

На правах рукописи



Вдовичев Антон Андреевич

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ
ПЛАСТИНЧАТЫХ РЕКУПЕРАТОРОВ 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 – 2023

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

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Уляшева Вера Михайловна

Официальные оппоненты: **Сулин Александр Борисович**
доктор технических наук,
ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский университет ИТМО», образовательный центр
«Энергоэффективные инженерные системы»,
профессор;

Зиганшин Арслан Маликович
доктор технических наук, доцент,
ФГБОУ ВО «Казанский государственный
архитектурно-строительный университет»,
кафедра «Информационные системы
и технологии в строительстве», заведующий
кафедрой.

Ведущая организация: **ФГБОУ ВО «Белгородский государственный
технологический университет
им. В. Г. Шухова».**

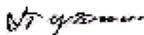
Защита диссертации состоится «12» декабря 2023 года в 11.00 часов на заседании диссертационного совета 24.2.380.03 при ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» по адресу: 190005, Санкт-Петербург, ул. 2-я Красноармейская, д.4, аудитория 220.

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/vdovichev-anton-andreevich>

Автореферат диссертации разослан «23» октября 2023 года.

Ученый секретарь
диссертационного совета



В. А. Пухкал

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Стратегической задачей нашей страны является повышение энергетической эффективности строящихся и эксплуатируемых зданий. К современным энергосберегающим технологиям относят: повышение термического сопротивления наружных ограждений и минимизацию инфильтрации, автоматизацию работы системы отопления, снижение водо- и теплопотребления систем горячего водоснабжения, рационализацию объемно-планировочных решений и др.

При внедрении технологий энергосбережения одной из ключевых проблем становится рост затрат тепловой энергии системы отопления на нагревание приточного воздуха при обеспечении санитарно-гигиенических норм воздухообмена. Это, а также безвозвратное удаление нагретого вытяжного воздуха, является существенным недостатком, препятствующим значительному снижению теплопотребления и экономии энергии. При таком режиме воздухообмена за отопительный период здание может потерять столько же энергии, сколько трансмиссией через наружные ограждения. Способом решения данной проблемы является организация системы механической вентиляции или кондиционирования воздуха (СКВ) с применением устройств теплорекуперации, позволяющих использовать низкопотенциальную теплоту удаляемого воздуха в качестве вторичного энергоресурса (ВЭР). В результате актуальным становится вопрос совершенствования конструкции теплообменника, рассмотрение возможности функционирования устройства при отрицательных температурах наружного воздуха, а также исследование методик теплового расчета.

Степень разработанности темы исследования. Существенный вклад по исследованию процессов теплопереноса и газодинамики в пластинчатых рекуператорах получен в работах: О.А. Аверковой, С.М. Анисимова, Н.В. Белоногова, В.Н. Богословского, Л.Д. Богуславского, Е.П. Вишневого, А.Н. Гвоздкова, М.Е. Дискаина, В.С. Ежова, А.И. Еремкина, И.Ю. Игнаткина, С.И. Исаева, Л.М. Коваленко, О.Я. Кокорина, А.И. Липа, К.И. Логачева, В.К. Мигая, А.Э. Пиира, М.Я. Поза, В.А. Пронина, А.М. Протасевича, А.Г. Сотникова, А.Б. Сулина, В.А. Уварова, V.M. Case, H. Hausen, C. Ionescu, Kyung Rae Kim, J. Kragh, Jae Keun Lee, A.L. London, G.E. Vlad и др.

Цель работы заключается в разработке способа рационализации конструкции перекрестно-точных пластинчатых воздухо-воздушных рекуператоров на основе численного моделирования, а также обеспечении режима работы в условиях предотвращения инееобразования на поверхности теплообмена.

Задачи исследования:

– осуществить комплексное исследование существующих систем утилизации низкопотенциальной теплоты удаляемого воздуха;

- рассмотреть способы предотвращения инееобразования на поверхности теплообмена в каналах удаляемого воздуха;
- произвести математическое моделирование влияния степени детализации расчетной сетки на точность решения применяемых уравнений газодинамики и теплопереноса;
- разработать схему и модернизировать лабораторную установку для осуществления экспериментальных исследований с целью проверки соответствия данных моделирования, инженерного расчета с результатами эксперимента;
- разработать методику построения упрощенной математической модели кассеты рекуператора, применяемой в лабораторной установке;
- разработать методику, алгоритм и программу инженерного расчета перекрестно-точного теплоутилизатора;
- на основе результатов численного эксперимента произвести рационализацию конструкции теплообменной поверхности с целью повышения ее энергоэффективности;
- выполнить исследование по формированию зон отрицательных температур в кассете рекуператора и возможности применения решений, предотвращающих инееобразование.

Объект исследования – воздухо-воздушный пластинчатый перекрестно-точный теплоутилизатор.

Предмет исследования – зависимости теплофизических, аэродинамических и безразмерных параметров теплообменивающихся сред математической модели от геометрии компактных развитых поверхностей рекуператора.

Методологической основой диссертационного исследования являются теоретические положения физико-математического описания процессов теплообмена и аэродинамики в пластинчатых рекуператорах на основе одномерного переноса и уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу.

Область исследования соответствует требованиям паспорта научной специальности ВАК: 2.1.3. – Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение: 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 следующем:

1. Доказана достаточность применения периодических граничных условий и модели турбулентности SST k- ω для оценки адекватности

лабораторного и численного исследований пластинчатого рекуператора теплоты.

2. Установлена экспериментальная зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса для перекрестно-точных пластинчатых рекуператоров, обеспечивающая согласованность данных моделирования, инженерного расчета и результатов экспериментальных исследований.

3. Получена экспериментальная зависимость температурного коэффициента эффективности от числа Рейнольдса для пластинчатого рекуператора теплоты открытого типа.

4. Установлены экспериментальные зависимости температурного коэффициента эффективности от модифицированного критерия Фурье и отношения водяных эквивалентов для перекрестно-точной схемы движения воздушных потоков в пластинчатых рекуператорах различных типоразмеров.

5. На основе численного эксперимента выявлены зоны конденсации и инееобразования на основе учета теплоты фазового перехода для пластинчатых перекрестно-точных рекуператоров с целью совершенствования конструктивного решения теплообменных поверхностей.

Теоретическая значимость диссертационного исследования заключается:

– в выявлении зависимостей температурного коэффициента эффективности от числа Нуссельта и модифицированного критерия Фурье для перекрестно-точных рекуператоров;

– в разработке математической модели пластинчатого утилизатора теплоты в программном комплексе ANSYS для обоснования рациональной конструкции рекуператора.

Практическая значимость диссертационного исследования заключается в разработке:

– программы теплового расчета пластинчатого перекрестно-точного рекуператора. Программа может использоваться в проектных организациях для подбора пластинчатых рекуператоров;

– конструктивных решений перекрестно-точных пластинчатых рекуператоров, повышающих температурную эффективность и защиту от инееобразования.

Положения, выносимые на защиту:

1. Математические модели кассеты пластинчатого рекуператора теплоты в программном комплексе ANSYS при различных вариантах конструктивных решений;

2. Математическая модель рекуператора, обеспечивающая сходимость теплофизических параметров моделирования с результатами экспериментального исследования и технической характеристикой рекуператора;

3. Экспериментальные зависимости температурного коэффициента эффективности от модифицированного критерия Фурье и отношения водяных

эквивалентов для перекрестно-точной схемы движения воздушных потоков в пластинчатом рекуператоре;

4. Конструкция перекрестно-точного рекуператора с повышенным температурным коэффициентом эффективности;

5. Данные по формированию области инееобразования и области выпадения конденсата на пластине перекрестно-точных рекуператоров в канале удаляемого воздуха.

