

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

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2026 г.

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет»

Научный руководитель: **Пухкал Виктор Алексеевич**,
кандидат технических наук, доцент.

Официальные оппоненты: **Зиганшин Арслан Маликович**,
доктор технических наук, доцент,
ФГБОУ ВО «Казанский государственный
архитектурно-строительный университет»,
кафедра информационных систем
и технологий в строительстве,
заведующий;

Киборт Иван Дмитриевич,
кандидат технических наук, доцент,
ФГБОУ ВО «Ухтинский государственный
технический университет»,
кафедра архитектуры и строительства,
заведующий.

Ведущая организация: **ФГАОУ ВО «Национальный
исследовательский университет ИТМО».**

Защита состоится «29» сентября 2026 года в 15:00 на заседании диссертационного совета 24.2.380.03 при ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» по адресу: 190005, Санкт-Петербург, ул. 2-я Красноармейская, д. 4, аудитория 220.

Тел./факс (812) 316-58-72. E-mail: rector@spbgasu.ru

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» и на сайте <https://dis.spbgasu.ru/specialtys/personal/petrov-mihail-mihaylovich>

Автореферат разослан «16» июля 2026 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Пухкал В.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

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 зависимости от периода года его необходимо либо нагревать, либо охлаждать. В итоге системы вентиляции являются одним из основных потребителей как электрической, так и тепловой энергии. Современная законодательная база Российской Федерации обязывает при проектировании инженерных систем реализовывать технические решения, обеспечивающие их высокую энергоэффективность. Одним из перспективных направлений в области энергосбережения является применение в системах вентиляции тепловых насосов (ТН), для которых низкопотенциальным источником выступает удаляемый вентиляционный воздух.

Основная сложность внедрения такого оборудования связана с высокими капитальными затратами. При этом производители вентиляционного оборудования не предоставляют никакой расчетной документации, методик и программных комплексов для проектирования воздушных тепловых насосов, за исключением программ подбора серийного оборудования.

Таким образом, применение тепловых насосов в приточно-вытяжных установках, создание методик расчета и инженерного программного обеспечения позволит улучшить технико-экономические показатели внутренних инженерных систем.

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. Харлампида, В.А. Тарасова и др.

Цель и задачи исследования. Цель работы – оценка и повышение эффективности систем утилизации теплоты удаляемого вентиляционного воздуха путем применения парокомпрессионных тепловых насосов в системах вентиляции и кондиционирования воздуха.

Задачи исследования:

- анализ опыта применения и проектирования парокомпрессионных тепловых насосов в системах вентиляции и кондиционирования воздуха;
- 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.

Гипотеза исследования: 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 и пункт 4.

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 парокомпрессионного 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 парокомпрессионного теплового насоса от модифицированного показателя качества хладагента.

Теоретическая значимость работы состоит в установлении закономерностей, описывающих рабочий цикл одноступенчатых парокомпрессионных 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 проектирования и учебный процесс: ООО «ЭКСПЕРТ-ПРОЕКТ» (Справка об использовании результатов диссертационной работы от 28.04.2026 г.); ФГБОУ ВО СПбГАСУ (Акт о внедрении научных результатов диссертации в образовательный процесс от 24.06.2026 г.).

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

Положения, выносимые на защиту:

1. Математическая модель совместной работы приточно-вытяжной установки и встраиваемого воздушного теплового насоса;

2. Результаты экспериментального исследования работы одноступенчатого парокомпрессионного теплового насоса. Критериальная зависимость действительного коэффициента преобразования одноступенчатого парокомпрессионного 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. Основные результаты работы докладывались на 76-й научной конференции профессорско-преподавательского состава и аспирантов университета (СПбГАСУ, 2022), LXXVI Региональной научной конференции «Актуальные проблемы современного строительства» (СПбГАСУ, 2023), Международной конференции «Эффективность инженерных систем и энергосбережения» (г. Брест, 2023), VI Международной конференции «Методология безопасности среды жизнедеятельности. Архитектура и строительство (г. Симферополь, 2023), LXXVIII Международной конференции «Архитектура – Строительство – Транспорт – Экономика» (СПбГАСУ, 2024), Международной конференции «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии» (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 государственная регистрация программы для ЭВМ.

Структура и объем диссертационной работы. Диссертация состоит из введения, 5-ти 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.

Во введении обоснована актуальность проводимых исследований, сформулированы цель и задачи; определена научная новизна.

В первой главе обобщены результаты исследований в области трансформации теплоты посредством тепловых насосов (ТН); проведен анализ существующих методик расчета воздушных тепловых насосов; рассмотрены особенности утилизации теплоты в приточно-вытяжных вентиляционных установках с воздушным ТН с учетом различного расположения элементов холодильной машины; обобщены результаты экспериментальных исследований зарубежных авторов и получена зависимость, определяющая влияние температуры поверхности испарителя и влагосодержания охлаждаемого воздуха на инееобразование.

Во второй главе приведено описание разработанной математической модели системы утилизации теплоты на базе воздушного ТН; предложены аппроксимирующие зависимости для определения энтальпии и энтропии различных хладагентов в области перегретого пара; приведено описание структуры разработанного программного комплекса HeatPumpАН и алгоритма совместного расчета приточно-вытяжной установки (ПВУ) с утилизатором «воздух-воздух» и воздушным ТН, в основу которого положена разработанная математическая модель; рассмотрены основные зависимости, описывающие обратный термодинамический цикл.

В третьей главе рассмотрено влияние изменения температур наружного и вытяжного воздуха, расхода воздуха, рабочего тела на коэффициент преобразования энергии (КПЭ), а также их влияние на эксплуатационные и энергетические показатели ПВУ различной компоновки; рассмотрен метод оценки энергетической эффективности ПВУ со встраиваемым воздушным ТН с применением коэффициента утилизации (КУ); даны рекомендации по проектированию ПВУ со встраиваемыми воздушными ТН.

В четвертой главе изложены результаты натурного исследования и продемонстрирована схема лабораторной установки; проведено сравнение результатов эксперимента и математического моделирования; на основе экспериментального исследования получена обобщенная критериальная зависимость КПЭ от критерия Клаузиуса; на основе математического моделирования выведена критериальная зависимость КПЭ от критерия

Клаузиуса и предлагаемого температурного симплекса; предложен модифицированный показатель качества хладагента (FOM^*), позволяющий проводить оценку коэффициента преобразования энергии с учетом свойств выбранного хладагента без расчета цикла ТН.

