

БЕЛГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМ. В.Г. ШУХОВА

На правах рукописи



САВВИН НИКИТА ЮРЬЕВИЧ

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И МЕТОДА РАСЧЕТА
ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА
С ПОВЫШЕННОЙ ЭФФЕКТИВНОСТЬЮ

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

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор
Кущев Леонид Анатольевич

Белгород 2022

ВВЕДЕНИЕ.....	6
ГЛАВА 1 ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ В РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ И ЗА РУБЕЖОМ.....	13
1.1 Развитие системы теплоснабжения в Российской Федерации и за рубежом.....	13
1.1.1 Характеристика систем теплоснабжения России и развитых стран мира.....	13
1.1.2 Тенденции совершенствования систем теплоснабжения в Российской Федерации.....	21
1.2 Применение пластинчатых теплообменников в системах теплоснабжения и промышленности.....	22
1.3 Методы интенсификации теплообменных процессов в пластинчатых теплообменниках.....	26
1.4 Пластинчатый теплообменник с повышенной турбулизацией теплоносителя.....	33
1.5 Задачи исследования и методологические основы работы.....	36
1.6 Выводы.....	38
ГЛАВА 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА С ГОФРИРОВАННЫМИ ПЛАСТИНАМИ ИЗМЕНЕННОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ.....	39
2.1 Геометрическая модель канала теплообменного аппарата.....	39
2.2 Гидравлическое сопротивление гофрированной поверхности при турбулентном обтекании жидкости.....	43
2.3 Определение средней температуры модифицированной гофрированной пластины.....	46
2.4 Определение коэффициента теплопередачи интенсифицированного пластинчатого теплообменника.....	51
2.5 Выводы.....	57

ГЛАВА 3 МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В	
ИНТЕНСИФИЦИРОВАННОМ ПЛАСТИНЧАТОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ..	
	58
3.1	Построение и структура интерфейса программных систем
	для расчета пластинчатого теплообменника.....
	58
3.1.1	Концептуальная модель интерфейса.....
	61
3.1.2	Методы обеспечения надежности и эффективности
	вычислительного процесса.....
	63
3.2	Алгоритм математической модели процесса теплообмена в
	интенсифицированном теплообменнике.....
	65
3.3	Компьютерное моделирование движения теплоносителя с помощью
	программного комплекса «Ansys».....
	71
3.4	Выводы.....
	77
ГЛАВА 4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ	
ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА С МОДИФИЦИРОВАННЫМИ	
ГОФРИРОВАННЫМИ ПЛАСТИНАМИ.....	
	78
4.1	Программа исследований и описание лабораторной установки.....
	78
4.2	Методика измерений и оценка достоверности полученных
	результатов.....
	86
4.3	Исследование температурного поля модифицированной
	гофрированной поверхности с использованием тепловизионного
	метода.....
	92
4.4	Выводы.....
	98
ГЛАВА 5 ПРОМЫШЛЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ	
ИНТЕНСИФИЦИРОВАННОГО ПЛАСТИНЧАТОГО	
ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА.....	
	100
5.1	Программа промышленных исследований.....
	100
5.2	Гидродинамические исследования интенсифицированного
	пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной
	турбулизацией теплоносителя.....
	106
5.3	Технико-экономический расчет.....
	111

5.4	Инженерная методика расчета.....	115
5.5	Выводы.....	119
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	121
	УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ.....	123
	БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	126
	ПРИЛОЖЕНИЯ.....	145
	Приложение А. Сравнение конструктивно-технологических и технических характеристик двух типов теплообменников.....	146
	Приложение Б. Патент № 199344 «Пластина теплообменника».....	147
	Приложение В. Программа расчета параметров интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя.....	148
	Приложение Г. Патент № 200477 «Пластина теплообменника».....	163
	Приложение Д. Патент № 201068 «Пластина теплообменника».....	164
	Приложение Е. Технические характеристики тепловизора FLIR i50..	165
	Приложение Ж. Акт поверки тепловизора FLIR i50.....	166
	Приложение И. Результаты экспериментов, выполненные с помощью тепловизора FLIR i50.....	167
	Приложение К. Акт промышленных испытаний интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя в системе отопления.....	170
	Приложение Л. Акт промышленных испытаний интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя в системе химводоотчистки.....	171
	Приложение М. Счет на покупку пластинчатого теплообменного аппарата с дополнительным комплектом гофрированных пластин и герметизирующих прокладок.....	172
	Приложение Н. Стоимость работ по промывке пластинчатого теплообменного аппарата.....	174

Приложение П. Диплом участника ярмарки проектов StartUP: Land Industrial.....	175
Приложение Р. Акт о внедрении в проектирование материалов диссертационной работы - методики расчета пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя.....	176
Приложение С. Акт о внедрении в учебный процесс материалов диссертационной работы.....	177

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Система теплоснабжения Российской Федерации является крупнейшей в мире. Это вызвано как большой территорией страны, так и суровыми климатическими условиями. Тепловые системы жилищно-коммунального хозяйства являются важной частью теплоэнергетического комплекса (ТЭК) Российской Федерации. Энерговооруженность ТЭК страны за один год составляет 1118 млрд кВт·ч.

Особое место среди технологического оборудования тепловых систем занимают теплообменные аппараты (кожухотрубные и пластинчатые).

Инновационным подходом в энергосбережении является применение пластинчатых теплообменных аппаратов, обладающих более высоким коэффициентом теплопередачи при сравнительно малых габаритных размерах. Применение эффективных методов турбулизации потока теплоносителя способствует росту коэффициента теплопередачи, являющегося главной характеристикой работы теплообменного оборудования.

Поэтому продолжает оставаться актуальной задача более детального математического описания процесса теплообмена в пластинчатом теплообменном аппарате, в котором используется интенсивная турбулизация теплоносителя, на основе совершенствования его конструкции.

Тематика работы соответствует одному из важнейших научных направлений Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова «Повышение эффективности инженерных сетей и сооружений».

Работа выполнена в рамках программы развития опорного университета на базе БГТУ им. В.Г. Шухова, темы НИР «Интенсификация процессов теплообмена в пластинчатых теплообменных аппаратах энергетики ЖКХ», № А36/20 от 15.01.2020 г.; грантового конкурса НИР «УМНИК» «Разработка интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной

турбулизацией теплоносителя для применения в жилищно-коммунальном хозяйстве» (г. Белгород, 2019 г.).

Степень разработанности темы исследования. Исследования, направленные на интенсификацию тепловых процессов в пластинчатых аппаратах, берут свое начало еще в XX в.

Для повышения эффективности работы и снижения металлоёмкости теплообменного оборудования были проведены теплотехнические и гидродинамические исследования.

Наилучшего эффекта удалось добиться изменением поверхности теплообмена, что подтверждается в работах Семенова И.Е. (МГТУ им. Баумана, г. Москва), Маскинской А.Ю. (МЭИ, г. Москва), Алхасовой Д.А. (ДФИЦ РАН, г. Махачкала), Никулина Н.Ю. (БГТУ, г. Белгород), Рогова Ю.А. (ФГУП «Центральный научно-исследовательский институт имени академика А.Н. Крылова», г. Санкт-Петербург) и др.

При проектировании систем теплоснабжения ЖКХ в России неотъемлемой частью оборудования являются пластинчатые теплообменные аппараты, пришедшие на замену менее эффективным и занимающим большие площади кожухотрубным. При этом применение искусственной турбулизации потока способствует увеличению теплотехнических характеристик.

Таким образом, проведение комплекса теоретических и экспериментальных (натурных) исследований, компьютерного моделирования тепловых процессов в пластинчатых теплообменниках с повышенной турбулизацией теплоносителя является весьма актуальным.

Цель и задачи работы. Целью работы является разработка конструкции и алгоритма расчета интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя.

Для достижения поставленной цели необходимо решить **следующие задачи:**

- предложить оригинальную конструкцию гофрированной пластины теплообменного аппарата, позволяющую интенсифицировать процесс теплообмена в межпластинном канале;

- выполнить математическое описание температурного режима модифицированной гофрированной поверхности теплообмена с применением компьютерного моделирования;

- установить зависимость коэффициента турбулизации в межпластинном канале аппарата от скорости движения теплоносителя;

- разработать способ расчета коэффициента теплопередачи интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя;

- провести тепловизионные исследования температурного поля поверхности гофрированной пластины со сферическими углублениями в каналах, располагающихся по линейному закону;

- выполнить вычислительные и натурные экспериментальные исследования по определению тепло-гидродинамических характеристик разработанного аппарата;

- разработать алгоритм (методику) расчета пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя.

Научная новизна:

- получена зависимость коэффициента турбулизации от скорости потока жидкости при использовании модифицированных теплообменных пластин;

- предложено аналитическое выражение средней температуры гофрированной поверхности со сферическими углублениями в каналах пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя;

- разработан алгоритм расчета коэффициента теплопередачи пластинчатого теплообменного аппарата, в котором в отличие от известных:

- учтено влияние коэффициента турбулизации потока теплоносителя на величину теплоотдачи поверхности с измененной геометрией;

- получена зависимость величины потерь напора пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией от скорости теплоносителя.

Теоретическая значимость работы. В результате построения алгоритма математической модели процесса теплообмена в интенсифицированном теплообменнике получена методика расчета коэффициента теплопередачи с учетом степени турбулизации теплоносителя при обтекании модифицированной гофрированной поверхности. Предложена формула средней температуры патентнозащищенной теплообменной поверхности пластины интенсифицированного теплообменного аппарата.

Практическая значимость работы. Результаты имитационного и математического моделирования теплотехнических и гидродинамических процессов, протекающих в межпластинных каналах, позволили научно обосновать комплекс технологических мероприятий, способствующих проектированию интенсифицированных теплообменных аппаратов с коэффициентом турбулизации теплоносителя, не менее чем на 5,7%.

Разработан основной элемент - пластина с уникальной геометрией способствующей увеличению и поддержанию высокой степени турбулизации теплоносителя при обтекании (Патенты РФ № 199344, 200477, 201068).

Выполнены промышленные теплотехнические и гидродинамические исследования на котельной №1 в п. Северный Белгородского района.

Инженерная методика расчета основных параметров разработанного пластинчатого теплообменника внедрена в практику проектирования ООО «СтройГарант» (г. Белгород).

Результаты теоретических и экспериментальных исследований диссертационной работы могут быть использованы как для подбора пластинчатых теплообменных аппаратов, так и для вспомогательного оборудования с дальнейшим монтажом в отопительных котельных, индивидуальных тепловых пунктах.

Предложенная инженерная методика расчета интенсифицированного пластинчатого теплообменника с модифицированными гофрированными пластинами на базе экспериментальной установки «Независимая система отопления жилого здания» используются при проведении лекционных,

лабораторных и практических занятий, курсовом и дипломном проектировании для студентов бакалавриата направления 08.03.01 «Строительство» направленности «Теплогазоснабжение, вентиляция, водоснабжение и водоотведение зданий, сооружений и населенных пунктов» и магистратуры направления 08.04.01 «Строительство» направленности «Теплогазоснабжение населенных мест и предприятий».

Методология и методы исследования. Для реализации поставленных задач осуществлен анализ научной и технической литературы, индексируемой не только российскими базами, но и зарубежными. Составлен библиографический список с глубиной поиска более 50 лет. Общее число источников составляет 193.

Комплекс теоретических исследований проводился с использованием классических работ по тепломассообмену, классической термодинамики, теории теплопроводности и математическому моделированию.

В основу аналитического метода легло изучение процессов теплообмена на границе «пластина-жидкость», в результате которого удалось определить конструктивные размеры теплообменного оборудования. С помощью экспериментальных исследований, проведенных на кафедре теплогазоснабжения и вентиляции БГТУ им. В.Г. Шухова, определены теплоэнергетические и гидравлические характеристики пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя.

Основные параметры при проведении экспериментальных лабораторных и промышленных исследований снимались поверенным современным оборудованием с высоким классом точности – тепловычислитель «ВКТ-7», расходомеры «Взлет» и «ELF», тепловизор Flir I50 и др.

Положения, выносимые на защиту:

- аналитическое описание для определения средней температуры модифицированной гофрированной пластины на основе интегрального распределения;

- способ расчета коэффициента теплопередачи пластинчатого теплообменника с повышенной турбулизацией теплоносителя;

- исследование температурного поля модифицированной гофрированной пластины;
- зависимость величины потерь напора теплообменника от скорости теплоносителя;
- инженерная методика расчета пластинчатого теплообменника с повышенной турбулизацией теплоносителя;
- конструктивные решения пластинчатого теплообменника с повышенной турбулизацией теплоносителя, защищенные патентами РФ.

Степень достоверности научных положений. Достоверность научных положений, результатов и выводов диссертационной работы подтверждается:

- результатами натурных исследований, полученных на лабораторной установке со статистической обработкой результатов эксперимента;
- проведенной оценкой увеличения эффективности работы пластинчатого теплообменного аппарата с измененной поверхностью теплообмена;
- доказанным использованием классических работ по тепломассообмену, термодинамики, гидродинамики, теории теплопроводности и математическому моделированию;
- незначительной расходимостью (до 10%) результатов расчета коэффициента теплопередачи с полученными экспериментальными данными.

Апробация результатов работы. Основные положения работы получили положительную оценку на научных конференциях: Всероссийская научная конференция "Наука. Технологии. Инновации" (Новосибирск, 2019, 2022 гг.); II Региональная научно-практическая конференция «Инженерные системы и городское хозяйство» (Санкт-Петербург, 2020 г.); Международная научно-техническая конференция БГТУ им. В.Г. Шухова (Белгород, 2020 г.); Международная научно-практическая конференция «Энергосбережение и инновационные технологии в топливно-энергетическом комплексе» (Тюмень, 2020 г.); Математический Конкурс Августа Мёбиуса (Москва 2020, 2021 гг.); XV Международная научно-техническая конференция «Автоматизация и энергосбережение» (Вологда, 2021 г.).

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 13 научных работ, из которых 3 статьи в ведущих рецензируемых научных журналах, рекомендованных ВАК РФ, и 4 статьи проиндексированы в Web of Science и Scopus (с учетом переводных изданий), получено 3 патента РФ и сертифицированная программа для ЭВМ.

Объем и структура диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, библиографического списка и приложений. Диссертация изложена на 177 страницах машинописного текста, содержит 8 таблиц, 38 рисунков, библиографический список из 193 источников, 15 приложений.

ГЛАВА 1 ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ В РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ И ЗА РУБЕЖОМ

1.1 Развитие системы теплоснабжения в Российской Федерации и за рубежом

1.1.1 Характеристика систем теплоснабжения России и развитых стран мира

Территория Российской Федерации представлена пятью климатическими зонами. В нашей стране отопительный период длится от 72 до 365 сут. [1]. Системы теплоснабжения используются для обеспечения комфортных условий труда и проживания населения. В России наибольшее распространение получило централизованное теплоснабжение, поскольку при таком виде теплоснабжения наблюдается низкий уровень затрат на эксплуатацию, связанный с применением низкосортных видов топлива, что, в свою очередь, отражается на общем снижении расходов топливных ресурсов.

Однако во второй половине XX в. и в начале XXI в. все большее распространение получают децентрализованные, автономные и индивидуальные системы теплоснабжения. Это, в первую очередь, вызвано интенсивным коттеджным строительством как в Российской Федерации, так и в развитых странах мира.

Децентрализованные системы теплоснабжения характеризуются очень маленькой тепловой сетью, т. е. отопительное оборудование и теплоприемник размещены локально. Данный вид теплоснабжения еще называется индивидуальным из-за размещения отопительных приборов в каждом помещении здания. Децентрализованное отопление отличается от централизованного отопления локальным распределением производимого тепла. В качестве источника

тепла применяются малые котельные, водогрейные котлы, печное и электрическое отопление, включая современные теплонасосные установки.

Территория Российской Федерации является самой большой в мире и составляет 17 125 191 км². Теплоэнергетический комплекс нашей страны включает:

- 485 теплоэлектроцентралей (ТЭЦ);
- более 6500 крупных котельных, мощностью выше 20 Гкал/ч;
- свыше 100 тыс. малых котельных.

Для бесперебойного обеспечения населения теплом в службах учета и в организациях, занимающихся монтажом, наладкой, строительством, эксплуатацией занято более двух миллионов человек. Такое количество занятого населения позволяет подать потребителям более 2000 млн Гкал/год, из которых только муниципальный сектор потребляет около 1000 млн Гкал. Расходы на теплоснабжение варьируются в пределах 400 млн т.у.т./год [2].

Динамика изменения общего количества отопительных котельных согласно отчету Министерства энергетики РФ на 2020 г. [3] представлена на рисунке 1.1.

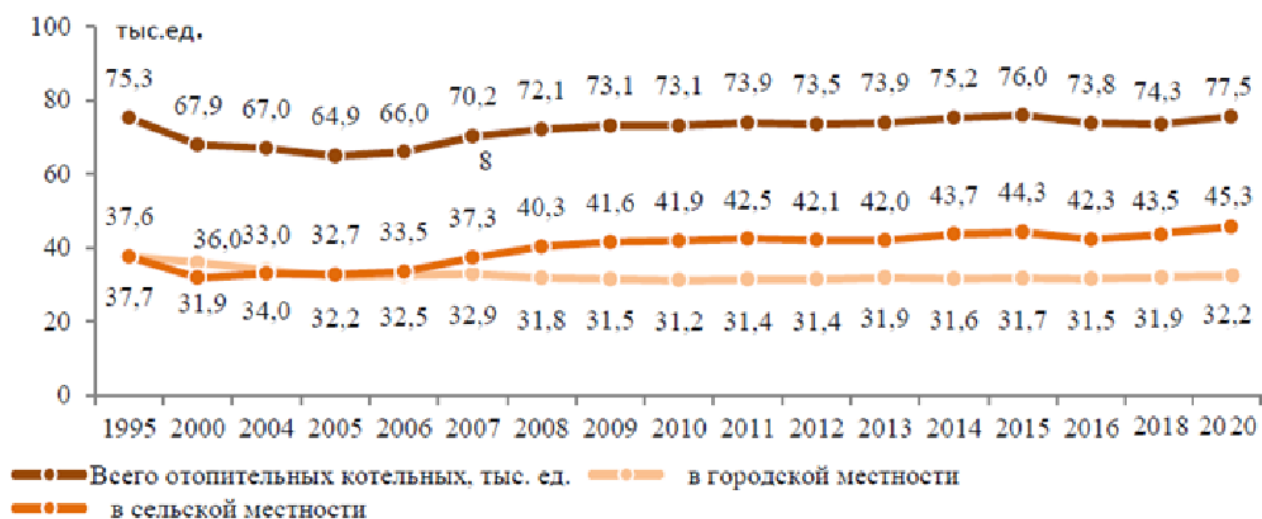


Рисунок 1.1 - Общее количество отопительных котельных в РФ

В 2016 г. по сравнению с 2015 г. число мощных тепловых электростанций (ТЭС) общего пользования увеличилось на 7 единиц. Общее число отопительных котельных уменьшилось на 2185 единиц. Произошло существенное снижение

числа котельных малой мощности до 3 Гкал/ч - на 1918 котельных, число котельных средней мощности от 3 до 20 Гкал/ч, снизилось на 241 котельную. Незначительно уменьшилось число котельных мощностью от 20 до 100 Гкал/ч (на 18 котельных). Вместе с тем, необходимо отметить, что, согласно статистическим данным, зафиксировано с 2016 г. существенное снижение числа отопительных котельных мощностью менее 3 Гкал/ч.

Продолжается тенденция уменьшения числа котельных, работающих на твердом и жидком топливе. Их общее количество снизилось на 1400 единиц. При этом число котельных, работающих на газе, выросло на 1892 единицы.

Высокая роль ТЭЦ в Российской Федерации обусловлена многообразием ее регионов и различными условиями их энергоснабжения. В результате возможно провести аналогию тенденций развития теплофикации в различных регионах России с другими странами с ярко выраженной ролью ТЭЦ [4].

В Соединенных Штатах Америки особое место занимало промышленное производство, поэтому обеспечение теплом этого сектора в государственной экономике считалось первоочередной задачей [5]. Принцип таких взглядов схож с российскими. Этим и объясняются одинаковые тенденции развития теплоэнергетического комплекса наших стран. Из-за нефтяного кризиса семидесятых годов прошлого века произошло резкое увеличение цен на топливо, что заставило сменить политический вектор США и сделать основной упор на повышение энергоэффективности и рациональное использование природных ресурсов. Такое решение оказалось верным и, в результате, за двадцать лет мощность ТЭЦ в США увеличилась в 5,5 раз с 12 до 66 ГВт, но все же их доля оставалась низкой в структуре установленной мощности и составляла 10%. Существенно выросла роль ТЭЦ в производстве электроэнергии с 5 до 12%. В начале XXI в. мощность всех ТЭЦ составляла 85 ГВт, что позволило США занять лидирующую позицию на мировой арене, но, при этом в центральной части Нью-Йорка (Манхеттен) продолжали эксплуатироваться паровые централизованные системы теплоснабжения, заложенные в конце XIX в. Структура американских ТЭЦ включает в себя: 53% - парогазового оборудования, 32% - паротурбинного

оборудования, 13% - газотурбинного, 2% - прочего оборудования. Применяются следующие виды топлива: природный газ (72%), уголь (14%), биотопливо (8%) и прочие виды топлива (6%). Значительная доля потребления газа делает схожими векторы развития теплофикации наших государств.

Развитие теплоэнергетического комплекса **Европы**, а именно, в Дании, Нидерландах и Финляндии проходило в один период с США. Так с конца 70-х и начала 90-х гг. XX в., ТЭЦ заняли лидирующее место. Особую роль в этом энергетическом секторе оказала государственная поддержка и верная политическая стратегия.

Во многих странах Европейского союза интенсивно проводятся экспериментальные и теоретические исследования, направленные на повышение эффективности работы пластинчатых теплообменных аппаратов. Особенно активно эти работы ведутся в **Дании** (фирмы «Ридан», «Alfa Laval», «Danfos»). Аппараты этих производителей нашли широкое применение в теплоэнергетике Российской Федерации. Дания отличалась большой долей коммунально-бытового хозяйства и сферы услуг в структуре теплоснабжения. В 1972 - 1990 гг. начинает развиваться централизованное теплоснабжение городов и в этот период количество ТЭЦ увеличилось с 29 до 58%. Основными видами топлива были газ, уголь и нефть. Следующим этапом развития централизованного теплоснабжения стало появление мини-ТЭЦ и увеличение их мощности. Следствием этого стала диверсификация структуры топливопотребления крупных ТЭЦ, работающих на органическом топливе. Вплоть до 2016 г. основным видом топлива крупных ТЭЦ оставался уголь (66%), а для малых ТЭЦ - газ (52%). С увеличением уровня экологической напряженности в Европе произошла реструктуризация ТЭЦ, подразумевающая использование альтернативных видов топлива, в частности, использование отходов, доля которых достигла 72%. Наибольшую группу используемого оборудования в качестве источников теплоты составляет паротурбинное оборудование (72%), при этом доля парогазового и газотурбинного оборудования составляет 9% и 8% соответственно. Остальные 11% занимают нетрадиционные и возобновляемые источники энергии [6].

