

*На правах рукописи*



**Тимофеев Александр Васильевич**

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕННИКОВ  
С ТЕПЛОВЫМИ ТРУБАМИ ДЛЯ СИСТЕМ  
ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

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

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2024 г.

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

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент  
**Яковлев Виктор Александрович**

Официальные  
оппоненты: **Кочев Алексей Геннадьевич**  
доктор технических наук, профессор,  
ФГБОУ ВО «Нижегородский государствен-  
ный архитектурно-строительный универси-  
тет», кафедра теплогазоснабжения, профес-  
сор, заведующий кафедры теплогазоснаб-  
жения;

**Гвоздков Александр Николаевич**  
кандидат технических наук, доцент  
ФГБОУ ВО «Волгоградский государствен-  
ный технический университет», кафедра  
энергоснабжения, теплотехники, теплогазо-  
снабжения и вентиляции, доцент;

Ведущая организация: **ФГБОУ ВО «Юго-Западный государст-  
венный университет»**

Защита диссертации состоится «17» июня 2024 года в 11.00 часов 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) 316-58-73; 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/timofeev-aleksandr-vasilevich>.

Автореферат диссертации разослан «22» апреля 2024 года.

Ученый секретарь  
диссертационного совета



В.А. Пухкал

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность выбранной темы.** К основным потребителям тепловой энергии в зданиях общественного назначения относятся системы вентиляции и кондиционирования воздуха. Для поддержания условий комфортного микроклимата в помещениях потребляется до 60 % затрачиваемых энергоресурсов. Усовершенствование систем вентиляции и кондиционирования воздуха помогает сократить как расходы на потребление электроэнергии, так и воздействие вредных выбросов в атмосферу на окружающую среду.

Важным направлением использования низкопотенциальной тепловой энергии является утилизация теплоты вытяжного воздуха для подогрева приточного наружного воздуха. Данный подход к проектированию инженерных систем обеспечения микроклимата помещений позволяет снизить расходы на нагрев приточного воздуха и повысить тепловую эффективность систем. Для утилизации теплоты удаляемого воздуха следует предусматривать установку рекуперативных теплоутилизационных устройств, конструкции которых позволяют обеспечить высокую тепловую эффективность процессов утилизации.

**Степень разработанности темы исследования.** Теоретическими основами работы являются исследования российских и зарубежных ученых, таких как: В.Н. Богословский, С.М. Анисимов, Л.Л. Васильев, А.В. Цыганков, В.М. Уляшева, Е.Е. Карпис, А.Л. Шкаровский, А.А. Жукаускас, Д.В. Зеленцов, А.Я. Креслинь, А.Г. Лаптев, А.Л. Лукс, А.В. Овсянник, Рд. Тийгисте, А.Р. Ферт, В.П. Фролов, А.Я. Шелгинский, Х. Йоухара (H. Jouhara), Р. Сукарно (R. Sukarno), Х. Арат (H. Arat), Р. Ариди (R. Aridi), Е. Азад (E. Azad), Г. Баретто (G. Barreto), К. Беркет (K. Beckert) и др., труды которых посвящены основополагающим вопросам и проблемам утилизации теплоты в системах обеспечения микроклимата помещений.

**Цель работы** заключается в повышении эффективности утилизаторов теплоты с тепловыми трубами (термосифонами) в системах вентиляции и кондиционирования воздуха.

### **Задачи исследования:**

- выполнить анализ применения систем утилизации теплоты с тепловыми трубами в системах вентиляции и кондиционирования воздуха;
- усовершенствовать технические решения теплообменного аппарата с тепловыми трубами;
- разработать математическую модель теплообменника с тепловыми трубами и выполнить численное моделирование;
- разработать экспериментальный стенд для изучения теплообменника с тепловыми трубами и провести исследования;

– провести исследования теплообмена и аэродинамических показателей трубных пучков трубчато-пластинчатых теплообменников с шахматной схемой размещения труб;

– разработать рекомендации по эффективному использованию рекуперативных утилизаторов с тепловыми трубами для систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

**Объект исследования** – рекуперативные утилизаторы теплоты вытяжного воздуха с тепловыми трубами для систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

**Предмет исследования** – тепловые и аэродинамические характеристики утилизатора теплоты вытяжного воздуха с тепловыми трубами в приточно-вытяжных установках систем вентиляции.

**Методы исследования.** Основой исследования являются теоретические положения в области тепломассообмена и гидрогазодинамики в рекуперативных установках подогрева приточного воздуха, методы планирования эксперимента и теоретических положений численного анализа физических процессов.

**Область исследования** соответствует паспорту специальности 2.1.3 «Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение», а именно п. 3: «Разработка и совершенствование систем теплогасоснабжения, 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» и п. 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** заключается в достижении следующих результатов:

1. Установлена адекватность применения периодических границ и модели турбулентности  $k$ - $\varepsilon$  (*Realizable*) на основе результатов лабораторного и численного исследований рекуператора с тепловыми трубами приточно-вытяжных систем вентиляции;

2. Получены зависимости мощности тепловых труб (термосифонов) от температуры вытяжного воздуха для различных капиллярных структур фитиля при использовании хладагентов R134A, R410A и R407C;

3. Получены новые зависимости термического коэффициента эффективности и аэродинамического сопротивления рекуператоров с тепловыми трубами для приточно-вытяжных систем вентиляции от шага оребрения и высоты ребра на основании численного и лабораторного экспериментов;

4. Установлена экспериментальная зависимость критерия Нуссельта для внешней поверхности теплообмена тепловых труб при сплошном гладком пластинчатом оребрении трубного пучка с шахматным расположением трубок при условной высоте ребер от 7,8 до 10,72 мм, относительном шаге оребрения  $0,19 < s/h < 1,28$  и относительной толщине ребер  $2,5 < s/\delta < 12,5$ ;

5. Установлена экспериментальная зависимость критерия Эйлера для теплообменных аппаратов с тепловыми трубами при сплошном гладком пластинчатом оребрении трубного пучка с шахматным расположением трубок при условной высоте ребер от 7,8 до 10,72 мм, относительном шаге оребрения  $0,19 < s/h < 1,28$  и относительной толщине ребер  $2,5 < s/\delta < 12,5$ , а также соотношении  $(1 - d/s'_2)/(a - 1) \leq 0,24$ .

**Теоретическая значимость работы** заключается в получении: критериальной зависимости Нуссельта для внешней поверхности теплообмена трубного пучка при сплошном гладком пластинчатом оребрении с шахматным расположением трубок; критериальной зависимости Эйлера для трубных пучков теплообменных аппаратов при сплошном гладком пластинчатом оребрении с шахматным расположением трубок.