В пятой главе выполнена оценка экономической целесообразности внедрения воздушного ТН в ПВУ в зависимости от климатических условий объекта капитального строительства; сформулированы условия рационального применения ПВУ со встраиваемым воздушным ТН, получены данные о сроках окупаемости внедрения воздушных ТН в вентиляционные установки.

В заключении указаны основные выводы диссертационной работы. Описаны способы повышения эффективности систем утилизации на базе воздушного ТН. Обозначены перспективы дальнейших исследований по развитию численных моделей нестационарных режимов и защиты от обледенения теплообменных аппаратов ТН.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИССЕРТАЦИИ, ВЫНОСИМЫЕ НА ЗАЩИТУ

1. Математическая модель совместной работы приточно-вытяжной установки и встраиваемого воздушного теплового насоса.

Для анализа эффективности утилизации тепловой энергии удаляемого вентиляционного воздуха путем применения парокompрессионных тепловых насосов в приточно-вытяжных вентиляционных установках и центральных кондиционерах разработана математическая модель.

Базовые зависимости цикла теплового насоса имеют вид зависимостей (1) – (3):

$$q_T = Q_0 + (L_{сж} / \eta_e); \quad (1)$$

$$q_0 = G_x \cdot (h_i - h_{ii}); \quad (2)$$

$$K_{ТН} = \frac{q_T}{(L_{сж} / \eta_e)}, \quad (3)$$

где q_T и q_0 – тепло- и холодопроизводительность ТН, кДж; h_i и h_{ii} – энтальпия хладагента на входе и выходе компрессора, кДж/кг; G_x – массовый расход рабочего тела, кг/ч; $L_{сж}$ – работа адиабатного сжатия, кДж; η_e – КПД компрессора; $K_{ТН}$ – коэффициент преобразования энергии ТН.

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 представлены в следующем виде:

$$m_n \cdot c_{p,n} \cdot \frac{dT_n}{d\tau} = Q_2 - Q_x; \quad (4)$$

$$m_k \cdot c_{p,k} \cdot \frac{dT_k}{d\tau} = Q_x - Q_1. \quad (5)$$

В основе разработанных математических моделей лежат уравнения теплового баланса для установившегося режима работы (6) – (9):

$$Q = G_1 \cdot C_1 \cdot (t_{11} - t_{12}) = G_x \cdot (h_3 - h_4) + r \cdot (1 - x_{x2}); \quad (6)$$

$$Q = G_2 \cdot C_2 \cdot (t_{21} - t_{22}) = G_x \cdot (h_2 - h_5) + r \cdot (1 - x_{x1}); \quad (7)$$

$$Q = G_1 \cdot \rho_1 \cdot C_1 \cdot (t_{11} - t_{12}) = G_2 \cdot \rho_2 \cdot (h_{21} - h_{22}); \quad (8)$$

$$Q = K \cdot F \cdot \frac{\theta_{\max} - \theta_{\min}}{\ln(\theta_{\max} / \theta_{\min})}, \quad (9)$$

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

В общем случае коэффициент теплопередачи, K , отнесенный к гладкой поверхности, F , теплообменного аппарата ТН определяется согласно зависимости (10), а площадь его поверхности по (11):

$$K = \left\{ F / a_2 \cdot [1 - (1 - E) \cdot \Psi] \varphi F_p + 1 / a_1 + \Sigma R \right\}^{-1}; \quad (10)$$

$$F = \frac{A \cdot B}{S_v \cdot S_n} \cdot \left[2 \cdot (S_v \cdot S_v - 0,786 \cdot d_o^2) + \pi \cdot d_o \cdot (S_p - \delta_n) \right] \quad (11)$$

где a – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); E – тепловая эффективность ребер; Ψ – отношение поверхности ребер ко всей оребренной поверхности; φ – коэффициент оребрения; F_p – площадь поверхности теплообмена, несущей ребра, м²; ΣR – сумма термических сопротивлений, (м²·К)/Вт; A и B – ширина и высота теплообменного аппарата, м; S_v и S_g – вертикальный и горизонтальный шаг пучка, м; S_n – шаг пластин, м; d_o – наружный диаметр трубки теплообменника, м; δ_n – толщина пластин, м.

Расчет коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи в конденсаторе с медными трубками осуществляется с использованием зависимостей (12) – (16) и (17):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{a_B} \cdot \frac{d_{in}}{d_o} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \cdot \frac{d_{in}}{d_{cp}} + \frac{1}{a_a}}; \quad (12)$$

$$a_B = 22,35 \cdot (vp)^{0,703} \cdot (S_p)^{0,121}; \quad (13)$$

$$a_x = a_n \cdot \varepsilon_{3M} = 0,25 \cdot a_n \cdot q_a^{0,15}; \quad (14)$$

$$a_n = C \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot l \cdot \theta_x}}; \quad (15)$$

$$q_B = (\theta - \theta_x) \cdot K_q; \quad (16)$$

$$q_x = 0,5081 \cdot \left(\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3}{\mu \cdot d_{in}} \right)^{0,2875} \cdot \theta_x^{0,8625}, \quad (17)$$

где C – коэффициент (для горизонтальной поверхности равен 0,72); θ_x – разность температур конденсации и стенки.