В конце XX в. в **Нидерландах** преобладала высокая доля промышленных ТЭЦ, но после 2004 г. в теплоэнергетической сфере все большую роль начинают играть коммунально-бытовое хозяйство и сфера услуг. Через два года в децентрализованных системах теплоснабжения агропромышленного сектора массовое развитие получают ТЭЦ малой мощности с основным видом топлива – газ. Таким образом, доля ТЭЦ малой мощности достигла 52%, двигатели внутреннего сгорания на которых составляют 27% от используемого оборудования. Наряду с этим доля газотурбинного оборудования составляет 12%, а паротурбинного – 9%. Структура топливопотребления ТЭЦ в Нидерландах в 2016 г. выглядела следующим образом: природный газ – 66%, уголь – 10%, прочие виды топлива – 24% [7, 8].

Основную часть теплопотребления в **Финляндии** занимает целлюлозно-бумажная отрасль, что объясняется географическим положением. Вследствии этого 70% занимает производство тепловой энергии с помощью ТЭЦ и только 30% электроэнергия. Структура мощности ТЭЦ Финляндии насчитывала 74% ТЭЦ мощностью 10 - 100 МВт, 9% крупных ТЭЦ и 17% ТЭЦ мощностью менее 10 МВт. Структура топливопотребления в Финляндии претерпела значительные изменения. Так, например, в 1976 г. доля потребления нефти составляла 60%, угля – 30%, газа – 10%, а к концу 2013 г., потребление природного газа увеличилось до 30%, потребление угля снизилось до 15%, процент использования возобновляемых ресурсов составил пятую часть, используемую на ТЭЦ [9].

Таким образом, в результате выполненного анализа стратегий развития теплоэнергетической отрасли в различных зарубежных странах, можно заметить аналогичный вектор развития, зависящий от особенностей климата, с отдельными субъектами Российской Федерации. Особый интерес представляет датский путь развития, его уникальность заключается в реструктуризации котельных и создании на их основе малых ТЭЦ.

В районах с децентрализованным теплоснабжением можно прибегнуть к опыту Нидерландов, т.е. развивать небольшие по мощности котельные. Для районов с достаточными объемами энергоресурсов (уголь, торф и т.д.), возможно

соответствие вектора проводимой политики с Финляндией. Это объясняется схожестью климатических условий с большинством районов России и наличием в Финляндии высокой доли паротурбинного оборудования, эксплуатирующегося на нетрадиционных или местных видах топлива.

Структура бывшей Украинской ССР включала в себя более 220 ТЭЦ, из которых большую часть составляли малые котельные, порядка 200 штук. Такое количество покрывало лишь 27% от общей необходимой тепловой энергии [10].

В результате ситуация в теплоэнергетическом комплексе Украины крайне нестабильна. Этот факт усугубляется политической ситуацией в стране и значительным износом узлов и агрегатов. Так, например, половина промышленных котлов эксплуатируется в среднем более 20 лет, что неизбежно приводит к снижению эффективности процесса нагрева и сжигания топлива. Значительная часть оборудования в большей или меньшей степени нуждается в капитальном ремонте или модернизации. Высокий уровень физического и морального износа теплообменного оборудования способствовал росту технологической отсталости систем теплоснабжения [11].

Республика **Казахстан** характеризуется высоким уровнем централизованного теплоснабжения, поскольку такая система не требует вмешательства и удобна для подавляющего большинства населения. Согласно статистическим данным, 70% населения городов в Республике Казахстан пользуется услугами централизованного теплоснабжения [12]. Сейчас такие системы распространены в 29 городах и насчитывают на своем балансе 40 ТЭЦ. Наибольшая часть ТЭЦ требует тотальной реконструкции и модернизации, поскольку их строительство осуществлялось во второй половине прошлого столетия. Темпы строительства и в настоящее время остаются крайне низкими. В XXI в. структура распределения ТЭЦ (централизованное теплоснабжение) выглядит следующим образом: северная зона Казахстана (64%), южная зона (19%), западная (17%) от суммарной тепловой мощности [13].

В **Республике Беларусь** большое внимание уделяется увеличению надежности и энергоэкологической эффективности систем теплоснабжения,

поскольку расход топлива на нужды населения варьируется в пределах 40 – 45%. Кроме того, в Республике Беларусь ведется активная научно-техническая политика, направленная на развитие и внедрение альтернативных видов топлива, способствующих росту эффективности систем теплоснабжения. Ведутся исследования по увеличению степени использования температурного потенциала теплоносителя. Внедряется ресурсосберегающее оборудование, увеличивается степень заводской готовности оборудования, осуществляется стандартизация оборудования, что положительно сказывается на качестве управления. Такой подход не характерен для большинства стран СНГ, в которых предпочтение отдается наиболее выгодным экономическим решениям [14].

Можно отметить общую ситуацию с эксплуатацией теплоэнергетического комплекса стран **СНГ** – это колоссальный износ теплогенерирующего и теплообменного оборудования, тепловых сетей. Сдерживает модернизацию и реконструкцию теплоэнергетического комплекса стран СНГ недостаточные объемы инвестиций в отрасль и рост стоимости энергоресурсов, их проблемы логистики и транспортировки.

В **Великобритании** строительство систем централизованного теплоснабжения началось в середине XX в. [15]. Для снижения капитальных затрат на поддержание централизованных систем на территории всего государства существует своя уникальная градация, суть которой заключается в том, что большинство объектов, потребляющих тепло, находятся на кратчайшем расстоянии от котельных и системы носят, в основном, локальный характер. Колониальная история развития страны не могла не сказаться на принципе устройства тепловых сетей, разделении их на категории. Таким образом, применяется следующее подразделение:

- муниципальные;
- частные;
- изолированные.

К муниципальным относятся социальные объекты различного уровня, здания общественных организаций, образовательные учреждения, центры досуга и развлечения.

К частным подведены коммерческие объекты, производственные помещения, многоквартирные дома.

Особое внимание в Соединенном Королевстве уделено стратегически важным тепловым сетям. От них получают тепло такие объекты, как университеты различного уровня, научные лаборатории и военные учреждения.

Рассмотренный подход к структуризации тепловых сетей централизованного теплоснабжения способствует минимизации экономических затрат, что благоприятно сказывается на государственном бюджете. Благодаря такому подходу появляются «свободные» денежные средства, которые направляются на замену устаревшего или модернизацию существующего теплообменного оборудования.

Ближайшим государством к Российской Федерации, по объему производимой тепловой энергии, является **Китай**. Значительную долю (порядка 75%) занимает централизованное теплоснабжение. Это объясняется особыми экологическими требованиями, которые запрещают сжигание угля в городских котельных. В отличие от Великобритании, китайская градация подразумевает разделение тепловых сетей на магистральные и разводящие. Особенностью устройства тепловых пунктов является наличие отдельной системы водоподготовки. Кроме того, каждый тепловой пункт оснащен дублирующими узлами учета тепловой энергии [16].

Схожий характер организации подачи тепла потребителям наблюдается в двух европейских странах: **Германии** и **Франции**. Подавляющее большинство населения пользуется децентрализованными системами теплоснабжения, а централизованные системы распространены локально. Так, в Германии в многоквартирных домах установлены водогрейные котлы, работающие на природном газе [17].

Во Франции распространено использование мини-ТЭЦ для каждого многоквартирного дома. Это аналог нашего общедомового отопления, при котором в квартирах отсутствует индивидуальное отопительное оборудование [17].

В **Японии** централизованное отопление распространено только в префектуре Хоккайдо. В остальной части страны преобладают децентрализованные системы теплоснабжения, где в качестве источника теплоты используются бытовые газовые котельные, представляющие собой небольшие по размеру аппараты для обогрева бытовых помещений [17].

1.1.2 Тенденции совершенствования систем теплоснабжения в Российской Федерации

Целью энергетической политики России является максимально эффективное использование природных энергетических ресурсов и потенциала энергетического сектора для устойчивого роста экономики, повышения качества жизни населения страны и содействия укреплению ее внешнеэкономических позиций.

Согласно Распоряжению Правительства РФ от 13.11.2009 № 1715-р **«Об Энергетической стратегии России на период до 2030 года»**, стратегия формирует новые ориентиры развития энергетического сектора в рамках перехода российской экономики на инновационный путь развития, предусмотренный концепцией долгосрочного социально-экономического развития Российской Федерации до 2030 года [18-20].

Особый стратегический интерес представляет ряд уже реализованных энергетических проектов, которыми являются нефтепровод Восточная Сибирь - Тихий океан («Сила Сибири») и нефтепродуктопроводная система «Север» и «Юг». Кроме того, продолжается строительство газопроводов «Северный поток-2» и «Турецкий поток». Продолжается строительство комплекса по производству сжиженного газа на 5,5 млн т - морской порт Саббета (полуостров Ямал).

Современные тенденции развития систем теплоснабжения не могли не сказаться на организации структуры жилищно-коммунального хозяйства (ЖКХ). Внедрение теплообменного оборудования для организации систем отопления и горячего водоснабжения (ГВС) стало новой вехой в развитии ЖКХ [22].

Следующим этапом развития стало внедрение систем автоматизации и диспетчеризации. Особенно это стало актуальным в 2020 г. из-за мировой пандемии «Covid-19». Применение автоматических систем управления технологическим процессом (АСУ ТП) позволяет сократить количество персонала и время присутствия работников на теплоэнергетических объектах, увеличивает надежность эксплуатации оборудования, поддержание стабильности нагрева теплоносителя и давления [23-25].

Нужно отметить, что на сегодняшний день возросло применение кожухотрубных и пластинчатых теплообменников в энергетике ЖКХ. Это связано с тенденциями развития систем теплоснабжения в Российской Федерации [21, 26-32].

1.2 Применение пластинчатых теплообменников в системах теплоснабжения и промышленности

Основное назначение теплообменных аппаратов различного конструктивного исполнения в системах теплоснабжения заключается в нагревании теплоносителя, в качестве которого, зачастую, выступает вода. При этом значения температур теплоносителя на входе и выходе аппарата всегда различны. Соответственно, меняются и скоростные режимы работы **греющего и нагреваемого** контуров. Все это, в конечном итоге, влияет на основной параметр теплообменника - коэффициент теплопередачи.

Согласно данным на конец 2018 г. на всей территории РФ преобладали централизованные системы теплоснабжения, обеспечивающие теплом 70%

потребителей, из которых половина обеспечивалась тепловой энергией, где источниками являются ТЭЦ. 70 – 95% населения крупных городских агломераций получают тепло с помощью централизованных систем теплоснабжения, а именно от котельных и ТЭЦ [33].

В жилищно-коммунальном хозяйстве Российской Федерации более широко используются кожухотрубные теплообменники. В первую очередь это вызвано их относительно невысокой стоимостью, простотой в эксплуатации, однако они характеризуются малым показателем эффективности.

Например, выполнив сравнение двух типов теплообменных аппаратов, тепловой мощностью 1 МВт, коэффициент теплопередачи K , Вт/(м² °С) Kelvion NT-50X (пластинчатый теплообменный аппарат) равен 4000 Вт/(м² °С), а FUNKEB150 (кожухотрубный теплообменный аппарат) составляет 2500 Вт/(м² °С) [34].

Общий вид пластинчатого теплообменника представлен на рисунке 1.2.

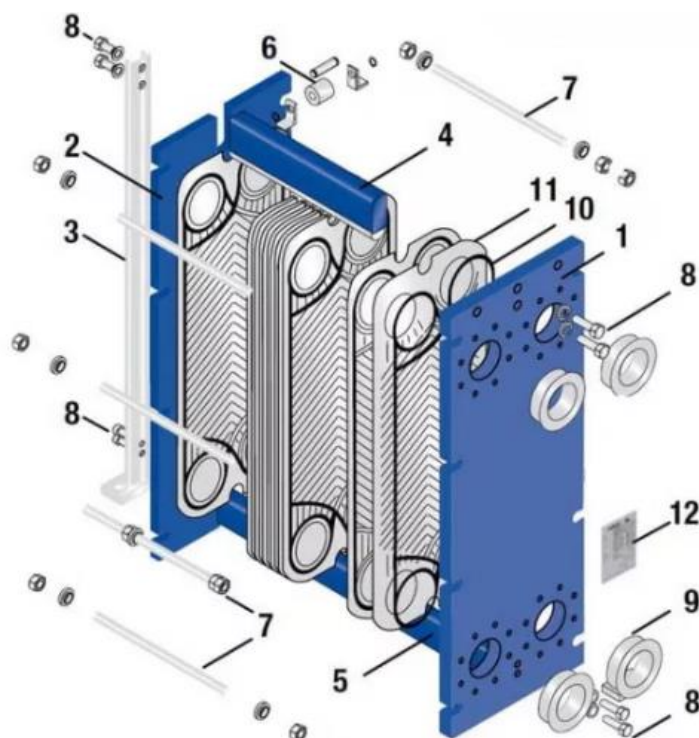


Рисунок 1.2 – Пласти́нчатый теплообменник:

- 1 – передняя плита; 2 – прижимная плита; 3 – опора; 4 – верхняя направляющая;
- 5 – нижняя направляющая; 6 – направляющий ролик; 7 – стяжные шпильки и гайки;
- 8 – крепежные болты; 9 – резиновые втулки; 10 – уплотнения; 11 – теплообменные пластины;
- 12 – типовая табличка

Пластинчатые теплообменники обладают высоким коэффициентом теплопередачи. Кроме того, малые габаритные размеры (компактность), оптимальная металлоёмкость, низкая величина недогрева, оптимальные трудозатраты при ремонте оборудования и, в конечном итоге, высокий КПД теплового пункта способствуют высокой степени внедрения в теплоэнергетический комплекс нашей страны [35-41].

Сравнение конструктивно-технологических и технических характеристик двух типов теплообменников представлено в **приложении А**.

К сожалению, подавляющее большинство пластинчатых теплообменных аппаратов в России собирается из комплектующих, производимых зарубежными фирмами [42] и на оборудовании отечественных производителей: «ТехноИнжПромСтрой», «Теплотекс» ГУП «Мостеплоэнерго» и др., происходит весь процесс сборки [43, 44].

В Российской Федерации процесс реконструкции теплообменных систем, заключающийся в применении пластинчатых теплообменников, начался на рубеже XXI в. Такой переход был подкреплён огромной научно-технической базой, заложенной в СССР и продолжившей свое становление уже в Российской Федерации. Отечественные технологии изготовления пластинчатых теплообменных аппаратов с точки зрения организации производственного процесса различаются полнотой производственного цикла и выполняемых операций.

В результате выполненных исследований нами были выделены два основных направления производства пластинчатых теплообменников в Российской Федерации:

- сборка теплообменников из комплектующих, закупленных за рубежом;
- изготовление готовых пластинчатых теплообменных аппаратов по зарубежным технологиям, но адаптированных к российской промышленности.

Таким образом, сегодня, в условиях импортозамещения, большую важность приобретает развитие наших отечественных технологий [45, 46].

Основным элементом конструкции пластинчатого теплообменного оборудования является пластина. Ведь именно от формы теплообменной поверхности, её конструкции и профиля каналов для рабочих сред зависит эффективность работы всего аппарата. Собранные в пакет пластины образуют поверхность теплообмена, в разрезе которой будут видны щелевидные каналы для протекания рабочих сред. Теплоносители (жидкость, газ) перемещаются по всему объему канала, но именно в пристенной области на границе раздела пластина-жидкость происходит интенсификация теплообменного процесса.

Пластины с различным типом гофрирования основной теплообменной части представлены на рисунке 1.3.

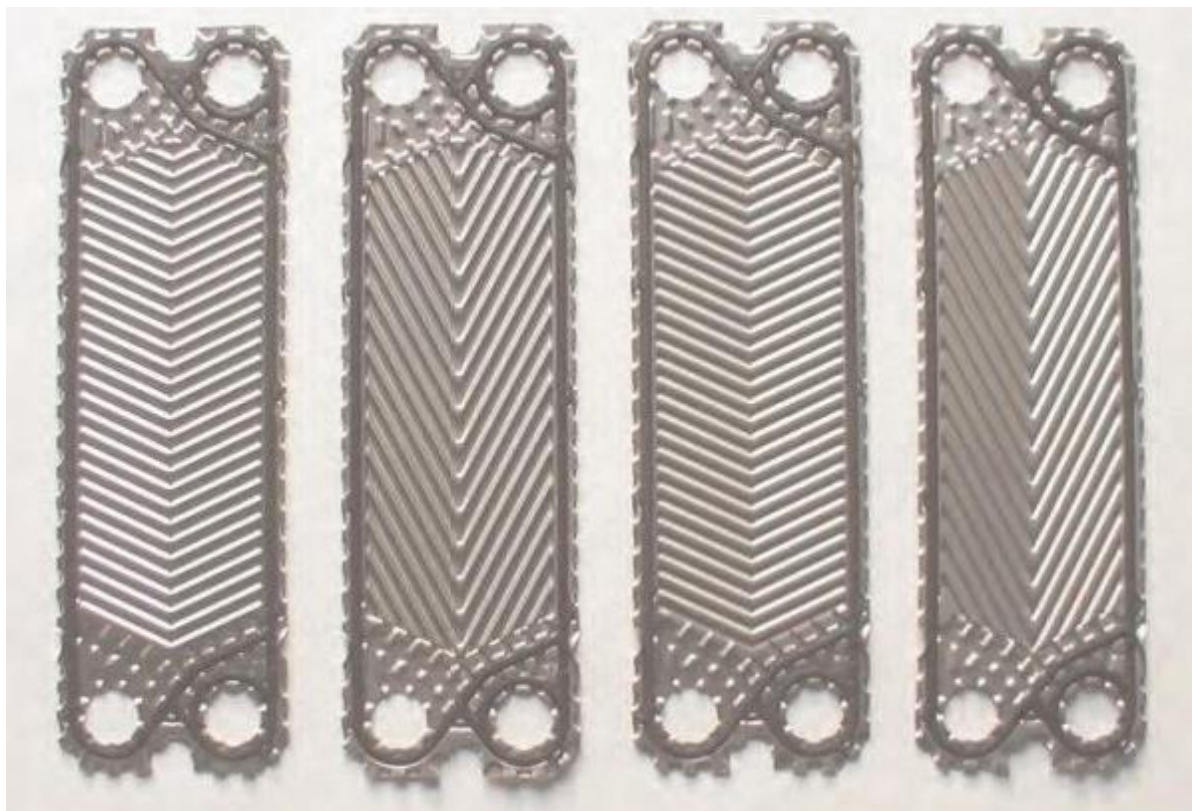


Рисунок 1.3 - Пластины с различным типом гофрирования
основной теплообменной части

Для увеличения поверхности теплообмена целесообразно применять пластины с измененной геометрией поверхности теплообмена – нанесение технологически созданной шероховатости на основную поверхность теплообмена.

Необходимо интенсифицировать теплообменный процесс в аппарате путем увеличения турбулизации теплоносителя при обтекании модифицированных гофрированных пластин [47-52].

В Российской Федерации и развитых промышленных странах ведутся активные теоретические и экспериментальные исследования, направленные на увеличение эффективности работы пластинчатого теплообменного оборудования (ПТО), применяющегося во многих сферах производства (теплоэнергетической, нефтеперерабатывающей, химической, пищевой и т.д.), путем интенсификации теплообменных процессов. В Российской Федерации, кроме того, особое внимание уделяется этим работам в жилищно-коммунальном хозяйстве топливно-энергетического комплекса. Это вызвано, в первую очередь, большим разнообразием климатических условий нашей страны.

1.3 Методы интенсификации теплообменных процессов в пластинчатых теплообменниках

Теплообменные процессы между двумя теплоносителями различного агрегатного состояния, разделенными твердой стенкой во избежание процесса смешивания, играют ведущую роль при проектировании теплообменных аппаратов и энергетических устройств [53].

Главная цель при проектировании конструкции пластинчатого теплообменника заключается в определении энергоэффективных геометрических размеров теплообменных поверхностей при разных скоростях теплоносителя в греющем и нагреваемом контурах. Не стоит забывать, что основным условием проектирования теплообменников в различных диапазонах скоростей и температур теплоносителей является достижение максимального значения коэффициента теплопередачи K , Вт/(м² °С), с учетом оптимальных потерь напора H , м. Все это

способствует расширению границ использования теплообменного оборудования в теплоснабжении [54, 55].

Важно отметить, что экспериментальные и теоретические исследования конструкций пластинчатых теплообменных аппаратов ведутся интенсивно. Об этом свидетельствует ряд работ [56-69].

Стоимость аппарата, а также габаритные размеры и материал для изготовления пластин зависят от интенсивности тепловых процессов, протекаемых в пластинчатых теплообменниках. Современные теплообменники должны удовлетворять потребностям и нагрузкам теплосети, т.е. быть надежным, полностью герметичным, исключая возможность смешивания теплоносителей или утечки наружу, быть простым в эксплуатации. Все элементы теплообменника, обтекаемые агрессивными средами, должны быть химически устойчивыми. Во время проектирования необходимо делать особый акцент на снижение габаритных размеров и снижение удельной металлоёмкости. Расходы на изготовление, обслуживание и эксплуатацию необходимо стремиться свести к минимальным значениям. Особое внимание необходимо уделить стоимости электроэнергии, которая будет затрачена на циркуляцию теплоносителей, на насосное и вспомогательное оборудование (контроль и учет).

В связи с разнообразием требований, предъявляемым к теплообменным аппаратам, на производстве для решений задач теплоснабжения и выбора оборудования, подбираются несколько возможных конструкций аппарата и, соответственно, схемы движения теплоносителей. В зависимости от рабочих условий производят выбор теплоносителей с сопутствующим тепловым и гидравлическим расчетом для проектируемых теплообменников. Итоговым производят экономический расчет с учетом капиталовложений, рентабельности, затрат на эксплуатационное обслуживание и т.д. [70].

Важно отметить, что существует много различных классификационных способов совершенствования конструкций пластинчатых теплообменных аппаратов. Среди известных направлений модернизации конструкции пластинчатых теплообменников можно выделить основные:

1. Изменение геометрии поверхности теплообмена.
2. Применение механических турбулизаторов.
3. Использование внешних физических полей.
4. Использование твердых частиц в теплоносителе.