Степень достоверности и апробация результатов. Достоверность результатов исследования доказана сходимостью данных математического моделирования, теплового расчета и стендового эксперимента.

Основные положения и результаты работы обсуждались и докладывались на всероссийских и международных конференциях:

1. XVI Международная научная конференция «Качество внутреннего воздуха и окружающей среды», Флоренция, 16–29 сентября 2018 г.;

2. XX Международная научная конференция «Качество внутреннего воздуха и окружающей среды», Москва, 21–24 сентября 2022 г.;

3. V Международная научно-практическая конференция «Методология безопасности среды жизнедеятельности 2022», Симферополь, 3–7 октября 2022 г.

Публикации. Основные результаты диссертационного исследования опубликованы в 7 печатных работах, из которых 4 статьи в научных журналах, рекомендованных ВАК, 1 публикация, индексируемая базами данных Scopus, и 1 свидетельство о регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объем диссертационной работы. Диссертация включает введение, четыре главы, заключение, список литературы из 136 наименований работ отечественных и зарубежных авторов и 7 приложений. Работа изложена на 171 странице основного текста и 35 страницах приложений, содержит 49 таблиц, 102 рисунка и 83 формулы.

Во введении приведены данные, подтверждающие актуальность диссертационного исследования. Сформулированы цель и задачи работы, а также положения, выносимые на защиту. Дана оценка теоретической и практической значимости диссертации.

В первой главе приведен анализ современных технико-технологических решений по повышению энергоэффективности зданий. Рассмотрены различные типы утилизаторов теплоты, используемые в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. Приведены применяемые способы предотвращения инееобразования в рекуперативных теплообменниках.

Во второй главе рассмотрены методики инженерного расчета перекрестно-точного рекуператора на основе одномерной модели переноса. Выполнено первичное численное моделирование, связанное с решением

задачи сеточной сходимости. Получены данные по рациональному числу сеточных ячеек и степени сгущения у поверхности теплообмена.

В третьей главе исследованы способы моделирования кассеты перекрестно-точного рекуператора. Выполнено экспериментальное исследование теплопередачи в пластинчатом рекуператоре на базе модифицированного лабораторного стенда. Получена рациональная модель рекуператора, обеспечивающая сходимость данных моделирования, инженерного расчета и стендового эксперимента. Выведены математические зависимости температурной эффективности при различных режимах работы исследуемых теплоутилизаторов.

В четвертой главе произведено моделирование совершенствуемых моделей пластинчатых рекуператоров. Получены данные термодинамических показателей эффективности модифицируемых моделей, на основе которых предложена конструкция перекрестно-точного рекуператора, повышающая теплопередачу. Исследованы особенности формирования зоны отрицательных температур в рекуператорах при рассмотрении различных моделей влажного воздуха, а также предложено техническое решение по обеспечению режима работы устройства при предотвращении инеобразования на поверхности теплообмена.

В заключении приведены главные итоги диссертационной работы. Обозначены перспективные направления по исследованию рекуперативных теплообменников.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИССЕРТАЦИИ, ВЫНОСИМЫЕ НА ЗАЩИТУ

1. Математические модели кассеты пластинчатого рекуператора теплоты в программном комплексе ANSYS при различных вариантах конструктивных решений.

С целью создания математической модели, адекватно описывающей процессы тепломассообмена и аэродинамики в пластинчатом воздухо-воздушном рекуператоре при перекрестно-точной схеме движения теплоносителей, исследована кассета теплоутилизатора ISIS Recover (модель HR-A-05-V-G4-E-1-60), которая представляет собой главный элемент модифицированной приточно-вытяжной установки лаборатории кафедры «Теплогазоснабжения и вентиляции» Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета (рисунок 1).

Кассета пластинчатого теплообменника установки ISIS Recover имеет нестандартную конструкцию. Разделение наружного и удаляемого воздушных потоков реализуется посредством постепенного уменьшения толщины каналов у торцов кассеты, что приводит к соединению двух пластин.

В результате, конструктивную поверхность можно разделить на центральную область (зона основной теплопередачи) и область разделения потоков, а также грани присоединения кассеты к каркасу установки (рисунок 2).

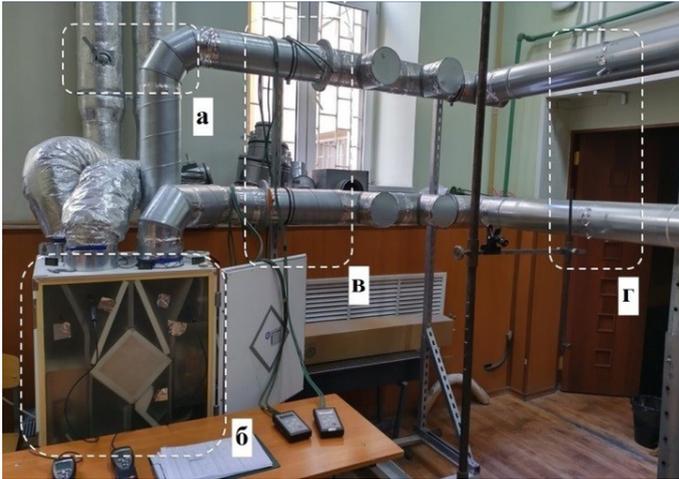


Рисунок 1 – Общий вид экспериментальной установки:
 а – секция изменения расходов воздуха; б – секция определения температур в теплоутилизаторе; в – секция измерения перепада давления;
 г – секция измерения расходов

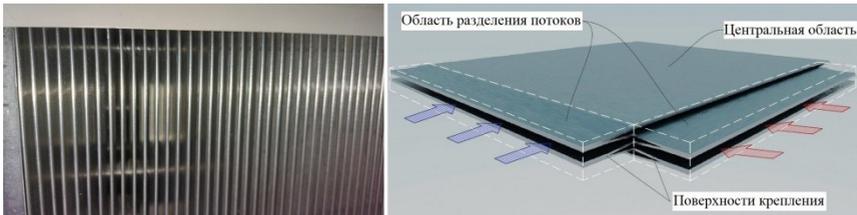


Рисунок 2 – Массив каналов кассеты рекуператора ISIS Recover и геометрия пластин

Поскольку кассета теплообменника имеет составную геометрию принято решение по созданию расчетной сетки в несколько этапов. На первом этапе производится генерация структурированной сетки для центральной области с применением метода MultiZone, на втором – в области разделения потоков.

Для построения и моделирования детализированной геометрии кассеты рекуператора необходимы существенные вычислительные ресурсы и время решения уравнений. Для решения данной проблемы исследуются четыре упрощенных модели с сохранением конструктивных особенностей геометрии:

Вариант №1. Модель составляет теплообменный блок, представляющий собой два канала удаляемого и наружного воздушных потоков, которые отделяются пластиной теплообмена (рисунок 3).