В рассматриваемой математической модели расчет воздушного конденсатора основывается на решении зависимости:

$$a_n = 0,56 \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3}{\mu \cdot d_{in} \cdot \theta_a}} \dots \quad (18)$$

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

$$d_a^{нуж} = S^{лок} \cdot (1-x)^{0,1} \cdot \frac{(vp)^{0,1} \cdot q_a^{0,7}}{(d_{in})^{0,5}}; \quad (19)$$

$$S = 2,059 \cdot \frac{\lambda_{ж}^{0,6} \cdot (r \cdot 1,4 \cdot 10^{-6} \cdot \rho_n)^{0,133}}{g^{0,2} \cdot T_E^{0,4} \cdot \sigma^{0,3} \cdot (1,16) \cdot d_*^{0,266} \cdot \rho_{ж}^{0,233}}; \quad (20)$$

$$d_* = 0,722 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{ж}}{g \cdot (\rho_{ж} - \rho_n)}}; \quad (21)$$

$$d_a^{коп} = \frac{0,935 \cdot 10^{-3} \cdot \lambda_{ж} \cdot x \cdot \left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_n} \right) Re_f^{0,82} Fr_f^{0,47} \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_n} \right)^{0,6}}{d_{in} \cdot (1-x)} \left[1 - \left(1 + \frac{1-x}{x \cdot \varepsilon \cdot \frac{\rho_{ж}}{\rho_n}} \right)^{-0,5} \right]^{-1}; \quad (22)$$

$$\varepsilon = 62 \cdot \frac{1-x}{x \cdot \frac{\mu_{ж}}{\mu_n}} \cdot (Re_f \cdot Fr_f)^{-0,166} \cdot \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_n} \right)^{-0,9}; \quad (23)$$

$$Re_a = \frac{(vp) \cdot (1-x) \cdot d_{in}}{\mu_{ж}}; \quad (24)$$

$$Fr_a = \frac{(vp)^2 \cdot (1-x)^2}{\rho_{ж}^2 \cdot g \cdot d_{in}}. \quad (25)$$

Для апробации вышеизложенной методики (19)–(25) был проведен расчет для хладагентов R22 и R12 в граничных условиях уравнения С.Н. Богданова. В первом случае отклонение от значения, полученного по зависимости С.Н. Богданова, составило 4,9 %, а во втором 5,5 %. Вышеприведенные зависимости позволяют проводить расчет средних коэффициентов теплоотдачи для других азеотропных и слабозеотропных хладагентов.

Традиционный расчет цикла ТН сводится к графоаналитическому методу решения задачи, однако такой способ является малоприменимым для комплексного анализа и прогнозирования работы холодильной машины на широком диапазоне исходных данных, так как связан с высокими трудозатратами. В связи с этим для расчета энтальпии и энтропии хладагента в зоне перегретого пара получены аппроксимирующие зависимости для различных хладагентов (R134a, R22, R32, R152a, R410a):

$$h = (A \cdot S_2 - B) \cdot P_{и,к}^{C \cdot S_2 - D} \quad (26)$$

$$S_2 = A + B \cdot t_2 + C \cdot P_{и}^2 - D \cdot P_{и} \quad (27)$$

где S_2 – энтропия перегретого пара на входе в компрессор, кДж/(кг·К); A, B, C, D – численные значения, определенные для каждой зависимости; t_2 – температура перегретого пара на входе в компрессор, °С.

В число основных возможностей разработанной модели входят:

- совместный расчет приточно-вытяжной установки с утилизатором «воздух-воздух» и воздушным ТН, позволяющий определить их энергетические и эксплуатационные характеристики;
- сравнение эксплуатационных и энергетических параметров работы вентиляционных установок различных компоновок. Среди таких параметров можно выделить: энергопотребление компрессора ТН и вентиляторов вентиляционной установки, действительный КПЭ, аэродинамическое сопротивление элементов установки, удельные нагрузки теплообменных аппаратов ТН, удельная объемная теплопроизводительность;
- сравнение эксплуатационных и энергетических параметров работы вентиляционных установок в зависимости от применяемого хладагента.

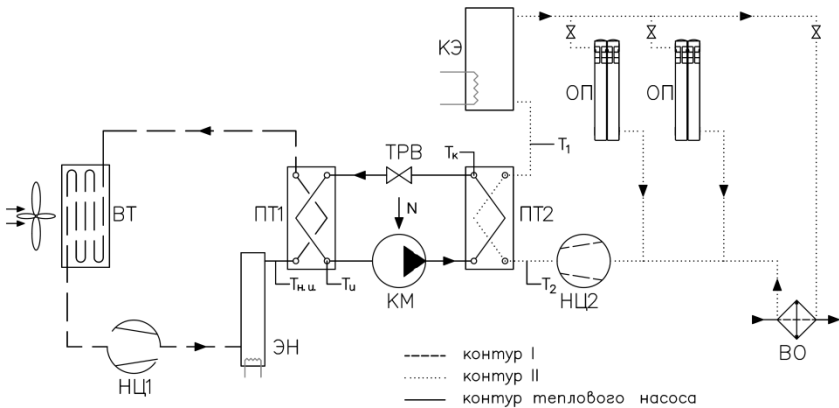
2. Результаты экспериментального исследования одноступенчатого парокompрессионного теплового насоса. Критериальная зависимость действительного коэффициента преобразования одноступенчатого парокompрессионного теплового насоса от критерия Клаузиуса.

Для проверки адекватности выбранной математической модели, баз данных и программного кода, описывающих работу обратного термодина-

мического цикла, проведено экспериментальное исследование работы теплового насоса. Экспериментальная установка размещена в обогреваемом помещении, что обеспечивает стабильные условия для проведения испытаний. Стенд представлен на рисунках 1 и 2.



Рисунок 1 – Экспериментальный стенд «Тепловой насос»



BT - воздушный теплообменник; ПТ1 - испаритель ТН; ПТ2 - конденсатор ТН; ВО - теплообменник вода-воздух; НЦ1 - циркуляционный насос контура I; НЦ2 - циркуляционный насос контура II; ЭН - электронагреватель; КЭ - котел электрический; КМ - компрессор ТН; TPB - терморегулирующий клапан; ОП - отопительный прибор

Рисунок 2 – Принципиальная схема экспериментального стенда

В качестве низкопотенциального источника теплоты выступает внутренний воздух помещения. В воздушном теплообменнике первого контура теплоноситель отбирает тепловую энергию от внутреннего воздуха помещения и передаёт её рабочему телу в испарителе теплового насоса (ПТ1). В конденсаторе теплового насоса (ПТ2) теплота передается теплоносителю II-го циркуляционного контура и далее отводится в помещение отопительными приборами (ОП) и водо-воздушным теплообменником (ВО). Для циркуляции теплоносителей служат насосы (Н1 и Н2). Изменение параметров теплоносителя I-го контура производится с помощью регулируемого электрического нагревателя (ЭН), а II-го контура – электрического котла (КЭ). Рабочее тело в цикле теплового насоса - хладагент R134a.