**Практическая значимость** заключается в:

- совершенствовании методики расчёта рекуперативных утилизаторов теплоты вытяжного воздуха с тепловыми трубами;
- возможности разделения потоков приточного и вытяжного воздуха в целях предотвращения загрязнения приточного воздуха вытяжным;
- разработке рекомендаций по эффективному использованию рекуперативных утилизаторов с тепловыми трубами в приточно-вытяжных системах вентиляции.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Зависимости тепловой мощности рекуператоров с тепловыми трубами (термосифонами) от температуры вытяжного воздуха систем вентиляции для различных капиллярных структур фитиля;

2. Математические модели с периодическими границами и моделями турбулентности  $k-\varepsilon$  (*Realizable*) рекуператора с тепловыми трубами приточно-вытяжных систем вентиляции;

3. Зависимости термического коэффициента эффективности и аэродинамического сопротивления рекуператоров с тепловыми трубами для приточно-вытяжных систем вентиляции от шага оребрения и высоты ребра;

4. Экспериментальная зависимость критерия Нуссельта для внешней поверхности для внешней поверхности теплообмена тепловых труб при сплошном гладком пластинчатом оребрении трубного пучка с шахматным расположением трубок;

5. Экспериментальная зависимость критерия Эйлера для теплообменных аппаратов с тепловыми трубами при сплошном гладком пластинчатом оребрении трубного пучка с шахматным расположением трубок;

6. Рекомендации по применению теплообменников с тепловыми трубами в приточно-вытяжных системах вентиляции.

**Степень достоверности и апробация результатов.** Достоверность результатов исследований обеспечивается использованием современных методов научных исследований, включая применение высокоточного оборудования в лабораторных экспериментах, передовых технологий компьютерного численного моделирования, а также соответствием результатов численного моделирования результатам лабораторных измерений.

Результаты исследований внедрены на предприятии АО «ОКБ-Планета» и в учебном процессе кафедры Теплогазоснабжения и вентиляции Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета, что подтверждается актами о внедрении полученных результатов.

Основные результаты исследования докладывались на конференциях: II Всероссийская научно-практическая конференция «Проблемы и перспективы развития электроэнергетики и электротехники», г. Казань, 2020 г.; 76-я научная конференция профессорско-преподавательского состава и аспирантов университета «Архитектура – Строительство – Транспорт», г. Санкт-Петербург, 2022 г.; 16-й Минский международный форум по тепломассообмену к 70-летию института тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова НАН Беларуси, г. Минск, 2022 г.; Всероссийская научно-практическая конференция «Современные проблемы развития Европейского Севера», г. Ухта, Республика Коми, 2023 г.; II Межрегиональной конференции развития строительной отрасли, ВоГУ, г. Вологда, 2023 г.

**Публикации.** Основные результаты диссертационной работы опубликованы в 6 печатных работах, общим объемом 4,1 п.л., из которых 3 статьи в научных журналах, рекомендованных ВАК, и получен 1 патент на изобретение.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, четырех глав с выводами по каждой из них, заключения. Диссертация содер-

жит 177 страниц машинописного текста, 46 таблиц, 71 рисунок, 68 формул, 8 приложений и список литературы из 141 наименования работ отечественных и зарубежных авторов.

*Во введении* обоснована актуальность темы исследования, сформулирована цель работы и задачи исследования, представлена научная новизна работы и положения, выносимые на защиту, освещены методы исследования, практическая значимость и сведения об апробации результатов.

*В первой главе* выполнен анализ методов и технических решений утилизации теплоты в системах вентиляции и кондиционирования воздуха с использованием теплообменных аппаратов с тепловыми трубами.

*Во второй главе* рассмотрена методика расчёта теплообменных аппаратов, характеристик тепловых труб и теплофизических характеристик фреонов R134A, R410A и R407A. Предложен способ герметичного крепления тепловых труб в трубной доске, защищённый авторским патентом на изобретение.

*В третьей главе* поставлена задача численного и лабораторного экспериментов, выявлена целесообразность использования при постановке численного анализа геометрического фрагмента теплообменного аппарата с периодическими граничными условиями, обоснован выбор модели турбулентности  $k-\varepsilon$  (*Realizable*) с функцией подробного пристеночного моделирования (*Enhanced Wall Treatment*), разработан лабораторный стенд и программа экспериментальных исследований.

*В четвертой главе* представлены результаты численного и лабораторного экспериментов. Получены зависимости термического коэффициента эффективности от числа Рейнольдса по приточному воздуху и аэродинамического сопротивления от числа Рейнольдса для приточного и вытяжного потоков воздуха. Выведены зависимости критериев Нуссельта и Эйлера для теплообменных аппаратов с тепловыми трубами при сплошном гладком пластинчатом оребрении трубного пучка с шахматным расположением трубок.

*В заключении* сформулированы основные выводы диссертационной работы и представлены полученные результаты.

## **ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ, ВЫНОСИМЫЕ НА ЗАЩИТУ**

**1. Зависимости тепловой мощности рекуператоров с тепловыми трубами (термосифонами) от температуры вытяжного воздуха систем вентиляции для различных капиллярных структур фитиля.**

Для достижения поставленной цели рассмотрены испарительно-конденсационные процессы в тепловых трубах, в также предложены

технические решения, повышающие эффективность и надежность работы теплообменных аппаратов.

Исследуемый теплообменный аппарат представляет собой пучок тепловых труб (термосифонов) с наружным диаметром  $d = 8$  мм и длиной 330 мм, расположенных в шахматном порядке. Тепловые трубы имеют сплошное пластинчатое оребрение. На рисунке 1 представлен вариант исследуемого теплообменного аппарата с шагом оребрения  $s = 10$  мм, поперечным шагом труб  $s_1 = 27$  мм и продольным шагом  $s_2 = 13,5$  мм.

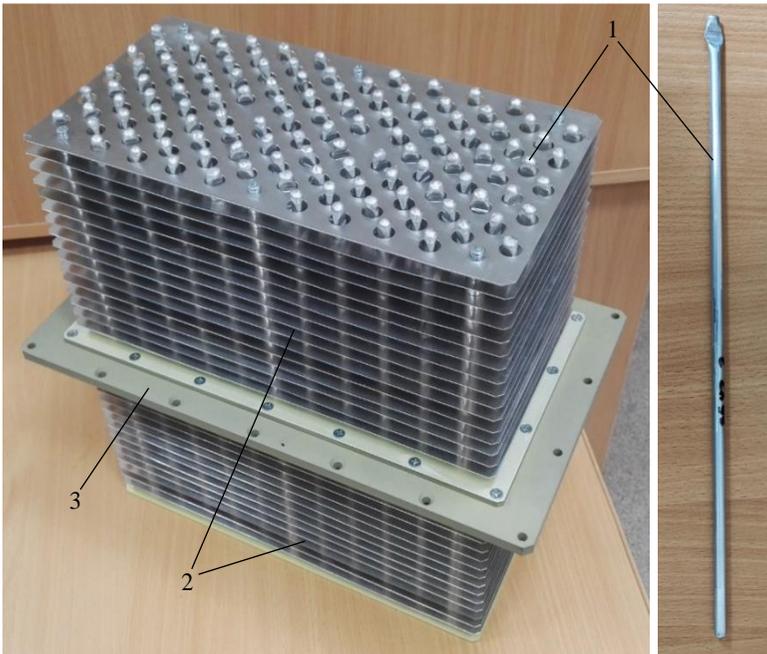


Рисунок 1 – Теплообменник с шахматным расположением тепловых труб  
1 – тепловая труба (термосифон); 2 – пластина оребрения; 3 – трубная доска