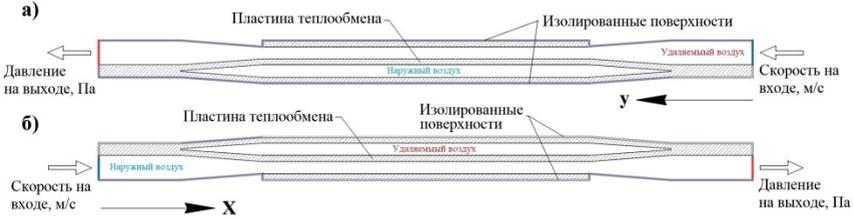


Рисунок 3 – Граничные условия, применяемые к граням двухканальной модели: а – разрез кассеты вдоль канала удаляемого воздуха; б – разрез кассеты вдоль канала наружного воздуха

Вариант №2. Теплообменный блок, содержащий чередующиеся каналы греющего и нагреваемого воздуха, учитывающий двухсторонний теплоперенос в каналах, расположенных в центре, и теплоперенос через одну пластину для граничных каналов (рисунок 4).

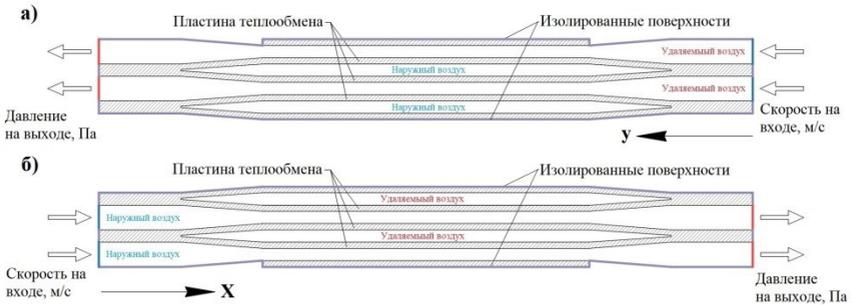


Рисунок 4 – Граничные условия, применяемые к граням четырехканальной модели: а – разрез кассеты вдоль канала удаляемого воздуха; б – разрез кассеты вдоль канала наружного воздуха

Вариант №3. Модель теплообменного блока, состоящего из центрального канала удаляемого воздушного потока, отделяемого пластинами с половинами боковых каналов наружного воздушного потока, ограниченных периодическими поверхностями, что образует бесконечный массив данных (рисунок 5).

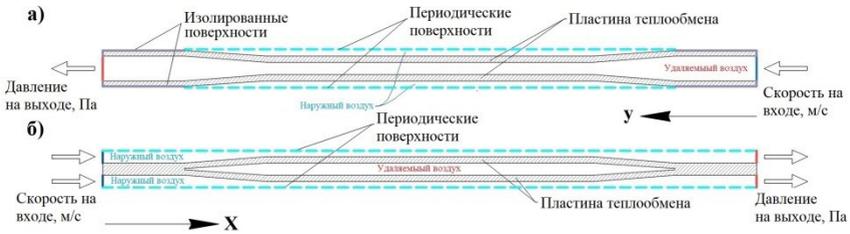


Рисунок 5 – Граничные условия, применяемые к граням модели теплоутилизатора с периодическими поверхностями: а – разрез кассеты вдоль канала удаляемого воздуха; б – разрез кассеты вдоль канала наружного воздуха

Вариант №4. Модель теплообменного блока с периодическими границами с учетом наличия гофрированной поверхности пластин теплообмена (рисунок 6).

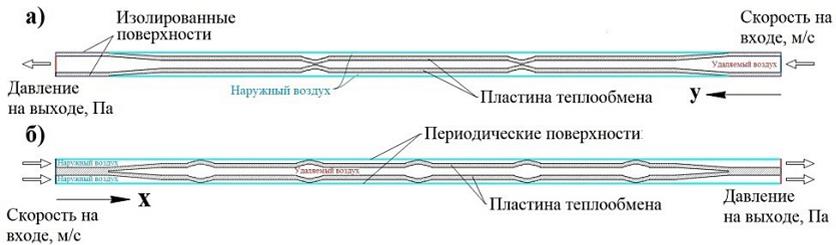


Рисунок 6 – Граничные условия, применяемые к граням модели рекуператора с гофрированными поверхностями: а – разрез кассеты вдоль канала удаляемого воздуха; б – разрез кассеты вдоль канала наружного воздуха

2. Математическая модель рекуператора, обеспечивающая сходимость теплофизических параметров моделирования с результатами экспериментального исследования и технической характеристикой рекуператора.

В результате реализации предыдущего положения разработана рациональная математическая модель рекуператора, обеспечивающая сходимость теплофизических параметров моделирования с результатами экспериментального исследования и технической характеристикой рекуператора.

В программе ANSYS Fluent на базе подключаемых моделей турбулентных потоков рассмотрены три варианта описания перемещения газообразной (текучей) среды.

Первая модель – Laminar, рассчитывающая ламинарные течения без учета вихревых образований.

Вторая модель Realizable k - ε описывает развитые турбулентные течения с учетом влияния сил трения вблизи твердых поверхностей за счет применения подключаемых полуэмпирических пристеночных функций. Модель основана на методе осреднения уравнений Навье-Стокса по Рейнольдсу и предполагает расчет вводимых параметров: турбулентной кинетической энергии (ТКЭ) k и скорости ее диссипации в тепловую энергию ε .

Третья модель – SST k - ω (модель Ментера), в которой реализуется расчет удельной скорости диссипации $\omega = \varepsilon / k$. Модификация SST (Shear Stress Transport) разделяет поток среды на зону развитого турбулентного движения и пограничный слой, для которого не используются пристеночные функции.

По результатам численного эксперимента рассматриваемых моделей турбулентности были получены зависимости коэффициента температурной эффективности от числа Рейнольдса: ламинарной (рисунок 7а), модели SST k - ω (рисунок 7б) и модели Realizable k - ε (рисунок 7в). На всех графиках отображена кривая $\theta_t = f(Re_n)$, построенная по приведенным в технической характеристике рекуператора данным экспериментального исследования производителя.

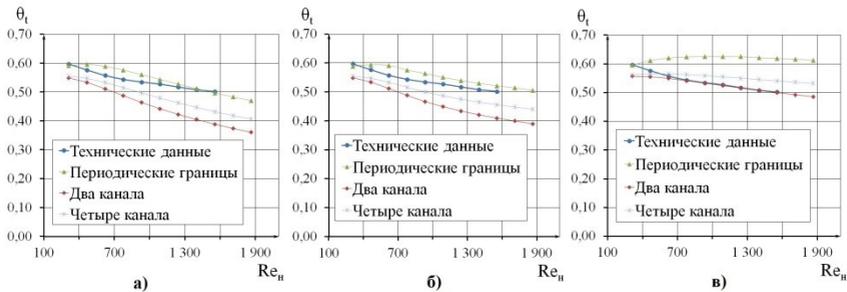


Рисунок 7 – Изменение θ_t в зависимости от Re_n :

а – модель турбулентности Laminar; б – модель турбулентности Realizable k - ω ;
в – модель турбулентности Realizable k - ε

Температурный коэффициент эффективности определяется как:

$$\theta_t = \frac{W_n (t_{n2} - t_{n1})}{W_{\min} (t_{y1} - t_{n1})} = \frac{G_n C_{pв} (t_{n2} - t_{n1})}{G_{\min} C_{pв} (t_{y1} - t_{n1})}, \quad (1)$$

где t_{n1} , t_{n2} – температуры наружного воздуха на входе и выходе из рекуператора соответственно, °С; t_{y1} – температура удаляемого воздуха на входе в рекуператор, °С; W_n – водяной эквивалент по наружному воздуху, Вт/°С; W_{\min} – минимальное значение W_n или W_y , Вт/°С; G_n – массовый расход наружного воздуха, кг/с; G_{\min} – минимальное значение G_n или G_y , кг/с; C_p – удельная теплоемкость воздуха, Дж / (кг · °С).