Для корректной оценки эффективности применения ТН в системах вентиляции требуется использовать расчётные зависимости, учитывающие влияние термодинамических свойств хладагента на энергетические показатели работы теплонасосной установки. Для определения действительного $K_{\text{тн}}$ О.Ш. Везиришвили в своих исследованиях предложил применять зависимость, связывающую КПЭ теплового насоса с критерием Клаузиуса (безразмерной величиной, отражающей термодинамические свойства хладагента и его параметры в испарителе и конденсаторе). Такая зависимость для хладагента R134a получена при обработке экспериментальных данных в виде (рисунок 3):

$$K_{\text{тн}} = A \cdot Cl^B; \quad (28)$$

$$K_{\text{тн}} = 2,546 \cdot Cl^{0,357}; \quad (29)$$

$$Cl = \frac{r_k}{c_p \cdot (T_k - T_n)}, \quad (30)$$

где A и B – экспериментально определяемые численные значения; Cl – критерий Клаузиуса.

При исследовании температура кипения хладагента варьировалась от -5 до $+10$ °С, а конденсации – от 50 до 60 °С. Значения критерия Клаузиуса находились в диапазоне: $1,65 \div 1,95$.

На рисунке 3 представлено сравнение результатов моделирования и экспериментального исследования. Отклонение значений $K_{\text{тн}}$, рассчитанных по предложенной математической модели, от экспериментальных данных составило не более 1 % на исследуемом диапазоне критерия Клаузиуса.

Критериальный вид зависимости (29) позволяет применить её для различных хладагентов, например, для современных хладагентов R407C, R404A, R410A и др.

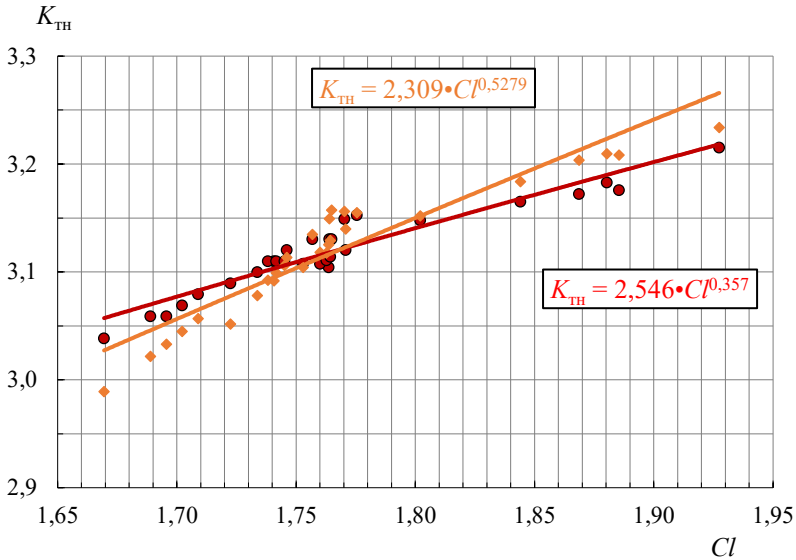


Рисунок 3 – Зависимости действительного коэффициента преобразования энергии от критерия Клаузиуса; оранжевые точки – обобщенные данные, полученные математическим моделированием; красные – обобщенные данные, полученные в процессе эксперимента

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

В результате расчета по предложенной математической модели получены зависимости КПЭ от параметров хладагента. В частности, от разности между температурами конденсации и испарения. Также подтверждено влияние критической температуры на эффективность цикла ТН, отмеченное при экспериментальных исследованиях. В ходе проведения лабораторного и численного экспериментов было установлено, что предельная температура хладагента оказывает существенное влияние на величину действительного КПЭ. В результате чего сделан вывод, что при проектировании утилизаторов теплоты на базе воздушного ТН необходимо учитывать критическую температуру наравне с удельной массовой теплоемкостью и удельной теплотой парообразования.

По результатам моделирования получена зависимость $K_{ТН}$ от разности температур насыщения хладагента (рисунок 4).

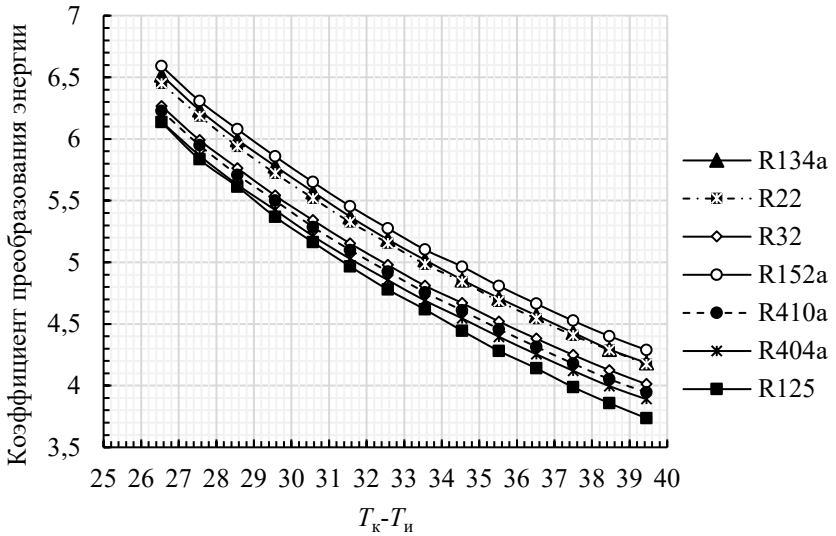


Рисунок 4 – Зависимость КПЭ от разности температур T_k и T_i

Для оценки свойств хладагентов используется, так называемый «показатель качества хладагента» (FOM – Figure of Merit):

$$FOM = Ja^n \cdot \left(\frac{T_k - T_i}{T_k} \right); \quad (31)$$

$$Ja = \frac{c_p \cdot (T_k - T_i)}{r_k}, \quad (32)$$

где Ja – критерий Якобса; $n = 0,1$ – показатель степени; T_k – температура конденсации, К; T_i – температура испарения, К.