Изменение геометрии поверхности теплообмена заключается в изменении формы поверхности пластины. Так Маскинской А.Ю. в Московском энергетическом институте разработана пластина со сферическими лунками [71], профессором Исаевым С.А. предложена пластина с лунками вытянутой формы [72]; полукруглыми впадинами [73]; в Новосибирском институте теплофизики исследовался процесс теплоотдачи от пластины с поперечными наклонными кавернами [74], траншеями [75]. Недостаток – высокая вероятность зарастания таких углублений твердыми отложениями, что в конечном итоге приведет к снижению интенсивности теплообменных процессов. Нестандартным решением выступает использование пластин с зауженным отверстием греющего теплоносителя, для создания круглой струи, с целью повышения скорости теплоносителя [76]. При таком способе резко вырастает гидравлическое сопротивление, что, соответственно, увеличивает энергозатраты. Наиболее эффективной является пластина с кольцевыми выступами в каналах, предложенная Кишкиным А.А., эффективность которой выше, чем у гладкой пластины на 35% [77]. Недостаток такого способа интенсификации заключается в сложности технологии изготовления таких пластин.

Представляет интерес работа итальянских специалистов Moretti R и Errera M. [78] по применению пластин с различной высотой гофр. Такая геометрия увеличила теплоотдачу на 10%, однако, при такой модификации наблюдается повышение потерь напора при высоких скоростях движения.

Основным вариантом изменения поверхности нагрева в пластинчатых теплообменных аппаратах является применение пластин с различной геометрией теплопередающей части. Особый интерес представляют экспериментальные исследования Коваленко Л.М. и Глушкова А.Ф. интенсифицированного конвективного теплообмена в каналах различной формы поверхности нагрева по

сравнению с гладкой пластиной, принятой за эталон [79]. Так был выполнен анализ форм пластин:

- с гофрами по обе стороны пластины высотой $3,6+1$, где 3,6 мм – высота профиля в поперечном сечении, 1 мм – высота от базовой плоскости;
- гофрами «вертикаль + наклон»; «вертикаль, зигзаг»;
- разреженными гофрами «елка с площадкой 24», где 24 – ширина площадок между гофрами, мм;
- «елка с площадкой 6», где 6 – ширина площадок между гофрами, мм;
- «елка» по обе стороны от базовой плоскости пластины с высотой $3,6 + 3,6$ и площадкой 6 мм.

Результаты исследований подробно раскрыты в [80-86].

Изменение формы поверхности теплообмена может быть осуществлено известными способами: прокаткой, штамповкой, выдавливанием и другими технологическими операциями, связанными с механическим воздействием [87].

Воздействие на поток **механическими турбулизаторами** создается, как писал Зегжда А.П., добавлением дефлекторов различной геометрической формы [88]; добавлением медных трубок в межпластинный канал [89] (Segundo E. Испания); рационального распределения жидкости в межпластинном пространстве путем установки перегородок в зависимости от габаритных размеров аппарата [90]. Хотелось бы отметить исследования, проведенные командой японских исследователей Song K., Tagawa T., Chen Z., связанные с установкой в ось канала плавниковых пластин с равномерным шагом [91]; применение вогнутых [92], выпуклых завихрителей [93]. Наиболее эффективным стало использование теплообменной пластины с криволинейными завихрителями, разработанной совместно с китайскими коллегами, теплоотдача которой увеличилась на 20% по сравнению с гладкой пластиной [94]. Отрицательная сторона - трудоемкий производственный алгоритм получения готовой продукции и значительно быстрое зарастание теплообменной части.

Использованием внешних физических полей можно добиться значительного повышения эффективности теплообмена, например, известно

применение вибрирующих по горизонтали и вертикали цилиндров [95-101]. По мнению Ramakrishna K. (Индия), удалось увеличить коэффициент теплоотдачи в 10 раз, но при максимальной интенсификации средняя скорость теплоносителя вдоль поверхности составляла менее 1 м/с. Кроме того, вибрации могут привести к возникновению протечек, что отражено в работах американских ученых: Ostrach S (Нью-Йорк) и Гебхард Б. (Массачусетский технологический институт) [102, 103]. Альтернативным способом, по мнению Sucker D. (Германия), является вибрация жидкости вблизи нагреваемой поверхности [104, 105].

При воздействии на поток теплоносителя акустическими колебаниями удалось увеличить усредненное значение коэффициента теплопередачи только в диапазоне 150 дБ и выше. Такая интенсивность акустических колебаний вредна для физического здоровья обслуживающего персонала [106]. Применение ультразвуковых вибраций увеличило эффективность процесса теплоотдачи в 5 раз, однако, согласно исследованиям Андреева М.М., в дегазированной воде была отмечена незначительная интенсификация [107]. Наибольший интерес представляют исследования Elenbaas W. (Дания) и российских ученых, влияния электрического поля на величину коэффициента теплоотдачи [108-110]. Интенсификация увеличилась в 40 раз, но при этом наблюдается повышение стоимости и усложнения конструкции теплообменного оборудования. Кроме того, установка с таким способом интенсификации теплообмена должна отвечать современным требованиям ПТЭЭП и ПУЭ [111, 112].

Для интенсификации теплообмена используют **твердые частицы в теплоносителе**, например, вводят ферритмагнитные частицы, перемещающиеся под действием вращающегося магнитного поля [113-115]. По мнению официальных представителей фирмы Alfa Laval в России, коэффициент теплопередачи при этом возрастает на 40%, но на входе и выходе аппарата необходима установка фильтров. Также проводились исследования в ЛНУВМБТ им. С.З. Гжицкого, связанные с использованием теплоносителя греющего контура, в состав которого входила наножидкость, представляющая собой суспензию наночастиц меди (Cu) и цинка (Zn) [116]. При этом максимально теплоотдача

увеличилась в 1,5 раза с использованием меди (Cu). Такой метод интенсификации «в чистом виде» не возможен в отопительных котельных без специализированного насосного и разделительного оборудования с системой фильтрации.

Киреев В.В. предлагает комбинировать оребрение и электростатическое поле в работе [117]. В ходе эксперимента стало ясно, что влияние электростатического поля на теплообменный процесс прямо пропорционально значению числа Рейнольдса и стремится к нулю при значении свыше 6000. Отрицательным фактором является необходимость бесперебойного подключения теплообменника к внешнему источнику электропитания.

В РФ, в европейских странах (Дания, Германия, Испания), СНГ, в странах Северной Америки разрабатываются новые подходы для совершенствования конструкции пластинчатых теплообменников [2, 4-10, 12, 14-16, 26, 44-49, 53-117].

Такие исследования интенсификации теплообменных процессов в пластинчатых теплообменных аппаратах направлены на увеличение турбулизации теплоносителей в пристенной области.

В итоге, коэффициент теплопередачи K , $Вт/(м^2 \text{ } ^\circ C)$, пластинчатого теплообменного аппарата увеличивается, что в результате приводит к снижению металлоемкости (уменьшению габаритов), увеличению эффективности теплообменного оборудования.

Особо важными, являются исследования Маскинской А.Ю. (Российская Федерация, г. Москва), Кущева Л.А. (г. Белгород), Wang W. (Китай), Moretti R (Италия), Song K. (Япония), Segundo E. (Испания), Гебхард Б. (США, Массачусетский технологический институт), Elenbaas W. (Дания), Sucker D. (Германия) и т.д. с целью увеличения срока службы, повышения эффективности теплообмена за счет усложнения поверхности теплообмена для повышения турбулизации на границе пластина-жидкость [71, 73, 75-77, 79, 80-86, 118].

По результатам выполненного анализа методов интенсификации теплообменных процессов и модернизации конструкции теплообменного оборудования, используемого в энергетике ЖКХ нашей страны и стран мира, предложена классификация, представленная на рисунке 1.4.

Классификация способов интенсификации теплообменных процессов в пластинчатых теплообменных аппаратах

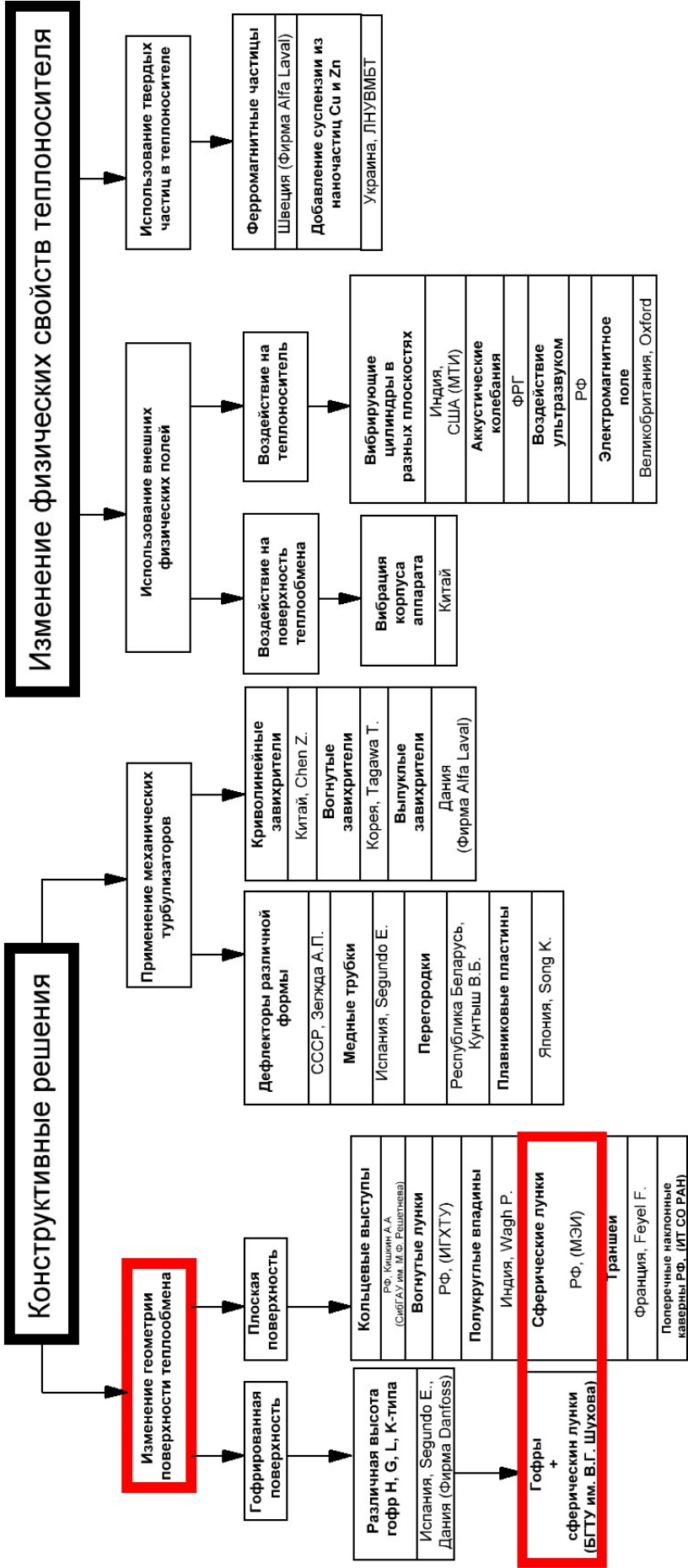


Рисунок 1.4 – Классификация способов интенсификации теплообменных процессов в пластинчатых теплообменных аппаратах

1.4 Пластинчатый теплообменник с повышенной турбулизацией теплоносителя

На сегодняшний день в РФ проводится политика по поддержанию индивидуального строительства. Частные домовладения и коттеджные поселки строятся вокруг крупных городов большинства регионов России. Такая тенденция актуальна и для Белгородской области, в которой созданы городские агломерации вокруг Белгорода, Старого Оскола, Губкина. Так количество частного жилищного фонда в собственности граждан увеличилось с 8995 тысяч квадратных метров (2000 г.) до 27 609 тысяч квадратных метров (2017 г.) [119]. В городских агломерациях Белгородской области предусматривается (кроме строительства индивидуальных жилых домов) строительство многоэтажных жилых домов, детских садов, муниципальных объектов. Такие объекты нуждаются в проектировании и внедрении децентрализованных систем теплоснабжения [120].

Советский и российский опыт показал, что эксплуатация кожухотрубных теплообменников в системах теплоснабжения подтверждает их простоту эксплуатации и низкую стоимость. Однако кожухотрубные теплообменники по сравнению с пластинчатым оборудованием характеризуются низким коэффициентом теплопередачи.

Применение пластинчатого оборудования стало инновационным решением, пришедшем на смену морально устаревшим кожухотрубным теплообменникам. Это привело к росту эффективности теплообменного процесса, снижению металлоёмкости, увеличению срока эксплуатации до капитального ремонта и увеличению периодов проведения обслуживающих регламентных работ.

Для интенсификации теплообмена нами разработана патентнозащищенная конструкция интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата (приложение Б) с модифицированными гофрированными пластинами [121]. Теплообменные гофрированные пластины имеют сферические углубления,

располагающиеся по линейному закону, между соседними рифлениями основной теплообменной части (рисунок 1.5).

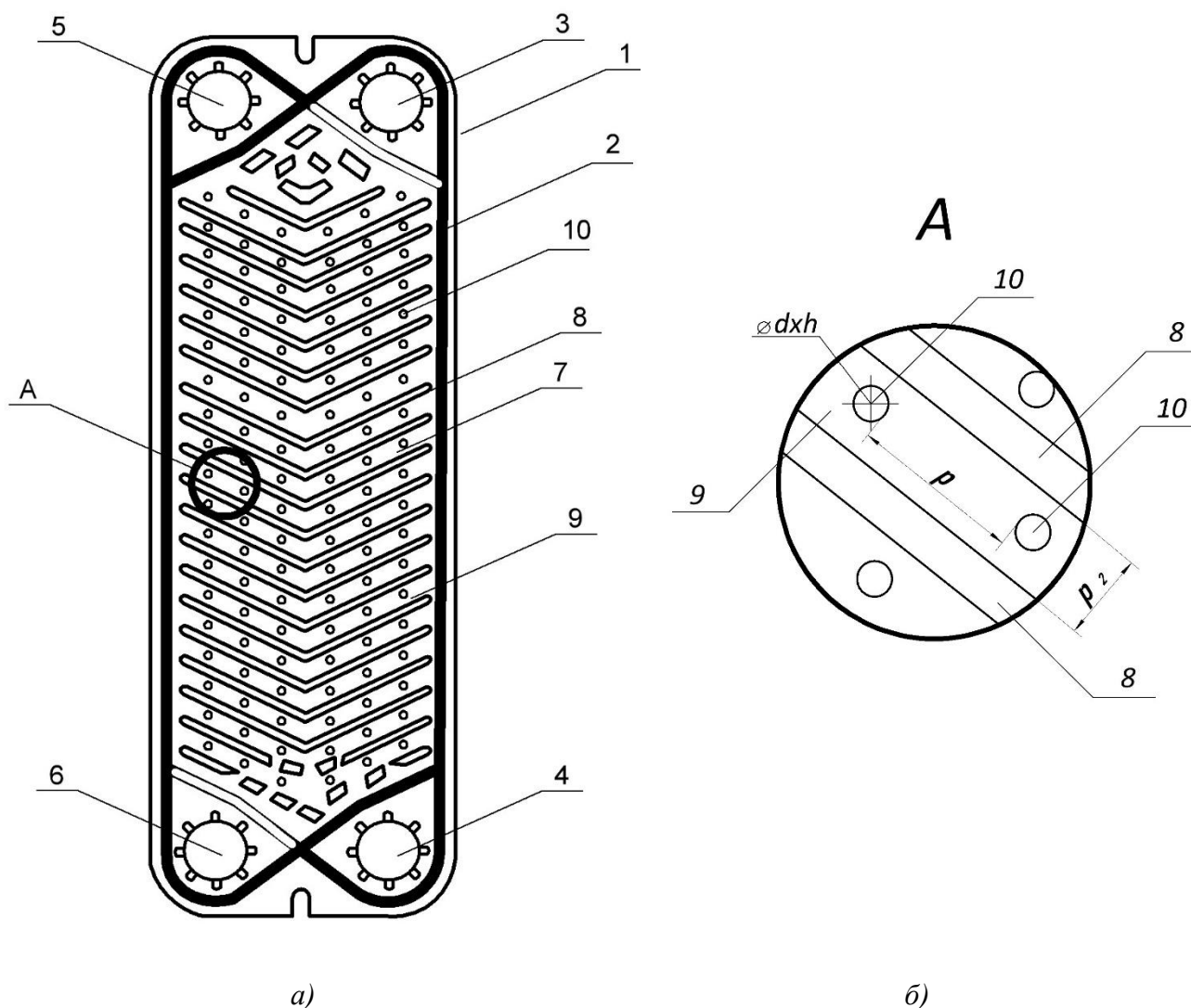


Рисунок 1.5 – Теплообменная пластина:

a – общий вид пластины; *б* – вид А;

1 – металлическая пластина, служащая основой изделия;

2 – герметизирующая прокладка; 3 – выходное отверстие нагреваемого контура; 4 – входное отверстие нагреваемого контура; 5 – входное отверстие греющего контура; 6 – выходное отверстие греющего контура; 7 – основная теплообменная часть; 8 – рифление (гофра); 9 – площадка между соседними рифлениями; 10 – технологическое углубление сферической формы; d – диаметр углубления, м; h – высота углубления, м; p – шаг углублений, м;

p_2 – расстояние между соседними рифлениями

При эксплуатации пластины первый теплоноситель, например, жидкость, участвующий в теплообмене, течет через отверстие 5, расположенное в верхней левой части листа 1 по передней основной теплообменной части 7, имеющей рифления 8, необходимые для создания турбулизации теплоносителя, в отверстие 6. Такой путь протекания теплоносителя обусловлен наличием герметизирующей прокладки 2. Вторым теплоносителем, например, жидкостью, участвующий в теплообмене, течет по обратной стороне листа 1, противоположно первому теплоносителю, от отверстия 4, расположенного в нижней правой части листа 1, по основной теплообменной части 7, имеющей рифления 8, необходимые для создания турбулизации теплоносителя, в отверстие 5. Таким образом, теплота от одного теплоносителя, участвующего в теплообмене, переносится через лист 1 к другому теплоносителю, участвующему в теплообмене. Благодаря технологическим углублениям 10 сферической формы, расположенных в каналах 9 по линейному закону, создается дополнительная турбулизация теплоносителя, тем самым увеличивая коэффициент теплопередачи.

Применение пластин с вышеуказанными технологическими углублениями сферической формы позволяет повысить эффективность теплообмена между двумя теплоносителями, например, жидкостями, за счет повышения коэффициента теплопередачи путем турбулизации потока теплоносителя в теплообменнике.

Согласно СП 41-01-95 «Проектирование тепловых пунктов», коэффициент теплопередачи K , Вт/(м²·°С), рассчитывается:

$$K = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}}, \quad (1.1)$$

где β - коэффициент, учитывающий уменьшение коэффициента теплопередачи из-за термического сопротивления накипи и загрязнений на пластине, в зависимости от качества воды принимается равным 0,7 - 0,85; α_1 - коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке пластины, Вт/(м²·°С); α_2 - коэффициент тепловосприятия от стенки пластины к нагреваемой воде, Вт/(м²·°С); $\delta_{ст}$ - толщина пластины, м; $\lambda_{ст}$ - коэффициент теплопроводности материала пластины, Вт/(м·°С).

Поскольку модификации подверглись обе стороны пластины, то необходимо определить коэффициенты α_1 , Вт/(м²·°С) и α_2 , Вт/(м²·°С). Для этого нужно рассмотреть характер обтекания жидкостью модифицированной поверхности теплообмена.

1.5 Задачи исследования и методологические основы работы

Выполненное исследование профилей и формы пластин в § 1.2 показало, что усложнение геометрии основной теплообменной части приводит к росту турбулизации и потерь напора. Последний фактор негативно сказывается на коэффициенте теплопередачи, но при оптимальных значениях скоростей теплоносителя влияние потерь напора снижается. Целесообразно проведение компьютерного моделирования движения теплоносителя в основном диапазоне скоростей.

Анализ рассмотренных в § 1.3 методов интенсификации теплообменных процессов показал, что турбулизация теплоносителя в обоих конурах позволяет совершенствовать конструкции пластинчатых теплообменных аппаратов, применяемых в промышленности, с использованием модифицированных пластин. Таким образом, можно получить реальный рост коэффициентов теплоотдачи от нагреваемой поверхности к жидкости и наоборот.

Разработка интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с модифицированной гофрированной поверхностью является результатом проработки актуальной научно-технической литературы и выполнения экспериментальных исследований развитой поверхности теплообмена.

Для реализации этого необходимо разработать уникальную геометрическую модель теплообменной пластины способствующей интенсификации теплообменного процесса в пластинчатом теплообменном аппарате, путем высокой степени турбулизации потока в греющем и нагреваемом контурах.

Предложен алгоритм решения задачи методом вычислительной теплогидродинамики при помощи программного комплекса, позволяющий рассчитать гидродинамические и конструктивные параметры интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата, а также необходимую площадь теплообмена.

С помощью современных программных средств необходимо разработать алгоритм, позволяющий рассчитать гидродинамические и конструктивные параметры интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата, а также необходимую площадь. Для реализации этого, необходимо провести анализ существующих актуальных компиляторов и языков программирования с возможностью решений многокритериальных задач.

Теоретические исследования выполнены опираясь на фундаментальные работы, посвященные описанию процессов в классической термо- и гидродинамике, конвективному теплообмену и работы по лучевому излучению тел различной геометрической формы с внутренним источником теплоты.

Экспериментальные исследования проводились на лабораторной установке «Независимая система отопления жилого здания» с использованием интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с модифицированными гофрированными пластинами. Контроль основных параметров теплоносителей выполнялся с помощью поверенного высокоточного оборудования: расходомер «Взлет», расходомер-счетчик «ELF», тепловычислитель «ВКТ-7», тепловизор Flir i50 и др.

Выполнены промышленные теплотехнические испытания в системах отопления и химводоотчистки для предварительного нагрева воды и гидродинамические исследования по определению потерь напора интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя.

Экспериментальные промышленные исследования выполнялись на котельной №1 в п. Северный Белгородского района.

1.6 Выводы

1. Теплообменное оборудование активно применяется в теплоэнергетическом комплексе Российской Федерации и за рубежом.

2. Пластинчатые теплообменные аппараты широко применяются в системах теплоснабжения ЖКХ.