Значения получены для следующих условий: температура воздуха на входе в рекуператор $t_{y1} = 20$ °С, начальная температура наружного воздуха $t_{н1} = -5$ °С, диапазон объемных расходов воздуха $L = 100 \div 500$ м³/ч. Соответственно при осуществлении численного моделирования для двух воздушных потоков задаются аналогичные граничные условия.

Применение модели SST $k-\omega$, а также поверхностей с периодическими поверхностями позволяет добиться наилучшей согласованности между кривыми $\theta_t = f(\text{Re}_n)$, полученными в ходе математического моделирования и на основе экспериментальной характеристики производителя. Модель SST $k-\omega$ обеспечивает подобие падения температурной эффективности при росте числа Рейнольдса. Максимальное завышение θ_t составляет 5,9%. Модель ламинарного потока с периодическими поверхностями также близка к техническим данным, однако имеет возрастающую тенденцию к снижению θ_t , в результате чего полученная кривая пересекает кривую экспериментальных данных производителя при $\text{Re}_n = 1399 \div 1555$.

Модель Realizable $k-\varepsilon$ завышает значения θ_t . На начальном этапе при $\text{Re}_n = 311$ имеется совпадение данных, однако по мере роста расходов наблюдается возрастание температурной эффективности до значения 0,62, после чего θ_t практически остается неизменным.

Рассчитанные значения температурной эффективности для моделей теплопередачи 2-х и 4-х канальных блоков имеют расхождение с данными модели, содержащей периодические грани, при этом рост расходов ($L_y, L_n \rightarrow \max$) приводит к увеличению разницы $\Delta\theta_t$. Данная закономерность объясняется при изучении зависимости между отношением L_n/F_n и количеством каналов теплообменного блока со стороны нагреваемого потока Z_n (рисунок 8).

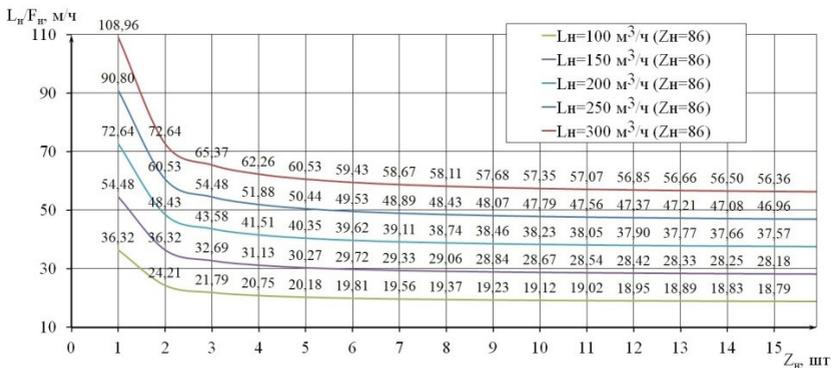


Рисунок 8 – Изменение L_n/F_n при росте числа каналов моделей рекуператора

Как видно, рост Z_n приводит к тому, что параметр L_n/F_n стремится к минимальному значению, равному половине начальной величины (L_n/F_n)_{нач.}

Каждое последующее приращение Z_n приводит к уменьшению эффекта от роста площади F_n . Резкое отличие значений L_n/F_n при $Z_n = 1$ и $Z_n = 2$ связано с тем, что по отношению к двухканальной модели (один канал нагреваемой среды) в четырехканальной (два канала нагреваемой среды) расход наружного воздуха увеличивается в два раза, а площадь поверхности теплообмена в три:

$$\frac{F_{Z_n=2}}{F_{Z_n=1}} = \frac{F_{гр.к} + F_k}{F_{гр.к}} = \frac{0,032 + 0,064}{0,032} = 3; \quad \frac{L_{Z_n=2}}{L_{Z_n=1}} = \frac{L_n \cdot 2}{L_n} = \frac{0,29 \cdot 2}{0,29} = 2. \quad (2)$$

Учет гофрированных поверхностей кассеты приводит к замедлению тренда падения температурной эффективности при турбулизации потока, что вызвано повышением передачи теплоты молями среды (рисунк 9).

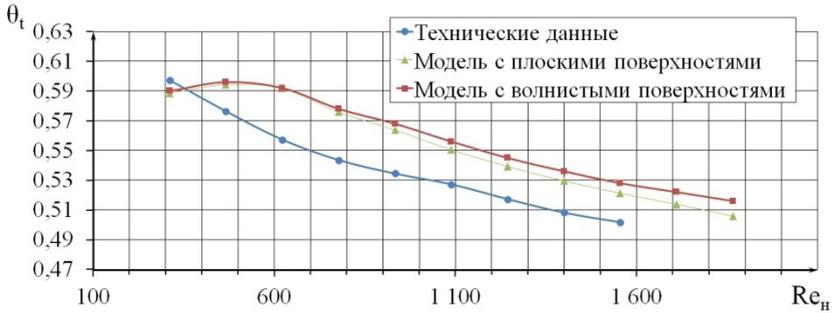


Рисунок 9 – Изменение θ_t в зависимости от Re_n при наличии гофрирования

3. Экспериментальные зависимости температурного коэффициента эффективности от модифицированного критерия Фурье и отношения водяных эквивалентов для перекрестно-точной схемы движения воздушных потоков в пластинчатом рекуператоре.

На основе уравнений теплового баланса и теплопередачи, а также уравнений линейного и логарифмического среднетемпературных напоров выведены алгебраические зависимости коэффициента температурной эффективности от модифицированного критерия Фурье при различных соотношениях массовых расходов воздушных потоков.

Рассмотрены два случая теплопередачи, описываемые с применением одномерной модели переноса и поправкой на изменение температур в каналах рекуператора по двум координатам. Первый случай: массовые расходы нагреваемого и греющего теплоносителей, и, следовательно, водяные эквиваленты примерно равны $W_n \approx W_y$. Второй случай: работа рекуператора в режиме нагревания наружного воздуха, при котором обеспечивается условие $W_n > W_y$.

Зависимость температурного коэффициента эффективности от модифицированного критерия Фурье первого случая:

$$\theta_i = \frac{1}{\frac{G_n \cdot Cp}{k \cdot F \cdot \varepsilon_i} + 1}, \quad (3)$$

где k – коэффициент теплопроводности, Вт/(м²·°С); F – площадь теплообменной поверхности, м²; ε_i – поправочный коэффициент на перекрестно-точную схему движения воздушных потоков.

Зависимость температурного коэффициента эффективности от модифицированного критерия Фурье второго случая:

$$\theta_i = \frac{1 - e^{-Fo' \cdot \varepsilon_i \left(1 - \frac{W_y}{W_n}\right)}}{1 - \frac{W_y}{W_n} \cdot e^{-Fo' \cdot \varepsilon_i \left(1 - \frac{W_y}{W_n}\right)}}. \quad (4)$$

Поправочный коэффициент, учитывающий движение потоков воздуха по двум координатам:

$$\varepsilon_i = \frac{F_{\text{общ}}^{0,1}}{1,2Fo'^{0,6}}. \quad (5)$$

Произведена проверка соответствия результатов моделирования и данных, полученных с применением выведенных зависимостей для рекуператоров перекрестно-точного типа стандартных габаритных размеров (таблица 1).