Пучок труб закреплен в трубной доске теплообменника, которая также разделяет потоки греющей и нагреваемой сред (удаляемого и приточного воздуха). Разработаны варианты сплошного гладкого пластинчатого оребрения с шагом  $s = 10$  мм и  $s = 5$  мм. Для применения в оборудовании систем вентиляции и кондиционирования воздуха предложено техническое решение в виде способа крепления тепловых труб в трубной доске, обеспечивающее разделение потоков приточного и вытяжного воздуха и предотвращающее загрязнение приточного воздуха удаляемым.

Полученное техническое решение защищено патентом на изобретение RU 2799743 С1.

Выполнен анализ зависимости тепловой мощности тепловых труб от температуры греющего теплоносителя. Максимальная мощность тепловых труб (термосифонов) связана со следующими факторами:

- предельной перекачивающей способностью капиллярной структуры и капиллярным впитыванием фитиля (капиллярное ограничение);
- запираем парового потока в паровом канале (звуковой предел);
- срывом капель жидкости паровым потоком с межфазной границы (ограничение по уносу);
- разрушением потока жидкости пузырьковым кипением в фитиле (ограничение по кипению или высыхание фитиля).

Для каждого из ограничений тепловой трубы построены зависимости тепловой мощности от рабочей температуры теплоносителя (рисунок 2,а). При этом итоговая тепловая мощность (рисунок 2,б) будет определяться минимальной в конкретном температурном диапазоне.

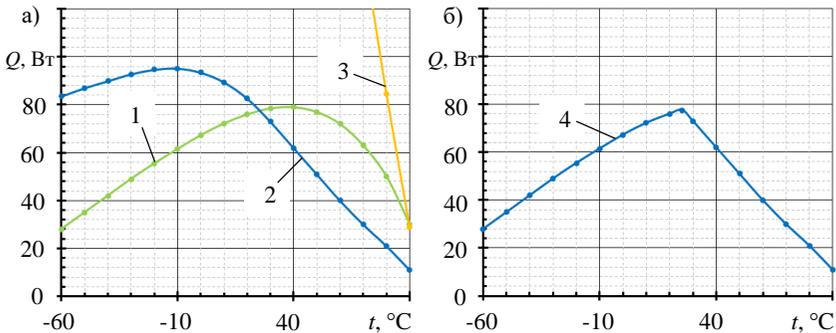


Рисунок 2 – Зависимость мощности тепловой трубы от температуры греющего теплоносителя

а) для всех ограничений тепловой трубы; б) итоговая мощность тепловой трубы в рабочем диапазоне; 1 – капиллярное ограничение; 2 – ограничение по уносу жидкости; 3 – ограничение по кипению; 4 – итоговая мощность тепловой трубы

Зависимость на рисунке 2,б ограничивает под собой область максимальной тепловой эффективности тепловой трубы.

Рассмотрены тепловые трубы с теплоносителями на основе фреонов R134A, R410A, R407C, а в качестве капиллярной структуры фитиля применены  $\Omega$ -образные, прямоугольные и треугольные канавки.

Исследование влияния геометрических параметров капиллярных структур (фитиля) на мощность тепловой трубы показало, что:

- наибольшую мощность тепловые трубы, заправленные фреонами R134A, R410A, R407C, достигают с капиллярной структурой фитиля в виде прямоугольной канавки;

- наибольшей мощности достигают прямоугольные канавки с параметрами: **вариант 1** – глубина канавки  $\delta = 0,3$  мм, ширина канавки  $w = 0,4$  мм, число канавок  $n = 14$ ; **вариант 2** – глубина канавки  $\delta = 0,3$  мм, ширина канавки  $w = 0,5$  мм, число канавок  $n = 12$ ;

- при использовании фреона R410A тепловая мощность трубы с капиллярной структурой в виде прямоугольной канавки, в среднем выше на 25% по сравнению с тепловыми трубами, заправленными фреонами R134A и R407C.

## 2. Математические модели с периодическими границами и моделями турбулентности $k$ - $\varepsilon$ (*Realizable*) рекуператора с тепловыми трубами приточно-вытяжных систем вентиляции.

Для реализации постановки задачи численного эксперимента был выбран программный комплекс ANSYS с решателем *Fluent*.

Задача численного эксперимента заключалась в нахождении решения системы дифференциальных уравнений для физических процессов в теплообменнике с тепловыми трубами куда вошли: уравнение энергии и модель турбулентности  $k$ - $\varepsilon$  (*Realizable*).

В CAD-системе была создана геометрическая модель, где в дальнейшем смоделированы процессы течений. Была выбрана постановка задачи с периодически повторяющимся фрагментом и периодическими граничными условиями (рисунок 3).

Рассмотрены модели турбулентности:  $k$ - $\varepsilon$  (*Realizable*),  $k$ - $\omega$  (*SST*), *Reynolds Stress* (Рейнольдсовых напряжений). В результате численного эксперимента с использованием описанных ранее моделей турбулентности были получены поля температуры, скорости и статического давления воздуха.

С целью подтверждения численной модели теплообменного аппарата, адекватно описывающей работу теплообменника, выполнен лабораторный эксперимент. Схема экспериментального стенда представлена на рисунке 4.