3. Системы теплоснабжения решают актуальную задачу создания комфортных условий труда и отдыха.

4. Турбулизация теплоносителя за счет модифицированной поверхности теплообмена является эффективным способом интенсификации теплообменных процессов.

5. Предложена оригинальная конструкция пластины теплообменника с сферическими углублениями в каналах, располагающихся по линейному закону.

6. Необходимо провести комплекс теоретических и экспериментальных исследований зависимости коэффициента теплопередачи при повышенной турбулизации теплоносителя.

ГЛАВА 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА С ГОФРИРОВАННЫМИ ПЛАСТИНАМИ ИЗМЕНЕННОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ

2.1 Геометрическая модель канала теплообменного аппарата

Основной эффект на интенсивность процесса теплообмена оказывает форма поверхности, компоновка каналов, наличие шероховатости, эквивалентный диаметр каналов, оребрение и другие конструкционные особенности. Конструкционные и режимные способы целесообразно использовать совместно, комплексно для получения оптимальных условий теплообменного процесса. Данное заключение подтверждается теоретическими и практическими изысканиями А.А. Гухмана [122], поскольку основной процесс теплообмена происходит в пограничном слое и поэтому разработка эффективных методов воздействия на пристенную область способствует турбулизации потока теплоносителя.

Согласно научным изысканиям Kexin X., Robin S., Kumar P. - сотрудников инженерингового центра в Нью-Дели (Индия), высокому уровню теплообмена в пограничном слое способствует усиленное обновление вихревых образований, т.е. быстрого смешивания одних объемов с другими, имеющих различные значения температур и скорость. Увеличение разности распределения температур и скорости движения теплоносителя у теплопередающей стенки с измененной геометрией, способствует росту интенсивности теплопередачи [123 – 125].

Теплообменники с интенсивной теплоотдачей работают при вынужденном движении рабочих сред. Характер движения рабочей среды в каналах может быть ламинарным, переходным или турбулентным.

Работы по изучению влияния теплообменной поверхности с геометрически измененной формой, а именно шероховатых поверхностей, на течение в пристенной области впервые проводил Уильям Фруд [126].

Многие исследователи изучали вопрос влияния шероховатости поверхности при внешнем обтекании тел различной геометрической формы и при течении жидкости в трубах. Среди иностранных ученых можно выделить Г. Шлихтинга [127], Л. Прандтля [128], Н. Никурадзе [129], К. Вигхардта [130], С. Хорнера [131]. Среди отечественных ученых, занимавшихся изучением вопроса взаимодействия шероховатых поверхностей при обтекании жидкости, можно выделить таких как Л.Г. Лойцянский [132], А. Д. Альтштуль [133], К.К. Федяевский [118, 134], В.Ф. Дробленков [135], В.Б. Амфилохийев [136, 137], Ф.А. Шевелёв [138], А.П. Зегжда [88].

В § 1.4 нами предложена оригинальная конструкция пластинчатого теплообменного аппарата, в котором для интенсификации теплообмена используется повышенная турбулизация потоков теплоносителей в двух контурах. Это достигается использованием гофрированных пластин, отличающихся тем, что площадки между соседними рифлениями имеют технологические углубления сферической формы, располагающиеся по линейному закону [121].

При определении коэффициента теплоотдачи необходимо учитывать форму поверхности теплообмена. Основными параметрами гофрированных пластин являются ширина B , м, толщина s_n , м, высота гофра h_r , м, угол гофрирования γ . Эти параметры связаны с шагом гофрирования p_r , м и длиной развертки одного гофра l_r , м соотношениями:

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{p_r}{2h_r} ; \quad (2.1)$$

$$l_r = 2h_r \cos \frac{\gamma}{2}. \quad (2.2)$$

Рассмотрим процесс теплоотдачи от гофрированной модифицированной пластины. Профиль разреза, выполненного вдоль пластины, представлен на рисунке 2.1.

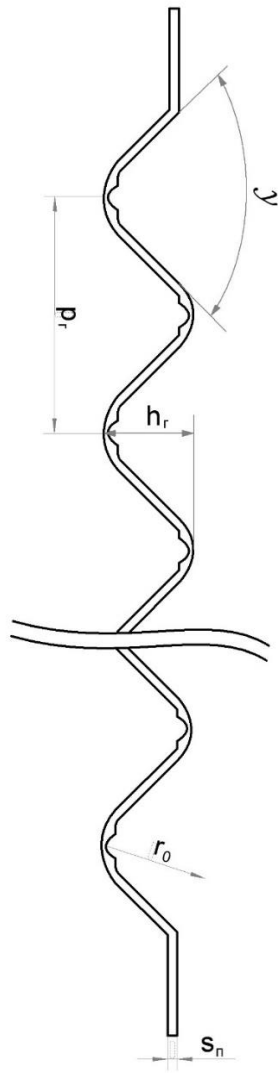


Рисунок 2.1 – Продольный разрез
пластины (профильный вид):

h_r – высота гофры, м; p_r – шаг гофрирования, м; s_n – толщина пластины, м; r_0 – радиус углубления, м; γ – угол гофрирования

В интенсифицированном пластинчатом теплообменном аппарате используется семь модифицированных пластин. В качестве модели рассмотрим одну пластину с толщиной s_n , м, и шириной B , м.

Нами предложена формула зависимости коэффициента теплоотдачи α_r , Вт/(м²·°С), от параметров гофрированной поверхности:

$$\alpha_r = \alpha \cdot \left[\frac{1-\beta}{\beta} + \left[\sin^{-1} \frac{\gamma}{2} - \left(1 - \sqrt{1 + \left(\frac{2B}{l} \right)^2} + \frac{r_0}{l} \right)^{-1} \right] \cdot \left(1 - \sqrt{1 + \left(\frac{2B}{l} \right)^2} + \frac{r_0}{l} \right)^{-1} \right]^{-1}, \quad (2.3)$$

где α – коэффициент теплоотдачи при $\gamma = 180^\circ$, Вт/(м²·°С).

Отличие формулы (2.3) заключается в том, что учтено наличие сферических углублений r_0 , м, в гофрированных каналах.

Рассмотрим подробнее наиболее эффективный промышленный способ интенсификации теплоотдачи, заключающийся в воздействии на поток теплоносителя (жидкости) формой поверхности теплообмена.

Способ сочетания гофрированной поверхности и нанесения турбулизаторов различной формы, в том числе и углублений, именуемый в научной литературе, особенно иностранной, способом использования **шероховатых поверхностей** [83, 139].

Вид межпластинных каналов и направления протекающих в них теплоносителей представлен на рисунке 2.2.

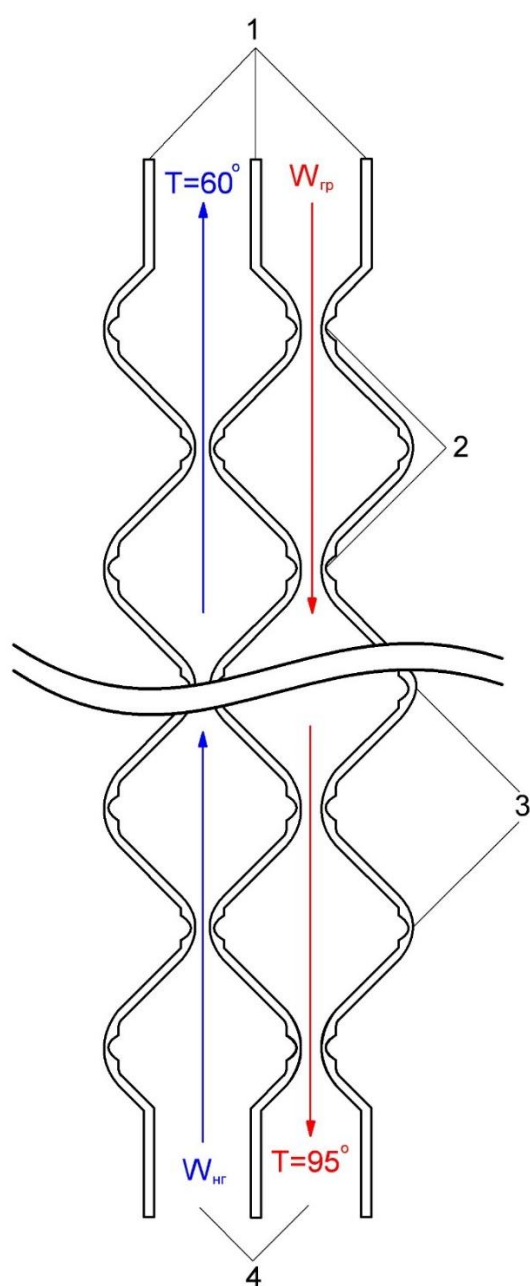


Рисунок 2.2 – Вид межпластинных каналов и направления протекающих в них теплоносителей:

- 1 – пластина теплообменного аппарата;
- 2 – технологическое углубление сферической формы;
- 3 – гофра;
- 4 – межпластинный канал; $W_{гр}$ – скорость теплоносителя в греющем контуре;
- $W_{нг}$ – скорость теплоносителя в нагреваемом контуре

Такие модифицированные поверхности способствуют появлению **переменных полей давления** в межпластинном канале, которые, в свою очередь, образуют направленные вторичные течения в температурном пограничном слое. Оригинальные формы поверхности позволяют увеличить воздействие на ядро потока, тем самым, повышают уровень турбулентности в пограничном слое.

Кроме того, уменьшение гидравлического живого сечения каналов, образуемых поверхностью теплообмена, существенно повышает интенсивность теплоотдачи.

Таким образом, нами предложена геометрическая модель оригинального канала теплообменного аппарата, которая позволяет увеличить турбулизацию теплоносителя при обтекании модифицированной пластины.

2.2 Гидравлическое сопротивление гофрированной поверхности при турбулентном обтекании жидкости

Теоретические исследования течения жидкостей в пограничном слое при турбулентном режиме в основном выражаются полуэмпирическими зависимостями. Это объясняется незамкнутостью системы уравнений, необходимых для описания процессов турбулентного пограничного слоя. Часто для решения таких уравнений требуется проведение экспериментальных исследований. Информация в результате эксперимента может быть представлена в виде двух вариантов:

- выявлять косвенные связи различных параметров, от которых зависит итоговый результат;
- рассчитывать корректирующие коэффициенты для определения чисел подобия.

Основным элементом интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя является

модифицированная гофрированная пластина (см. рисунок 1.5). Пластины собираются в пакеты и образуют каналы для перемещения теплоносителя. Живое сечение канала содержит участки расширения и сужения (см. рисунок 2.2). Теплоноситель, попадая в широкую часть канала, изначально проходя более узкий участок, заполняет все поперечное сечение этой части. Жидкость в месте расширения отрывается от стенок и дальше движется в виде свободной струи, отдельной от остальной жидкости неустойчивой поверхностью раздела. Такое состояние формируется в результате появления областей с высокой степенью перемешивания (вихреобразование) на протяжении всего участка расширения и сохранения непрерывного турбулентного следа до начала широкой части. Далее этот процесс повторяется [140].

Благодаря отрыву потока на каждом участке расширения исследуемого модифицированного канала и возникающим вследствие этого вихрям, происходят потери напора.

Для нахождения потерь напора воспользуемся формулой Бернулли [141]:

$$H = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g}, \quad (2.4)$$

где p_1 – давление в узком участке, Па; p_2 – давление в широкой части канала, Па; ρ – плотность жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м²/с; u_1 – средняя скорость теплоносителя в узком сечении межпластинного канала, м/с; u_2 – средняя скорость теплоносителя в широком сечении канала, м/с.

Применив теорему количества движения для двух сечений и подставив получившийся результат в уравнение Бернулли, получим:

$$H = \frac{(u_1 - u_2)^2}{2g}. \quad (2.5)$$

Отсюда следует, что величина потерь напора на участке характеризующимся увеличением живого сечения равна скоростному напору от потерянной скорости. Данное исследование нашло свое отражение в трудах Борда [142] и имеет вид:

$$H = \left(1 - \frac{u_2}{u_1}\right)^2 \frac{u_1^2}{2g} = \xi_1 \frac{u_1^2}{2g}, \quad (2.6)$$

где ξ_1 - коэффициент местного сопротивления в узкой части межпластинного канала.

Следовательно,

$$\xi_1 = \left(1 - \frac{u_2}{u_1}\right)^2 = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2, \quad (2.7)$$

где ω_1 - площадь поперечного сечения в узкой части межпластинного гофрированного канала, м^2 ; ω_2 - площадь поперечного сечения в широкой части межпластинного гофрированного канала, м^2 .

Если отнести коэффициент сопротивления к скорости в широкой части межпластинного гофрированного канала, то получим:

$$H = \xi_2 \frac{u_2^2}{2g} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1\right) \frac{u_2^2}{2g}, \quad (2.8)$$

где ξ_2 - коэффициент местного сопротивления в широкой части межпластинного канала.

Таким образом, коэффициенты сопротивления расширения и сужения потока определяются по формулам:

$$\xi = \frac{\lambda}{2\sin(\alpha/2)} \frac{n^2 - 1}{n^2} + \sin\alpha \left(\frac{n - 1}{n}\right), \quad (2.9)$$

где λ - коэффициент гидравлического трения; α - угол конусности; n - степень расширения (сужения) гофрированного канала, определяемая по формуле:

$$n = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \quad (2.10)$$

Соответственно:

$$\xi = \frac{\lambda}{2\sin(\alpha/2)} \frac{n^2 - 1}{n^2}. \quad (2.11)$$

Следовательно, полученные теоретические формулы гидравлического сопротивления гофрированной поверхности при турбулентном обтекании жидкости требуют экспериментальной проверки на промышленной отопительной котельной.

2.3 Определение средней температуры модифицированной гофрированной пластины

При решении задачи пространственно-временного изменения температуры твердого тела, прежде всего, необходимо опираться на уравнение теплопроводности. В классических исследованиях Лыкова А.В. [143] выполнен подробнейший разбор многокритериальных задач по теории передачи тепла от объектов различной геометрической формы, находящихся в изотермической среде.

Для увеличения точности расчета теплообменного процесса между гофрированной пластиной и обтекающим её теплоносителем необходимо учитывать температуру и другие параметры окружающей среды, а также температуру изменения наружного воздуха, вследствие изменения температурного поля вокруг исследуемого объекта. Аналогичная задача с постоянной температурой в пристенной области и температурой окружающей среды детально разобрана в фундаментальной работе академика АН СССР, лауреата Нобелевской премии по физике - Ландау Л.Д. [144].

Фундаментальные исследования по изучению нагрева сферических однородных тел горячим воздухом в специализированной камере проточного типа проведены в Ивановском государственном химико-технологическом университете [145].

Основной величиной, определяющей тепловые процессы, происходящие между твердой поверхностью и различными теплоносителями (масла, вода, газы и т.д.) в теплообменном оборудовании, является коэффициент теплоотдачи α :

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{ж}}{l}, \quad (2.12)$$

где Nu – число Нуссельта; $\lambda_{ж}$ – коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м °С); l – длина пластины, м.

Для определения α , согласно работам академиков Михеева М.А. и Кутателадзе С.С., необходимо знать температуру поверхности теплообмена [146, 147]. Чтобы определить искомую температуру, рассмотрим обтекание участка патентнозащищенной геометрии пластины, состоящего из поверхности канала между рифлениями и сферического углубления (рисунок 2.3).

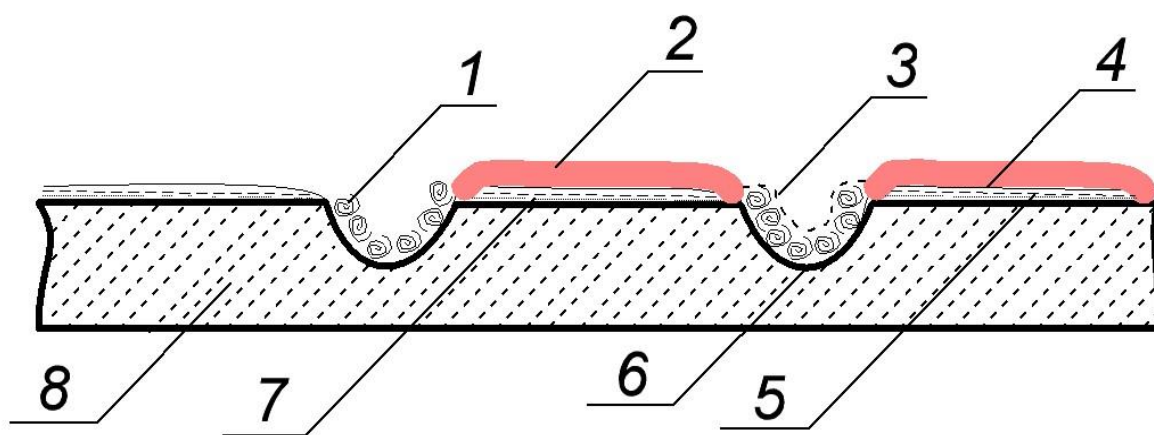


Рисунок 2.3 – Обтекание канала модифицированной поверхности со сферическими углублениями:

1 – зона вихреобразования; 2 – зона турбулизации; 3 – внешняя граница турбулентного пограничного слоя; 4 – пристенная область; 5 – промежуточный слой; 6 – сферическое углубление; 7 – вязкий подслой; 8 – канал основной теплообменной части между соседними рифлениями

Из рисунка 2.3 видно, что за первым углублением образуется зона повышенной турбулизации. Следующее сферическое углубление, согласно фундаментальным исследованиям Жукаускаса [148], находится на расстоянии $(6-12) r_0$, где r_0 – радиус углубления, м, для формирования непрерывного турбулентного следа.

Высокая степень турбулизации теплоносителя увеличивает эффективность процесса тепловосприятия на границе пластина-жидкость, т.е. усиливает в температурном пограничном слое перетоки масс. После прохождения первого сферического углубления по направлению течения формируется вихреобразующий поток, постепенно стихающий до следующего сферического углубления. Далее этот процесс повторяется. Таким образом, формируются вторичные течения в температурном пограничном слое [149].

Для определения средней температуры модифицированной гофрированной пластины воспользуемся системой классических уравнений:

- уравнение нестационарного теплопереноса в сфере:

$$\frac{\partial t(r, \tau)}{\partial \tau} = a \left[\frac{\partial^2 t(r, \tau)}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial t(r, \tau)}{\partial r} \right]; \quad (2.13)$$

- уравнение теплового баланса:

$$\begin{aligned} V_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} (c_{\text{ж}} + c_{\text{к.ж}} x_{\text{ж}}) \frac{dt_{\text{ж}}(\tau)}{d\tau} + V_{\text{м}} \rho_{\text{м}} c_{\text{м}} \frac{dt_{\text{ср}}(\tau)}{d\tau} = \\ = G_{\text{ж}} (c_{\text{ж}} + c_{\text{к.ж}} x_{\text{ж}}) [t_{\text{ж.вх}} - t_{\text{ж}}(\tau)] - K_{\text{о.с}} F_{\text{ап}} [t_{\text{ж}}(\tau) - t_{\text{о.с}}(\tau)] \\ + \alpha_{\text{п}} F_{\text{п}} [t_{\text{п}} - t_{\text{ж}}(\tau)]; \end{aligned} \quad (2.14)$$

- уравнение связи между $t_{\text{ср}}(\tau)$ и $t(r_0, \tau)$

$$V_{\text{м}} \frac{\partial t_{\text{ср}}(\tau)}{\partial \tau} = n F_{\text{м}} a \frac{\partial t(r_0, \tau)}{\partial r}; \quad (2.15)$$

- уравнение для расчета средней температуры по объему шара:

$$t_{\text{ср}}(\tau) = \frac{3}{r_0^3} \int_r^{r_0} r^2 t(r, \tau) dr, \quad (2.16)$$

где a – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$; c – удельная теплоемкость вещества, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; G – массовый расход теплоносителя, $\text{кг}/\text{с}$; r – максимальное значение радиуса сферического углубления, м ; r_0 – радиус сферического углубления, м ; n – количество частиц материала; F – площадь поверхности, м^2 ; V – объем, м^3 ; τ – время, с ; подстрочные индексы: ап – аппарат; вх – входящий;

ж – жидкость; м – материал; п – пластина; о.с. – окружающая среда; ср – средний; 0 – начальный.

- начальные и граничные условия:

$$t(r, 0) = t_{cp}(0) = t_{cp.0}; \quad (2.17)$$

$$\frac{\partial t(0, \tau)}{\partial r} = 0; \quad (2.18)$$

$$\alpha[t_{ж}(\tau) - t(r_0, \tau)] = -\lambda \frac{\partial t(r_0, \tau)}{\partial r}; \quad (2.19)$$

$$t_{ж}(0) = t_{ж.0}. \quad (2.20)$$

Для решения системы уравнений (2.13) – (2.20) целесообразно применить метод интегральных преобразований Лапласа [150]. Результат запишем в следующем образом:

$$t(r, \tau) = \frac{G_{ж}(t_{п} - t_{ж.вх})(c_{ж} + c_{к.ж}x_{ж}) + K_{о.с}F_{ап}(t_{п} - t_{о.с})}{G_{ж}(c_{ж} + c_{к.ж}x_{ж}) + K_{о.с}F_{ап} + \alpha_{п}F_{п}} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{A_n r_0}{\mu_n^2 r} \sin(\mu_n \frac{r}{r_0}) \exp\left(-\mu_n^2 \frac{a\tau}{r_0^2}\right), \quad (2.21)$$

где

$$\eta = \frac{r_0^2}{\rho_{ж} V_{ж} a} \left[G_{ж}(t_{п} - t_{ж.вх}) + \frac{K_{о.с} F_{ап}(t_{п} - t_{п})}{c_{ж} + c_{к.ж} x_{ж}} \right]; \quad (2.22)$$

$$\chi = \frac{r_0^2}{\rho_{ж} V_{ж} a} \left[G_{ж} + \frac{K_{о.с} F_{ап} + \alpha_{п} F_{п}}{c_{ж} + c_{к.ж} x_{ж}} \right]; \quad (2.23)$$

$$\sigma = \frac{3\rho_{вл.м} V_{м} c_{вл.м}}{\rho_{ж} V_{ж} (c_{ж} + c_{к.ж} x_{ж})}; \quad (2.24)$$

$$A_n = \frac{Bi[\mu_n^2(t_{п} - t_{ж.0}) + (\chi - \mu_n^2)(t_{п} - t_{cp.0}) - \eta]}{\left[\frac{1}{2(\chi - \mu_n^2 + \sigma Bi)} - 1 + Bi \right] \sin \mu_n + \left[\mu_n - \frac{Bi(\chi - \mu_n^2)}{2\mu_n} \right] \cos \mu_n}, \quad (2.25)$$

где $Bi = \frac{\alpha r_0}{\lambda}$ – число Био; μ_n – корни характеристического уравнения:

$$\operatorname{tg} \mu = \frac{\mu(\chi - \mu^2 + \sigma Bi)}{\sigma Bi + (\chi - \mu^2)(1 - Bi)}. \quad (2.26)$$

Среднее значение температуры гофрированной пластины с углублениями сферической формы в любой момент времени определяется интегрированием распределения (2.21) с учетом уравнения (2.16) и выражается формулой:

$$T_{\text{ср}}(\tau) = \frac{G_{\text{ж}}(t_{\text{п}} - t_{\text{ж.вх}})(c_{\text{ж}} + c_{\text{к.ж}}x_{\text{ж}}) + K_{\text{о.с}}F_{\text{ап}}(t_{\text{п}} - t_{\text{о.с}})}{G_{\text{ж}}(c_{\text{ж}} + c_{\text{к.ж}}x_{\text{ж}}) + K_{\text{о.с}}F_{\text{ап}} + \alpha_{\text{п}}F_{\text{п}}} + \\ + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{3A_n(\sin \mu_n - \mu_n \cos \mu_n)}{\mu_n^4} \exp\left(-\mu_n^2 \frac{a\tau}{r_0^2}\right). \quad (2.27)$$

Полученные зависимости средней температуры модифицированной поверхности были апробированы на **Математическом Конкурсе Августа Мёбиуса** 2021 г. (Москва) [151].