Таблица 1 – Геометрические характеристики рекуператоров

№	Габариты рекуператора А×В×С, м	Толщина канала δ_k , м	Общая площадь поверхности теплообмена $F_{\text{общ}}$, М ²	Общее число каналов Z, шт.	Площадь живого сечения f_c , М ²	Эквивалентный диаметр $d_{\text{экв}}$, м
1	0,4×0,4×0,2	0,005	12,48	40	0,04	0,01
2	0,6×0,6×0,3		42,48	60	0,109	
3	0,8×0,8×0,4		101,12	80	0,16	
4	1,0×1,0×0,5		198	100	0,25	

На рисунке 10 показаны применяемые граничные условия моделей.

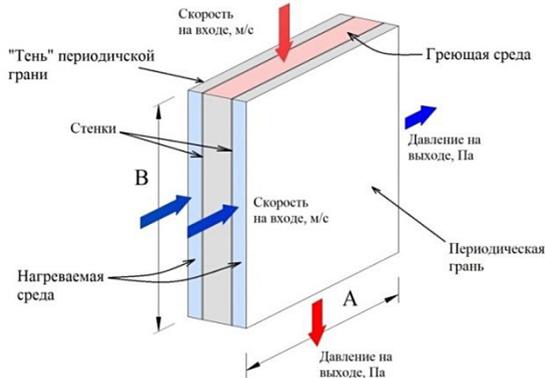


Рисунок 10 – Граничные условия, подключаемые к поверхностям моделей

В результате получены зависимости температурного коэффициента эффективности от числа Рейнольдса моделей рекуператоров для различных температурных условий. На рисунке 11 представлен режим работы при $W_y / W_n = 0,91$. Кривые $\theta_i = f(\text{Re}_n)$ построены: 1) при помощи решателя ANSYS Fluent; 2) на основе методики теплового расчета с использованием существующих табличных данных; 3) с применением выведенных зависимостей.

На приведенных графиках прослеживается тенденция повышения кривой изменения температурной эффективности от числа Рейнольдса с увеличением площади поверхности теплообмена вверх по оси ординат. Сопоставление результатов моделирования и инженерного расчета показывают, что зависимость 4 более корректно описывает темп падения θ_i при повышении Re .

На рисунке 12 представлены полученные зависимости $\theta_i = f(\text{Re}_n)$ при различных способах расчета площади поверхности теплообмена, числа Нуссельта и модифицированного критерия Фурье для рекуператора ISIS Recover HR-A-05-V-G4-E-1-60 лабораторной установки.

Применение общей площади поверхности теплообмена ($F_{\text{общ}}$) в уравнении модифицированного критерия Фурье и числа Рейнольдса, применяемого в уравнении вида $\text{Nu} = f(\text{Re})$

$$\text{Fo}'_{n,y} = \frac{k \cdot F}{W_{\min}}, \quad (6)$$

$$\text{Nu}_{n,y} = 1,99 \cdot \text{Re}_{n,y}^{0,09} \cdot \text{Pr}_{n,y}^{0,33}, \quad (7)$$

где $k = \frac{d_{\text{экв}}}{1,99 \cdot \text{Re}_n^{0,09} \cdot \text{Pr}_n^{0,33} \cdot \lambda_n} + \frac{d_{\text{экв}}}{1,99 \cdot \text{Re}_y^{0,09} \cdot \text{Pr}_y^{0,33} \cdot \lambda_y}$ обеспечивает наилучшую согласованность данных.

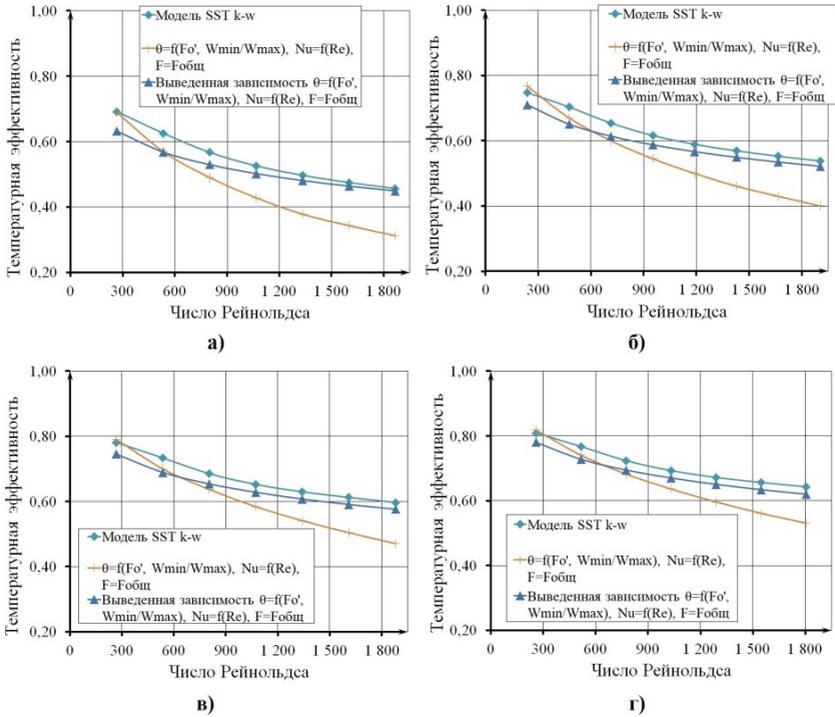


Рисунок 11 – Зависимость θ_t от Re 1-й (а), 2-й (б), 3-й (в) и 4-й (г) модели рекуператора при $t_{н1} = -5^\circ\text{C}$, $t_{y1} = 20^\circ\text{C}$ и $W_y/W_n = 0,91$

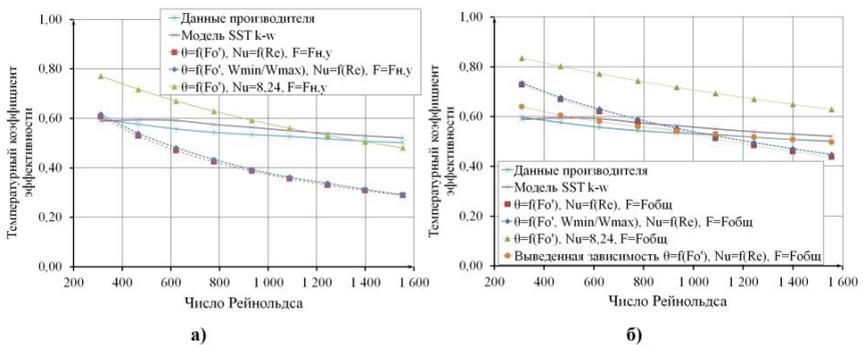


Рисунок 12 – Изменение θ_t в зависимости от Re при $F = F_{y,n}$ (а) и $F = F_{общ}$ (б)

Занижение значений θ_t наблюдается при использовании в уравнении 6 площади поверхности теплообмена по одному потоку $F_{н,y}$. При этом

рост числа Рейнольдса приводит к значительному отрыву кривой падения эффективности: при $Re_n=1555$ отклонение составляет $\Delta\theta_t = 42,43\%$.

Наблюдается усиливающийся темп падения кривой $\theta_t = f(Re)$, построенной с использованием табличных данных $\theta_t = f(Fo', W_{min} / W_{max})$ при $F = F_{общ}$, по сравнению с техническими данными производителя и математической моделью. Вследствие чего, при незначительных величинах Рейнольдса ($Re_n = 311$) инженерный расчет завышает значение θ_t на 17,99%, а при больших ($Re_n = 1555$) – занижает на 12,75%.

