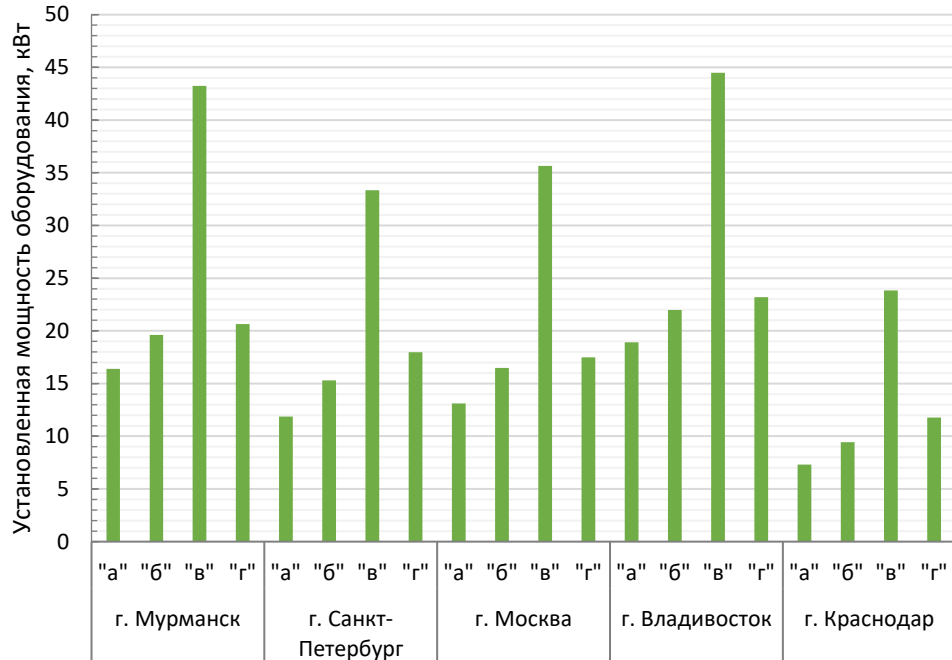


Рисунок 5.5 – Установленная мощность оборудования, кВт

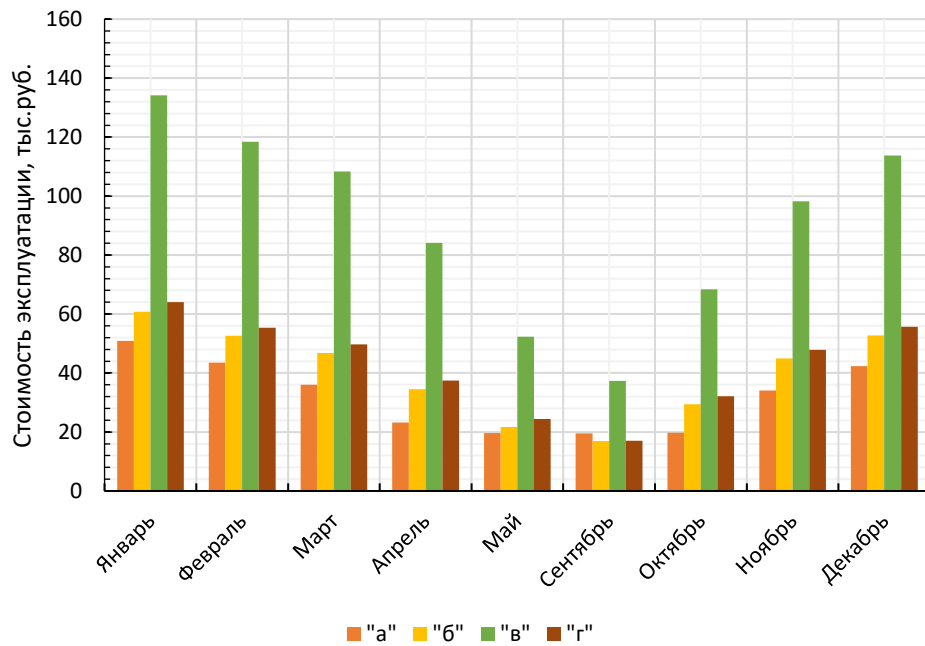


Рисунок 5.6 – Стоимость эксплуатации различных компоновок приточно-вытяжной установки в г. Мурманске, тыс. руб

На рисунках 5.6-5.10 показаны данные об общей стоимости эксплуатации по месяцам для исследуемых установок.

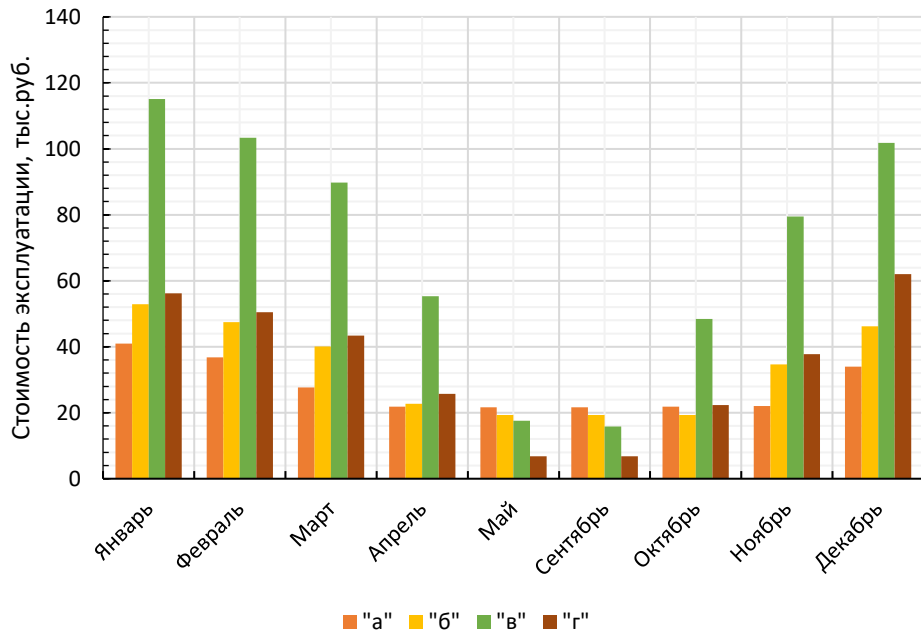


Рисунок 5.7 – Стоимость эксплуатации различных компонентов приточно-вытяжной установки в Санкт-Петербурге, тыс. руб

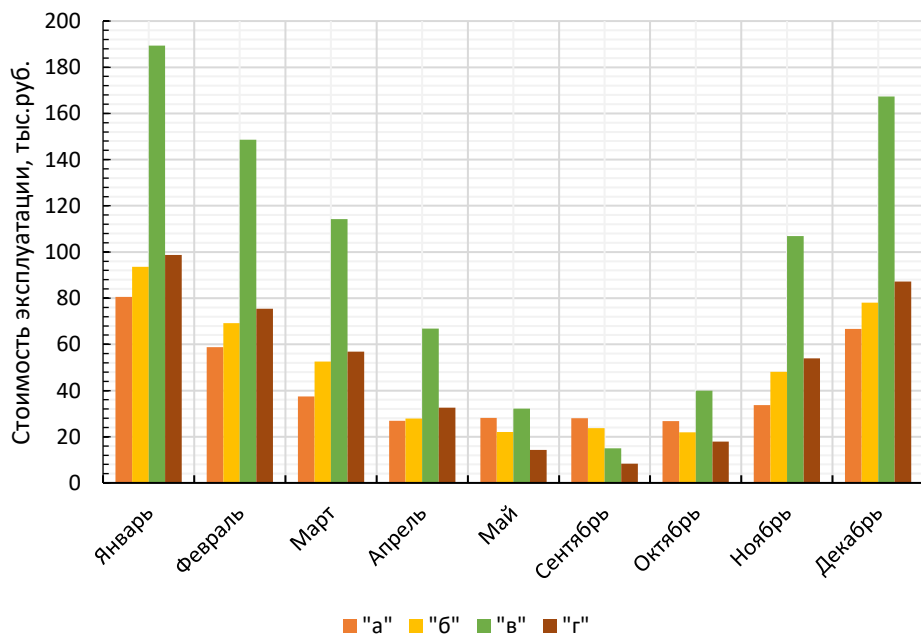


Рисунок 5.8 – Стоимость эксплуатации различных компонентов приточно-вытяжной установки в г. Владивостоке, тыс. руб