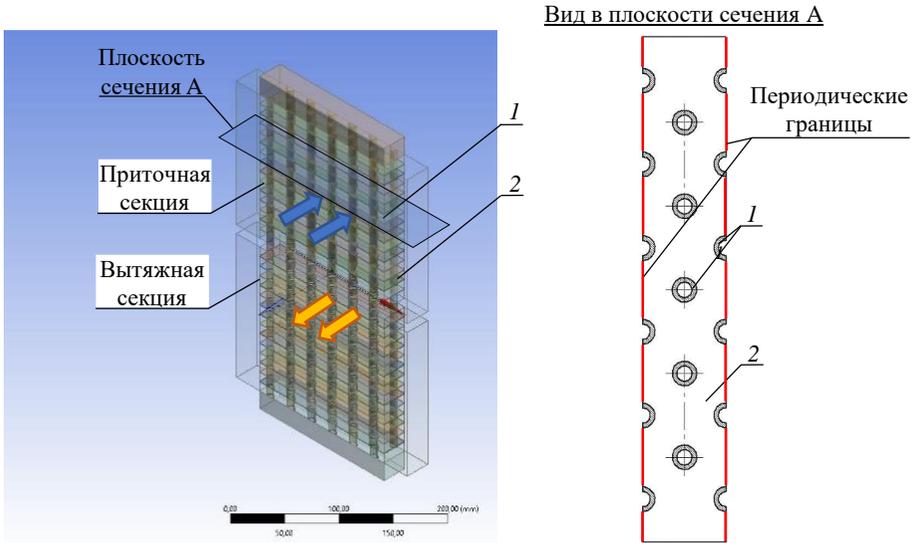


Рисунок 3 – Периодический фрагмент геометрической модели теплообменника  
 1 – тепловые трубы; 2 – пластины обрешетки

Результаты численных и лабораторных экспериментов сопоставлены с результатами расчета теплообменного аппарата по методике Л.Л. Васильева (Васильев, Л.Л. Теплообменники на тепловых трубах / Л. Л. Васильев. – Минск: Наука и техника, 1981. – 143 с.), в которой предлагается для определения коэффициентов теплоотдачи использовать зависимость для критерия Нуссельта:

$$\text{Nu} = B \text{Re}^m \text{Pr}^{1/3} (s/h)^{0,2} (s/\delta)^{0,1134}, \quad (1)$$

где  $\text{Nu} = \alpha \cdot d/\lambda$  – число Нуссельта;  $\text{Re} = v \cdot d/\nu$  – число Рейнольдса;  $\text{Pr}$  – число Прандтля;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $d$  – наружный диаметр обрешенной трубы, м;  $\lambda$  – теплопроводность воздуха,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;  $v$  – средняя скорость потока в узком сечении трубного пучка, м/с;  $\nu$  – кинематическая вязкость воздуха,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $s$  – шаг обрешетки, м;  $h$  – высота обрешетки, м;  $\delta$  – толщина обрешетки, м;  $m = 0,681$  – показатель степени при числе Рейнольдса;  $B = 0,134$  – постоянная, характерная для цилиндрических обрешенных труб.

Свойства воздуха определяются при средней температуре потока.

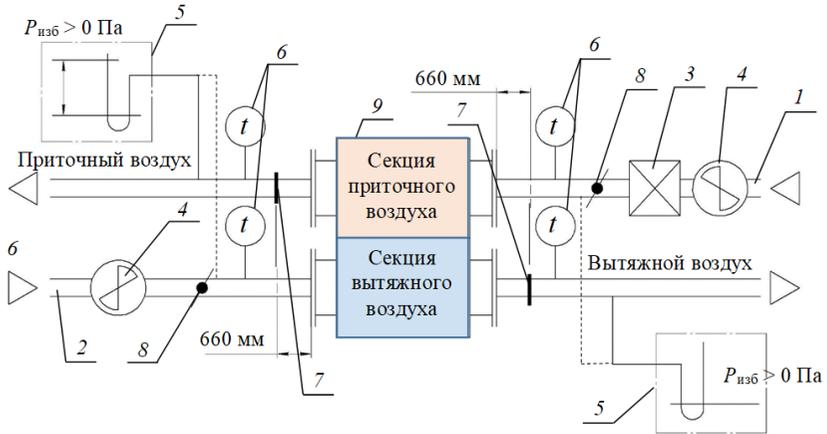


Рисунок 4 – Экспериментальный стенд для определения показателей эффективности теплообменника с тепловыми трубами

1 – канал приточного воздуха; 2 – канал вытяжного воздуха; 3 – воздухоохладитель; 4 – осевой вентилятор ЭВ-11-3660; 5 – U-образный манометр для измерения давления воздуха в канале; 6 – термометр для измерения температуры воздуха в каналах; 7 – места измерения скорости движения воздуха в каналах прибором Testo 435-4; 8 – регулирующий клапан; 9 – теплообменник с тепловыми трубами

Термический коэффициент эффективности для численного и лабораторного экспериментов согласно методике Л.Л. Васильева определялся по выражению:

$$\varepsilon = \frac{W_n (t_2'' - t_2')}{W_{\min} (t_1' - t_2')}, \quad (2)$$

где  $W_n$  – водяной эквивалент приточного (нагреваемого) потока воздуха, Вт/°С;  $W_{\min}$  – минимальный водяной эквивалент потоков воздуха, Вт/°С;  $t'_2, t''_2$  – температура приточного воздуха на входе и выходе в теплообменник, °С;  $t'_1$  – температура вытяжного воздуха на входе в теплообменник, °С.

При обработке данных моделирования принята условная высота оребрения трубчато–пластинчатого теплообменника из тепловых труб:

$$h = (R - r)(1 + 0,805 \lg \rho), \quad (3)$$

где

$$\rho = 1,27 \frac{R}{r} \sqrt{\frac{L_p}{R} - 0,3}. \quad (4)$$

здесь  $R$  – половина минимального расстояния между осями соседних трубок, м;  $L_p$  – половина максимального расстояния между осями соседних трубок, м;  $r$  – наружный радиус трубок, м.

На рисунке 5 представлены зависимости термического коэффициента эффективности  $\varepsilon$  от числа  $Re$  по приточному воздуху для теплообменного аппарата с относительной высотой оребрения  $s/h = 0,64$  и относительной толщиной  $s/\delta = 6,5$ .

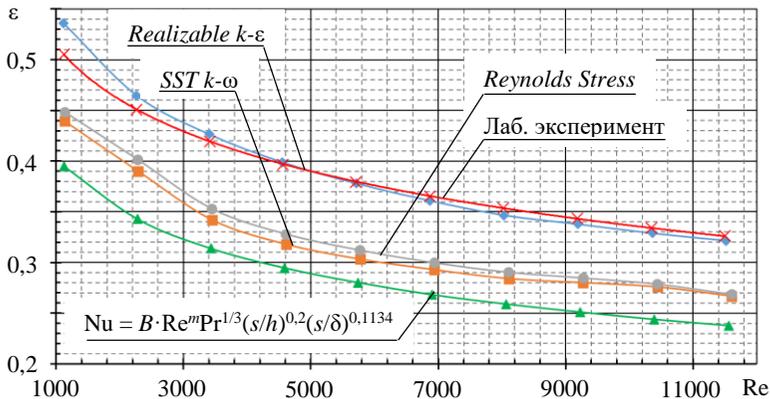


Рисунок 5 – Зависимость термического коэффициента эффективности  $\varepsilon$  от числа  $Re$  при  $s/h = 0,64$  и  $s/\delta = 6,5$

Сравнительный анализ результатов численного и лабораторного экспериментов, а также результатов, полученных при использовании методики