Использования числа Нуссельта, равного 8,24 для щелевых каналов, приводит к максимальному росту θ_t на большем диапазоне изменения числа Рейнольдса (при $F = F_{общ}$ и $F = F_{н.у.}$). При этом найденные коэффициенты теплоотдачи $\alpha_n = 65,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ и $\alpha_y = 71,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$, что превышает предельное значение $\alpha = 50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ для воздухо-воздушных теплообменников. Таким образом, применение величины $Nu = 8,24$ приводит к некорректному описанию теплопереноса.

На рисунках 13 и 14 представлены зависимости температурной эффективности от начальной температуры наружного воздуха, рассчитанные по результатам выполненных лабораторных измерений. Как видно, наилучшая согласованность данных достигается при увеличении расходов наружного и удаляемого воздуха. Наибольшая погрешность прослеживается при $L_n=110,4 \text{ м}^3/\text{ч}$, $L_y=107,2 \text{ м}^3/\text{ч}$. Для эксперимента №1.1 максимальное отклонение между результатами измерений и данных моделирования составляет $\Delta\theta_t = 14,7\%$, для эксперимента №3.1 – $\Delta\theta_t = 7,3\%$.

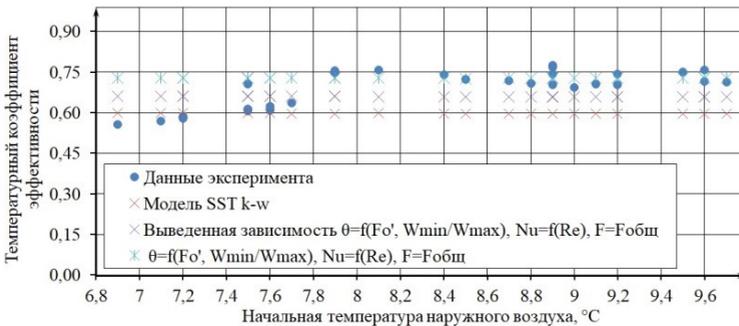


Рисунок 13 – Изменение θ_t при росте $t_{н1}$, полученное в эксперименте №1.1 ($L_n=110,4 \text{ м}^3/\text{ч}$, $L_y=107,2 \text{ м}^3/\text{ч}$)

Достоинством полученных зависимостей 3 и 4 является возможность определения значений θ_t при повышенных величинах модифицированного критерия Фурье, характерных для рекуператоров с большими габаритами и развитой поверхностью теплообмена.

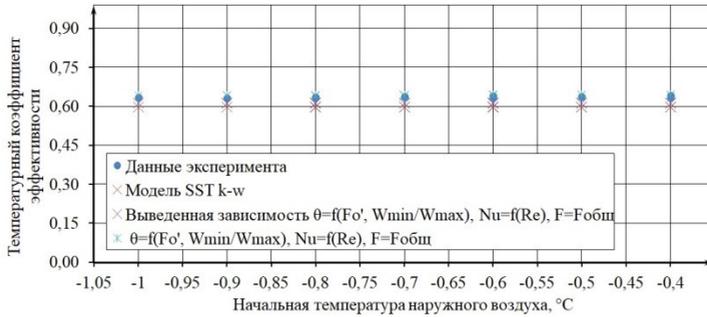


Рисунок 14 – Изменение θ_t при росте t_{n1} , полученное в эксперименте №3.1 ($L_n=192,3 \text{ м}^3/\text{ч}$, $L_y=186,5 \text{ м}^3/\text{ч}$)

Выполнено моделирование теплопередачи в пластинчатом теплоутилизаторе с размерами $2,0 \times 2,0 \times 1,0 \text{ м}$, толщиной канала $\delta_k = 0,005 \text{ м}$, общей площадью поверхности теплообмена $F_{\text{общ}} = 1592 \text{ м}^2$, общим числом каналов $Z = 200$ шт., площадью живого сечения $f_c = 1 \text{ м}^2$ и эквивалентным диаметром $d_{\text{экв}} = 0,01 \text{ м}$.

На рисунке 15 показаны кривые изменения температурной эффективности от числа Рейнольдса.

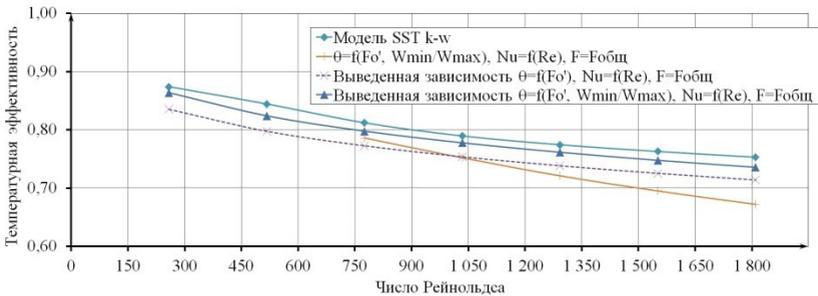


Рисунок 15 – Зависимость температурной эффективности от числа Рейнольдса рекуператора $2,0 \times 2,0 \times 1,0$ при $t_{n1} = -5 \text{ °C}$, $t_{y1} = 20 \text{ °C}$ и $W_y/W_n = 0,91$

Выведенные уравнения 3 и 4 позволяют определить коэффициент температурной эффективности при значениях $Fo' > 7$. В данном расчете для режима $W_y / W_n = 0,91$ при $Re = 259$ критерий Фурье $Fo' = 14,4$.

4. Конструкция перекрестно-точного рекуператора с повышенным температурным коэффициентом эффективности.

Выполнено исследование по рационализации конструкции перекрестно-точного рекуператора с размерами $A = B = 0,4 \text{ м}$, $C = 0,2 \text{ м}$, $\delta_k = 0,005 \text{ м}$, $Z_{n,y} = 20$ шт. на основе метода повышения площади поверхности теплообмена.

Рассмотрены четыре способа модификации: 1. увеличение количества пластин за счет уменьшения толщины канала; 2. дополнительное оребрение П-образным профилем по всему объему каналов; 3. дополнительное оребрение П-образным профилем в области максимальной разности температур потоков наружного и удаляемого воздуха; 4. увеличение количества пластин за счет уменьшения толщины канала при противоточном движении потоков.

Условием модификации является обеспечение равенства поверхности теплообмена, площади живого сечения канала, и как следствие $v_{н,у1} \approx v_{н,у2} \approx v_{н,у3}$. Модификация выполняется в несколько этапов: 1) производится увеличение количества каналов, и, следовательно, пластин рекуператора на величину $Z_{н,у} = 1$ шт.; 2) определяются значения площади теплообменной поверхности первой модификации $F_{н,у1}$ и $F_{общ1}$; 3) находится количество проходов для способов №2 и №3, при котором обеспечивается условие $F_{у,н1} \approx F_{у,н2} \approx F_{у,н3}$.

В таблице 2 представлены характеристики модифицируемых рекуператоров на третьем этапе, при увеличении $Z_{н,у}$ до 23 шт.

Таблица 2 – Основные характеристики моделируемых рекуператоров

Способ модификации рекуператора	Общая поверхность теплообмена, $F_{общ}$, M^2	Компактность рекуператора, S , M^2/M^3	Площадь живого сечения, f_c , M^2	Минимальная скорость воздуха на входе, $v_{н,у}$, M/c	Число проходов оребрения в канале, $n_{пр}$, шт.
Базовая	12,48	390,0	0,04	0,347	–
1.3	14,40	450,0	0,04	0,347	–
2.3	14,48	452,5	0,04	0,350	14
3.3	14,48	452,5	0,04	0,352	27
4.3	14,40	450,0	0,04	0,347	–

На рисунке 16 показаны графики температурной эффективности θ_t , потерь давления в канале $\Delta P_{кан}$ и коэффициента использования энергии η_o модифицируемых моделей по отношению к базовой геометрии кассеты теплоутилизатора при росте объемных расходов.