Затем значение средней температуры $T_{\text{ср}}$, °С, используется для определения чисел Прандтля Pr и Нуссельта Nu .

Число Нуссельта Nu является единственным критерием подобия, входящим в формулу по определению коэффициента теплоотдачи α , **Вт/(м² °С)**, для греющего и нагреваемого контуров.

Для расчета α , **Вт/(м² °С)**, использовались известные соотношения [152].

Расчет коэффициента теплоотдачи α , **Вт/(м² °С)**, модифицированной гофрированной пластины следует проводить с учетом формулы (2.3):

$$\alpha = \alpha_{\text{г}}(1,42 + 1,4 \cdot 10^{-3} T_{\text{ср}}) N \left[\frac{t_{\text{ж}} - t_{\text{ст}}}{l} \right]^{1/4}, \quad (2.28)$$

где $t_{\text{ст}}$ – температура стенки, °С; $t_{\text{ж}}$ – температура жидкости, °С; N – коэффициент для вертикальной и горизонтальной ориентации пластины, принимается равным 1,3 или 1 соответственно.

В результате нахождения коэффициентов теплоотдачи α_1 , **Вт/(м² °С)**, и α_2 , **Вт/(м² °С)**, для греющего и нагреваемого контуров, можно определить

коэффициент теплопередачи **K , Вт/(м² · °С)**, являющегося основным параметром, характеризующим эффективность работы теплообменного оборудования.

2.4 Определение коэффициента теплопередачи интенсифицированного пластинчатого теплообменника

Коэффициент теплопередачи **K , Вт/(м² · °С)**, является главной характеристикой эффективности работы пластинчатого теплообменного аппарата. Для нахождения, которого, согласно формуле (1.1), необходимо знать:

- коэффициент теплоотдачи α_1 , Вт/(м² · °С), от греющей воды к стенке пластины;
- коэффициент тепловосприятости α_2 , Вт/(м² · °С), от стенки пластины к нагреваемой воде;
- толщину теплообменной пластины $\delta_{ст}$, м;
- коэффициент теплопроводности материала пластины $\lambda_{ст}$, Вт/(м · °С).

Определение коэффициента теплопередачи (греющий контур)

Согласно СП 41-101-95 «Проектирование тепловых пунктов» коэффициент теплоотдачи α_1 , Вт/(м² · °С), от греющей воды к стенке пластины определяется по формуле:

$$\alpha_1 = 1,16A \left[2300 + 283t_{ср}^{гр} - 0,63(t_{ср}^{гр})^2 \right] W_{гр}^{0,73}, \quad (2.29)$$

где A – коэффициент, зависящий от типа пластины, принимается по табл. 1 [28]; $t_{ср}^{гр}$ – средняя температура греющего теплоносителя, °С; $W_{гр}$ – фактическая скорость воды в греющем контуре, м/с.

Средняя температура теплоносителя греющего контура определяется по формуле:

$$t_{\text{ср}}^{\text{гр}} = \frac{t_{\text{вх}}^{\text{гр}} + t_{\text{вых}}^{\text{гр}}}{2}, \quad (2.30)$$

где $t_{\text{вх}}^{\text{гр}}$ – температура греющего теплоносителя на входе в теплообменник, °С; $t_{\text{вых}}^{\text{гр}}$ – температура греющего теплоносителя на выходе из теплообменника, °С.

Значения данных температур взяты согласно температурному графику внешней тепловой сети, по которой производится транспортировка теплоносителя от ТЭЦ, водогрейной котельной или ЦТП. На практике температуры $t_{\text{вх}}^{\text{гр}}$ и $t_{\text{вых}}^{\text{гр}}$ принимаются, ориентируясь на температуру наружного воздуха для проектирования внутренней системы отопления зданий [153].

Определение коэффициента теплопередачи (нагреваемый контур)

Согласно СП 41-101-95 «Проектирование тепловых пунктов» коэффициент тепловосприятия α_2 , Вт/(м² °С), от стенки пластины к нагреваемой воде, определяется по формуле:

$$\alpha_2 = 1,16A \left[2300 + 283t_{\text{ср}}^{\text{нг}} - 0,63(t_{\text{ср}}^{\text{нг}})^2 \right] W_{\text{н}}^{0,73}, \quad (2.31)$$

где $t_{\text{ср}}^{\text{нг}}$ – средняя температура нагреваемого теплоносителя, °С; $W_{\text{н}}$ – фактическая скорость воды в нагреваемом контуре, м/с.

Средняя температура теплоносителя нагреваемого контура определяется по формуле:

$$t_{\text{ср}}^{\text{нг}} = \frac{t_{\text{вх}}^{\text{нг}} + t_{\text{вых}}^{\text{нг}}}{2}, \quad (2.32)$$

где $t_{\text{вх}}^{\text{нг}}$ – температура нагреваемого теплоносителя на входе в теплообменник, °С; $t_{\text{вых}}^{\text{нг}}$ – температура нагреваемого теплоносителя на выходе из теплообменника, °С.

Значения температур для определения средней температуры в нагреваемом контуре коррелируются с температурным графиком внутренней системы отопления с учетом температуры наружного воздуха для климатических условий Белгородской области [153].

Определим коэффициенты теплоотдачи для гофрированной пластины и углубления сферической формы.

Определение коэффициента теплоотдачи от гофрированной пластины

Коэффициент теплоотдачи α_r , Вт/(м² °С), гофрированной пластины, имеющей длину l , м, определяется по формуле:

$$\alpha_r = \frac{Nu_r \lambda_{ж}}{l}, \quad (2.33)$$

где Nu_r – число Нуссельта для гофрированной пластины, определяющееся по формуле предложенной в [153]:

$$Nu_r = C Re^{0,73} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (2.34)$$

где C – коэффициент, учитывающий влияние форм, размера и расположения гофр [153]; $Pr_{ст}$ – число Прандтля для материала стенки пластины.

Гофры основной теплообменной части выполнены по модели – «елка по обе стороны от базовой плоскости пластины с высотой 3 + 3 и площадкой 5 мм» (см. рисунок 2.5).

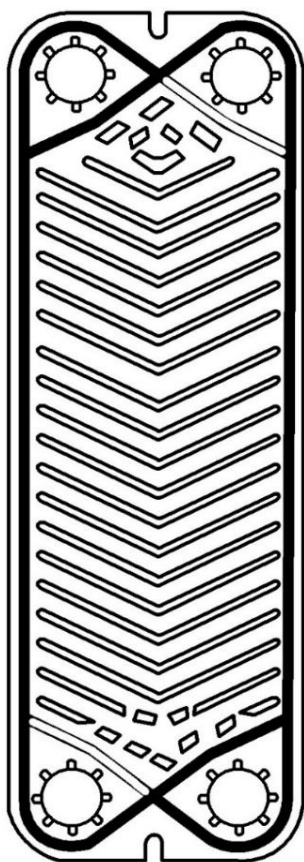


Рисунок 2.5 – Модель гофрированной пластины теплообменника «елка по обе стороны от базовой плоскости пластины с высотой 3 + 3 и площадкой 5 мм»

Такое техническое решение призвано облегчить условия штамповки гофрированных теплопередающих пластин из нержавеющей стали. Кроме того, преследовалась цель интенсификации теплоотдачи путем воздействия на пограничный слой в канале с гофрами. При сборке пакета пластин формируется соприкосновение пластин по классической схеме сетчато-поточного канала по отдельным точкам, расположенным равномерно в виде сетки по поверхности пластин [82]. Угол наклона гофр относительно продольной оси составляет 45° .

Следовательно, формула (2.34) примет вид:

$$Nu_r = 0,196 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (2.35)$$

Поскольку, при расчете гофрированной пластины, основная теплообменная часть которой насыщена зонами повышенной турбулизации, то при определении числа Нуссельта необходимо учитывать коэффициент турбулизации **Tu, %**.

Важнейшим параметром гидродинамики является число Рейнольдса, характеризующееся отношением силы инерции к силе вязкости. При малых числах Рейнольдса преобладают силы вязкости, при больших значениях Re – силы инерции (в последнем влияние вязкости сказывается лишь в узкой области вблизи границ твердого тела, т.е. в пограничном слое) [146].

Число Рейнольдса определяется по формуле:

$$Re = \frac{W \cdot l \cdot \rho}{\mu_{Tu}}, \quad (2.36)$$

где W – скорость теплоносителя, м/с; l – длина пластины, м; μ_{Tu} – турбулентная вязкость теплоносителя, Па·с.

Важно отметить, что в формуле (2.36) необходимо учитывать турбулизацию потока при нахождении вязкости жидкости, участвующей в теплообмене.

Турбулентная вязкость μ_{Tu} , Па·с, на любом точечном участке [133] рассчитывается по формуле:

$$\mu_{Tu} = \rho \cdot w \cdot l, \quad (2.37)$$

где w – средняя пульсационная скорость, м/с.

В свою очередь средняя пульсационная скорость определяется из средней скорости теплоносителя W , м/с, и коэффициента турбулизации Tu_r , %, при обтекании гофрированной пластины:

$$u' = \frac{2 \cdot W \cdot Tu_r}{l}. \quad (2.38)$$

Согласно исследованиям Л. Г. Лойцянского [133], на половине длины расположены смежные слои, которые переносят импульсы.

Число Рейнольдса для турбулентного пограничного слоя, согласно [128], определяется двумя способами:

$$Re_{Tu} = 5\sqrt{Re}. \quad (2.39)$$

или

$$Re_{Tu} = \frac{W \cdot \delta_{Tu} \cdot \rho}{\mu}, \quad (2.40)$$

где δ_{Tu} – толщина турбулентного пограничного слоя, м, определяемая следующим образом:

$$\delta_{Tu} = \frac{5\sqrt{Re}\mu}{W\rho}, \quad (2.41)$$

где ρ – плотность жидкости, принимаемая с учетом температуры.

Плотность воды, используемая в формуле (2.41), определяется по формуле:

$$\rho = \rho_0(1 - \beta_p T_{cp}), \quad (2.42)$$

где ρ_0 – плотность воды при температуре 273 К; β_p – коэффициент объемного расширения жидкости, K^{-1} ; T_{cp} – средняя температура гофрированной пластины, °С.

Поскольку поток жидкости является турбулизированным, то это необходимо учитывать при нахождении числа Прандтля Pr :

$$Pr_{Tu} = Pr[1 - 0,225th(0,2Tu_r)], \quad (2.43)$$

где Pr – число Прандтля без учета турбулизации потока.

Определение коэффициента теплоотдачи от сферического углубления

Коэффициент теплоотдачи α_c , Вт/(м² °С), от сферического углубления к нагреваемой жидкости рассчитывается по формуле:

$$\alpha_c = \frac{Nu_c \cdot \lambda_{жс}}{d_0}, \quad (2.44)$$

где d_0 - диаметр сферического углубления, м.

Число Нуссельта Nu_c определяется с учетом турбулизации теплоносителя, обтекающего сферическую поверхность при турбулентном режиме:

$$Nu_c = 0,0115 Re^{0,8} (1 + Tu_c)^{0,15} Pr^{0,4}, \quad (2.45)$$

где Tu_c – коэффициент турбулизации при обтекании жидкостью тела сферической формы, %.

Определение коэффициента теплоотдачи модифицированной гофрированной пластины

Для определения коэффициента теплоотдачи α , Вт/(м² · °С), модифицированной гофрированной пластины, состоящей из:

- гофрированной теплообменной части;
- сферических углублений, располагающихся в каналах;

кроме того, необходимо знать геометрические размеры вышеупомянутых поверхностей [154]. С учетом формул (2.33) и (2.44) получим:

$$\alpha = \frac{\alpha_r(F_r - F_c) + \alpha_c F_c}{F_r + F_c}, \quad (2.46)$$

где F_r – площадь гофрированной поверхности, м²; F_c – площадь сферической поверхности, м².

Зная коэффициент теплоотдачи модифицированной гофрированной пластины, можно определить по формуле (1.1) коэффициент теплопередачи K , Вт/(м² · °С), интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата.

Оригинальность рассмотренного метода расчёта коэффициента теплопередачи K , Вт/(м² · °С), интенсифицированного пластинчатого

теплообменного аппарата, заключается в том, что учтено влияние коэффициента турбулизации Tu , %, потока теплоносителя.

2.5 Выводы

1. Предложены оригинальные формулы определения коэффициентов теплоотдачи α_1 , Вт/(м² °С), и α_2 , Вт/(м² °С), для греющего и нагреваемого контуров интенсифицированного теплообменного аппарата с учетом турбулизации потока теплоносителя.

2. Получена формула для нахождения средней температуры модифицированной гофрированной пластины.

3. При расчете критериев подобия Рейнольдса и Прантля учтено влияние турбулизации потока нагреваемой жидкости в интенсифицированном пластинчатом теплообменнике.

4. Целесообразно проведение натуральных и вычислительных экспериментов с применением современных программных продуктов, процессов теплообмена в аппарате.

ГЛАВА 3 МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В ИНТЕНСИФИЦИРОВАННОМ ПЛАСТИНЧАТОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ

3.1 Построение и структура интерфейса программных систем для расчета пластинчатого теплообменника

На сегодняшний день работа различных производственных единиц не возможна без систем автоматизированного проектирования (САПР).

САПР является базовым методом увеличения КПД предприятий, общего увеличения производительности труда, путем проектирования или модернизации имеющейся техники [155]. Такие же проблемы необходимо решить при разработке системы автоматизированного проектирования интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата.

Основу процесса проектирования составляет алгоритм математической или экспериментальной модели, представленный на рисунке 3.1 [156].

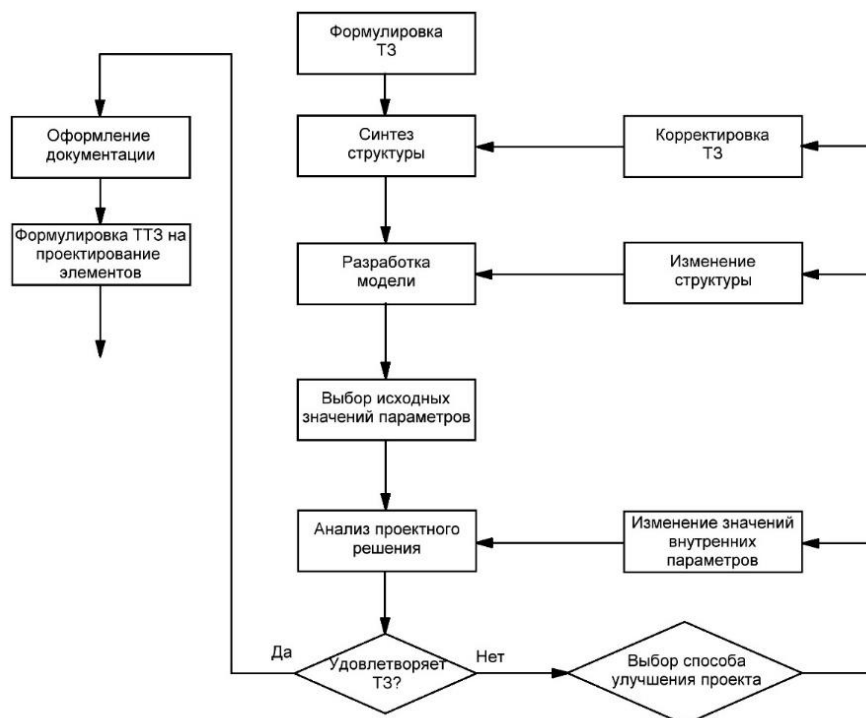


Рисунок 3.1 – Схема процесса проектирования

Наибольшее распространение получило математическое моделирование. Это объясняется тем, что при построении математической модели используют известные закономерности и законы [157]. Пример алгоритма математической модели представлен на рисунке 3.2.

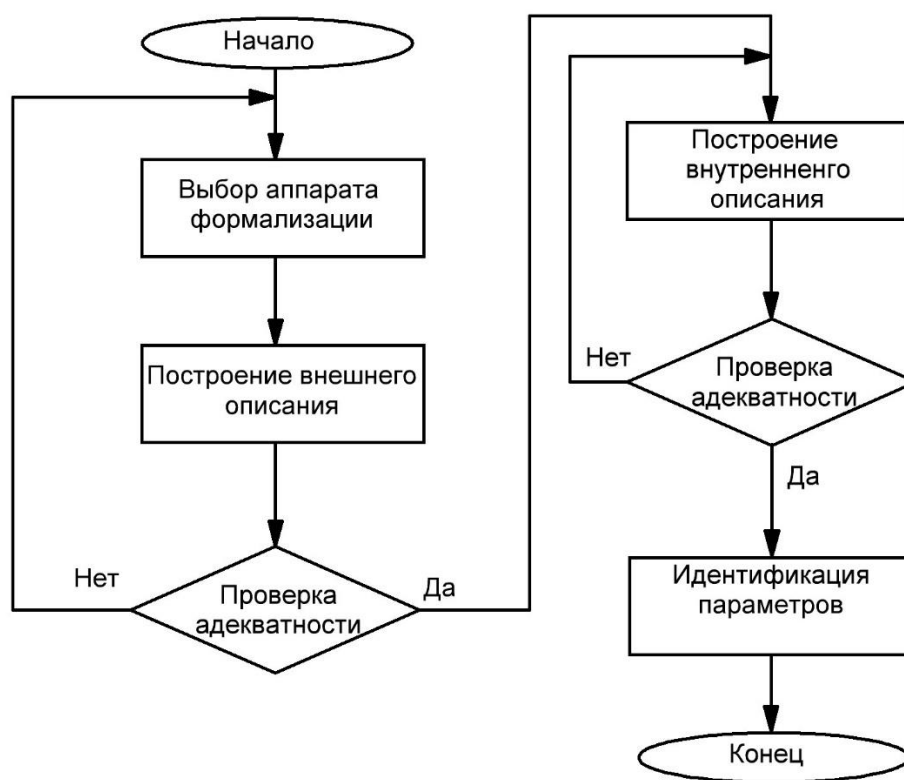


Рисунок 3.2 - Алгоритм процесса построения математической модели

Использование современных программных продуктов и вычислительной техники позволяет с достаточно высокой точностью решать сложные системы нелинейных дифференциальных уравнений [158].

В основу процесса моделирования ложится создание математической модели эксперимента. Моделирование позволяет получить результаты аналогичные результатам эксперимента [159, 160].

В работе нами были проведены экспериментальные исследования на лабораторной установке (глава 4), моделирующих реальные условия технологического процесса.

При разработке любых достаточно сложных механических систем обычно строятся их математические модели, необходимые для анализа устройства, оценки

его эффективности. Математические модели обычно являются сложными системами нелинейных дифференциальных уравнений, зачастую решаемыми только численными методами, причем для повышения точности моделирования, особенно в очень сложных системах, удобнее и быстрее воспользоваться компьютером [161].

Для разработки математической модели необходимо решить следующие задачи.

Первичная задача заключается в изучении предметной области, т.е. в изучении принципа работы и математической модели, интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата.

Основной задачей является программная реализация. Для ее решения необходимо выполнить несколько подзадач:

- анализ и выбор компилятора;
- проектирование иерархической системы интерфейса;
- разработка программного кода с контролем корректности ввода первичных данных для расчета основных параметров ПТО.

Финальным этапом является тестирование программного продукта.

Оригинальность разрабатываемого компьютерного продукта заключается в использовании коэффициента турбулизации Tu , %, при расчете критериев подобия и коэффициентов теплоотдачи греющего и нагреваемого контуров. Кроме того, при расчете учтен срок работы интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата, от которого зависит коэффициент загрязнения пластин β (приложение В).

Программный продукт позволяет пользователю получить следующие значения:

- требуемое количество каналов m ;
- скорость теплоносителя в греющем контуре $W_{гр}$, м/с;
- скорость теплоносителя в нагреваемом контуре $W_{нг}$, м/с;
- коэффициент теплопередачи K , Вт/(м²·°С);
- потери давления в греющем контуре ΔP , кПа;
- потери давления в нагреваемом контуре ΔP , кПа.

Разрабатываемая программа расчета должна отвечать следующим требованиям:

- иметь удобный пользовательский интерфейс, т.е. чтобы даже неопытный пользователь мог на интуитивном уровне полноценно работать с программным продуктом. Примером интуитивного программного обеспечения является платформа iOS;

- программа должна быть эргономичной, т.е. не должна требовать установки дополнительного программного обеспечения (ПО);

- разрабатываемый продукт должен быть надежным, т.е. обладать максимально низким уровнем системных сбоев и корректно реагировать на возможные ошибки;

- программа должна выдавать адекватные конечные результаты.

Таким образом, для написания листинга программы необходимо провести моделирование с помощью программного комплекса «Ansys» для нахождения значения коэффициента турбулизации Tu , %.

3.1.1 Концептуальная модель интерфейса

Для создания актуального программного продукта необходимо выбрать современный язык программирования, отвечающий следующим требованиям:

- удобство и простота создания приложений в короткие сроки;
- возможность обеспечения безопасности данных;
- стабильность работы приложения;
- удобство;
- современность;
- высокая скорость работы создаваемых приложений;
- надёжность;
- удобство в работе.