расчета теплообменного аппарата с тепловыми трубами Л.Л. Васильева, показал:

– максимальная разность между коэффициентами эффективности, полученными при численном и лабораторном экспериментах, составляет 3,0% для теплообменных аппаратов с относительной высотой оребрения  $s/h = 1,28$  и относительной толщиной  $s/\delta = 12,5$ , а также относительной высотой оребрения  $s/h = 0,64$  и относительной толщиной  $s/\delta = 6,5$ ;

– модели турбулентности *SST k- $\omega$*  и *Reynolds Stress* дают большую разность коэффициентов эффективности при численном и лабораторном экспериментах, равную 7,8% для теплообменных аппаратов с относительной высотой оребрения  $s/h = 1,28$  и относительной толщиной  $s/\delta = 12,5$ , и 6,8% – для аппаратов с относительной высотой оребрения  $s/h = 0,64$  и относительной толщиной  $s/\delta = 6,5$ ;

– зависимость, полученная по методике расчета теплообменного аппарата с тепловыми трубами Л.Л. Васильева, также имеет заниженные данные по сравнению с лабораторным экспериментом; максимальная разность составляет 11,0%.

По результатам численного эксперимента с применением описанных моделей турбулентности получены зависимости аэродинамического сопротивления от числа  $Re$  по приточному и вытяжному воздуху. Для сравнения были определены значения аэродинамического сопротивления для приточного и вытяжного воздуха в лабораторном эксперименте и по методике Л.Л. Васильева с использованием критерия Эйлера, определяемого при  $(1 - d/s'_2)/(a - 1) \leq 0,53$  по выражению

$$Eu = 1,4(Z + 1)Re^{m_1}, \quad (5)$$

где  $m_1 = -0,25$  – показатель степени при числе Рейнольдса;  $Z$  – число рядов труб в пучке.

Величина аэродинамического сопротивления определяется по выражению:

$$\Delta p = Eu \cdot \rho v^2. \quad (6)$$

где  $v$  – средняя скорость потока в узком сечении пучка, м/с;  $\rho$  – плотность потока воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

На рисунках 6, 7 представлены зависимости аэродинамического сопротивления теплообменных аппаратов с относительным поперечным шагом  $a = 3,375$ , относительным продольным шагом  $b = 3,375$  и шагом оребрения  $s = 5$  мм. Число рядов трубок для данных аппаратов составляет в продольном направлении 11 и 12 шт., при числе трубок в ряду 11 шт.

Сравнительный анализ результатов численного и лабораторного экспериментов, и результатов, полученных при использовании критерия Эйлера, показал, что:

- максимальная разница между аэродинамическим сопротивлением, полученным при численном и лабораторном экспериментах составляет 6,3%;
- модели турбулентности *SST k- $\omega$*  и *Reynolds Stress* дают максимальную разность показателей аэродинамического сопротивления при численном и лабораторном экспериментах равную 11,1% и 10,4%.

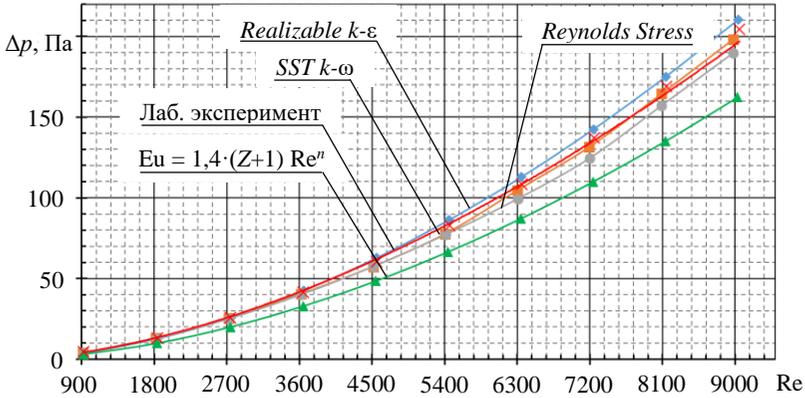


Рисунок 6 – Зависимость аэродинамического сопротивления  $\Delta p$  от числа  $Re$  вытяжного потока воздуха для модели теплообменного аппарата с  $a = 3,375$ ,  $b = 3,375$  и  $s = 5$  мм

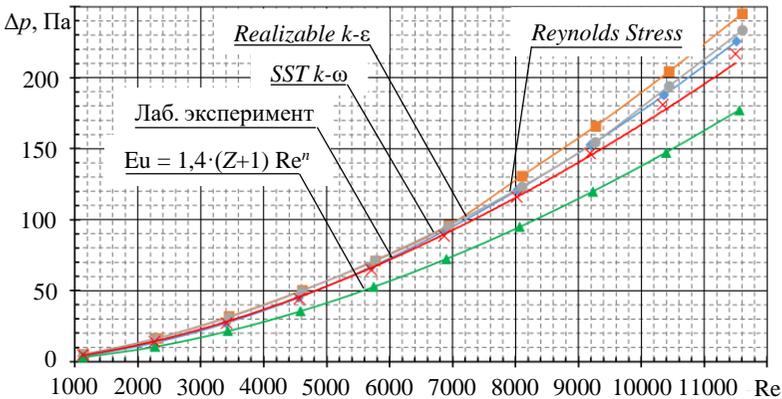


Рисунок 7 – Зависимость аэродинамического сопротивления  $\Delta p$  от числа  $Re$  приточного потока воздуха для модели теплообменного аппарата с  $a = 3,375$ ,  $b = 3,375$  и  $s = 5$  мм

Модели теплообменных аппаратов с *Realizable k- $\epsilon$*  моделью турбулентности обладают наименьшей погрешностью.

### 3. Зависимости термического коэффициента эффективности и аэродинамического сопротивления рекуператоров с тепловыми трубами для приточно-вытяжных систем вентиляции от шага оребрения и высоты ребра.

Проанализировано влияние относительного шага  $s/h$  и относительной толщины оребрения  $s/\delta$  на термический коэффициент эффективности  $\epsilon$ , определяемый по выражению (2), для теплообменных аппаратов с тепловыми трубами.

Рассмотрены 4 модели трубчато-пластинчатых теплообменников, различающиеся относительной толщиной оребрения (таблица 1). Для каждой модели приняты три исполнения в зависимости от условной высоты ребер. Расположение трубок диаметром  $d = 8$  мм в пучке шахматное. Толщина гладких пластин  $\delta = 0,8$  мм. Число рядов трубок в продольном направлении – для исполнения моделей № 1 – 11 и 12 шт., для исполнения моделей № 2, 3 – 9 и 10 шт.