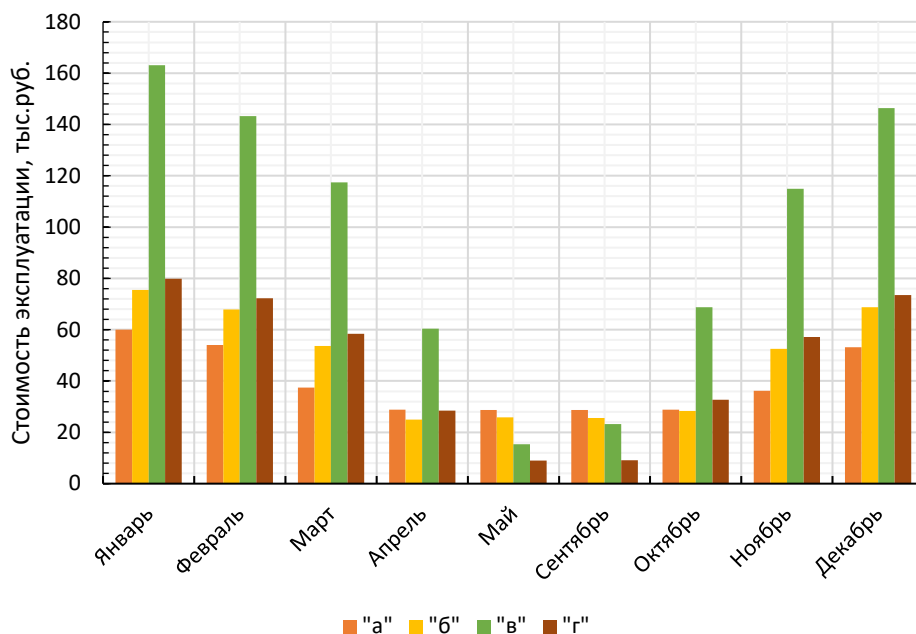


Рисунок 5.9 – Стоимость эксплуатации различных компоновок приточно-вытяжной установки в Москве, тыс. руб

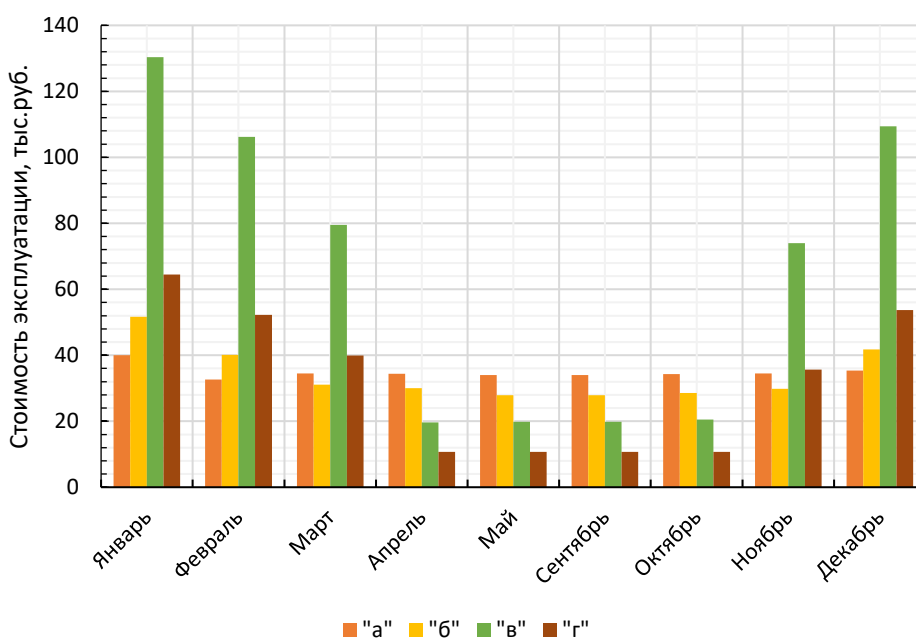


Рисунок 5.10 – Стоимость эксплуатации различных компоновок приточно-вытяжной установки в г. Краснодаре, тыс. руб

Несмотря на высокое аэродинамическое сопротивление, компоновки со встраиваемым воздушным ТН и пластинчатым утилизатором показывают лучшие экономические и энергетические показатели в отопительный период для всех рассматриваемых населенных пунктов кроме Краснодара.

Так как компоновки «а» и «б» являются, по сути, усовершенствованным вариантом компоновки «г», то далее рассматривается срок окупаемости такого оборудования и сэкономленные средства. Стоит отметить, что средний срок окупаемости ТН в зависимости от области применения варьируется от 3 до 11 лет [32, 83]. На рисунках 5.11 и 5.12 представлены данные об окупаемости встраиваемого теплового насоса в компоновку «г» и сэкономленных средствах при расходе воздуха 5000 и 3000 м<sup>3</sup>/ч без изменения конструктивных характеристик.

Наименьший срок окупаемости при расходе в 5000 м<sup>3</sup>/ч характерен для г. Мурманска и соответствует 50 месяцам (рисунок 5.12). Несмотря на более холодный климат г. Владивостока, именно здесь самый высокий срок окупаемости встраиваемого холодильного оборудования при таком расходе. Это связано с относительно высокими температурами воздуха в мае, сентябре и октябре, а также тарифами на электроэнергию. При расходе воздуха в 3000 м<sup>3</sup>/ч наименьший срок окупаемости ТН достигается при применении его в Москве.

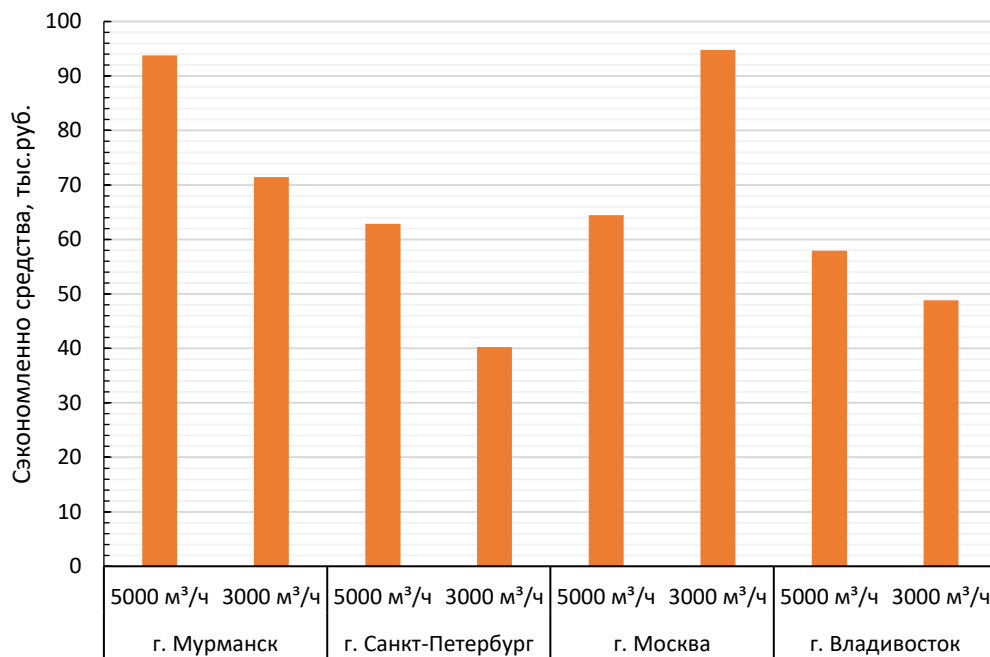


Рисунок 5.11 – Сэкономленные средства, тыс. руб

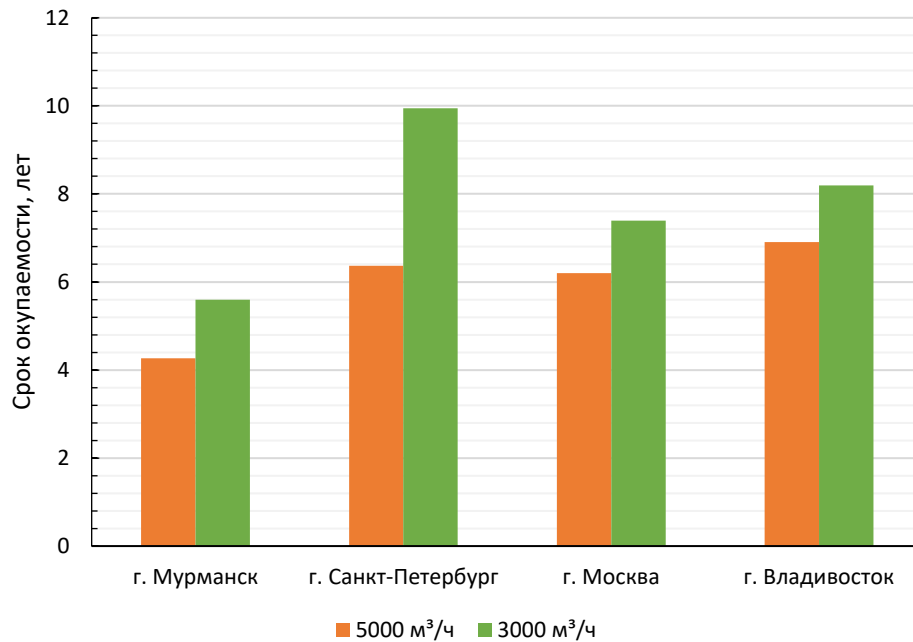


Рисунок 5.12 – Срок окупаемости внедрения воздушного ТН в приточно-вытяжную установку с утилизатором «воздух-воздух»

На рисунках 5.13 и 5.14 показана зависимость стоимости работы приточно-вытяжной установки за один час при температурах наружного воздуха плюс 5 и минус 5 °С. При температуре наружного воздуха плюс 5 °С наименьшую стоимость работы показывает компоновка «б», но при расходе меньше 4700 м³/ч, что соответствует скорости в канале установки около 2,6 м/с. Поэтому необходимо определять условия выбора той или иной компоновки встраиваемого ТН. По рисунку 5.16 можно определить диапазон расходов воздуха, когда вентиляционная установка без ТН, показывает лучшие технико-экономические показатели. Все кривые имеют параболический характер роста стоимости.