Из тех средств, которые удовлетворяют данным требованиям можно назвать: **Java, Swift, C++**.

Некоторые из данных языков более популярны, другие чуть меньше, но так как для оценки предъявлен ряд требований, то необходимо выбрать наиболее подходящий инструмент, который будет удобен в работе и не будет требовать больших ресурсов.

Таким образом, сразу можно исключить **Java** как требующий больших ресурсов. Что же касается сравнения **C++** и **Swift**, то удобнее работать с **C++** поскольку **Swift** более ориентирован на платформу **Apple**.

С помощью **C++** возможна реализация различных приложений, поэтому программисты отдают предпочтение именно этому языку программирования.

Кроме рассмотренных выше требований, с помощью **C++** возможно создание динамичных графиков, сбора и распределения данных, систематизации и т. д. [162, 163].

Программный продукт от Visual Studio способен реализовывать любые многоуровневые задачи с помощью языков программирования. Наиболее применяемым является **C++**, поскольку набор библиотек ориентирован в том числе и на топливно-энергетический комплекс.

C++ ориентирован на создание приложений какой-либо конкретной специфики (для работы с базами данных, например, или исключительно с сетевыми приложениями). Диапазон разработанных при помощи **C++** программных продуктов весьма широк - от игровых программ до мощнейших банковских систем [164].

Неотъемлемым плюсом выступает компилятор, который максимально интегрирован для операционной системы Windows.

Рассмотрим первый тип интерфейса MDI для Windows. Особенностью является иерархия окон одного приложения, заключающаяся в том, что дочерние окна не могут работать при закрытии основного (главного) окна. Примером приложения с интерфейсом MDI могут служить Microsoft Word, Microsoft Excel, а также многие графические редакторы.

Другой тип интерфейса - однодокументный интерфейс (Single Document Interface, SDI) получил очень широкое распространение при проектировании компьютерных программ из-за своей универсальности. Первичное окно SDI интерфейса связывает между собой все дочерние и является, своего рода, диспетчерским пунктом, с которого осуществляется основное управление. Дочерние окна могут продолжать функционирование даже после закрытия главного окна по средствам передачи команд. Такая особенность увеличивает надежность передачи данных и их сохранность. Кроме этого, вторичные окна могут располагаться в любом месте рабочего стола, даже перекрывая главное окно.

Важно сказать, что в рассмотренных компьютерных комплексах возможна реализация любого интерфейса, но мы выберем MDI как наиболее употребимый.

Форма может быть показана в модальном и немодальном режимах. Модальный режим не позволяет передавать фокус в другие окна, пока не закрыто текущее модальное окно (например, окна открытия или сохранения файла). Действия, осуществляемые в форме в немодальном режиме, могут быть отложены на неопределённый срок.

Использование визуальной среды программирования Visual Studio позволило разработать интерфейс, удовлетворяющий выше рассмотренным требованиям.

3.1.2 Методы обеспечения надежности и эффективности вычислительного процесса

Важным параметром обеспечения стабильной работы программных продуктов является безопасность сохранения данных без влияния на скорость выполнения команд, заметную для пользователя.

Теоретически можно создать приложение, в котором ошибки как программирования, так и алгоритмов отсутствуют. На практике вероятность возникновения ошибки при выполнении приложения напрямую зависит от его

сложности. Чем больше строк исходного текста, тем больше в нем может быть скрытых ошибок. Помимо проблем с самой программой, сбой может возникнуть и в операционной системе. Он может быть вызван программными или аппаратными причинами. Дополнительный фактор возникновения исключительных ситуаций (ИС) содержится в данных, к которым могут обращаться программы [165].

Для нейтрализации всех перечисленных факторов любое приложение должно содержать специальный программный код, обеспечивающий корректную обработку нештатных ситуаций и предусматривающий ту или иную реакцию приложения на ошибку [166].

Приложения, написанные с помощью C++, обладают несколькими механизмами, обеспечивающими обработку исключительных ситуаций (ИС).

Структура интерфейса надежности и эффективности вычислительного процесса представлена на рисунке 3.3.

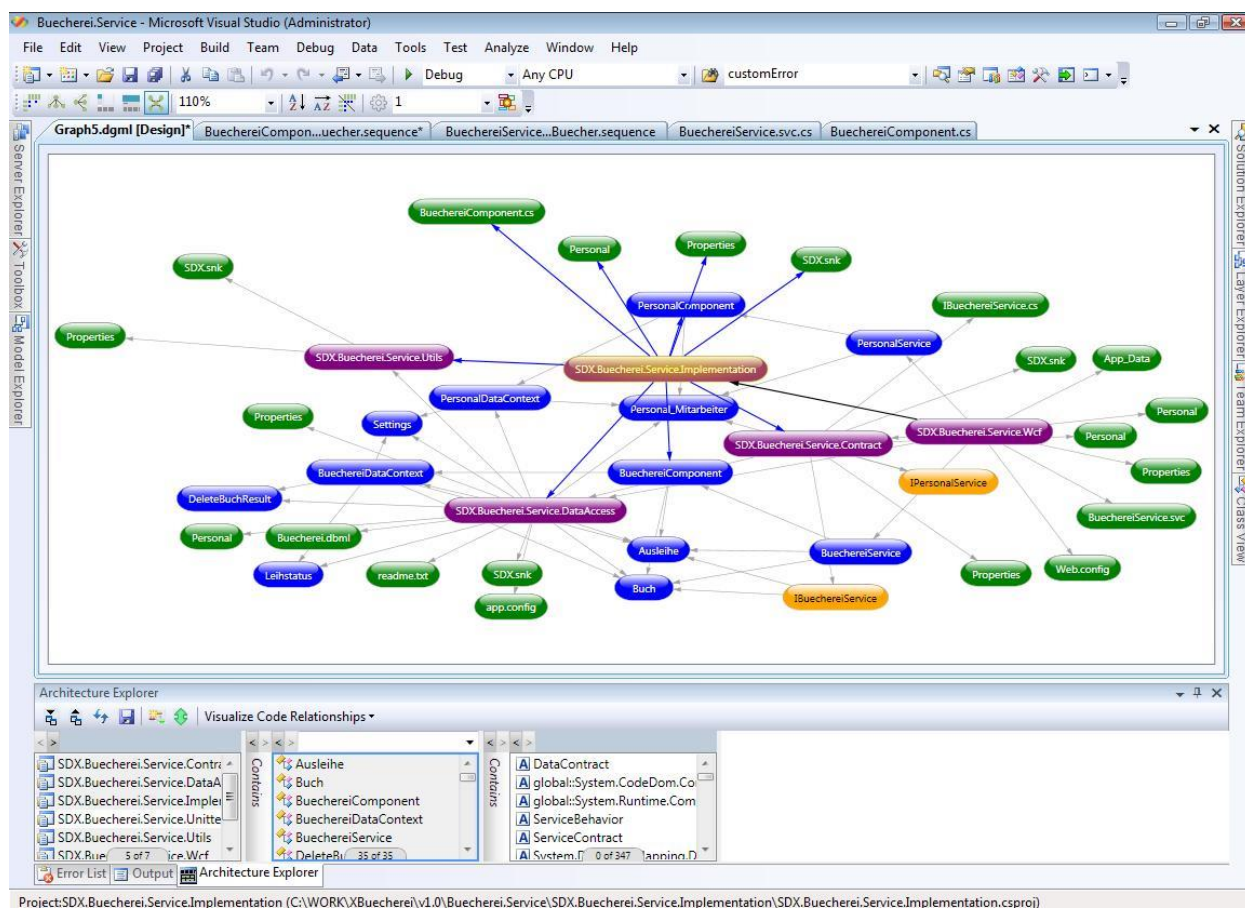


Рисунок 3.3 - Структура интерфейса надежности и эффективности вычислительного процесса

Таким образом, для корректной и стабильной работы программы лучше подбирать алгоритм математической модели, способствующий сокращению времени на выполнение команд, тем самым, экономя системные ресурсы и снижая нагрев полупроводникового оборудования. Для оптимизации работы можно воспользоваться рекомендациями:

- использовать динамические массивы;
- запускать командную строку не одновременно с открытием приложения, а по необходимости.

3.2 Алгоритм математической модели процесса теплообмена в интенсифицированном теплообменнике

Наибольший интерес из всех существующих математических методов моделирования представляют теоретические методы, в основу которых входит описание механизма протекающего процесса [167].

По мнению профессора МГУ им. Ломоносова Закгейма А. Ю., для математического описания процесса теплообмена в противоточных пластинчатых теплообменниках необходимо воспользоваться серией связанных уравнений, которые отражают изменение температуры теплоносителя во время движения в процессе теплопередачи [168, 169].

Рассмотренные уравнения во второй главе (§ 2.2) легли в основу математического моделирования:

$$Vc \frac{dT}{d\tau} = uc(T_{\text{ст}} - T), \quad (3.1)$$

где V – объем, м³; c – удельная теплоемкость, Дж/(кг·°С); u – динамическая скорость теплоносителя, м/с; $T_{\text{ст}}$ – температура стенки, °С; T – температура теплоносителя, °С.

Во время движения теплоносителя в ядре потока возникает источник тепла за счет теплопередачи, который необходимо учитывать для достижения максимальной точности расчета:

$$Vc \frac{dT}{d\tau} = uc(T_{\text{ст}} - T) + V_q, \quad (3.2)$$

где V_q – объем расширения теплоносителя, м^3 , рассчитывающийся по формуле:

$$V_q = F \cdot K \cdot \Delta T, \quad (3.3)$$

где F – площадь поверхности, участвующей в теплообмене, м^2 ; ΔT – разность температур теплоносителя T_1 и T_2 , $^{\circ}\text{C}$.

Математическую модель интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя, можно представить в виде системы из двух уравнений для греющего и нагреваемого контуров соответственно:

$$\begin{cases} V_1 c_1 \frac{dT_1}{d\tau} = u_1 c_1 (T_{1H} - T_1) - FK(T_1 - T_2), \\ V_2 c_2 \frac{dT_2}{d\tau} = u_2 c_2 (T_{2H} - T_1) - FK(T_1 - T_2), \end{cases} \quad (3.4)$$

где V_1 и V_2 – объемы теплоносителей соответствующих значениям T_1 и T_2 , м^3 ; T_{1H} – начальная температура первого теплоносителя (греющий контур), $^{\circ}\text{C}$; ; T_{2H} – начальная температура второго теплоносителя (нагреваемый контур), $^{\circ}\text{C}$.

Если значение выражения $FK(T_1 - T_2) < 0$, то рассматривается греющий контур, если $FK(T_1 - T_2) > 0$, то нагреваемый контур.

При дальнейшем расчете необходимо учитывать выражение (3.1). Возможны два варианта:

1. Выражение (3.1) справедливо, тогда средняя температура каждого теплоносителя $T_{1\text{ср}}$, $^{\circ}\text{C}$, и $T_{2\text{ср}}$, $^{\circ}\text{C}$, для греющего и нагреваемого контуров рассчитывается по формулам [168 - 170]:

$$T_{1\text{ср}} = \frac{T_{1H} + T_{1K}}{2}, \quad (3.5)$$

где T_{1K} – конечная температура первого теплоносителя (греющий контур), °C.

$$T_{2cp} = \frac{T_{2H} + T_{2K}}{2}, \quad (3.6)$$

где T_{2K} – конечная температура второго теплоносителя (нагреваемый контур), °C.

2. Выражение (3.1) не справедливо, тогда расчет средней температуры следует проводить, воспользовавшись формулой (2.27).

Средняя разность температур (движущая сила теплообмена) находится по формуле:

$$\Delta T = T_{1cp} - T_{2cp}. \quad (3.7)$$

Запишем математическую модель, включающую следующие дифференциальные уравнения:

- уравнение теплового баланса для греющего контура:

$$dQ_1 = u_1 c_1 (T_{1H} - T_{1K}) d\tau, \quad (3.8)$$

где Q_1 – количество теплоты, передаваемое через поверхность теплообмена, Вт;

- уравнение теплового баланса для нагреваемого контура:

$$dQ_2 = u_2 c_2 (T_{2H} - T_{2K}) d\tau, \quad (3.9)$$

где Q_2 – количество теплоты, передаваемое через поверхность теплообмена, Вт;

- уравнение теплоотдачи для греющего контура:

$$dQ_1 = \alpha_1 F_1 (T_{1cp} - T_{CT}) d\tau, \quad (3.10)$$

где T_{CT} – температура стенки, °C;

- уравнение теплоотдачи для нагреваемого контура:

$$dQ_2 = \alpha_2 F_2 (T_{CT} - T_{2cp}) d\tau; \quad (3.11)$$

- уравнение переходного режима (динамическая характеристика):

$$dQ_1 - dQ_2 = G_{CT} c_{CT} dT_{CT}. \quad (3.12)$$

По мнению Шински Ф. [167], при выборе технологии моделирования следует руководствоваться уравнениями (3.2) и (3.4). Тогда формулы (3.5) – (3.12) образуют

следующую систему, являющуюся математическим описанием процесса теплообмена через модифицированную гофрированную стенку в интенсифицированном пластинчатом теплообменном аппарате:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dQ_1}{d\tau} = \alpha_1 F_1 (T_{1cp} - T_{CT}) d\tau, \\ \frac{dQ_2}{d\tau} = \alpha_2 F_2 (T_{CT} - T_{2cp}) d\tau, \\ \frac{dQ_1}{d\tau} = u_1 c_1 (T_{1H} - T_{1K}), \\ \frac{dQ_2}{d\tau} = u_2 c_2 (T_{2H} - T_{2K}), \\ \frac{dQ_1}{d\tau} - \frac{dQ_2}{d\tau} = G_{CT} c_{CT} \frac{dT_{CT}}{dt}. \end{array} \right. \quad (3.13)$$

Для решения системы уравнений воспользуемся специальной программой РТС Mathcad 15.0 [171], позволяющей решать сложные дифференциальные уравнения. В итоге получим систему, удобную для моделирования.

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{1K} = \frac{2}{\alpha_1 F_1} \cdot \frac{dQ_1}{d\tau} + 2T_{CT} - T_{1H}, \\ T_{2K} = -\frac{2}{\alpha_2 F_2} \cdot \frac{dQ_2}{d\tau} + 2T_{CT} - T_{2H}, \\ \frac{dQ_1}{d\tau} = u_1 c_1 (T_{1H} - T_{1K}), \\ \frac{dQ_2}{d\tau} = u_2 c_2 (T_{2H} - T_{2K}), \\ \int_{T_{0CT}}^{T_{CT}} dT_{CT} = T_{CT} - T_{0CT} = \frac{1}{G_{CT} c_{CT}} \int_0^{\tau} \left(\frac{dQ_1}{d\tau} - \frac{dQ_2}{d\tau} \right) d\tau, \end{array} \right. \quad (3.14)$$

где T_{0CT} – начальная температура стенки, °C.

С помощью Matlab&Simulink [172] выполним моделирование и составим схему решения уравнения (3.14), представленную на рис. 3.4.

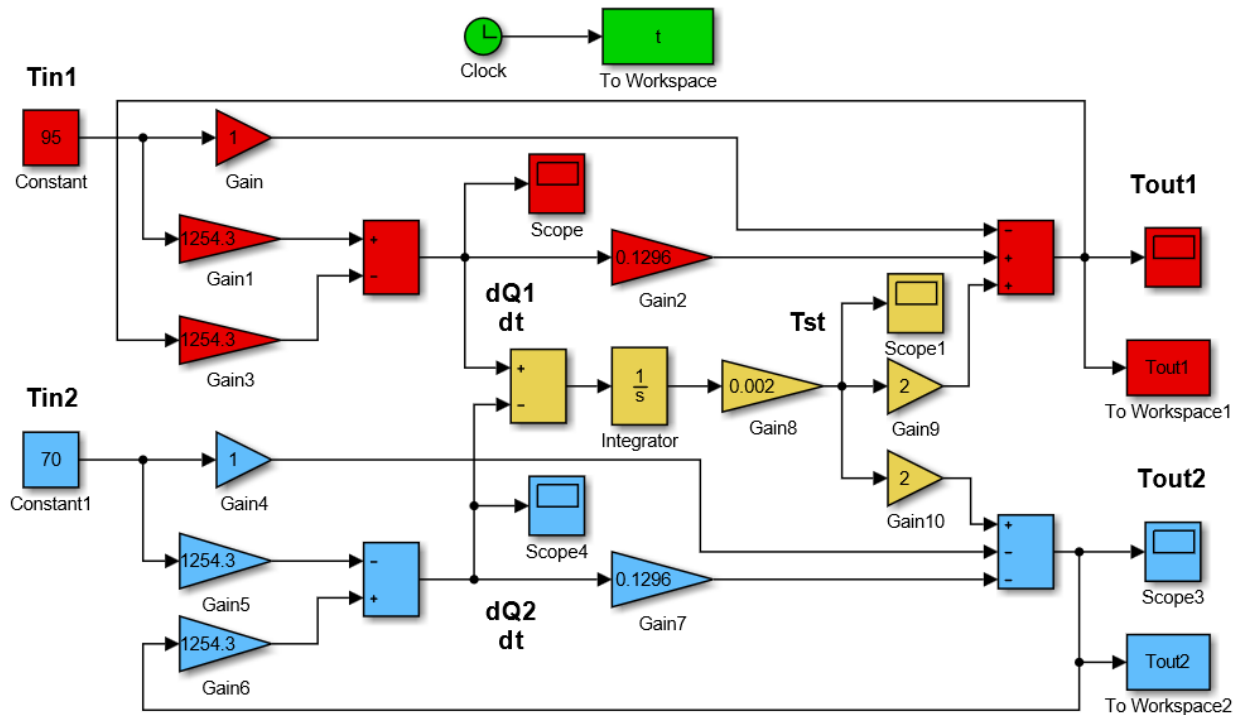


Рисунок 3.4 – Схема моделирования интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата

Изменяя значение температуры теплоносителя на входе греющего контура можно смоделировать и проанализировать ряд зависимостей (рисунок 3.5 - 3.8).

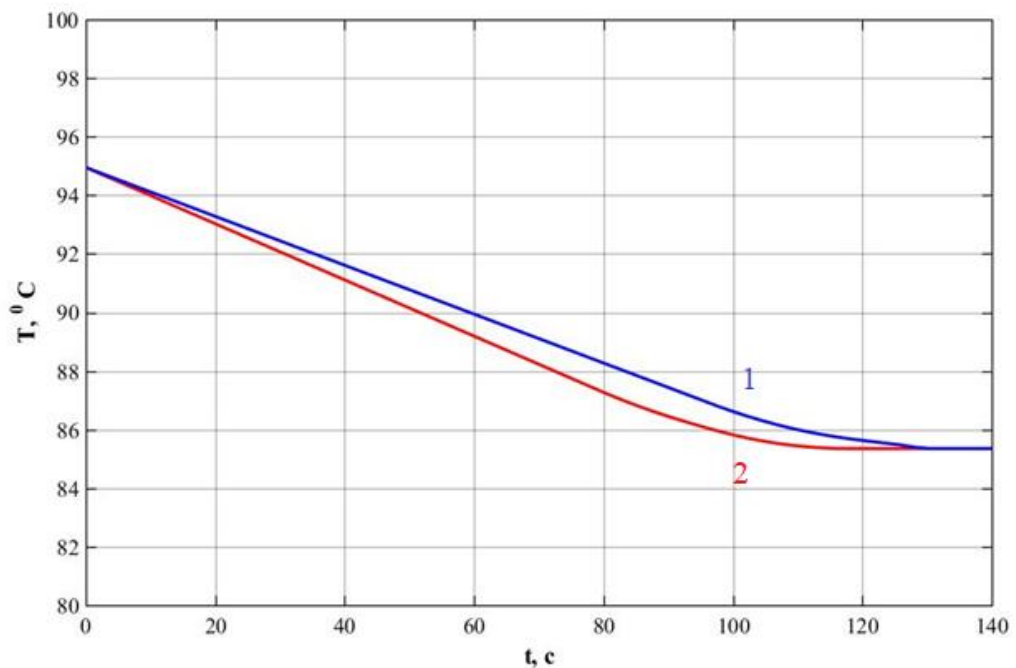


Рисунок 3.5 – Переходной процесс изменения температуры T_{1K} (греющий контур):

1 - серийный пластинчатый теплообменник; 2 - интенсифицированный пластинчатый теплообменный аппарат

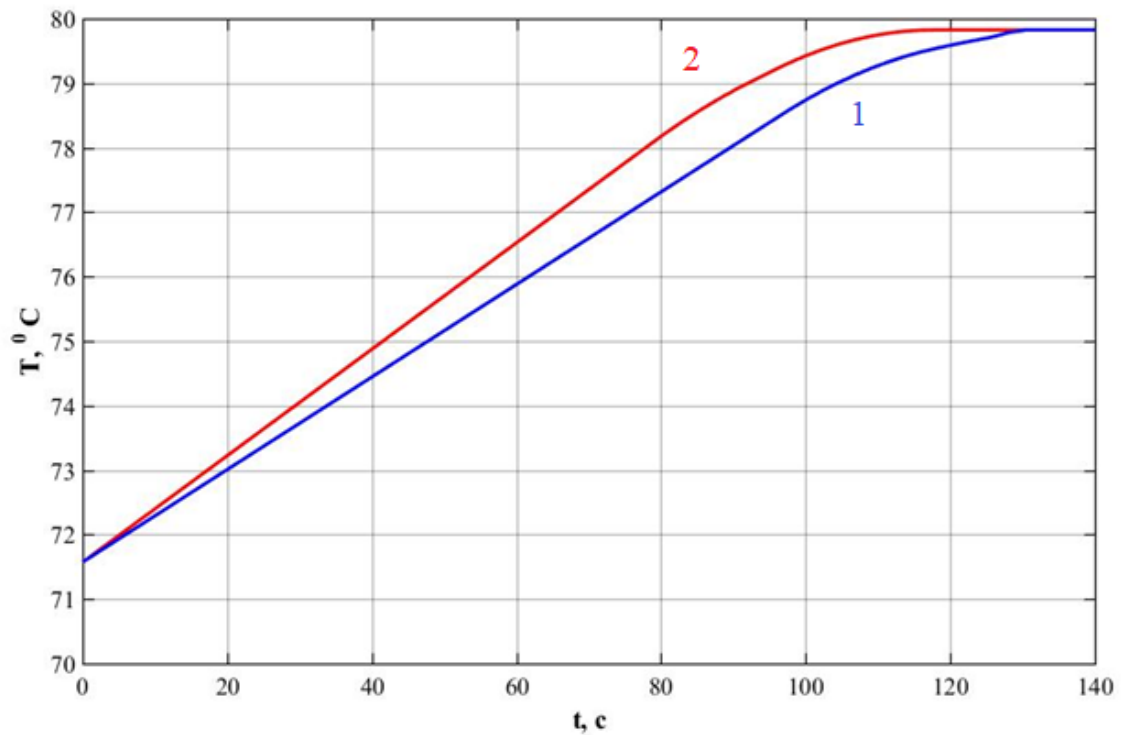


Рисунок 3.6 – Переходной процесс изменения температуры T_{2K} (нагреваемый контур):