В качестве граничных условий для потоков приточного и вытяжного воздуха были приняты следующие параметры:

- для вытяжного воздуха: температура  $t_1' = +25$  °С; скорость потока во фронтальном сечении  $v_1$  – в диапазоне от 0,5 до 5 м/с;
- для приточного воздуха: температура  $t_2' = -24$  °С; скорость потока во фронтальном сечении  $v_1$  – в диапазоне от 0,5 до 5 м/с.

Таблица 1 – Геометрические характеристики исследуемых вариантов теплообменных аппаратов

Номер модели теплообменника	Номер исполнения модели	Шаг оребрения, $s$ , мм	Условная высота ребер, $h$ , мм	Относительный шаг оребрения, $s/h$	Относительная толщина оребрения, $s/\delta$
Модель 1	1	10	7,80	1,28	12,50
	2	10	9,42	1,06	12,50
	3	10	10,72	0,93	12,50
Модель 2	1	5	7,80	0,64	6,25
	2	5	9,42	0,53	6,25
	3	5	10,72	0,47	6,25
Модель 3	1	3	7,80	0,39	3,75
	2	3	9,42	0,32	3,75
	3	3	10,72	0,28	3,75
Модель 4	1	2	7,80	0,26	2,50
	2	2	9,42	0,21	2,50
	3	2	10,72	0,19	2,50

По результатам численного моделирования для различных шагов оребрения наблюдается снижение коэффициента термической эффективности  $\varepsilon$  с увеличением условной высоты оребрения. Аналогичная зависимость отмечается при расчете по методике Л.Л. Васильева. Однако, значения  $\varepsilon$ , рассчитанные с использованием критерия Nu по выражению (1), отличаются от значений, полученных по результатам численного анализа с использованием *Realizable k- $\varepsilon$*  модели турбулентности в среднем на 8%.

Для определения коэффициента эффективности теплообменных аппаратов получены зависимости вида:

$$\varepsilon = b_2 \cdot \text{Re}^{m_2} . \quad (7)$$

где  $b_2$  – постоянная при числе Рейнольдса;  $m_2$  – показатель степени при числе Рейнольдса.

Полученные значения постоянной и показателя степени при числе Рейнольдса по результатам численного анализа с использованием *Realizable k- $\varepsilon$*  модели турбулентности и с использованием числа Nu, определяемого по выражению (1), представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Значения  $b_2$  и  $m_2$  для исследованных моделей теплообменников

Модели теплообменников	Номер исполнения модели	Значения $b_2$ и $m_2$ , определённые по результатам			
		численного моделирования – $k$ - $\varepsilon$ модель турбулентности		расчета с использованием Nu по выражению (1)	
		$b_2$	$m_2$	$b_2$	$m_2$
Модель 1	1	2,27	-0,234	1,74	-0,241
	2	2,33	-0,234	1,76	-0,246
	3	2,33	-0,234	1,76	-0,248
Модель 2	1	2,57	-0,222	1,86	-0,220
	2	2,63	-0,222	1,91	-0,226
	3	2,63	-0,222	1,90	-0,227
Модель 3	1	2,53	-0,210	1,91	-0,210
	2	2,58	-0,210	1,94	-0,210
	3	2,58	-0,210	1,94	-0,210
Модель 4	1	2,48	-0,198	1,90	-0,195
	2	2,54	-0,198	1,97	-0,198
	3	2,54	-0,198	1,97	-0,198

Показатели степени при числе  $Re$ , полученные по результатам численного анализа и расчета с использованием критерия Нуссельта по выражению (1), одинаковы по своим значениям для исследованных моделей теплообменников, однако постоянная при числе Рейнольдса различается. Поэтому необходимо определить критериальное выражение Нуссельта для исследуемых теплообменных аппаратов и записать в виде выражения (1).

Рассмотрено влияние относительных шага  $s/h$  и толщины  $s/\delta$  оребрения на показатели аэродинамического сопротивления теплообменных аппаратов в сравнении с данными, полученными по методике расчета с использованием критерия Эйлера по выражению (5). Геометрические характеристики исследуемых теплообменных аппаратов представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Геометрические характеристики исследованных вариантов теплообменных аппаратов

Модели теплообменников	Номер исполнения модели	$a$	$b$	$s'_2$ , мм	$s$ , мм	$Z$	$\frac{1-d/s'_2}{a-1}$
Модель 1	1	3,375	3,375	19,09	10	11	0,24
	2	4,000	3,375	20,93	10	11	0,21
	3	4,000	4,000	22,63	10	9	0,22
Модель 2	1	3,375	3,375	19,09	5	11	0,24
	2	4,000	3,375	20,93	5	11	0,21
	3	4,000	4,000	22,63	5	9	0,22
Модель 3	1	3,375	3,375	19,09	3	11	0,24
	2	4,000	3,375	20,93	3	11	0,21
	3	4,000	4,000	22,63	3	9	0,22
Модель 4	1	3,375	3,375	19,09	2	11	0,24
	2	4,000	3,375	20,93	2	11	0,21
	3	4,000	4,000	22,63	2	9	0,22

Для определения аэродинамического сопротивления теплообменных аппаратов получены зависимости вида:

$$\Delta p = c \cdot Re^{1,73}. \quad (8)$$

где  $c$  – постоянная при числе Рейнольдса.

В таблице 4 представлены полученные значения постоянной при числе Рейнольдса по результатам численного анализа с использованием *Realizable k-ε* модели турбулентности и с использованием числа  $Eu$ , определяемого по выражению (5).

Равные значения показателя степени при числе Рейнольдса по результатам численного моделирования и расчета по критерию Эйлера свидетельствуют об адекватности выражения (5) для определения аэродинамического сопротивления. Однако, отличается постоянная при числе Рейнольдса. Поэтому необходимо определить критериальное выражение Нуссельта для исследуемых теплообменных аппаратов и записать в виде выражения (5).

Таблица 4 – Значения постоянной  $c$  для исследованных моделей теплообменников

Номер модели теплообменника	Номер исполнения модели	Значения $c$ , определённые по результатам	
		численного моделирования – $k-ε$ модель турбулентности	расчета с использованием $Eu$ по выражению (5)
Модель 1	1	$2,45 \cdot 10^{-5}$	$1,29 \cdot 10^{-5}$
	2	$1,00 \cdot 10^{-5}$	$8,23 \cdot 10^{-6}$
	3	$9,12 \cdot 10^{-6}$	$6,84 \cdot 10^{-6}$
Модель 2	1	$2,19 \cdot 10^{-5}$	$1,53 \cdot 10^{-5}$
	2	$1,29 \cdot 10^{-5}$	$9,64 \cdot 10^{-6}$
	3	$1,06 \cdot 10^{-5}$	$8,02 \cdot 10^{-6}$
Модель 3	1	$2,76 \cdot 10^{-5}$	$2,02 \cdot 10^{-5}$
	2	$1,60 \cdot 10^{-5}$	$1,20 \cdot 10^{-5}$
	3	$1,32 \cdot 10^{-5}$	$9,96 \cdot 10^{-6}$
Модель 4	1	$3,88 \cdot 10^{-5}$	$2,84 \cdot 10^{-5}$
	2	$2,19 \cdot 10^{-5}$	$1,62 \cdot 10^{-5}$
	3	$1,80 \cdot 10^{-5}$	$1,35 \cdot 10^{-5}$

#### 4. Экспериментальная зависимость критерия Нуссельта для внешней поверхности теплообмена тепловых труб при сплошном гладком пластинчатом оребрении трубного пучка с шахматным расположением трубок.