Зависимость (31) не учитывает влияние критической температуры хладагента, что ограничивает ее применение в условиях высоких температур насыщения в конденсаторе. Поэтому предлагается ввести модифицированный показатель качества хладагента FOM^* , равный произведению критерия Клаузиуса и температурного симплекса, $\theta = \frac{T_k - T_i}{T_{кр}}$.

$$FOM^* = Cl^n \cdot \left(\frac{T_k - T_i}{T_{кр}} \right) \quad (33)$$

$$FOM^* = Cl^n \cdot \theta$$

где $T_{кр}$ – критическая температура хладагента, К; $\theta = \frac{T_k - T_n}{T_{кр}}$ – температур-

ный симплекс, К.

В результате математического моделирования воздушных тепловых насосов, работающих на азеотропных хладагентах R134a, R22, R32, R152a, R125 и слабоазеотропных R410a и R404a было определено значение $n = 0,1$ для зависимости (33).

Взаимосвязь между коэффициентом преобразования энергии и FOM^* получена в виде полинома второй степени:

$$K_{тн} = 540,95 \cdot FOM^{*2} - 178,22 \cdot FOM^* + 17,476 \quad (34)$$

Эффективность теплового насоса можно оценить по рассчитанному значению FOM^* для хладагента только на основании данных о свойствах рабочих тел. На рисунке 5 представлено сравнение корреляций FOM и FOM^* с КПЭ.

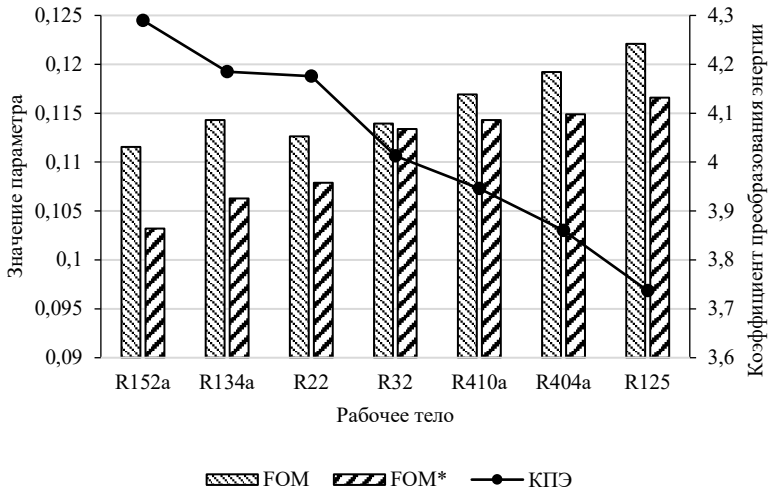


Рисунок 5 – Корреляция между КПЭ, FOM и FOM^* при разности температур $T_k - T_n = 40$ К

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. Определяя 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.

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

Для анализа эффективности утилизации теплоты посредством встраиваемого воздушного ТН были рассмотрены компоновки установок, представленные на рисунке 6. В результате чего получены зависимости, описывающие работу таких приточно-вытяжных установок.

Компоновки «а» и «б» идентичны по комплектации; они имеют в своем составе ТН и утилизатор «воздух-воздух». Отличительная особенность компоновки «б» от «а» заключается в расположении компрессорно-испарительного агрегата. Такое решение позволяет решить проблему обледенения испарителя. Компоновка «в» имеет в своем составе только встраиваемый воздушный ТН способный работать, как в режиме нагрева, так и охлаждения. Компоновка «г» представляет собой классическую вентиляционную установку без встраиваемого воздушного ТН, а утилизация теплоты осуществляется с помощью пластинчатого воздуховоздушного теплообменника.

При внедрении ТН в приточно-вытяжную установку эффективность утилизации возрастает до 30 %, однако при такой комплектации необходимо учитывать все последствия от такого внедрения. В частности, кратно увеличивается аэродинамическое сопротивление. В связи с чем, показателем, определяющим стоимость эксплуатации ПВУ с ТН, является потребляемая электрическая мощность. Данные об электрической нагрузке элементов установки компоновки «а» для максимальной производительности по приточному и вытяжному воздуху 5000 м³/ч представлены на рисунке 7.

Математическое моделирование показало, что выбор хладагента оказывает существенное влияние на эффективность цикла ТН наравне с такими параметрами, как температуры низко- и высокопотенциальной среды, расход воздух и технические характеристики элементов приточно-вытяжной установки со встраиваемым ТН (рисунки 8 и 9).

Для компоновки «а» при снижении температуры наружного воздуха, происходит снижение КПЭ. В компоновке «б» при снижении температуры наружного воздуха параметры хладагента в конденсаторе снижаются и приближаются к параметрам в испарителе. Это приводит к снижению степени сжатия в компрессоре и уменьшению потребляемой энергии компрессором и КПЭ растет.