Текущее исследование показало, что существуют месяцы, в которых наименьшая стоимость эксплуатации соответствует компоновке «а», а в некоторые экономически целесообразно использовать компоновку «б». Поэтому предложена принципиальная схема комбинированной приточно-вытяжной установки со встраиваемым воздушным ТН с двумя контурами хладагента - схема «е» (рисунке 5.15).

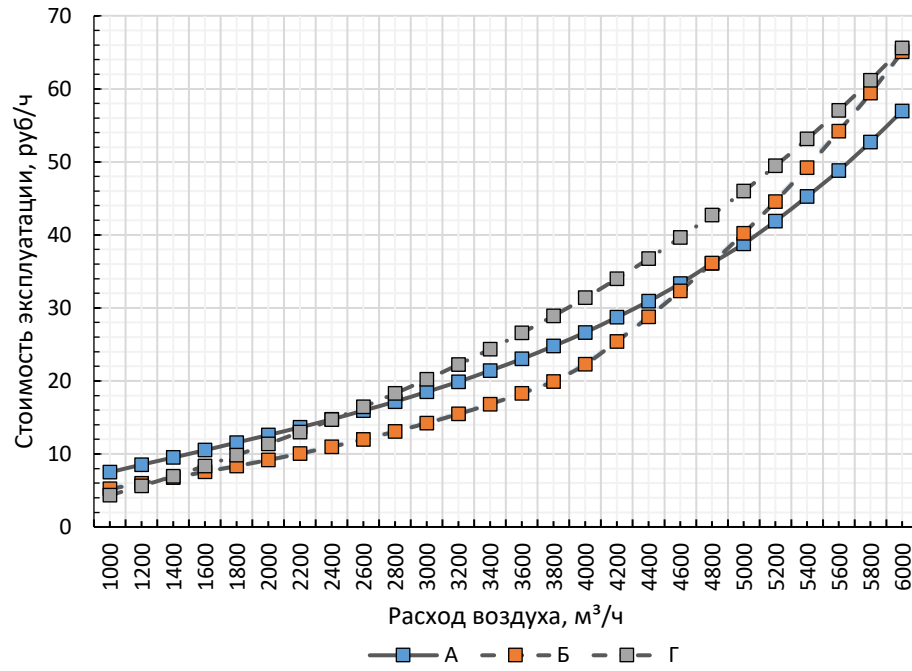


Рисунок 5.13 – Стоимость эксплуатации приточно-вытяжных установок при температуре наружного воздуха плюс 5 °C

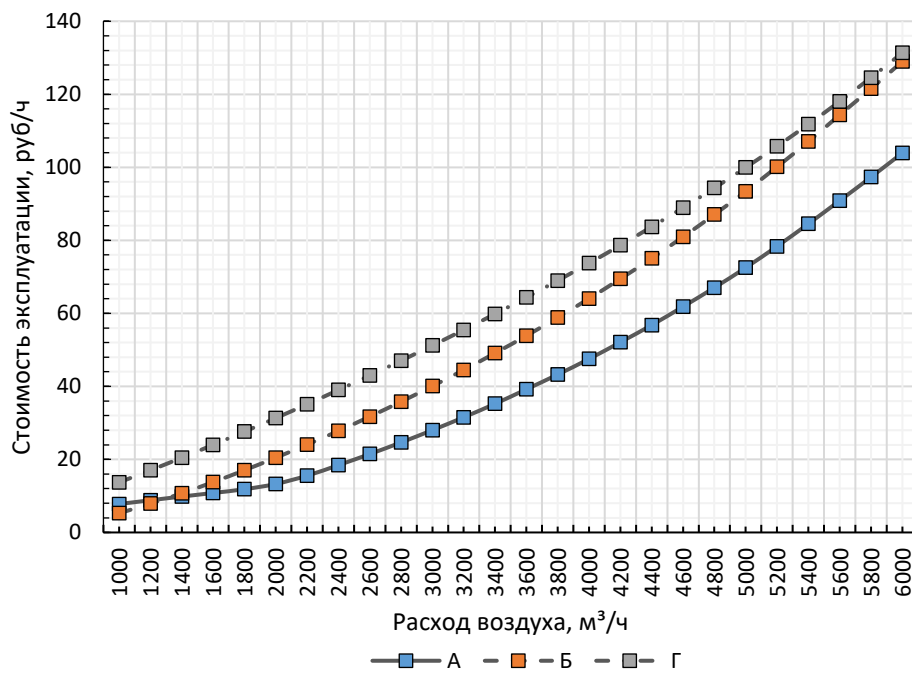


Рисунок 5.14 – Стоимость эксплуатации приточно-вытяжных установок при температуре наружного воздуха минус 5 °C

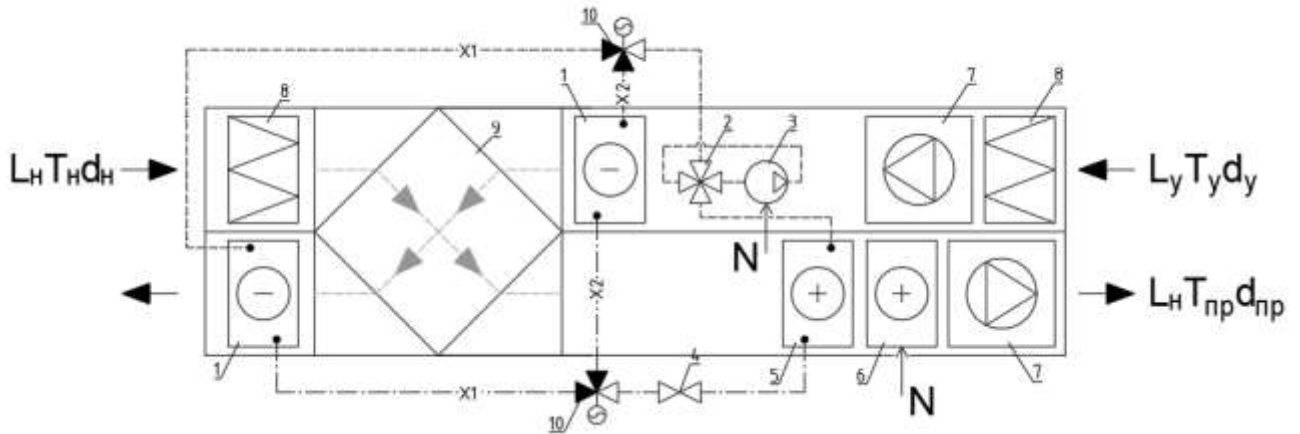


Рисунок 5.15 – Принципиальная схема комбинированной компоновки приточно-вытяжной установки со встраиваемым ТН

1 – испаритель; 2 – четырехходовой клапан; 3 – компрессор; 4 – терморегулирующий вентиль; 5 – конденсатор; 6 – воздухонагреватель; 7 – вентилятор; 8 – фильтр; 9 – утилизатор «воздух-воздух»; 10 – трехходовой клапан

В данном случае контур X1 – контур зимнего периода, X2 – контур осенне-весеннего периода. В каждом контуре присутствует свой испаритель. Для трехходового клапана предусмотрен электропривод с дискретным сигналом «открыт/закрыт». Работа трехходового клапана осуществляется в зависимости от температуры наружного воздуха и управляется системой автоматизации. Основными недостатками такого варианта является увеличение стоимости оборудования и возросшее аэродинамическое сопротивление в канале вытяжного воздуха. Поэтому применение такой компоновки может рассматриваться при скорости воздуха в канале установки не более 2 м/с.

Результаты расчета показателей компоновок «а», «б», «е» и «г» представлены на рисунке 5.16. Для Санкт-Петербурга, Москвы и г. Владивостока наиболее экономически выгодным вариантом является комбинированная компоновка. Стоимость эксплуатации компоновки «е» в данных климатических зонах в среднем ниже на 5%. На рисунке 5.17 представлены данные о сроке окупаемости компоновок со встраиваемым тепловым насосом. Из-за более

высоких капитальных затрат, компоновка «е» имеет существенную разницу в окупаемости по сравнению с компоновкой «а».