Комплексным параметром, характеризующим эффективность передачи теплоты в тепловых трубах, является коэффициент теплопередачи,  $k_{тт}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К) который может быть определён по приближенной зависимости

$$k_{\text{тгг}} = \frac{\alpha_{\text{г}} \cdot \alpha_{\text{н}}}{\alpha_{\text{г}} + \alpha_{\text{н}}} \quad (9)$$

где  $\alpha_{\text{г}}$ ,  $\alpha_{\text{н}}$  – коэффициент теплоотдачи потоков теплого (вытяжного) и холодного (приточного) воздуха, определяемый выражением:

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d}, \quad (10)$$

Зависимость для определения критерия Нуссельта для теплообменных аппаратов с тепловыми трубами при сплошном гладком пластинчатом оребрении трубного пучка с шахматным расположением трубок при условной высоте рёбер от 7,8 до 10,72 мм, относительном шаге оребрения  $0,19 < s/h < 1,28$  и относительной толщине рёбер  $2,5 < s/\delta < 12,5$ , а также соотношении  $(1 - d/s'_2)/(a - 1) \leq 0,24$ , получена путём обработки данных численных экспериментов в виде

$$\text{Nu} = 0,218 \text{Re}^{0,681} \text{Pr}^{1/3} (s/h)^{0,2} (s/\delta)^{0,1134}. \quad (11)$$

При числе рядов труб  $n < 10$  необходимо использовать поправочный коэффициент по методике Л.Л. Васильева.

### **5. Экспериментальная зависимость критерия Эйлера для теплообменных аппаратов с тепловыми трубами при сплошном гладком пластинчатом оребрении трубного пучка с шахматным расположением трубок.**

Обобщение данных экспериментальных исследований на численных моделях теплообменников с тепловыми трубами позволило получить зависимость для расчета критерия Эйлера в следующем виде

$$\text{Eu} = 1,8(Z + 1)\text{Re}^{-0,25}. \quad (12)$$

Зависимость действительна для теплообменных аппаратов с тепловыми трубами при сплошном гладком пластинчатом оребрении трубного пучка с шахматным расположением трубок при условной высоте рёбер от 7,8 до 10,72 мм, относительном шаге оребрения  $0,19 < s/h < 1,28$  и относительной толщине рёбер  $2,5 < s/\delta < 12,5$ , а также соотношении  $(1 - d/s'_2)/(a - 1) \leq 0,24$ .

## **6. Рекомендации по применению теплообменников с тепловыми трубами в приточно-вытяжных системах вентиляции.**

Рекуперативные утилизаторы теплоты с тепловыми трубами следует использовать в оборудовании систем обеспечения микроклимата общественных, административных и производственных зданий. Рекуперативные теплоутилизаторы с тепловыми трубами в системах вентиляции и кондиционирования воздуха позволяют полностью разделить потоки приточного и вытяжного воздуха и предотвратить загрязнение приточного воздуха вытяжным.

Преимуществом теплообменников-утилизаторов с тепловыми трубами является уменьшение затрат на эксплуатацию за счет исключения побудителя движения теплоносителя.

Последовательность выполнения теплового расчета теплообменников с тепловыми трубами.

1. Выбирается материал тепловых труб и определяются геометрические параметры теплообменника и капиллярной структуры (длина испарительной секции  $l_e$ , длина конденсационной секции  $l_c$ , длина адиабатической части  $l_a$ , внешний диаметр труб  $d$ , форма канавок, число канавок и др.).

Принимается конструкция и основные геометрические характеристики теплообменника (тип оребрения, толщина ребер, шаг труб в продольном и поперечном направлениях и др.).

Рекомендуется в качестве материала тепловых труб использовать медь и алюминий. Наилучшей капиллярной структурой является прямоугольная канавка. В качестве теплоносителя предпочтительными являются фреоны R134A, R410A, R407C. Расположение труб в пучке – шахматное. Оребрение труб теплообменника – пластинчатое.

2. Определяются расчетные параметры, необходимые для определения ограничений теплопередающей способности тепловой трубы.

3. Определяется коэффициент теплопередачи теплообменного аппарата ( $k_{тт}$ ).

Для расчета коэффициентов теплообмена по сторонам теплообменного аппарата при относительном шаге оребрения  $0,19 < s/h < 1,28$  и относительной толщине оребрения  $2,5 < s/\delta < 12,5$  рекомендуется применять критерияльную зависимость:

$$Nu = 0,218 \cdot Re^{0,681} Pr^{1/3} (s/h)^{0,2} (s/\delta)^{0,1134},$$

4. Задается предварительная температура потоков воздуха на выходе из теплообменника и определяется температурный напор ( $\Delta t$ ) теплообменного аппарата.

5. По значениям коэффициента теплопередачи, температурного напора и площади поверхности теплообмена для 1 ряда тепловых труб определяется тепловая мощность, которая используется для определения температура воздуха на выходе из каждого ряда тепловых труб по приточному и вытяжному потокам воздуха.

6. Суммарный тепловой поток теплообменника ( $Q$ ) определяется суммированием тепловых потоков по рядам тепловых труб.

7. По полученному тепловому потоку определяется фактическая площадь теплообмена.

Полученное значение площади теплообмена сравнивается с ориентировочной (первоначально принятой). Если разность между фактической и ориентировочной площадями превышает 10%, производится корректировка температурного напора.

8. Определяется коэффициент эффективности ( $\epsilon$ ) теплообменного аппарата по выражению (2).

9. Производится расчет аэродинамического сопротивления ( $\Delta p_1, \Delta p_2$ ) по приточному и вытяжному потокам воздуха.

Рекомендуется для определения критерия Эйлера при  $(1-d/s^2)/(a-1) \leq 0,24$  применять зависимость:

$$Eu = 1,8(Z+1)Re^{-0,25}.$$

## ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В ходе проведения исследования полностью выполнены поставленные цели и задачи.

1. Выполнен анализ методов утилизации тепловой энергии в системах вентиляции и кондиционирования воздуха с использованием теплообменников на тепловых трубах. Выявлены преимущества применения аппаратов такого типа в системах вентиляции и кондиционирования воздуха, а также основные варианты их использования в качестве утилизаторов теплоты удаляемого вентиляционного воздуха, воздухоохладителей и осушителей обрабатываемого воздуха. Снижение расхода теплоты на подогрев приточного воздуха системами утилизации теплоты с тепловыми трубами составляет до 65%.