Коэффициент использования энергии рассчитывается по формуле:

$$\eta_o = \frac{Q}{N}, \quad (8)$$

где Q – количество передаваемой теплоты от греющего теплоносителя к нагреваемому, Вт; N – затраты энергии на преодоление аэродинамического сопротивления рекуператора, Вт.

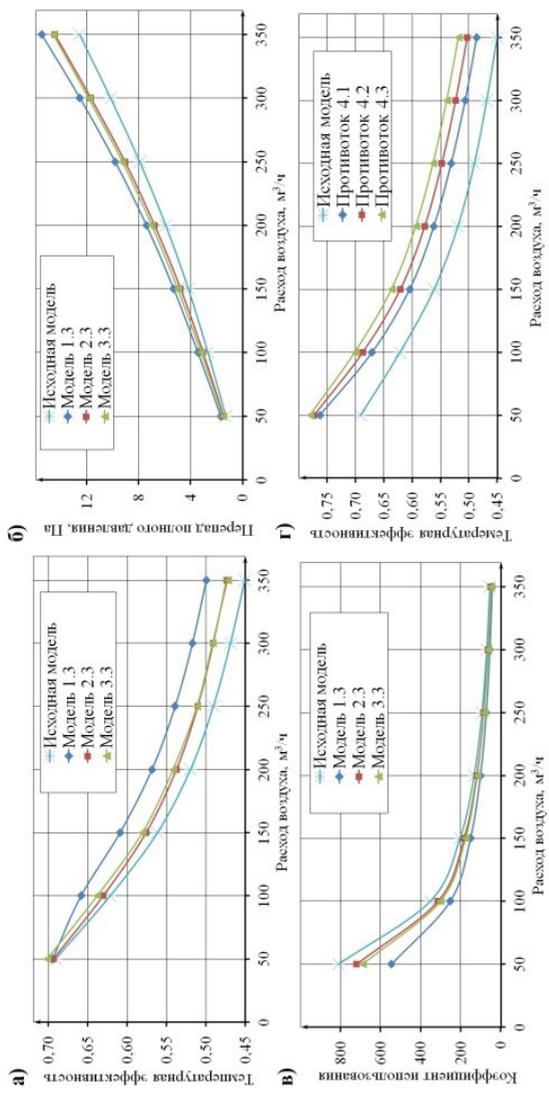


Рисунок 16 – Изменение θ , $\Delta P_{\text{кан}}$ (б) и η_p (в) перекрестно-точных моделей и θ , (г) противоточных моделей при росте $L_{\text{из}}$

Наибольший рост θ_i наблюдается при увеличении числа каналов как для модели перекрестно-точного, так и противоточного типа: для модели 1.3 при $L_{н,у} = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$ $\Delta\theta_i = 5,6\%$.

Использование ребер в области максимального температурного напора обеспечивает повышение θ_i по сравнению с моделью, имеющей оребрение по всему объему каналов: при $L_{н,у} = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$ на 3 этапе модификации рост θ_i составляет 1,3%.

Значительный рост перепада полного давления в канале характерен для рекуператоров открытого типа, в которых производится сужение толщины каналов: при $L_{н,у} = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$ $\Delta P_{\text{кан}} = 22,3\%$ для перекрестно-точной модификации 1.3. Темп приращения величины $\Delta P_{\text{кан}}$ рекуператоров, содержащих дополнительные проходы оребрения, по отношению к исходной модели меньше, чем для моделей, предполагающих увеличение количества каналов.

Сопоставление значений η_p показывает, что наиболее оптимальными являются модификации, содержащие дополнительное оребрение. С учетом данных по изменению температурной эффективности и потерям напора в канале рациональной является конструкция кассеты с оребрением в области максимального перепада температур между теплоносителями.

5. Данные по формированию области инееобразования и области выпадения конденсата на пластине перекрестно-точных рекуператоров в канале удаляемого воздуха.

Выполнено моделирование случаев теплопереноса без выпадения конденсата (относительная влажность удаляемого воздуха $\bar{\varphi}_{y_1} = 0\%$) и с учетом механизма капельной конденсации (относительная влажность удаляемого воздуха 35%, 40% и 45%). Для рассмотрения задач тепло- и массообмена в ANSYS Fluent используются модели двухфазного потока и эйлеровской настенной пленки. Начальная скорость воздушных потоков на входе принимается $v_{н,у} \approx 2 \text{ м/с}$.

На рисунках 17 и 18 изображены поля инееобразования и области конденсации на пластине теплообмена гомогенной и двухкомпонентной модели воздуха при различных начальных температурах наружного воздуха t_n . Для модели, учитывающей выпадение влаги, обозначены углы поворота одностворчатых клапанов, обеспечивающих обтекание потока воздуха в обход зоны отрицательных температур.

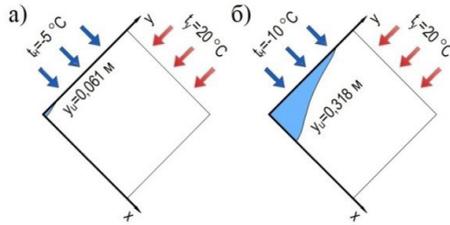


Рисунок 17 – Распределение отрицательных температур на пластине рекуператора с размерами $0,4 \times 0,4 \times 0,2$ м при $t_n = -5$ °C (а) и $t_n = -10$ °C (б)

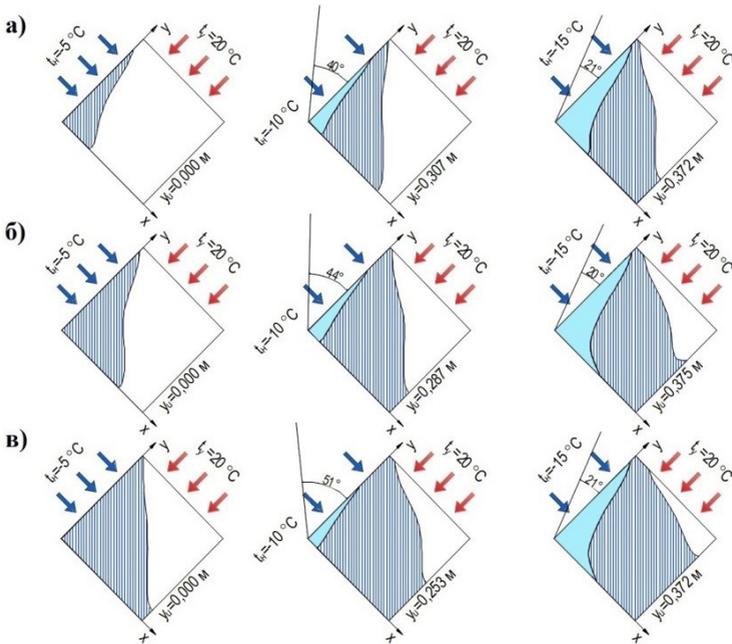


Рисунок 18 – Зоны отрицательных температур и конденсации водяного пара на пластине рекуператора с размерами $0,4 \times 0,4 \times 0,2$ м при $\bar{\varphi}_{y_1} = 35\%$ (а), $\bar{\varphi}_{y_1} = 40\%$ (б) и $\bar{\varphi}_{y_1} = 45\%$ (в)

Учет теплоты фазового перехода приводит к уменьшению области инеобразования в диапазоне начальных температур наружного воздуха от -5 до -10 °C. Для рекуператора габаритами $0,4 \times 0,4 \times 0,2$ м критическая температура наружного воздуха $t_n^{кр}$ смещается к -10 °C (при $t_n = -5$ °C область отрицательных температур отсутствует). Уменьшение длины перекрытия канала y_n при $t_n = -10$ °C по отношению к модели без конденсации составляет 3,46% при $\bar{\varphi}_{y_1} = 35\%$, 9,78% при $\bar{\varphi}_{y_1} = 40\%$ и 20,44% при $\bar{\varphi}_{y_1} = 45\%$.