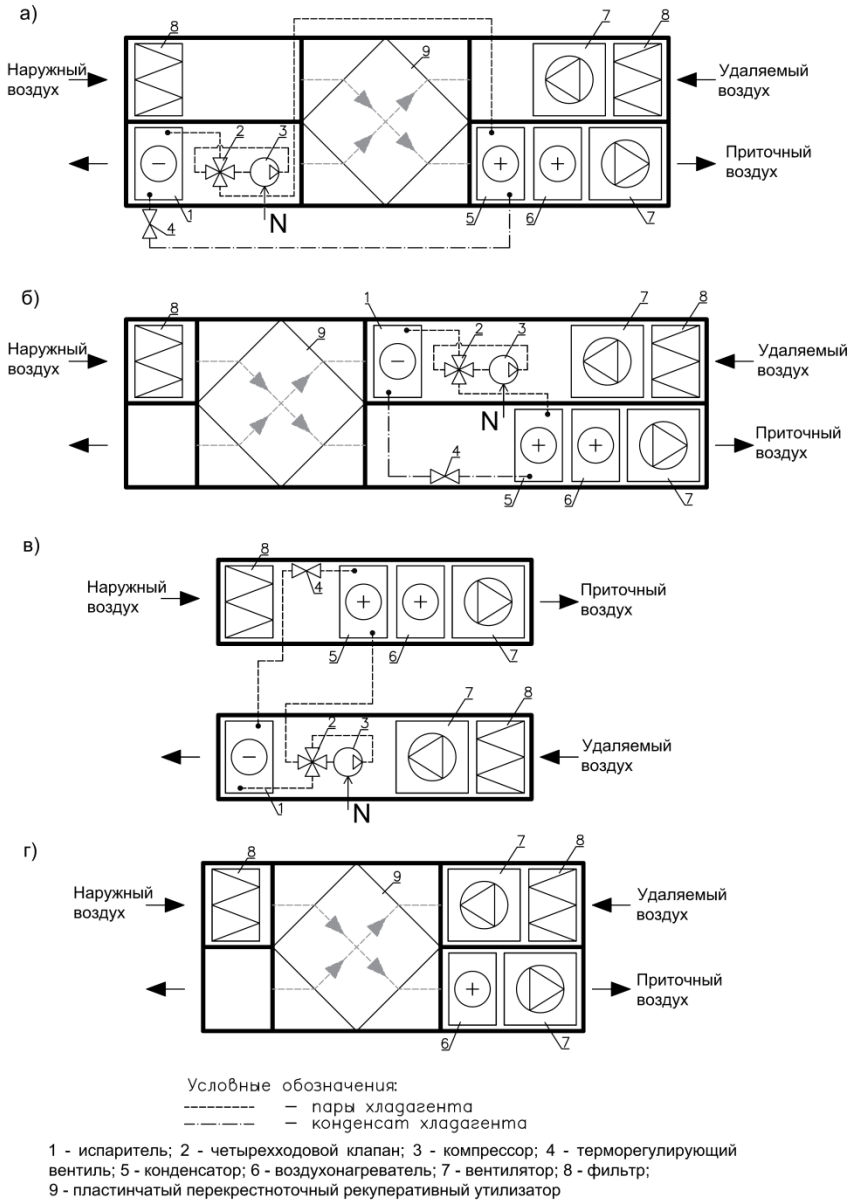


Рисунок 6 – Компоновки приточно-вытяжных установок

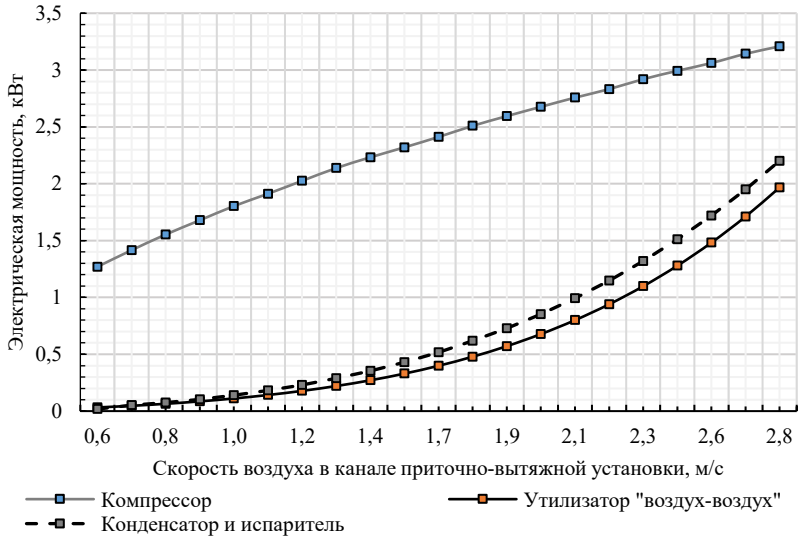


Рисунок 7 – Зависимость потребляемой электрической энергии от скорости воздуха для компоновки «а»

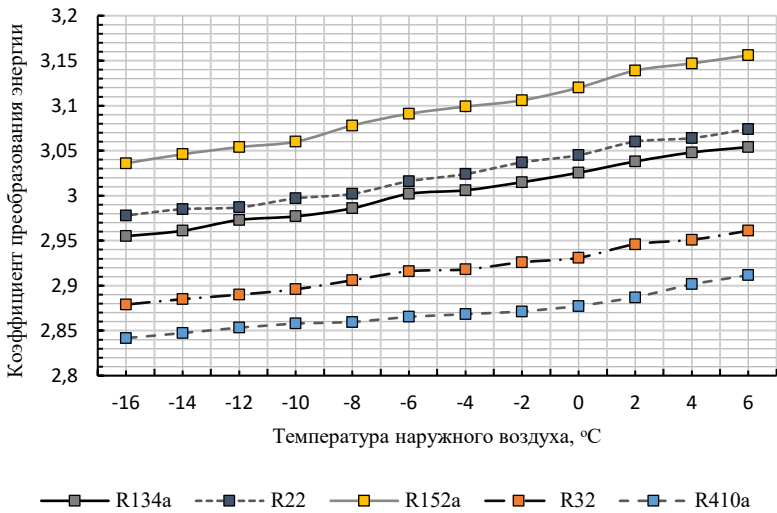


Рисунок 8 Зависимость КПЭ от температуры наружного воздуха для компоновки «а»

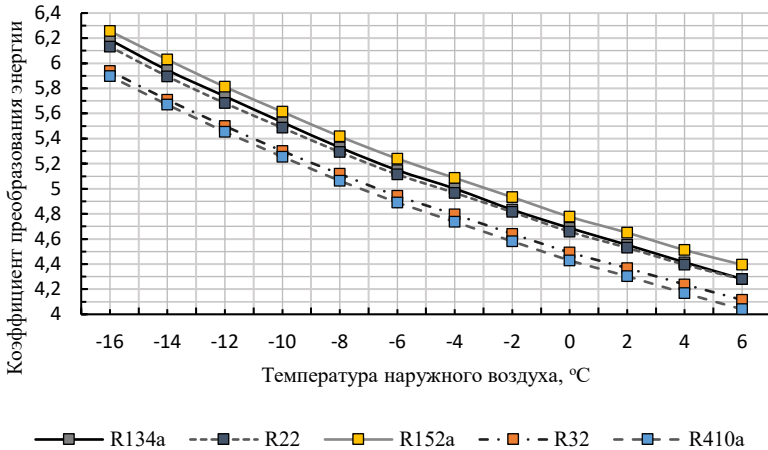


Рисунок 9 – Зависимость КПЭ от температуры наружного воздуха для компоновки «б»

В компоновке «б» в отличие от «а» со снижением температуры наружного воздуха КПЭ растет, так как температура насыщения в испарителе остается неизменной благодаря расположению теплообменного аппарата в начале вытяжного канала. В результате давление в конденсаторе приближается к значению давления в испарителе. Это приводит к снижению степени сжатия в компрессоре и КПЭ растет.