1 - серийный пластинчатый теплообменник; 2 - интенсифицированный пластинчатый теплообменный аппарат

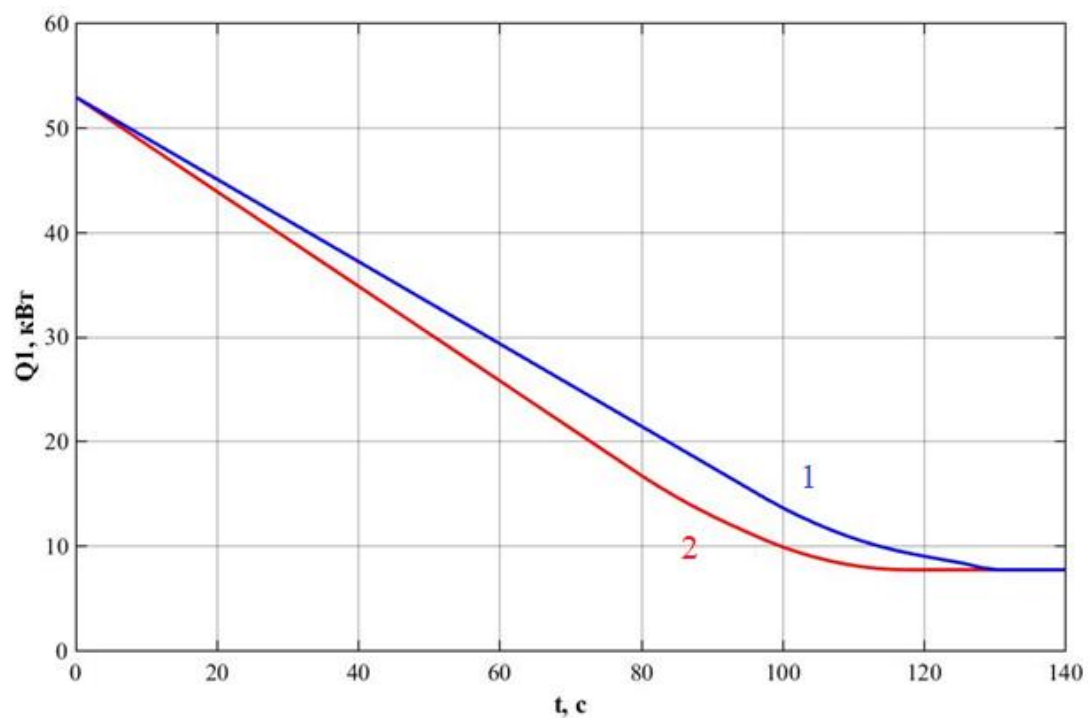


Рисунок 3.7 – Переходной процесс теплоты Q через модифицированную гофрированную поверхность теплообмена:

1 - серийный пластинчатый теплообменник; 2 - интенсифицированный пластинчатый теплообменный аппарат

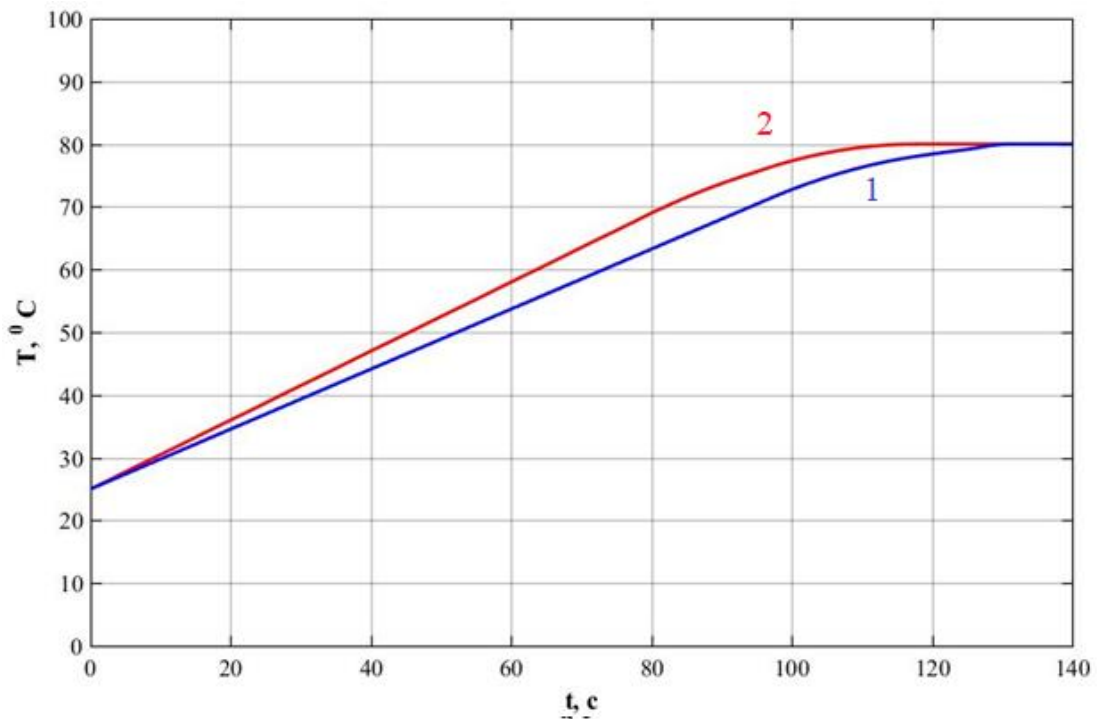


Рисунок 3.8 – Переходной процесс изменения температуры модифицированной гофрированной пластины:

1 - серийный пластинчатый теплообменник; 2 - интенсифицированный пластинчатый теплообменный аппарат

В результате моделирования получены графики переходных процессов выходных потоков теплообменного аппарата, а также удалось увидеть и сравнить внутренние тепловые процессы, протекающие в серийном пластинчатом теплообменнике и в интенсифицированном. Так процессы теплоотдачи и тепловосприятия идут интенсивнее с применением модифицированных гофрированных пластин.

3.3 Компьютерное моделирование движения теплоносителя с помощью программного комплекса «Ansys»

Развитие компьютерной техники и ее внедрение во все сферы жизненной и трудовой деятельности стало неотъемлемой частью технологического прогресса.

Наибольшее распространение получила CAE-система инженерного анализа ANSYS, которая позволяет выполнить моделирование внутренних процессов протекающих в различном оборудовании, аппаратах, узлах машин с учетом влияния сторонних (внешних) факторов [173].

Согласно «Практическому руководству по программному комплексу «Ansys» [174] для моделирования теплообменных процессов необходимо руководствоваться следующими критериями устойчивости системы:

- плотность ρ , $\text{кг/м}^3 = \text{const}$;
- $W_1 = 0,1 - 1,5$ м/с, где W_1 - скорость жидкости на входе в теплообменник;
- изотермический процесс теплообмена с окружающей средой;
- жидкость является несжимаемой;
- движение жидкости происходит при воздействии силы тяжести ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$);
- температура теплоносителя коррелируется с температурным графиком отпуска тепловой энергии для Белгородской области в зависимости от температуры окружающей среды. Условие применимо к греющему и нагреваемому контурам;
- $W_2 = 0,1 - 1,5$ м/с, где W_2 - скорость жидкости на выходе из теплообменника;
- сходимострешения уравнений модели 10^{-3} ;
- $p = 0,9$ МПа, p - давление в начале рассматриваемого участка поверхности теплообмена.

Определение гидродинамических параметров потока

Согласно опытам Коваленко Л.М. принимаем вертикальное расположение теплообменных пластин со встречным движением теплоносителей, поскольку такая совокупность факторов является наиболее эффективной [79]. В современных системах теплоснабжения используется именно такая схема противотока [28], представленная на рисунке 3.9.

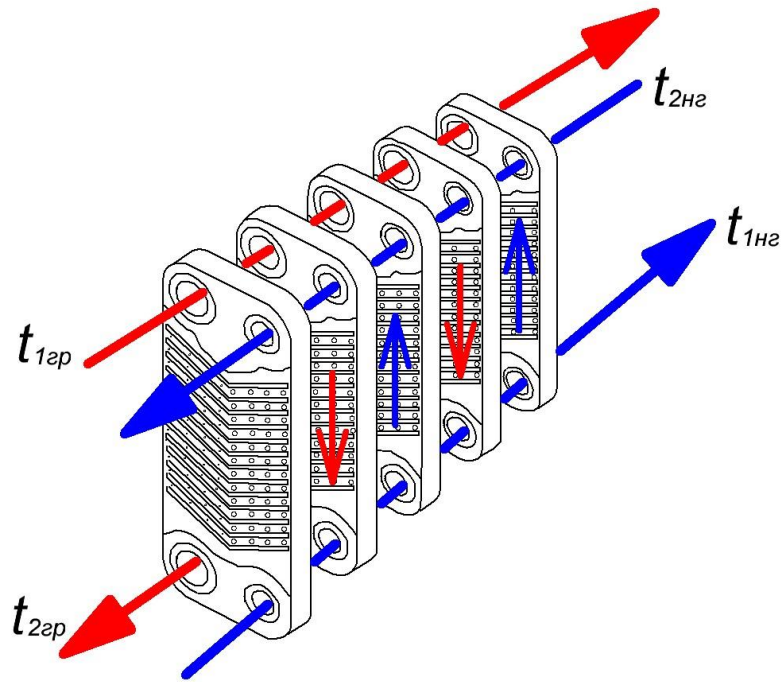


Рисунок 3.9 – Встречная схема движения теплоносителей (противоточная) в интенсифицированном пластинчатом теплообменном аппарате

В процессе исследования значения скоростей в межпластинном канале интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата имеют следующие значения:

- 0,4 м/с, как оптимальная скорость при расчете пластинчатых водоподогревателей. Данное значение установлено при обзоре нормативной документации для расчета фирм, производящих теплообменное оборудование;
- 1 м/с принимается максимальной для типоразмера исследуемого теплообменника, согласно [28];
- 1,5 м/с максимально возможная скорость по исследованиям фирмы Ridan [175].

Давление жидкости в начале поверхности примем 0,9 МПа, поскольку согласно [28] нормативной документации для эксплуатируемого оборудования во внутренних системах отопления и горячего водоснабжения ЖКХ, эта величина не превышает 1 МПа.

Радиус сферических углублений r_0 , для сохранения жесткости пластины, должен иметь значение (0,1 - 0,7) от толщины пластины. Рекомендуемое значение 0,35 мм. Расстояние между сферическими углублениями, находящимися в каналах, образуемых гофрами, согласно фундаментальным исследованиям Жукаускаса [148], рекомендуется выбирать $(6 - 12) r_0$. Такое расстояние обеспечивает формирование непрерывного турбулентного следа.

Основным этапом моделирования теплообменных процессов в программном комплексе «Ansys» является создание 3D-модели, представленной на рисунке 3.10.

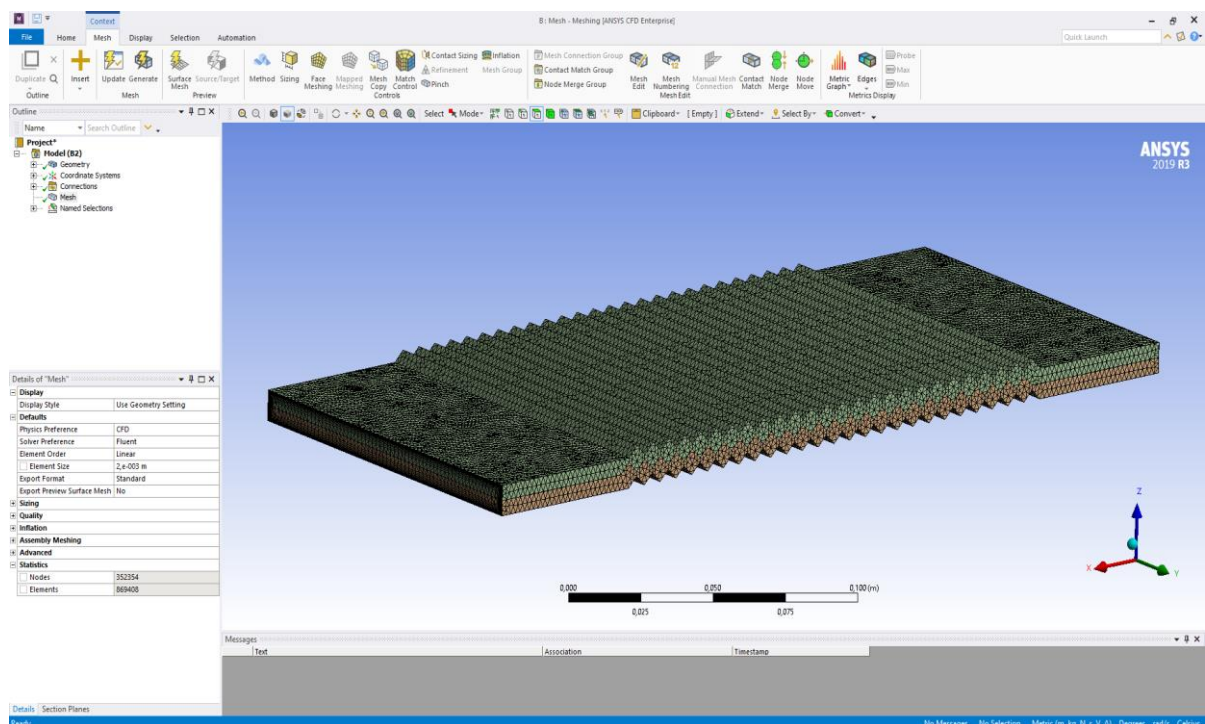


Рисунок 3.10 – 3D-модель модифицированных гофрированных пластин

Данная 3D-модель модифицированных гофрированных пластин позволяет визуально определить области турбулизации, находящиеся в температурном пограничном слое.

Для определения коэффициента турбулизации Tu , %, нами был исследован весь диапазон изменения скоростей теплоносителя (от 0,1 до 1,5 м/с) в модифицированном межпластинном канале. Предельный режим, 1,5 м/с не используется в системах ЖКХ из-за повышенного расхода теплоносителя, но представляет интерес в теоретическом плане.

Результаты исследования представлены в виде температурного распределения теплоносителя в межпластинном канале, образованного двумя модифицированными гофрированными пластинами (рисунок 3.11).

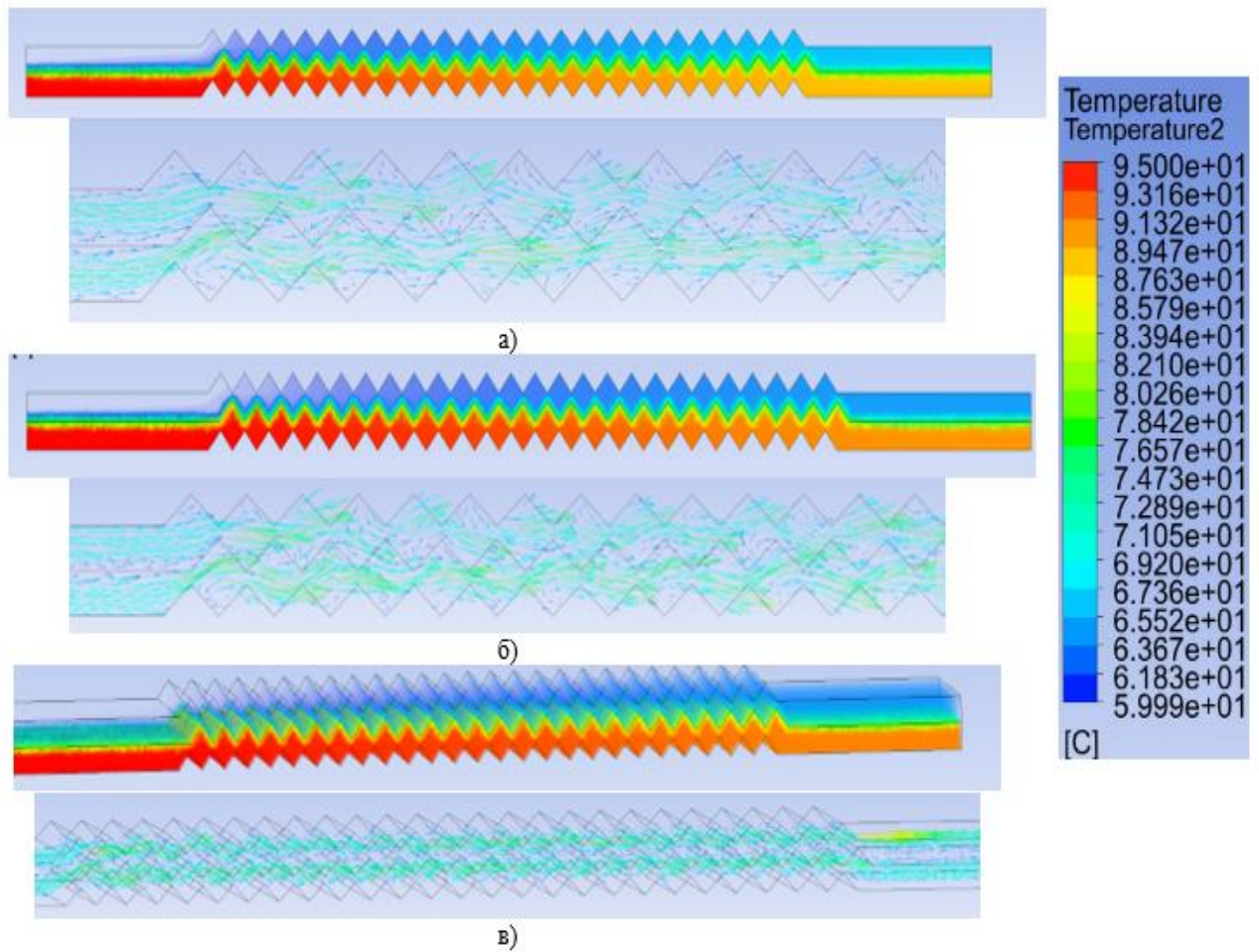


Рисунок 3.11 - Компьютерное моделирование температурного распределения теплоносителя в модифицированном гофрированном канале в основном диапазоне скоростей:

- а) - скорость теплоносителя 0,4 м/с; б) - скорость теплоносителя 1 м/с;
в) - скорость теплоносителя 1,5 м/с

Моделирование в программном комплексе «Ansys» позволяет определить ряд необходимых для дальнейшего исследования параметров:

- степень турбулизации теплоносителя по всей длине модифицированной гофрированной пластины;
- области с повышенной турбулизацией теплоносителя (завихрения) в модифицированном гофрированном канале;

- радиус завихрения на выходе из широкой части межпластинного канала.

Таким образом, анализируя результаты компьютерного моделирования температурного распределения теплоносителя в модифицированном гофрированном канале в основном диапазоне скоростей, были выявлены зоны вихреобразования, способствующие росту эффективности теплообмена и коэффициента теплопередачи K , Вт/(м² °С).

Полученные значения коэффициента турбулизации Tu , % в результате проведенного исследования с помощью «Ansys», представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Значения коэффициента турбулизации в основном диапазоне скоростей

Скорость теплоносителя, м/с	0,1	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5
Значение коэффициента турбулизации для модифицированной гофрированной пластины Tu , %	2,4	4,3	6,9	11,1	14	19,7	24,6

Используя метод наименьших квадратов [176], получаем линейные зависимости коэффициента турбулизации от средней скорости жидкости межпластинного канала для модифицированной гофрированной пластины Tu , %, (формула (3.15)).

$$Tu = 13,4W, \quad (3.15)$$

где W – скорость теплоносителя в межпластинном канале, м/с.

Для подтверждения результатов компьютерного моделирования целесообразно проведение комплекса лабораторных теплотехнических исследований пластинчатого теплообменника с модифицированными гофрированными пластинами.

3.4 Выводы

1. Предложена концептуальная модель интерфейса программного комплекса для расчета теплотехнических параметров интенсифицированного пластинчатого теплообменника.
2. Предусмотрена защита разработанного программного продукта.
3. Получена система уравнений, которая является математическим описанием процесса теплообмена через гофрированную модифицированную стенку в противоточных теплообменных аппаратах.
4. На основе программного продукта «Ansys» определен коэффициент турбулизации.
5. С помощью актуального языка программирования C++ написана программа расчета коэффициента теплопередачи K , Вт/(м²·°C), с учетом коэффициента турбулизации Tu , %.
6. Необходимо исследовать изменение температурного поля модифицированной поверхности.
7. Целесообразно проведение комплекса теплотехнических и гидродинамических исследований интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата.

ГЛАВА 4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА С МОДИФИЦИРОВАННЫМИ ГОФРИРОВАННЫМИ ПЛАСТИНАМИ

4.1 Программа исследований и описание лабораторной установки

Целью программы проведения экспериментальных исследований предусматривается выявление зависимости коэффициента теплопередачи K , $Вт/(м^2 \text{ } ^\circ C)$, и потерь напора H , $м \text{ вод. ст.}$, от конструктивно-технологических параметров интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с модифицированными пластинами при сезонном изменении температурного напора.

Результатом выполнения программы исследований станет определение оптимальных режимов работы исследуемого пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией.

Экспериментальные исследования проводились в специализированной лаборатории БГТУ им. В.Г. Шухова на лабораторной установке «Независимая система отопления жилого здания». При этом соблюдались требования техники безопасности.

Проведение натурных экспериментальных исследований необходимо для установления влияния на эффективность работы интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя, следующих факторов:

1. Расхода теплоносителя в греющем и нагреваем контурах, $G_{гр}$; $G_{нг}$, $м^3/ч$.
2. Значения температуры жидкости на входе в греющий и нагреваемый контуры интенсифицированного пластинчатого теплообменника, $t_{1гр}$; $t_{1нг}$, $^\circ C$.

Цель эксперимента – сравнение теплотехнических и гидродинамических характеристик двух аппаратов:

- серийного пластинчатого теплообменного аппарата, проектируемого по ГОСТ 15518-87;
- оригинального интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с гофрированными пластинами, содержащими технологические углубления сферической формы.