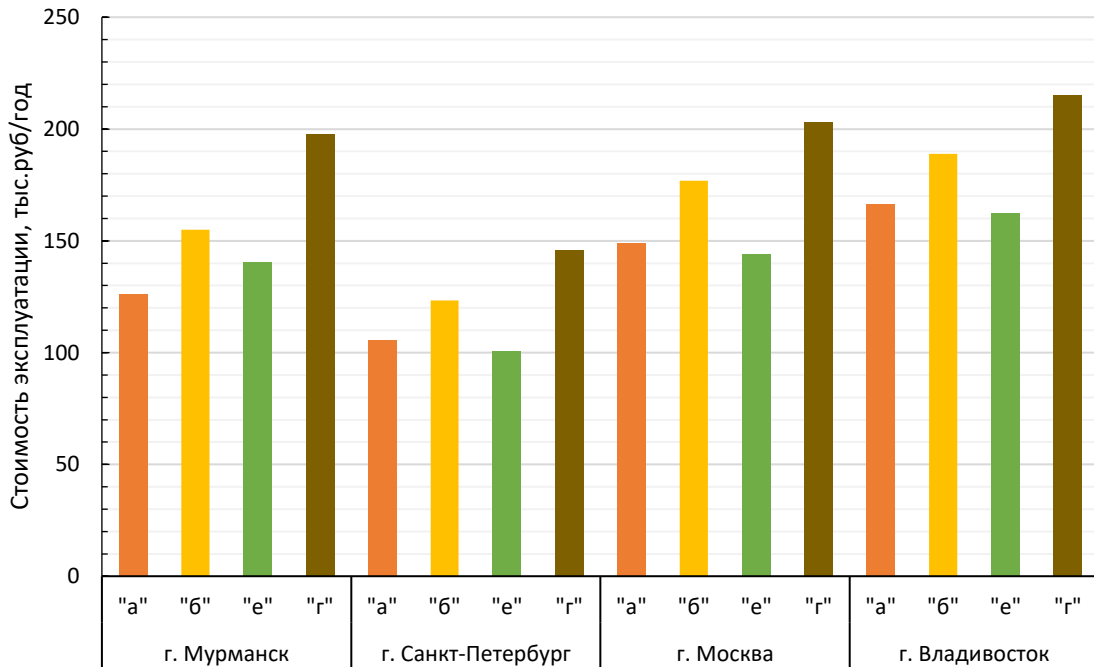


Рисунок 5.16 – Стоимость эксплуатации различных компоновок приточно-вытяжной установки в годовом выражении при  $3000 \text{ м}^3/\text{ч}$ , тыс. руб/год

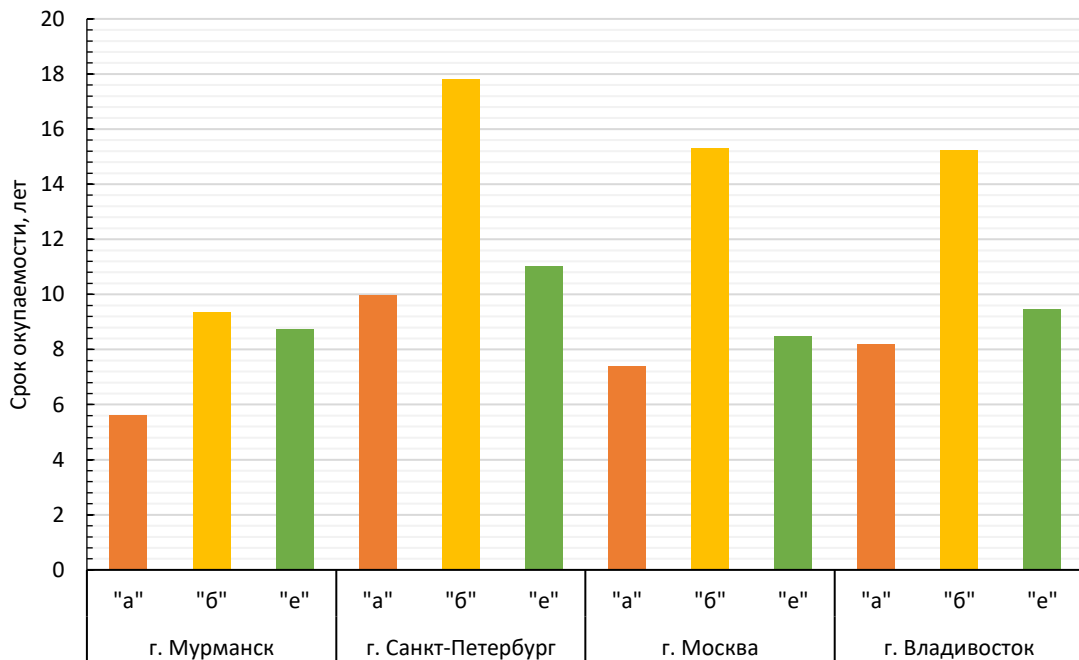


Рисунок 5.17 – Срок окупаемости внедрения воздушного ТН в приточно-вытяжную установку с утилизатором «воздух-воздух», работающей при расходе  $3000 \text{ м}^3/\text{ч}$

Приточно-вытяжные вентиляционные установки со встраиваемым воздушным тепловым насосом и утилизатором «воздух-воздух» имеет ряд преимуществ:

- высокая доля утилизированной энергии по сравнению с приточно-вытяжными установками без теплового насоса;
- относительно низкая стоимость эксплуатации в холодный период года;
- относительно низкая установленная мощность вентиляционной установки;
- небольшой срок окупаемости в определенных климатических зонах;
- возможность охлаждения и осушения воздуха в теплый период года;

К недостаткам следует отнести:

- относительно высокая стоимость эксплуатации в южных регионах Российской Федерации;
- высокое аэродинамическое сопротивление;
- риск обмерзания испарителя при применении компоновки с его расположением после утилизатора «воздух-воздух» по ходу движения воздуха;
- высокая стоимость оборудования по сравнению с вентиляционными установками без теплового насоса.

Для выбора экономически целесообразного варианта компоновки приточно-вытяжной установки с воздушным тепловым насосом необходимо учитывать следующие условия:

- объект капитального строительства должен располагаться в северных регионах Российской Федерации, где подобное оборудование имеет относительно высокий КУ;
- необходимо учитывать тот диапазон расходов, при котором будет работать оборудование (скорость воздуха в канале установки), а также средние температуры наружного воздуха в отопительный период;
- при обосновании применения встраиваемого воздушного ТН необходимо учитывать стоимость тарифов на электрическую энергию отдельно выбранного района проектирования;

- срок окупаемости должен учитывать инфляционные риски и, как правило, не превышать 11 лет;

- расход тепловой (или электрической) энергии, расходуемой объектом капитального строительства на теплоснабжение систем вентиляции, должна существенно превышать расход тепловой (или электрической) энергии, расходуемой на систему отопления. К подобным объектам стоит отнести административно-бытовые и производственные здания.

### 5.3 Выводы по главе 5

1. Обобщены результаты расчета экономических показателей эксплуатации приточно-вытяжных установок, как со встраиваемым ТН, так и без него.

2. Выполнено сравнение стоимости эксплуатации и срока окупаемости в зависимости от климатической зоны применения оборудования при различных компоновках установок. Установлено влияние климатических условий (среднемесячной температуры наружного воздуха) на стоимость эксплуатации. Существуют месяцы, в которых наименьшая стоимость эксплуатации соответствует компоновке «а», а в некоторые экономически целесообразно использовать компоновку «б».

Срок окупаемости оборудования варьируется от 4,5 до 10 лет в зависимости от климатических условий и расхода обрабатываемого воздуха.

При принятии решения об установке теплового насоса необходимо определять технико-экономические показатели для всех компоновок приточно-вытяжных установок со встраиваемым ТН.

3. Предложена компоновка приточно-вытяжной установки комбинированного типа с защитой от обмерзания теплообменных аппаратов вентиляционной установки, снижающая эксплуатационные затраты в ряде климатических зон. Комбинированная установка имеет встраиваемый воздушный тепловой насос с двумя контурами хладагента (зимнего периода и осенне-

весеннего периода) и двумя испарителями. Применение такой компоновки может рассматриваться при скорости воздуха в корпусе установки не более 2 м/с.

4. Определены основные преимущества и недостатки приточно-вытяжных установок со встраиваемым воздушным тепловым насосом.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные результаты, полученные в диссертационном исследовании, сводятся к следующим положениям.

1. Проведен анализ современных методов утилизации теплоты вытяжного воздуха с применением воздушного ТН.

2. Предложена математическая модель для описания процессов теплообмена элементов теплового насоса, встраиваемого в приточно-вытяжные установки систем вентиляции и кондиционирования воздуха. В основу модели положены математические модели, описываемые такими авторами как Д. Рей, Д. Макмайкл, В. Н. Богословский, М. Я. Поз, О. Я. Кокорин, А. Э. Пир, Б. И. Бялый, Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, А. Б. Сухоцкий, М. Е. Дискин, И. Д. Киборт, В. М. Уляшева, В. И. Володин, Н. Н. Кошкин и др. Разработанная модель позволяет проводить моделирование параметров приточно-вытяжной установки с пластинчатым утилизатором «воздух-воздух» и со встраиваемым воздушным тепловым насосом.

3. Разработан программный комплекс HeatPumpАН на базе алгоритмического языка Python. Получена государственная регистрация программы HeatPumpАН для ЭВМ № 2025689712. Применение разработанной программы позволяет выполнять прогнозирование работы вентиляционных установок с воздушным тепловым насосом, определять эксплуатационные и энергетические показатели установок со встраиваемыми тепловыми насосами, осуществлять технико-экономическое обоснование применения тепловых насосов.

Предложены аппроксимирующие зависимости для определения энтальпии и энтропии в области перегретого пара для рабочих тел: R134a, R22, R32, R152a и R410a.

4. На основе математической модели получены зависимости основных параметров системы утилизации теплоты на базе приточно-вытяжной установки со встраиваемым воздушным тепловым насосом от широкого массива исходных

данных. Рассмотрено влияние расхода воздуха, температуры низко- и высокопотенциальной среды, выбора рабочего тела, конструктивных характеристик вентиляционной установки на эксплуатационные характеристики различных компоновок приточно-вытяжных установок.