Наиболее подходящим хладагентом для снижения металлоемкости ТН является R32. Во многом это связано с его высокой плотностью. За счет высокого значения коэффициента теплоотдачи при кипении, относительно других исследуемых фреонов, его применение позволяет достигать больших значений нагрева воздуха в конденсаторе. Для хладагента R410a характерны наибольшие значения энергопотребления, что связано высокой величиной превышения давления. Учитывая, что R32 и R410a обладают схожими параметрами рабочих давлений, можно считать, что первый является перспективной заменой второго для существующих воздушных ТН.

5. Программа HeatPumpAN для расчета пароконденционных тепловых насосов в приточно-вытяжных установках и центральных кондиционерах.

На основании предложенной математической модели разработана программа комплексного анализа работы приточно-вытяжных установок

со встраиваемым парокомпрессионным тепловым насосом. Алгоритм расчета реализован на базе разработанного программного комплекса (получено свидетельство № 2025689712. HeatPumpАН).

Программное обеспечение HeatPumpАН представляет собой инструментальную среду для научно-исследовательской и проектной деятельности в области повышения энергоэффективности систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Его применение способствует точности инженерных расчётов и сокращению времени на анализ альтернативных технических решений. Отличительной особенностью разработанной программы является возможность расчета не только цикла ТН, но и теплообменников самого ТН, а также утилизатора «воздух-воздух». Разработанная программа позволяет:

- рассчитывать параметры приточного и удаляемого воздуха в процессе обработки в приточно-вытяжной установке с тепловым насосом и утилизатором теплоты, с тепловым насосом, с утилизатором теплоты;
- оптимизировать процессы выбора эффективных систем утилизации теплоты в приточно-вытяжных установках и центральных кондиционерах;
- выполнять графическую визуализацию результатов расчета (вывод на экран пользователя $I-d$ -диаграммы процессов изменения состояния влажного воздуха и $lgP-h$ -диаграммы цикла ТН);
- проводить расчеты по оценке энергетической эффективности систем вентиляции 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.

Для выполнения расчета необходимо задаться следующими исходными данными:

- температура и относительная влажность наружного и удаляемого (вытяжного) воздуха;
- рабочее тело ТН (R22, R125, R32, R134а, R152а, R410а, R404а);
- величина нагрев воздуха в конденсаторе ТН;
- конструктивные характеристики теплообменников ТН и пластинчатого утилизатора «воздух-воздух».

На рисунке 10 представлена модульная схема расчета встраиваемого в приточно-вытяжную установку теплового насоса на базе алгоритмического языка Python.

Ключевую роль в HeatPumpАН играют специально разработанные базы данных теплофизических свойств хладагентов, свойств влажного воздуха и типовых переменных. Они реализованы с помощью процессора Microsoft Excel и доступны для свободного редактирования пользователем.



Рисунок 10 – Модульная схема программы для совместного расчета приточно-вытяжной установки и встраиваемого воздушного теплового насоса

Пользовательский интерфейс разработанной программы представлен на рисунке 11. Окно условно разделено на 6 областей: 1 – ввод данных параметров воздуха; 2 – ввод данных рабочего тела (хладагента); 3 – ввод данных параметров вентиляционных установок и выбора компоновки; 4 – ввод данных конденсатора и испарителя; 5 – принципиальная схема выбранной компоновки вентиляционной установки; 6 – вывод результатов расчета. Программа разделена на модули: «Пластинчатый утилизатор», «Тепловой насос» и «HeatPumpAH». Это позволяет пользователю проводить расчет не только приточно-вытяжной установки со встраиваемым тепловым насосом (модуль HeatPumpAH), но и отдельных элементов, например, только расчет воздушного пластинчатого утилизатора или исследовать зависимости цикла теплового насоса.

HeatPumpAH v0.2 Alpha

Информация
Пластинчатый утилизатор Тепловой насос: HeatPumpAH

Расчет приточно-вытяжной установки со встраиваемым тепловым насосом

Введите темп. и вл. наружного воздуха: °C %
Введите темп. и вл. вытяжного воздуха: °C %
Введите расход воздуха: куб.м./ч

Выберите рабочее тело:
 R134a
 R22
 R152a
 R410a

Введите перепад пара:
Введите требуемый нагрев воздуха:
Введите требуемую температуру воздуха:

Выберите компоновку:
 А
 В
 С
 D

Характеристика пластинчатого утилизатора:
Введите ширину пластины: м.
Введите высоту утилизатора: м.
Введите количество пластин: шт.
Введите шаг пластин: м.

Характеристика конденсатора:
Введите наружный диаметр: м.
Введите внутренний диаметр: м.
Введите количество рядов:
Введите шаг пучка: м.
Введите горшак пучка: м.
Введите шаг пластин: м.
Введите толщину пластин: м.

Характеристика испарителя:
Введите наружный диаметр: м.
Введите внутренний диаметр: м.
Введите количество рядов:
Введите шаг пучка: м.
Введите горшак пучка: м.
Введите шаг пластин: м.
Введите толщину пластин: м.

Результат моделирования:
КТЭ теплового насоса 3.0
Мощность затрачиваемая приводом компрессора 2051.03 Вт
Мощность конденсатора 6162.74 Вт
Нагрев в конденсаторе 7.023 °C

Охлаждение в испарителе 6.337 °C
Температура конденсации 30.1 °C
Температура кипения -21.1 °C
Температура воздуха после конденсатора 12.17 °C
Коэффициент утилизации 2.38
Расход фреона 111.66 кг/с

Начать расчёт | Изменить температур | Цикл теплового насоса | Открыть ID-диаграмму

Рисунок 11 – Пользовательский интерфейс HeatPumpAH

В программе реализована визуализация результатов расчета, как это показано на рисунке 12. Программа позволяет выводить данные о цикле ТН и его узловых точках на $\lg P$ - h -диаграмме, а также процессе изменения состояния воздуха на I - d -диаграмме.