2. Выявлены особенности процессов теплообмена в тепловых трубах при наличии капиллярных сил. На основе анализа теплофизических характеристик тепловых труб наружным диаметром  $d=8$  мм с  $\Omega$ -образной, прямоугольной и треугольной канавками установлено, что наибольший тепловой поток обеспечивает применение прямоугольных канавок со следующими параметрами:

– первый вариант: глубина канавки – 0,3 мм; ширина канавки – 0,4 мм; число канавок – 14 шт.;

– второй вариант: глубина канавки – 0,3 мм; ширина канавки – 0,5 мм; число канавок – 12 шт.

Исследованы теплоносители для заполнения тепловых труб – фреон R134A, R410A и R407C. При использовании фреона R410A тепловой поток в среднем на 25% выше по сравнению с фреонами R134A и R407C.

3. Предложено техническое решение в виде способа крепления тепловых труб в трубной доске, обеспечивающее разделение потоков приточного и вытяжного воздуха и предотвращающее загрязнение приточного воздуха удаляемым. Способ крепления тепловых труб к трубной доске защищён патентом на изобретение RU 2799743 C1.

4. Разработана математическая модель теплообменного аппарата с тепловыми трубами, обеспечивающая наилучшую сходимость результатов численного моделирования, инженерного расчета и данных, полученных при выполнении лабораторного эксперимента при различных режимах работы.

5. Разработан лабораторный стенд и программа исследований тепловых и аэродинамических процессов в теплообменном аппарате с тепловыми трубами.

6. Установлена экспериментальная зависимость критерия Нуссельта для внешней поверхности теплообменных аппаратов с тепловыми трубами при сплошном гладком пластинчатом оребрении трубного пучка с шахматным расположением трубок при условной высоте рёбер от 7,8 до 10,72 мм, относительном шаге оребрения  $0,19 < s/h < 1,28$  и относительной толщине рёбер  $2,5 < s/\delta < 12,5$  в виде:  $Nu = 0,218 \cdot Re^{0,681} Pr^{1/3} (s/h)^{0,2} (s/\delta)^{0,1134}$ . Зависимость действительна для числа рядов трубок в направлении потока воздуха не менее 10.

7. Установлена экспериментальная зависимость критерия Эйлера для теплообменных аппаратов с тепловыми трубами при сплошном пластинчатом оребрении трубного пучка с шахматным расположением трубок при условной высоте рёбер от 7,8 до 10,72 мм, относительном шаге оребрения  $0,19 < s/h < 1,28$  и относительной толщине рёбер  $2,5 < s/\delta < 12,5$ , а также соотношении  $(1 - d/s'_2)/(a - 1) \leq 0,24$ , в виде:  $Eu = 1,8 (Z + 1) Re^{-0,25}$ .

8. Разработаны рекомендации по эффективному применению теплообменников с тепловыми трубами в приточно-вытяжных системах вентиляции и кондиционирования воздуха.

9. Перспективы дальнейших исследований направлены на определение оптимальных конструктивных параметров теплообменного аппарата с тепловыми трубами, при которых будут обеспечиваться максимальные

значения термического коэффициента эффективности. Кроме того, необходимо продолжить исследования особенностей испарительно-конденсационных процессов тепловых труб с использованием численного моделирования.

## ОСНОВНЫЕ НАУЧНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

### Статьи в журналах, рекомендованных ВАК РФ

1. **Тимофеев, А. В.** Совершенствование конструкции теплоутилизатора на тепловых трубах на основании результатов CFD – моделирования [Электронный ресурс] / А. В. Тимофеев, В. А. Яковлев // Вестник гражданских инженеров. – 2021. – № 3(86). – С. 113 – 119 (ВАК). – URL: <https://doi.org/10.23968/1999-5571-2021-18-3-113-119>

2. **Тимофеев А. В.** Сравнительный анализ тепловых характеристик термосифонов применительно для систем вентиляции и кондиционирования воздуха [Электронный ресурс] / А. В. Тимофеев // Известия высших учебных заведений. Строительство – 2022. – № 7(763). – С. 68 – 78 (ВАК). – URL: <https://doi.org/10.32683/0536-1052-2022-763-7-68-78>

3. **Тимофеев, А. В.** Исследование влияния капиллярной структуры термосифона на его тепловую мощность с теплоносителями R134a, R410a, R407c [Электронный ресурс] / А. В. Тимофеев // Вестник Белгородского государственного технологического университета имени В. Г. Шухова. – 2023. – № 3(8). – С. 56 – 66 (ВАК). – URL: <https://doi.org/10.34031/2071-7318-2022-8-3-56-66>

### Доклады и материалы конференций

4. Проектирование конструкции утилизатора теплоты с тепловыми трубами в системах вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст] / А. В. Петров, А. С. Ионов, И. В. Романов, Ю. В. Килиба, **А. В. Тимофеев** // XVI Минский международный форум по тепло- и массообмену: сборник тезисов докладов и сообщений. – Минск, 2021. – С. 1061 – 1062. (0,12 п.л.).

5. Системы охлаждения на основе медных тепловых труб [Текст] / Ю. В. Килиба, И. В. Романов, **А. В. Тимофеев**, А. В. Петров, А. С. Ионов // XVI Минский международный форум по тепло- и массообмену: сборник тезисов докладов и сообщений. – Минск, 2021. – С. 1034 – 1034. (0,06 п.л.).

6. Сравнительный анализ конструкций теплоутилизатора с тепловыми трубами при помощи *Ansys Fluent* [Текст] / **А. В. Тимофеев** // Современные проблемы развития Европейского Севера: материалы всероссийской научно-практической конференции. Под редакцией Р. В. Агиней. – Ухта. – 2023. – С. 191 – 195. (0,42 п.л.).

**Объекты интеллектуальной собственности**

7. Патент РФ №2799743 Способ крепления тепловых труб в трубной доске: № 2022128982: заявл. 08.11.2022: опубл. 10.07.2023 / **А. В. Тимофеев**, И. В. Романов, А. И. Михайлов, Р. Н. Игнатьев; заявитель, патентообладатель Акционерное общество «ОКБ-Планета». – Электронная копия доступна на сайте Федерального института промышленной собственности // ФИПС. – URL: <https://www1.fips.ru/iiss/document.xhtml?faces-redirect=true&id=fa6b2d16b43316b4b56b09dd84267c3a>

---

Компьютерная верстка *М. В. Смирновой*

Подписано к печати 05.04.2024. Формат 60×84  $\frac{1}{16}$ . Бумага офсетная.

Усл. печ. л. 1,5. Тираж 120 экз. Заказ 46.

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