Применение теплового насоса в составе приточно-вытяжной установки дает повышение температурной эффективности вентиляционных установок на 15-30%, а совместная работа с пластинчатым утилизатором «воздух-воздух» позволяет снизить энергозатраты на 25-60%.

5. Проведено экспериментальное исследование работы теплового насоса с целью получения зависимостей, описывающих его работу, и проверки адекватности разработанной математической модели. Коэффициенты детерминации между эмпирическими данными экспериментального исследования и данными, полученными в результате математического моделирования, лежат в диапазоне  $0,895 \div 0,976$ .

6. Определена обобщенная критериальная зависимость действительного коэффициента преобразования одноступенчатого парокомпрессионного теплового насоса от критерия Клаузиуса, позволяющая проводить предварительный выбор теплонасосных установок для систем отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и горячего водоснабжения, работающих на хладагентах R134a, R407C, R404A, R410A.

7. Введен модифицированный показатель качества хладагента для парокомпрессионного воздушного встраиваемого теплового насоса *FOM\**. Равный произведению критерия Клаузиуса и предлагаемого температурного симплекса, учитывающий критическую температуру хладагента. Предлагаемый показатель позволяет проводить сравнительный анализ группы хладагентов и оценивать влияние их теплофизических свойств на эффективность цикла ТН.

8. На основе разработанной математической модели одноступенчатого парокомпрессионного теплового насоса установлена критериальная зависимость действительного коэффициента преобразования одноступенчатого

парокомпрессионного теплового насоса от модифицированного показателя качества хладагента FOM\*.

Отклонение экспериментальных данных от значений, полученных с помощью численного моделирования с использованием FOM\*, составили около 1%.

9. Определены критерии оптимального внедрения системы утилизации на основе воздушного теплового насоса в приточно-вытяжную установку. Определены сроки окупаемости таких вентиляционных установок в зависимости от компоновки их оборудования. Средний срок окупаемости составляет от 4,5 до 10 лет в зависимости от региона проектирования и скорости воздуха в вентиляционных установках.

10. Сформулированы основные способы повышения эффективности систем утилизации теплоты в приточно-вытяжных установках систем вентиляции и кондиционирования при встраивании в них воздушных тепловых насосов и рекомендации по их проектированию:

- использование предварительного нагрева воздуха перед прохождением им конденсатора;
- создание условий, при которых будет обеспечиваться минимальный температурный перепад между температурами конденсации и испарения;
- использование теплового насоса в таких системах, где холодильный цикл находится как можно дальше от критической точки хладагента;
- выбор рабочего тела необходимо выполнять, опираясь на параметры высокопотенциальной среды и воздуха, подаваемого в помещение;
- для каждого типоразмерного ряда элементов приточно-вытяжной установки, ее компоновки и теплообменных аппаратов встраиваемого теплового насоса существует расход воздуха, при котором достигается максимальная эффективность вентиляционного оборудования;
- при выборе компоновки приточно-вытяжной установки со встраиваемым тепловым насосом необходимо учитывать риск обмерзания теплообменного оборудования холодильной машины.

11. Обобщены результаты расчета экономических показателей эксплуатации приточно-вытяжных установок, как со встраиваемым ТН, так и без него.

При принятии решения об установке теплового насоса необходимо определять технико-экономические показатели для всех компоновок приточно-вытяжных установок со встраиваемым ТН.

Дальнейшие исследования предполагают развитие численных моделей для оценки эксплуатационных характеристик встраиваемых в приточно-вытяжные установки тепловых насосов при нестационарных режимах работы и исследования в области защиты теплообменных аппаратов ТН от обледенения.

## СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

в.п. – высокопотенциальный источник

ГХМ – газовая холодильная машина;

КПЭ – коэффициент преобразования энергии;

КУ – коэффициент утилизации;

н.п. – низкопотенциальный источник

ПКТН – парокompрессионный тепловой насос;

ПЭХМ – пароежекторная холодильная машина;

ПХМ – парокompрессионная холодильная машина;

ТН – тепловой насос;

ТУ – теплоутилизатор;

ХМ – холодильная машина;

*FOM* – figure of merit, показатель качества;

*A* – высота, м;

*a* – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

*B* – барометрическое давление, Па; высота, м;

*c* – удельная массовая теплоёмкость, Дж/(кг · К);

*d* – диаметр, м; шаг пластин, м; влагосодержание, кг/м<sup>3</sup>;

*e* – парциальное давление водяного пара, кПа;

*E<sub>s</sub>* – давление насыщенного водяного пара, кПа;

*F* – площадь теплообменной поверхности, м<sup>2</sup>;

*G* – массовый расход, кг/ч;

*g* – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>

*I* – энтальпия влажного воздуха, кДж/кг;

*Ja* – число Якобса;

*Kl* – число Клаузиуса;

*k, K* – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К); КПЭ;

*l* – характерный размер, м;

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

$N$  – электрическая мощность, Вт, кВт;

$Nu$  – число Нуссельта;

$P$  – давление, бар; сопротивление, Па; атмосферное давление, кПа;

$Pr$  – число Прандтля;

$Q$  – количество теплоты, кВт;

$q$  – удельная массовая тепло- холодопроизводительность, кДж/кг; плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>;

$Re$  – число Рейнольдса;

$r$  – теплота парообразования, Дж/кг;

$S$  – энтропия, кДж/(кг · К);

$T$  – температура, К;

$t$  – температура, °С;

$\nu$  – кинематическая вязкость воздуха, м<sup>2</sup>/с;

$v$  – удельный объём рабочего тела, м<sup>3</sup>/кг;

$\nu_p$  – массовая скорость, кг/с;

$x$  – массовое расходное паросодержание (при кипении на входе, при конденсации на выходе);

$\alpha$  – коэффициент конвективного теплообмена, Вт/(м<sup>2</sup> · К);

$\delta$  – толщина стенки трубопровода, толщина пластины, м;

$\varepsilon$  – степень сжатия, холодильный коэффициент;

$\eta$  – коэффициент полезного действия;

$\lambda$  – теплопроводность, Вт/м · К;

$\mu$  – коэффициент динамической вязкости, Па · с;

$\theta$  – средняя логарифмическая разность температур, °С; разность температур между хладагентом и стенкой теплообменника, °С.

**ИНДЕКСЫ**

а – адиабатный, хладагент, аэродинамический;

в – воздух, вытяжной;

вх – на входе;

ж – жидкость;

ж.с. – живое сечение;

кон – конвективный;

кп – компрессора;

кр – критический;

н – наружный;

п – поверхность, пар, приточный;

пуз – пузырьковый;

р – точка росы, резервный;

ст – стенка трубопровода;

сж – сжатие;

ут – утилизированный;

тн – тепловой насос;

ч – частный;

эм – электромеханический;

Е, и – испарение;

К, к – конденсация;

f – хладагент;

g – горизонтальный шаг пучка;

in – внутренний;

о – наружный;

s – насыщенный водяной пар;

р – пластина, изобарный;

v – вертикальный шаг пучка.

## Список литературы

1. Аверьянов, В. К. Анализ результатов моделирования одно- и двухконтурного воздушного теплового насоса / В. К. Аверьянов, В. М. Уляшева, И. Д. Киборт // Вестник гражданских инженеров. – 2014. – № 3(44). – С. 164-167. – EDN SJISSX.
2. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е. В. Маркова. – М.: Наука, 1976. – 279 с.
3. Ананьев, В. А. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика / В. А. Ананьев, Л. Н. Балужева, А. Д. Гальперин, А. К. Городов, М. Ю. Еремин, С. М. Звягинцева, В. П. Мурашко, И. В. Седых. – М.: Евроклимат, 2001. – 416 с.
4. Антипов Ю. А., Шаталов И. К., Шаталова И. И. Коэффициент преобразования и мощность теплового насоса на нерасчётных режимах // Вестник РУДН. Серия: Инженерные исследования. 2018. №3. С. 271–276.
5. Баймачев Е. Э., Макаров С. С. Моделирование термодинамического цикла теплового насоса для расширения температурного диапазона работы воздушного рекуператора // Вестник ИрГТУ. 2014. №6 (89). С. 101–105.
6. Бараненко А. В., Бухарин Н. Н., Пекарев В. И., Тимофеевский Л.С. Холодильные машины. Под общ. ред. Л. С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 941 с.
7. Беккер, А. Системы вентиляции / А. Беккер. – М.: Евроклимат, 2005. – 232 с.
8. Богданов С. Н., Бурцев С. И., Иванов О. П., Куприянова А. В. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: справ. / Под ред. С. Н. Богданова. 4-е изд., перераб. и доп. – СПб.: СПбГАХИТ, 1999. – 320 с.

9. Богомолов, С.И. Использование тепловых насосов для объектов наземной инфраструктуры районов крайнего севера // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2024. №2. С. 497-499.

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., Поз М. Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат. 1983. – 320 с.

12. Быков, А.В. Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин/Под ред. А.В. Быкова. – М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1984.-248 с.

13. Быков, А. В. Холодильные машины и тепловые насосы / А. В. Быков, И. М. Калнинь, А. С. Крузе. – М.: Агропромиздат, 1988. – 286 с.

14. Бубялис, Э. Процессы энергопереноса в тепловых насосах / Э. Бубялис, В. Макарявичус; под ред. А. Жукаускаса. – Вильнюс: Мокслас, 1990. – 186 с.