Применение одностворчатого клапана с целью перераспределения потока в обход холодного угла допустимо при использовании рекуператоров с небольшими габаритами и площадью (например, $0,4 \times 0,4 \times 0,2$ м; $F_{\text{общ}} = 12,48$ м²) при обеспечении рациональной скорости потоков $v \approx 2$ м/с. Перекрытие области инееобразования клапаном допускается в диапазоне $t_{\text{н}}^{\text{кр}} = -5 \div -10$ °С.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В ходе проведения исследования полностью были выполнены поставленные цели и задачи.

1. Выполнен комплексный анализ современного состояния теплоутилизаторного оборудования. В частности, рассмотрены способы, связанные с повышением количества передаваемой тепловой энергии от греющей среды к нагреваемой в пластинчатых воздухо-воздушных рекуператорах, а также технические и конструктивные решения, применяемые для предотвращения инееобразования в каналах пакета со стороны наружного воздуха.

2. Выполнено исследование сеточной сходимости, необходимое для дальнейшего рассмотрения особенностей теплопередачи и газодинамики в пластинчатых рекуператорах воздуха в программе ANSYS Fluent. Выявлено, что минимальное количество ячеек вдоль пластин теплообмена при габаритах пластины рекуператора $0,4 \times 0,4$ м является 100 шт., в поперечном сечении – 20 шт.

3. На основе существующего лабораторного стенда реализовано экспериментальное исследование по определению температурной эффективности перекрестно-точного рекуператора теплоты при различных режимах работы.

4. Разработана математическая модель перекрестно-точного пластинчатого рекуператора, обеспечивающая наилучшую сходимость результатов теплового расчёта, характеристики производителя и данных, полученных при выполнении стендового эксперимента при различных начальных условиях.

5. На основе уравнений теплопередачи, теплового баланса и среднего температурного напора найдены зависимости коэффициента температурной эффективности от модифицированного критерия Фурье для различных соотношений массовых расходов воздушных потоков

$$\theta_t = \frac{1}{\frac{G_{\text{н}} \cdot C_p}{k \cdot F \cdot \varepsilon_t} + 1}, \quad \theta_t = \frac{1 - e^{-\text{Fo}' \cdot \varepsilon_t \left(1 - \frac{W_y}{W_{\text{н}}}\right)}}{1 - \frac{W_y}{W_{\text{н}}} \cdot e^{-\text{Fo}' \cdot \varepsilon_t \left(1 - \frac{W_y}{W_{\text{н}}}\right)}} \quad \text{при} \quad \varepsilon_t = \frac{F_{\text{общ}}^{0,1}}{1,2 \text{Fo}'^{0,6}},$$

а также зависимости числа Нуссельта вида $Nu_{н,у} = 1,99 \cdot Re_{н,у}^{0,09} \cdot Pr_{н,у}^{0,33}$, адекватно описывающие результаты численного моделирования и инженерного расчета, а также экспериментальных исследований.

6. Рассмотрены различные способы модификации конструкции пластинчатых рекуператоров. Обосновано формирование дополнительного оребрения в области максимального температурного напора для повышения температурной эффективности при незначительном росте перепада давления в канале теплообменного аппарата.

7. Получены данные по распределению отрицательных температур на пластине теплообмена со стороны удаляемого воздушного потока для рекуператоров различных размеров. Результаты моделирования показывают, что учет водяного пара в потоке удаляемого воздуха совместно с механизмом конденсации обеспечивают дополнительный теплоприток, что приводит к уменьшению области инееобразования в кассете рекуператора.

8. Применение односторчатого клапана для борьбы с инееобразованием допускается при использовании рекуператоров открытого типа с небольшими габаритами и площадью поверхности теплообмена, а также в условиях, когда температура наружного воздуха не опускается ниже диапазона $-5 \div -10$ °С.

Перспективой последующего исследования пластинчатых рекуператоров является моделирование процессов теплопереноса через пластины с волнообразными и прерывистыми поверхностями. Кроме того, применение передовых способов моделирования в программе ANSYS повозит осуществлять исследования энтальпийных теплоутилизаторов.

ОСНОВНЫЕ НАУЧНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ:

Статьи в журналах, рекомендованных ВАК РФ

1. **Вдовичев, А.А.** Особенности численного моделирования пластинчатого перекрестно-точного рекуператора воздуха [Электронный ресурс] / А.А. Вдовичев // Вестник евразийской науки. – 2021. – Т. 13. – №5. – Режим доступа: esj.today/PDF/32SAVN521.pdf

2. **Вдовичев, А.А.** Численное исследование теплопереноса и аэродинамики в перекрестно-точном рекуператоре открытого типа [Электронный ресурс] / А.А. Вдовичев // Вестник евразийской науки. – 2022. – Т. 14. – №2. – Режим доступа: esj.today/PDF/21ECVN222.pdf

3. **Вдовичев, А.А.** Расчет температурной эффективности перекрестно-точных рекуператоров воздуха [Текст] / А.А. Вдовичев, В.А. Пухкал, В.М. Уляшева // Материалы V международной научно-практической конференции «Методология безопасности среды жизнедеятельности 2022». Специальный выпуск. – 2022. – S1. – С. 81–90. (0,6 п.л.).

4. **Вдовичев, А.А.** К вопросу определения температурной эффективности пластинчатых перекрестно-точных рекуператоров воздуха [Электронный ресурс] / А.А. Вдовичев // Вестник евразийской науки. – 2022. – Т. 14. – №5. – Режим доступа: esj.today/PDF/36SAVN522.pdf

Статьи в журналах, входящих в Scopus

5. **Vdovichev, A.A.** Peculiarities of thermal calculation of cross-flow plate air recuperators [Electronic resource] / A.A. Vdovichev // IOP Conference Series Earth and Environmental Science. – 2023. – Vol. 1171. – №1. – URL: iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/1171/1/012020/pdf

Статьи в других изданиях

6. **Вдовичев, А.А.** Современные способы повышения интенсивности теплопередачи в пластинчатых воздухо-воздушных рекуператорах [Текст] / А.А. Вдовичев, В.М. Уляшева // Материалы XX Международной научной конференции «Качество внутреннего воздуха и окружающей среды». – 2022. – С. 137–142. (0,3 п.л.).

Программы для ЭВМ

7. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2023611622 Российская Федерация. Программа теплового расчета пластинчатого перекрестно-точного рекуператора воздуха / А. А. Вдовичев; заявитель и правообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет». – № 2023611622; заявл. 11.01.2023; опубл. 23.01.2023. – 1 с.

Компьютерная верстка *М. В. Смирновой*

Подписано к печати 25.09.2023. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная.

Усл. печ. л. 1,5. Тираж 120 экз. Заказ 130.

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.