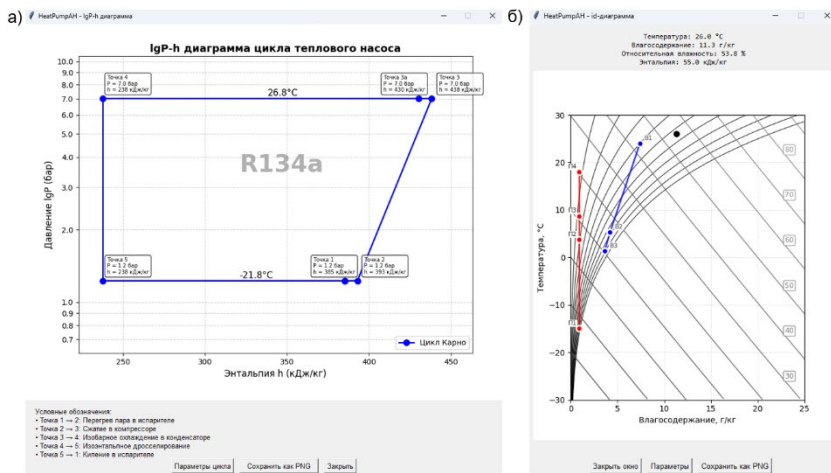


Рисунок 12 – Пользовательский интерфейс HeatPumpAN
а) интерфейс окна « $\lg P$ - h -диаграмма»; б) интерфейс окна « I - d -диаграмма»

Разработанная программа HeatPumpAN 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 проработки вариантов.

Заключение

В диссертационной работе проведены исследования по оценке эффективности систем вентиляции с применением парокомпрессионных тепловых насосов в приточно-вытяжных вентиляционных установках и центральных кондиционерах.

Основные выводы

1. Проведенный анализ современных методов утилизации теплоты вытяжного воздуха с применением воздушного ТН.
2. Разработана математическая модель совместного расчета приточно-вытяжной установки и встраиваемого воздушного ТН. Предлагаемая модель позволяет проводить расчет процессов изменения состояния влажного

воздуха, утилизатора «воздух-воздух» и теплообменных аппаратов теплового насоса.

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.

4. По результатам математического моделирования рассмотрено влияние расхода воздуха, температуры низко- и высокопотенциальной среды, выбора рабочего тела, конструктивных характеристик вентиляционной установки на эксплуатационные характеристики различных компоновок приточно-вытяжных установок. Расположение охладителя в канале вытяжного воздуха перед утилизатором «воздух-воздух» исключает риск его обмерзания, уменьшает, затрачиваемую энергию в компрессоре в 2,5 раза, но снижает количество теплоты, утилизируемой пластинчатым теплообменником на 14,6%.

5. На основе натурных испытаний выполнено исследование работы теплового насоса, направленное на установление закономерностей его функционирования и проверку достоверности созданной численной модели. Уровень соответствия данных подтверждается коэффициентами детерминации, находящимися в диапазоне 0,895–0,976, что свидетельствует о высокой адекватности модели.

6. В результате экспериментального исследования получена обобщенная критериальная зависимость, связывающая $K_{тн}$ одноступенчатого ТН с критерием Cl . Эта зависимость может быть использована для предварительного подбора теплонасосного оборудования, работающего на хладагентах R134a, R407C, R404A и R410A.

7. Введен модифицированный показатель качества хладагента для парокompрессионного 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 парокompрессионного теплового насоса установлена критериальная зависимость действительного коэффициента преобразования одноступенчатого парокompрессионного теплового насоса от модифицированного показателя качества хладагента FOM^* .

Отклонение экспериментальных данных от значений, полученных с помощью численного моделирования с использованием *FOM**, составили менее 0,7 %.

9. Установлены основные критерии, определяющие целесообразность применения различных компоновок с ТН в зависимости от климатологии Российской Федерации. 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 разработаны рекомендации по их проектированию.

Актуальным для будущих исследований является развитие численных моделей, учитывающих нестационарный режим работы, что позволит полноценно прогнозировать работу приточно-вытяжных установок со встраиваемым ТН при резких изменениях температур наружного воздуха, характерных для переходного периода и экстремальных погодных условий. Перспективными остаются исследования в области защиты теплообменных аппаратов ТН от обледенения и влияния выбора хладагента на интенсификацию теплообмена.

ОСНОВНЫЕ НАУЧНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Публикации в изданиях из перечня рецензируемых научных журналов ВАК РФ

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

2. **Петров, М.М.** Критериальная зависимость для определения действительного коэффициента преобразования одноступенчатого теплового насоса / В.А. Пухкал, М.М. Петров, С.М. Анисимов, А.В. Цыганков // Вестник гражданских инженеров. 2025. № 3(110). С. 143–149.

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

4. **Петров, М.М.** Определение коэффициента преобразования энергии одноступенчатых тепловых насосов, встраиваемых в приточно-вытяжные вентиляционные установки / М.М. Петров // Инновации и инвестиции. 2026. №3. С. 625–627.

5. **Петров, М.М.** Влияние хладагента на эксплуатационные показатели воздушного теплового насоса приточно-вытяжной вентиляционной установки // Вестник БГТУ им. В. Г. Шухова. 2026. № 5. С. 32–43.

Публикации в других изданиях

6. **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, 19–20 октября 2023 г. / Брестский государственный технический университет; под ред. В. Г. Новосельцева [и др.]. – Брест: Издательство БрГТУ, 2023. С. 92–100.

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

8. **Петров, М.М.** Обмерзание испарителя тепловых насосов в приточно-вытяжных установках систем вентиляции / В.А. Пухкал, М.М. Петров // Проблемы энергетической эффективности в различных отраслях: сб. ст. междунар. науч.-практ. конф. Брест, 16 апреля 2024 г. / под ред. В.Г. Новосельцева, П.В. Северянина. – Брест: УП «Брестоблгаз», 2024. С. 66–70.

9. **Петров, М.М.** Анализ результатов моделирования приточно-вытяжной установки со встроенным тепловым насосом / М.М. Петров // Сборник тезисов Международной научно-технической конференции «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии» (23–24 апреля 2026 г.) / Могилев: Изд-во БРУ, – 2026. С.232–233.

Патенты и свидетельства

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

Компьютерная верстка *В. С. Весниной*

Подписано к печати 06.07.2026. Формат 60×84 ¹/₁₆ Бумага офсетная.

Усл. печ. л. 1,5. Тираж 120 экз. Заказ 64.

Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет.
190005, Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская, д. 4.

Отпечатано на МФУ. 198095, Санкт-Петербург, ул. Розенштейна, д. 32, лит. А