15. Бялый Б.И. Тепломассообменное оборудование воздухообрабатывающих установок ООО «ВЕЗА». – М.: Инфорт, 2005. – 278 с.

16. Васильев, Г.П. Приточно-вытяжная вентиляционная установка с теплонасосной рекуперацией тепла вентиляционных выбросов / Г.П. Васильев, Н.А. Тимофеев, М.В. Колесова, В.Ф. Горнов, А.Н. Дмитриев // Энергобезопасность и энергосбережение. - 2012. - № 6. С. 14-21.

17. Вайнштейн, В. Д. Низкотемпературные холодильные установки / В. Д. Вайнштейн, В. И. Канторович. – М.: Пищевая промышленность, 1972. – 352 с.

18. ВЕЗА [Электронный ресурс] URL: <https://www.veza.ru/?ysclid=mlnjcztzrl645352682> (дата обращения 15.02.2026)

19. Вишневский, Е. П. Рекуперация тепловой энергии в системах вентиляции и кондиционирования воздуха / Е. П. Вишневский // Сантехника, Отопление, Кондиционирование (С.О.К.). – 2004. – №11. С. 90-101.

20. Везиришвили, О. Ш. Характеристики парокомпрессионных холодильных машин в режиме теплонасосных установок // Холодильная техника. 1984. № 8. С. 7–9.

21. Везиришвили О. Ш., Меладзе Н. В. Энергосберегающие теплонасосные системы тепло- и хладоснабжения – М.: Издательство МЭИ, 1994. – 160 с.

22. Володин В. И., Седляр К.В. Выбор эксплуатационных параметров и хладагента для парокомпрессорных воздушных тепловых насосов // Труды Белорусского государственного технологического университета. Серия 3. Химия и технология неорганических веществ. 2016. № 3(185). С. 147-153.

23. Володин, В. И. Комплексный подход к расчёту параметров компрессионной холодильной машины / В. И. Володин // Холодильная техника. №2. 1998. С. 8-10.

24. Володин, В. И. Энергетическая эффективность теплового насоса “воздух - воздух” / В. И. Володин, В. Б. Кунтыш, С. О. Филатов // Труды БГТУ. №3. Химия и технология неорганических веществ. – 2015. – № 3(176). – С. 145-151.

25. Гоголин А. А. Кондиционирование воздуха в мясной промышленности. М., «Пищевая промышленность», 1996. – 239 с.

26. Гоголин А. А. Осушение воздуха холодильными машинами. – М.: ГИТЛ, 1962. – 103 с.

27. ГОСТ 17584-2015. Свойства хладагентов – М.: Издательство стандартов, 2015. – 73 с.

28. ГОСТ 24026-80. Исследовательские испытания. Планирование эксперимента. Термины и определения. – М.: Издательство стандартов, 1981. – 18 с.

29. Гуреев, В. М. Повышение эффективности теплонасосных установок на основе численного и физического моделирования : автореф. дис. докт. техн. наук. – Казань, 2010. – 40 с.
30. Григорьев, Т. Е. Справочник по монтажу тепломеханического оборудования. – М.: Госэнергоиздат, 1953. – 504 с.
31. Данилова, Г. Н., Богданов, С. Н., Иванов, О. П. Теплообменные аппараты холодильных установок. Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.
32. Дидиков, А. Е. Анализ экономических и экологических аспектов применения тепловых насосов для утилизации низкопотенциального тепла очистных сооружений /А. Е. Дидиков // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Экономика и экологический менеджмент». — 2016. — № 1. — С. 92–98.
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. Дячек, П. И. Холодильные машины и установки / П. И. Дячек. – М.: Феникс, 2007. – 432 с.
35. Журавлёва, И. Н. Исследование теплопередачи и гидравлического сопротивления пластинчато-ребристых теплообменников: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.01.12 / Журавлёва Ирина Николаевна. – М.: 1967. – 33 с.
36. Зиганшин, А. М. Вихревая вентиляция. Профилированные элементы систем вентиляции сниженной энергоёмкости / А. М. Зиганшин, К. И. Логачев. – Ижевск : Институт компьютерных исследований, 2022. – 288 с.
37. Здитовецкая, С. В., Володин В. И. Комплексный метод расчёта пароконденсационных трансформаторов тепла // Труды БГТУ. №3. Химия и технология неорганических веществ. 2013. №3. С 157-160.
38. Здитовецкая, С. В., Володин, В. И. Исследование эффективности утилизации теплоты в системах приточно-вытяжной вентиляции // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2014. – № 2.

39. Здитовецкая С. В. Оценка эффективности циклов парокompрессионного теплового насоса с альтернативными хладагентами // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. 2022. № 2. С. 68–73.
40. Здитовецкая С. В., Володин В. И. Пакет прикладных программ для комплексного анализа компрессионных тепловых насосов // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. 2009. №5. С. 85–90.
41. Здитовецкая, С. В. Утилизация теплоты в системе приточно-вытяжной вентиляции с использованием теплового насоса / С. В. Здитовецкая, В. И. Володин // Труды Белорусского государственного технологического университета. Серия 3. Химия и технология неорганических веществ. – 2009. – Т. 1, № 3. – С. 171–173.
42. Интернет-портал IPU [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.ipu.dk/products/coolpac>. – Дата доступа: 08.03.2025.
43. Интернет-портал MEDSV: сайт Медведева С. В. [Электронный ресурс]. Режим доступа <https://medsv.github.io/dzen/0048/wetairprops.html> - Дата доступа: 23.10.2024.
44. Интернет-портал Matplotlib [Электронный ресурс]. Режим доступа <https://matplotlib.org/> Дата доступа: 23.10.2024.
45. Кареева Ю. Р. Исследование эффективности индивидуальной вентиляции / Ю. Р. Кареева, Р. Р. Гороховская, А. М. Зиганшин, М. Б. Чухлова // Строительство и техногенная безопасность. – 2023. – № S1. – С. 259-266
46. Касимов, Р. Н. Расчёт 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.
47. Киборт И. Д. Развитие методов расчёта и экспериментальных исследований утилизации тепловой энергии удаляемого вентиляционного воздуха: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.23.03 / Киборт Иван Дмитриевич. – Санкт-Петербург: 2016. – 33 с.

48. Киборт И. Д. Сравнительный анализ результатов моделирования теплоутилизационного теплового насоса и классических утилизаторов тепловой энергии удаляемого воздуха // Вестник гражданских инженеров. 2015. № 6 (53). С. 157–162.
49. Киборт И. Д. Анализ результатов моделирования соотношения основных показателей работы теплонасосной системы утилизации тепловой энергии удаляемого воздуха // Фундаментальные исследования. 2016. № 9-2. С. 263–267.
50. Кидун Н. М., Никулина Т. Н. Теплоносители для замкнутых термосифонных устройств // Материалы VII Международной молодёжной научно-практической конференции «ЭНЕРГОСТАРТ», Кемерово, 24–26 октября 2024 года. – ФГБОУ ВО Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачёва; редкол.: А. Р. Богомоллов (отв. редактор) [и др.]. – Кемерово, 2025. – С. 109-1–109-5.
51. Клепанда А. С., Филиппов Е. Б., Черепенников Г. Б., Пашко П. В. Использование наружного воздуха в качестве источника низкопотенциальной теплоты для тепловых насосов // Холодильная техника. 1994. № 5. С. 27–29.
52. Кокорин, О. Я. Применение воздушных тепловых насосов в зданиях плавательных бассейнов и катков // АВОК. – 2013. – № 1. – С. 11–17.
53. Кокорин, О. Я. Установки кондиционирования воздуха. – М.: Машиностроение, 1978. – 264 с.
54. Кокорин, О. Я. Энергосберегающие технологии функционирования систем вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха (систем ВОК). – М.: Проспект, 1999. – 208 с.
55. Кошкин Н. Н., Стукаленко А. К., Бухарин Н. Н. Тепловые и конструктивные расчёты холодильных машин. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1976. – 464 с.
56. Краснов, Ю. С. Системы вентиляции и кондиционирования / Ю. С. Краснов. – М.: Термокул, 2004. – 373 с.
57. Литовский, Е. И. Промышленные тепловые насосы / Е. И. Литовский, Л. А. Левин. – М.: Энергоатомиздат – 1989. – 248 с.

58. Мартыновский В. С. Анализ действительных термодинамических циклов. – М.: Энергия, 1972. – 216 с.
59. Мартыновский В. С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов / Под ред. В. М. Бродянского. – М.: Энергия, 1979. – 288 с.
60. Мацевитый Ю. М., Братута Э. Г., Харлампики Д. Х., Тарасова В. А. Системно-структурный анализ пароконпрессорных термотрансформаторов / под общ. ред. Ю. М. Мацевитого; НАН Украины, Институт проблем машиностроения. Харьков, 2014. 269 с.
61. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант» – 2006. – 712 с.
62. Никитина В.А., Сулин А.Б., Муравейников С.С., Никитин А.А., Макатов К. Энергомоделирование и экспериментальная верификация режимов работы теплового насоса при утилизации теплоты вытяжного воздуха. Часть 1. Схемные решения и расчетная модель. Вестник Международной академии холода. 2023. № 4(89). С. 3-10.
63. Никитина В.А., Сулин А.Б., Муравейников С.С., Никитин А.А., Макатов К. Энергомоделирование и экспериментальная верификация режимов работы теплового насоса при утилизации теплоты вытяжного воздуха. Часть 2. Энергетические, экономические и экологические показатели. Вестник Международной академии холода. 2024. № 1(90). С. 43-49.
64. Овсянник А. В., Рыхтер О. Л., Мацко И. И., Бобович С. О. Перспективы применения теплонасосных технологий в теплофикационном комплексе // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. 2008. № 2. С. 47–58.
65. Пиир А. Э., Козак О. А., Кунтыш В. Б., Сухоцкий А. Б. Тепловой расчёт пластинчатых рекуператоров для систем вентиляции // Труды БГТУ. 2018. № 2. С. 236–243.
66. Петров М. М. Влияние хладагента на эксплуатационные показатели воздушного теплового насоса приточно-вытяжной вентиляционной установки // Вестник БГТУ им. В. Г. Шухова. 2026. № 5.

67. Петров М. М. Комплексное моделирование приточно-вытяжной установки со встраиваемым тепловым насосом // Вестник гражданских инженеров. 2025. № 5 (112). С. 77–89.

68. Пухкал В. А., Петров М. М. Утилизация теплоты в приточно-вытяжных установках с тепловым насосом. В сб.: Эффективность инженерных систем и энергосбережение: сборник статей международной научно-практической конференции, Брест, 19–20 октября 2023 г. / Министерство образования Республики Беларусь, Брестский государственный технический университет; под ред. В. Г. Новосельцева [и др.]. – Брест: Издательство БрГТУ, 2023. С. 92–100.

69. Пухкал В. А., Петров М. М. Энергоэффективность приточно-вытяжных установок со встроенным тепловым насосом // Строительство и техногенная безопасность. – 2023. № 1 S1. – С. 294–299.

70. Пухкал В. А., Петров М. М., Анисимов С. М., Цыганков А. В. Экспериментальное исследование теплового насоса // Вестник гражданских инженеров. 2025. № 1 (108). С. 92–100.

71. Рей Д. Тепловые насосы / Д. Рей, Д. Макмайкл. – М.: Энергоиздат – 1982. – 224 с.

72. Реев В. Г., Утум Д. С. Г. Расчёт цикла теплового насоса при различных источниках низкопотенциального тепла в условиях Арктики Республики Саха (Якутия) // Вестник Северо-Восточного федерального университета им. М. К. Аммосова. 2023. Т. 20, № 2. С. 25–34. DOI 10.25587/SVFU.2023.66.41.003

73. Розенфельд, Л. М. Примеры расчётов холодильных машин и аппаратов / Л. М. Розенфельд, А. Г. Ткачев, Е. С. Гуревич – М.: ГИТЛ – 1960. – 238 с.

74. Розенфельд, Л. М. Холодильные машины и аппараты 2-е изд., перераб. и доп. / Л. М. Розенфельд, А. Г. Ткачев. – М.: Госторгиздат. – 1960. – 656 с. (дважды учтена в исходном списке; оставляем один раз)

75. Романов В. В. Определение эксплуатационных параметров теплового насоса / В. В. Романов, А. И. Прохорова, О. А. Копылова, Г. И. Дерябин // Молодой учёный. – 2017. – № 26(160). – С. 37–40. – EDN YUNXWN.

76. РМД 23-16-2019 Рекомендации по обеспечению энергетической эффективности жилых и общественных зданий. Утверждён Комитетом по строительству от 02.04.2019 № 25-р. – Санкт-Петербург, 2019. – 158 с.

77. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2025689712 Российская Федерация. HeatPumpАН: № 2025689712; заявл. 28.08.2025; зарегистр. 30.10.2025; опубл. 30.10.2025 / Петров М. М., Пухкал В. А.; правообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет». – 1 с.

78. Сотников, А. Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции. Том I / А. Г. Сотников. – СПб.: 2005 – 504 с.

79. СП 131.13330.2025. Строительная климатология –.: Минрегион России. 2025. – 109 с.

80. СП 60.13330.2020. Свод правил. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. СНиП 41-01-2003: утверждён Минрегионом Российской Федерации 30.12.2020 № 921/пр: введён 01.07.2021. – Москва: ФГБУ НИИСФ РААСН, 2021. – 116 с.

81. Стефанов, Е. В. Вентиляция и кондиционирование воздуха / Е. В. Стефанов. – СПб.: АВОК «Северо-Запад», 2005. – 391 с.

82. Сулин, А.Б. Компрессионно-термоэлектрические системы охлаждения и термостатирования // Холодильная техника. – 2014. – № 12. С. 42-44.

83. Токменинов, К. А., Широченко, В. А. Перспективы и эффективность использования тепловых насосов // Вестник Белорусско-Российского университета. 2010. № 2. С. 93–100.

84. 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.

85. Цветков, Ю. Н., Аксёнов, С. С., Шульман, В. М. Судовые термоэлектрические охлаждающие устройства. Л.: Судостроение, 1972. 191 с.
86. Цветков, О. Б., Бараненко, А. В., Лаптев Ю. А. Энерго- и экологически эффективные технологии генерации холода и теплоты: монография / Олег Цветков, Александр Бараненко, Юрий Лаптев. – СПб.: Страта, 2018. – 292 с.
87. Черняков, Е. В. Сравнительный анализ систем вентиляции и кондиционирования воздуха в чистых помещениях и проблемы энергосбережения / Черняков Е. В. // Технология чистоты. – 2012. – №3. – С.25-28.
88. Чижмакова, В. Ю., Яковлев, И. В. Применение теплонасосных установок для утилизации теплоты вытяжного воздуха в плавательных бассейнах // Вестник Московского энергетического института. 2013. № 2. С. 31–38.
89. Чумак, И. Г. Холодильные установки / И. Г. Чумак, В. П. Чепуренко, С. Ю. Ларьяновский; Под ред. И. Г. Чумака. – М.: Агропромиздат, 1991. – 495 с.
90. Шаповалов, А. В., Кидун, Н. М., Никулина, Т. Н. Теплофизические свойства теплоносителей и их влияние на процесс теплообмена в теплопередающих теплообменных устройствах // Материалы I Всероссийской научной конференции с международным участием «Техносфера» (17–18 сентября 2024 г.). – ФГБОУ ВО «КубГТУ». – Краснодар: Издательский Дом – Юг, 2024. – С. 54–57.
91. Шаповалов, А. В., Кидун, Н. М., Никулина, Т. Н., Колмачева, П. С., Таран А. В. Влияние теплофизических свойств теплоносителей на процесс теплообмена в замкнутых двухфазных теплопередающих системах // Вестник ГГТУ им. П. О. Сухого. 2024. № 3 (98). С. 38–44.
92. Яковлев, И. В., Исхакова, А. М. Эффективность применения тепловых насосов типа «воздух-вода» в климатических условиях России // Теплоэнергетика. 2020. № 10. С. 38–47.
93. Яковлев И. В., Исхакова А. М., Парехина И. В. Энергоэффективность перехода на автономное теплоснабжение от воздушных теплонасосных установок

в климатических условиях России // Вестник Московского энергетического института. 2016. № 5. С. 105–112.

94. AirNED [Электронный ресурс] URL: <https://air-ned.com/tovar-406.html?ysclid=mlnj3bea74490595283> (дата обращения 15.02.2026)

95. Ballerini, V., Dongellini, M., Rossi di Schio, E., Valdiserri, P. Effect of real temperature data on the seasonal. Coefficient of performance of air source heat pumps // 38th UIT Heat Transfer International Conference. – 2021. P 8.

96. Bezrodny, M. K. The heat pump system for ventilation and air conditioning inside the production area with an excessive internal moisture generation / M. K. Bezrodny, T. O. Misiura // Eurasian Physical Technical Journal. – 2020. – Vol. 17, No. 2. – Pp. 78-86.

97. Bezrodny, M., Prytula, N., Tsvietkova, M. Efficiency of heat pump systems of air conditioning for removing excessive moisture // Achieves of thermodynamics. – 2019. – Vol. 40, No. 2. Pp. 151-165.

98. Besant, R., Simonson, C. Air-To-Air Energy Recovery // ASHRAE Journal. 2000. № 13031. Pp. 31–42.

99. Badri D., Toubanc C., Rouaud O., Havet M. Review on frosting, defrosting and frost management techniques in industrial food freezers // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2021. Vol. 151. 49 p.

100. Bagarella G., Lazzarin R., Noro M. Annual simulation, energy and economic analysis of hybrid heat pump systems for residential buildings // Applied Thermal Engineering. 2016. Vol. 99. Pp. 485–494.

101. Chan O. S., Attakorn A. Evaluation of a single stage heat pump performance by figure of merit. Energy Reports. №6, 2020. – Pp. 2735-2742.

102. Chawla J. M. Wärmeübergang und Druckverlust bei der Kaltmittelverdampfung im waagerechten Stromungsrohr // Che.-Ing.-Technik. 1968. V. 40. N5

103. Dantherm [Электронный ресурс] URL: <https://dantherm.com.ru/?ysclid=mlnj8x4ydw475126441> (дата обращения 08.01.2026)

104. Ding S., Zhen W., Bing F. Aerosols from speaking can linger in the air for up to nine hours // *Building and Environment*. 2021. Pp. 320-331.
105. Doretto L., Martelletto F., Mancin S. Numerical analyses of concrete thermal energy storage systems: effect of the modules' arrangement // *Energy Reports*. 2020. Vol. 6. Pp. 199–214.
106. El-Meniawy S. A. K., Watson F. A., Holland F. A. A study of the operating characteristics of a water-to-water heat pump system using R22 // *Journal of Heat Recovery Systems*. 1981. Vol. 1 (3). Pp. 209–217.
107. Gustafsson M., Dermentzis G., Myhren J. A., Bales C., Ochs F., Holmberg S., Feist W. Energy performance comparison of three innovative HVAC systems for renovation through dynamic simulation // *Energy and Buildings*. 2014. Pp. 512–519.
108. *Heat Pipes: Theory, Design and Applications* / H. Jouhara [et al.]. – Butterworth Heinemann, Oxford. 7th Edition, 2023. – 352 p.
109. Huang R., Li Z., Hong W., Wu Q., Yu X. Experimental and numerical study of PCM thermophysical parameters on lithium-ion battery thermal management // *Energy Reports*. 2020. Vol. 6. P. 8–19.
110. Kny, M., Mazanec, V., Adamovsky, D., Vcelak, J. Air Handling Unit with Heat Pump // *Central Europe towards Sustainable Building*. – 2019. 8 p.
111. Littlewood J., Smallwood I. One year temperature and heat pump performance for a micro-community of low Carbon dwellings // *Energy Procedia*. March 2017. Pp. 387–396.
112. Mikola, A., Koiv, T. The Efficiency Analysis of the Exhaust Air Heat Pump System // *Engineering*. 2014. Vol.6. – No.13. Pp. 1037-1045.
113. Pacak A., Jedlikowski A., Karpuk M., Anisimov S. Analysis of power demand calculation for freeze prevention methods of counter-flow heat exchangers used in energy recovery from exhaust air // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019. Vol. 133. Pp. 842-860.
114. Peter C., Laurance S. Net zero in the heating sector: Technological options and environmental sustainability from now to 2050 // *Energy Conversion and Management*. 2021. 13 p.

115. Peter C. S. Performance and control of a CO<sub>2</sub> dual source solar assisted heat pump with a photovoltaic-thermal evaporator // *Energy Conversion and Management*. 2023. 11 p.
116. Pierry B, Review S. F., Svenska A. B. Flaktfabriken. – Stockholm, Sweden, 1955.
117. Pysly P., Kurnitski J. Measured performance of exhaust air heat pumps in Finnish apartment buildings // *Cold Climate HVAC & Energy 2021*. 2021. 7 p.
118. Sheng Z., Weigeng Y., Zhang L. Integrated system of exhaust air heat pump and advanced air distribution for energy-efficient provision of outdoor air // *Applied Thermal Engineering*. 2023. 14 p.
119. Sokleng S., Tanongkiat K., Thoranis D. Evaluation of Single Stage Heat Pump Performance with Pure and Zeotropic Refrigerants by Modified Figure of Merit. *Proceedings of the 13th TSME International Conference on Mechanical Engineering 2023*. 2023. – Pp. 090001-1–090001-10
120. Stephan K. Btitrag zur Termodynamikdes Wärmeüberganges beim Seiden. *Abh. Des DKV N.18*, Verlag C. F., Muller, Karlsruhe 1964. sowie. *Chem.-Ing.-Technik* 35 (1963) N.11
121. Systemair [Электронный ресурс] URL: <https://systemy-rus.ru/?ysclid=mlnj6v4s6x536374778> (дата обращения 24.12.2025)
122. The European Heat Pump Association [Электронный ресурс] URL: [https://www.ehpa.org/press\\_releases/record-growth-for-europes-heat-pump-market-in-2021/](https://www.ehpa.org/press_releases/record-growth-for-europes-heat-pump-market-in-2021/) (дата обращения 14.06.2023)
123. Zanettyi, E., Azzolin, M., Giroto, S., Del Col, D. Performance and control of a CO<sub>2</sub> dual source solar assisted heat pump with a photovoltaic-thermal evaporator // *Applied Thermal Engineering*. – 2023. 15 p.
124. Ziganshin A. M., Logachev K. I., *Vortex Ventilation: Shaped Units of Energy-Saving Ventilation Systems* // CRC Press. – 2026. 54 p.



Общество с ограниченной ответственностью  
«ЭКСПЕРТ-ПРОЕКТ»

Общество с ограниченной ответственностью «ЭКСПЕРТ-ПРОЕКТ»  
Юр. адрес: 192012, г. Санкт-Петербург, пр. Обуховской Обороны, дом № 120, литер К, оф. 508  
ИНН 7811756506 КПП 781101001  
ОГРН 1217800031129

## СПРАВКА

об использовании результатов диссертационной работы

**Петрова Михаила Михайловича**

Настоящим подтверждаем, что результаты работы «Оценка эффективности утилизации теплоты в системах вентиляции с использованием тепловых насосов» аспиранта ФГБОУ ВО СПбГАСУ Петрова Михаила Михайловича использованы в практической деятельности в области инженерного проектирования ООО «ЭКСПЕРТ-ПРОЕКТ».

Математическая модель, методика расчета и программный комплекс HeatPumpАН были применены, в частности, для технико-экономического (сравнительного) анализа проектных решений, а также уточнения проектных показателей при обработке приточного воздуха в центральных установках кондиционирования воздуха с утилизатором «воздух-воздух» и встраиваемым охладителем прямого кипения.

Положительным эффектом от применения Методики и программного комплекса HeatPumpАН можно считать сокращение времени и трудозатрат при проведении расчетно-аналитической работы и уменьшение влияния человеческого фактора на возможные ошибки при проектировании систем кондиционирования.

Генеральный директор  
ООО «ЭКСПЕРТ-ПРОЕКТ»

28.04.2026



*Королев Д. В.*  
Королев Д. В.



МИНОБРНАУКИ РОССИИ  
Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Санкт-Петербургский государственный  
архитектурно-строительный университет»  
(СПбГАСУ)

ул. 2-я Красноармейская, д. 4, Санкт-Петербург, 190005

24.06.2026 № 2А-ОД-07

о внедрении научных результатов  
диссертации в образовательный процесс

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по образовательной  
деятельности

 С.В. Михайлов

ИЮНЯ 2026 г.



АКТ

**о внедрении научных результатов диссертации в образовательный процесс**

На основании решения Учебно-методической комиссии факультета инженерной экологии и городского хозяйства (Протокол от 19.06.2026 №9) научные результаты диссертации «Оценка эффективности утилизации теплоты в системах вентиляции с использованием тепловых насосов» на соискание ученой степени кандидата технических наук Петрова Михаила Михайловича, аспиранта кафедры теплогазоснабжения и вентиляции, в виде программы «HeatPumpАН» (свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2025689712) внедрены в образовательный процесс обучающихся по основной профессиональной образовательной программе 08.03.01 Строительство, профиль Теплогазоснабжение и вентиляция.

Председатель  
учебно-методической комиссии



Д.В. Ульрих

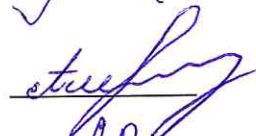
Секретарь  
учебно-методической комиссии



М.Н. Брюхов

СОГЛАСОВАНО

Начальник УМУ



Е.Б. Александрова

Начальник УНР



М.В. Аверина

# РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2025689712

**HeatPumpАН**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» (RU)*

Авторы: *Петров Михаил Михайлович (RU), Пухкал Виктор Алексеевич (RU)*

Заявка № **2025682758**

Дата поступления **28 августа 2025 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **30 октября 2025 г.**

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов





ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА  
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ГОСУДАРСТВЕННАЯ РЕГИСТРАЦИЯ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ЭВМ

Номер регистрации (свидетельства): <a href="#">2025689712</a>	Авторы: <b>Петров Михаил Михайлович (RU), Пужкал Виктор Алексеевич (RU)</b>
Дата регистрации: <b>30.10.2025</b>	Правообладатель: <b>Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский государственный архитектурно- строительный университет» (RU)</b>
Номер и дата поступления заявки: <b>2025682758 28.08.2025</b>	
Дата публикации и номер бюллетеня: <a href="#">30.10.2025</a> Бюл. № <a href="#">11</a>	

Название программы для ЭВМ:  
**HeatPumpАН**

**Реферат:**

Программа разработана на алгоритмическом языке Python для расчета приточно-вытяжных вентиляционных установок и центральных кондиционеров со встраиваемым воздушным тепловым насосом различных схем установок. Она включает в себя модули для расчета параметров цикла теплового насоса, его теплообменников, утилизаторов вентиляционных установок, коэффициентов теплоотдачи, теплофизических свойств хладагентов и внешних сред, таких как воздух. Основной задачей разработанной программы является моделирование работы приточно-вытяжной установки со встраиваемым тепловым насосом на диапазоне наружных температур воздуха, соответствующей территории объекта капитального строительства. Программа позволяет проводить анализ не только параметров холодильного цикла, но и его теплообменников с учетом изменения параметров воздушных потоков в приточно-вытяжной установке. Тип ЭВМ: ПК (x86-64); ОС: Windows.

**Язык программирования:** Python

**Объем программы для ЭВМ:** 27 КБ