Схема лабораторной установки «Независимая система отопления жилого здания» изображена на рисунке 4.1.

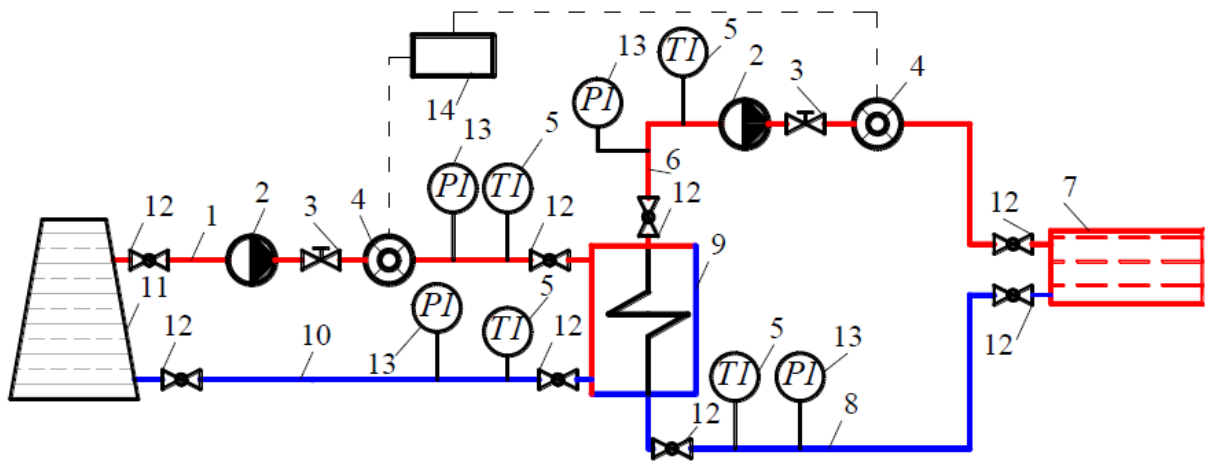


Рисунок 4.1 - Схема лабораторной установки «Независимая система отопления жилого здания»:

1 – подающий трубопровод от источника теплоснабжения; 2 – насос; 3 – регулирующее устройство; 4 – расходомер; 5 – датчик температуры; 6 – подающий трубопровод от теплообменника; 7 – потребители системы отопления; 8 – обратный трубопровод (от системы отопления в теплообменник); 9 – пластинчатый теплообменный аппарат; 10 – обратный трубопровод к источнику теплоснабжения; 11 – источник теплоснабжения; 12 – шаровый кран; 13 – манометр; 14 – тепловычислитель

Основными элементами данной установки являются два замкнутых контура.

Направление движения теплоносителя в греющем контуре: источник тепловой энергии 11, пластинчатый теплообменный аппарат 9, источник тепловой энергии 11.

Направление движения теплоносителя в нагреваемом контуре: потребитель системы отопления 7, пластинчатый теплообменный аппарат 9, потребитель системы отопления 7.

Общий вид лабораторной установки «Независимая система отопления жилого здания» представлен на рисунке 4.2



Рисунок 4.2 - Лабораторная установка «Независимая система отопления жилого здания»:

- 1 - котел «Руснит»; 2 - тепловычислитель «Взлет ТСРВ-042»; 3 – расходометры «Взлет»;
 4 – манометры; 5 – циркуляционный насос «Grundfoss UPS 32-40»;
 6 – интенсифицированный пластинчатый теплообменный аппарат; 7 – калорифер

Интенсифицированный пластинчатый теплообменный аппарат, основным элементом которого является модифицированная гофрированная пластина со сферическими углублениями, располагающимися по линейному закону [121], между рифлений, является центральным элементом лабораторной установки. Причем, расположение сферических углублений характеризуется линейным законом, а также, возможно, размещение в шахматном порядке (приложение Г) или по синусоидальному закону (приложение Д) [177, 178].

В таблице 4.1 представлены физико-химические характеристики теплоносителей, используемых в опытах.

Таблица 4.1 - Физико-химические характеристики теплоносителей

№ п/п	Параметр	Значение	Единица измерения
Греющий контур			
1	Плотность	998	кг/м ³
2	Жесткость	8	ммоль/л
3	Мутность	27-29	см
4	Удельная теплоемкость	4,2	кДж/(кг К)
5	Максимальная температура	85	°С
Нагреваемый контур			
6	Плотность	998	кг/м ³
7	Жесткость	8	ммоль/л
8	Мутность	27-29	см
9	Удельная теплоемкость	4,2	кДж/(кг К)
10	Минимальная температура	20	°С

Обвязка экспериментальной установки выполнена полимерными трубами диаметром $D_u = 15; 20; 25; 32$ мм. Установлена запорная арматура (шаровые краны) и регулирующая арматура (вентили) соответствующих диаметров.

Принцип работы лабораторной установки

Нагревание теплоносителя (воды) происходит согласно температурному графику в водогрейном электрическом котле «Руснит» мощностью 5 кВт. Температура теплоносителя задавалась путем изменения подачи воздуха в камеру сгорания котла с использованием вентилятора и автоматики (контроллера) плавно меняющего его обороты. При помощи циркуляционного насоса «Grundfoss UPS 32-40», имеющего расход $0,6 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напор 3,8 м, теплоноситель по подающему трубопроводу подается в интенсифицированный теплообменный аппарат, где отдает часть тепловой энергии нагреваемому контуру. Далее, по обратному трубопроводу охлажденный теплоноситель поступает в электрический водогрейный котел для повторения цикла нагрева.

Нагрев теплоносителя в нагреваемом контуре происходит с помощью пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя. Затем циркуляционный насос «Willo Top-S-30/4», имеющий расход $0,6 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напор 3 м, подает теплоноситель к потребителю тепловой энергии по подающему трубопроводу. В качестве потребителей используются радиаторы системы отопления, которые способствуют рассеиванию тепловой энергии и остыванию теплоносителя до некоторой температуры. После потребителя вода по обратному трубопроводу подается в теплообменный аппарат для повторения цикла нагрева.

Изменяя режим работы насосов «Grundfoss UPS 32-40» и «Willo Top-S-30/4» регулировалась скорость теплоносителя. Задание скорости теплоносителей в межпластинном канале любого из контуров осуществляется с помощью вмонтированной запорно-регулирующей арматуры, влияющей на изменение расхода.

Для учета теплоносителя используется расходомер «Взлет» $D_u 15$ мм с максимальным расходом $6,37 \text{ м}^3/\text{ч}$ и погрешностью $\pm 1\%$.

Для визуального контроля температурного режима используется тепловычислитель «Взлет ТСПВ-042» (максимальный расход $6,37 \text{ м}^3/\text{ч}$), с термодатчиками ($0 - 180 \text{ }^{\circ}\text{C}$) в обоих контурах. Погрешность измерений при использовании тепловычислителя «Взлет ТСПВ-042» не превышает $\pm 0,2\%$ для измерения температуры и $\pm 0,5\%$ для измерения общего расхода.

Для контроля давления теплоносителя в греющем и нагреваемом контурах системы применяются манометры **ТМ-510Р** с верхним пределом измерения $0,1 \text{ МПа}$ и классом точности $1,0$.

Основным элементом установки является интенсифицированный пластинчатый теплообменник с модифицированными гофрированными пластинами, геометрические размеры которого представлены на рисунке 4.3.

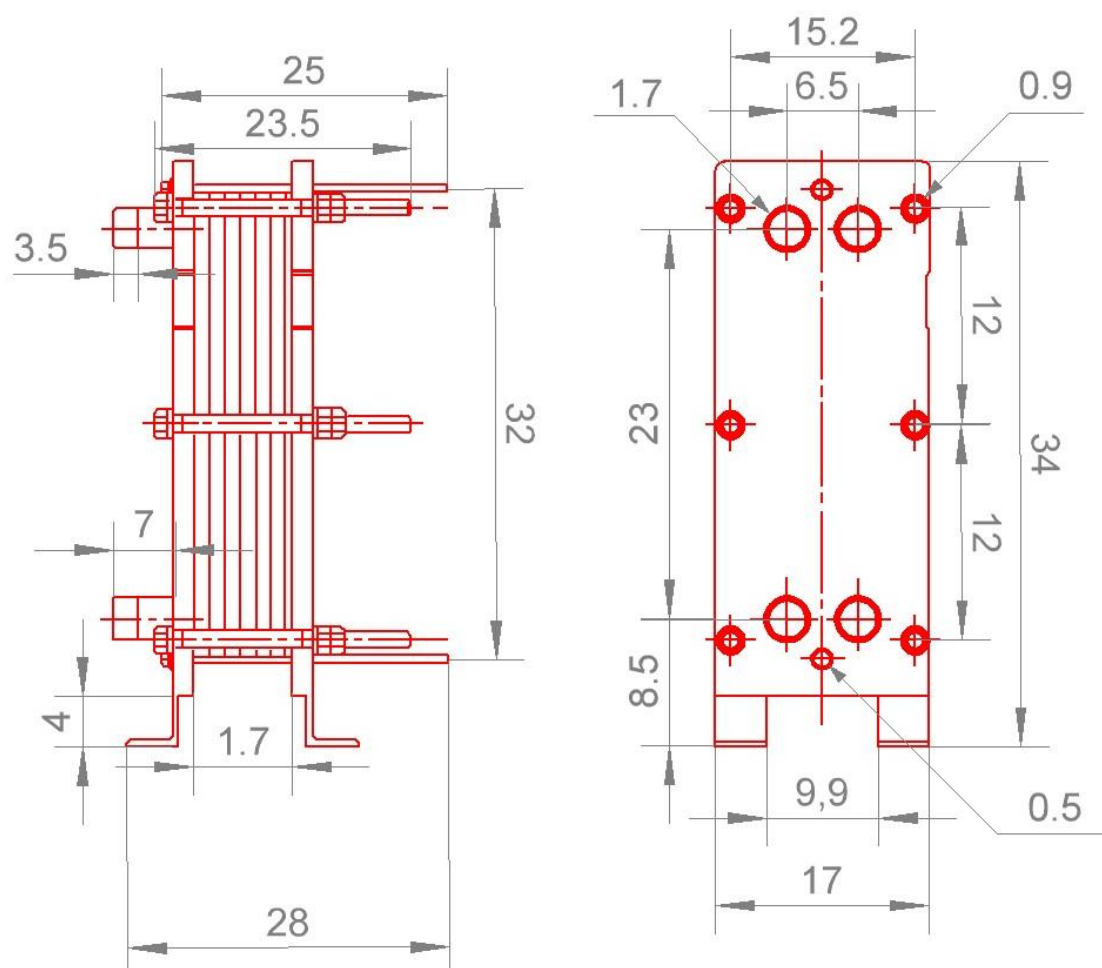


Рисунок 4.3 – Размеры интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата

Согласно разработанной конструкции (рисунок 4.3) определяющую роль на КПД всего интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата будет оказывать влияние размер теплообменной пластины и уникальная геометрия основной теплообменной части.

Установка, представленная на рисунке 4.2, позволяет контролировать и снимать следующие параметры:

1. Расход воды в греющем контуре $G_{гр}$, м³/ч.
2. Расход воды в нагреваемом контуре $G_{нг}$, м³/ч.
3. Температуру воды в греющем контуре на входе в ПТО $t_{1гр}$, °С.
4. Температуру воды в греющем контуре на выходе из ПТО $t_{2гр}$, °С.
5. Температуру воды в нагреваемом контуре на входе в ПТО $t_{1нг}$, °С.
6. Температуру воды в нагреваемом контуре на выходе из ПТО $t_{2нг}$, °С.

С помощью полученных экспериментальных данных рассчитывается коэффициент теплопередачи K , Вт/(м² °С), для двух теплообменных аппаратов, серийного проектируемого по ГОСТ 15518-87 и интенсифицированного. Основным параметром сравнения двух коэффициентов служит средний температурный напор (расчетная разность температур между греющей и нагреваемой средой), Δt , °С:

$$\Delta t = \frac{(t_{1гр} - t_{1нг}) - (t_{2гр} - t_{2нг})}{\ln \frac{t_{1гр} - t_{1нг}}{t_{2гр} - t_{2нг}}}, \quad (4.1)$$

где $t_{1гр}$ - температура теплоносителя греющего контура в подающем трубопроводе, °С; $t_{1нг}$ - температура теплоносителя нагреваемого контура в подающем трубопроводе, °С; $t_{2гр}$ - температура теплоносителя греющего контура в обратном трубопроводе, °С; $t_{2нг}$ - температура теплоносителя нагреваемого контура в обратном трубопроводе, °С.

Зависимость коэффициента теплопередачи от среднего температурного напора представлена на рисунке 4.4.

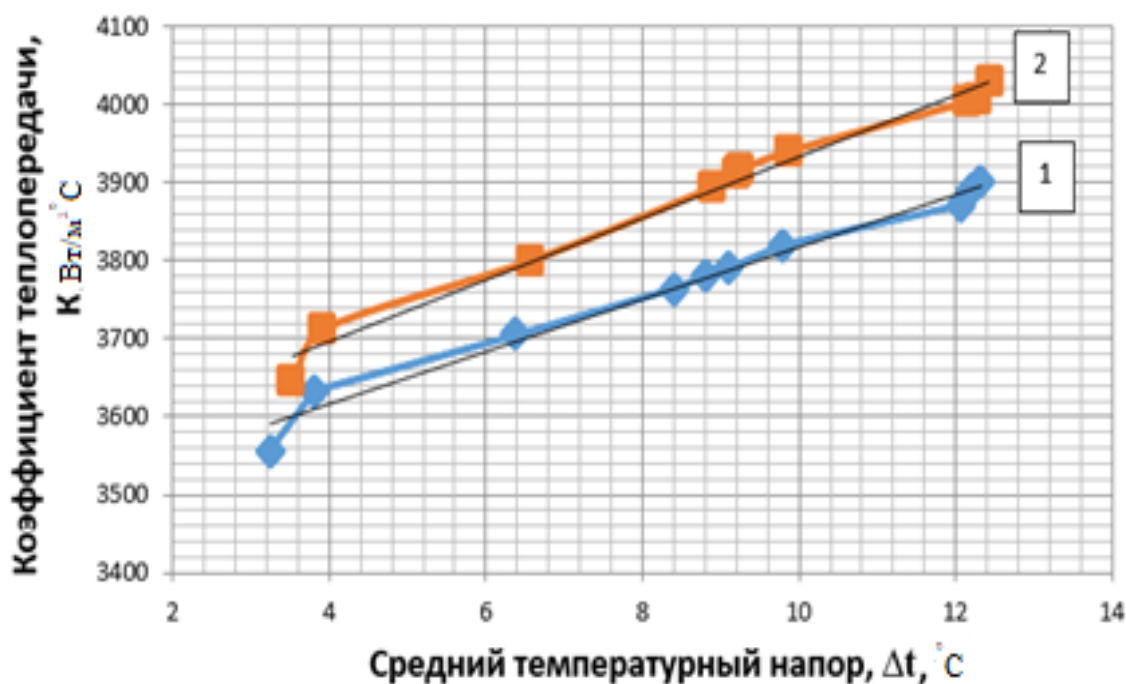


Рисунок 4.4 - График зависимости коэффициента теплопередачи от температурного напора:

1 - серийный теплообменный аппарат; 2 – интенсифицированный теплообменный аппарат

Анализ экспериментальных исследований на лабораторной установке подтверждает результаты компьютерного моделирования. Увеличение коэффициента теплопередачи K , Вт/(м²·°C), разработанного теплообменного аппарата с пластинами сочетающими гофрированную поверхность и сферические углубления, располагающиеся по линейному закону на площадках между соседних рифлений, свидетельствуют о высокой степени турбулизации теплоносителя.

Эффективность работы интенсифицированного теплообменного аппарата выше чем серийного на 5% при температурном напоре равном 6°C. При росте среднего температурного напора, коэффициент теплопередачи увеличивается до 7%.

Таким образом, для совершения одинакового объема работы, при сборке интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата можно использовать уменьшенное количество пластин чем в серийном. Реальное уменьшение металлоёмкости возможно с 19 пластин до 17, что способствует снижению всей стоимости теплообменного оборудования.

4.2 Методика измерений и оценка достоверности полученных результатов

Экспериментальные исследования проводимые на базе интенсифицированного пластинчатого теплообменного оборудования подразделяются на теплотехнические и гидродинамические, а именно на численное определение следующих параметров:

- коэффициент теплопередачи **K**, Вт/(м² °С), рассчитывающийся по формуле (1.1);
- потери напора **H**, м вод. ст., рассчитывающиеся по формуле (4.10).

Планирование эксперимента коррелируются с температурными графиками источника тепловой энергии и потребителя для низкотемпературных систем теплоснабжения Белгородской области.

Таким образом, согласно правилам технической эксплуатации тепловых энергоустановок [179], значения температуры теплоносителя в зависимости от температуры наружного воздуха имеют значения, представленные в таблице 4.2.

Таблица 4.2 - Параметры теплоносителей

Температура наружного воздуха, °С	Температура сетевой воды, °С, в подающем трубопроводе	Температура сетевой воды, °С, в обратном трубопроводе
1	2	3
8	43,0	37,5
7	45,0	38,0
6	47,0	39,0
5	47,7	39,8
4	50,0	41,6
3	52,0	43,0
2	54,0	44,0
1	55,3	45,0
0	56,9	45,9
-1	58,0	47,0
-2	60,5	48,0
-3	62,0	49,0
-4	64,0	50,0

1	2	3
-5	65,6	51,6
-6	67,0	52,0
-7	69,0	53,0
-8	70,3	54,6
-9	72,2	56,0
-10	74,1	57,0
-11	75,7	58,0
-12	77,5	59,0
-13	79,0	60,0
-14	81,0	61,0
-15	82,3	62,2
-16	83,0	63,0
-17	85,0	64,0
-18	87,5	65,0
-19	89,0	66,0
-20	90,3	67,1
-21	92,4	68,0
-22	94,0	69,0
-23	95,0	70,0

Важным элементом лабораторной установки, представленной на рисунках 4.1 и 4.2, является водогрейный электрический котел «РУСНИТ» (мощность 5 кВт), максимальная температура теплоносителя на выходе которого составляет 87°C.

Следовательно, температуры сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах, взятые при температуре наружного воздуха -17°C, будут конечными в экспериментальных исследованиях (85°C, 64°C). При выполнении серии экспериментов были рассмотрены температуры теплоносителя при следующих температурах наружного воздуха, °C: -15, -10, -5, 0, +5, +8.

Основным показателем, определяющим эффективность работы интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с модифицированной гофрированной поверхностью, является зависимость коэффициента теплопередачи K , Вт/(м² °C), от среднего температурного напора Δt , °C, определяемого по формуле (4.1).

Результаты экспериментальных теплотехнических исследований интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя и серийного пластинчатого теплообменника представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Теплотехнические исследования

Параметр	№ опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
Температура наружного воздуха, °С	+8	+5	0	-5	-10	-15	-17
Температура в подающем трубопроводе греющего контура, °С	43	47,7	56,9	65,6	74,1	82,3	85,0
Расчетное значение среднего температурного напора, °С	3,54	4,94	6,57	8,9	9,9	10,8	12,43
Коэффициент теплопередачи серийного пластинчатого теплообменника, Вт/(м ² °С)	3557	3633	3706	3763	3820	3854	3900
Коэффициент теплопередачи интенсифицированного пластинчатого теплообменника, Вт/(м ² °С)	3645	3712	3799	3893	3940	3992	4029
Расчетное значение коэффициента теплопередачи интенсифицированного пластинчатого теплообменника, Вт/(м ² °С)	3727	3797	3886	3981	4029	4083	4122
Расхождение экспериментальных и расчетных данных коэффициента теплопередачи для интенсифицированного пластинчатого теплообменника, %	2,2	2,3	2,2	2,1	2,2	2,2	2,25

Таким образом, на основании экспериментальных и расчетных данных значений коэффициента теплопередачи **К**, Вт/(м² °С), интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя можно сделать вывод, что наблюдается хорошая сходимость результатов (до 2,3%).

Была построена экспериментальная зависимость коэффициента теплопередачи от среднего температурного напора (рисунок 4.4). Эффективность работы интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата выше, чем у серийного в среднем на 5%.

Экспериментальные исследования потерь напора интенсифицированного пластинчатого теплообменника проводились на установке, представленной на рисунке 5.4. Так для исследования был определен основной диапазон скоростей теплоносителя. Важно отметить, что турбулентный режим течения жидкости в межпластинном канале, согласно [180], наступает при $Re > 2000$, что достигается при скорости теплоносителя в межпластинном модифицированном гофрированном канале больше 0,1 м/с. Исходя из этого, нами было принято решение провести десять опытов с шагом 0,1. Поскольку значение оптимальной скорости составляет $W_{опт}=0,4$ м/с, согласно [28] входит в выбранный диапазон, то общее количество опытов остается неизменным.

Результаты гидродинамических исследований интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя представлена в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Гидродинамические исследования

№ опыта		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Греющий контур	Скорость теплоносителя, м/с	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
	Потери напора, мм. вод. ст.	12	155	329	553	774	1001	1267	1683	2198	2677
Нагреваемый контур	Скорость теплоносителя, м/с	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
	Потери напора, мм. вод. ст.	13	200	384	599	864	1140	1463	1902	2320	2810

На основании результатов экспериментальных исследований (раздел 5.2) были построены зависимости потерь напора от скорости теплоносителя для греющего и нагреваемого контуров (рисунки 5.6 и 5.7 соответственно).

Потери напора в интенсифицированном пластинчатом теплообменнике больше, чем в серийном на 3% для греющего контура и на 4% больше для нагреваемого контура. Это связано с большей степенью турбулизации теплоносителя, однако при этом коэффициент теплопередачи вырос на 5%.

Приборы и методика определения точности измеряемых величин

В ходе выполнения экспериментальных исследований использовались следующие измерительные приборы.

Температуры теплоносителя в греющем и нагреваемом контурах определялись с помощью тепловычислителя «Взлет ТСПВ-042» с датчиком температуры «Взлет ТПС Pt500 L70». Контрольные показания фиксировались после истечения 15 мин, т.е. во время установившегося режима.

Относительная погрешность при измерении температуры составляет $\pm 0,2\%$

Расход теплоносителя в обоих контурах определялся с помощью тепловычислителя «Взлет ТСПВ-042» посредством электромагнитного расходомера-счетчика «Взлет ЭР ЛайтМ 440Л В» Ду 15 мм.

Относительная погрешность электромагнитного расходомера-счетчика «Взлет ЭР ЛайтМ 440Л В» составляет $\pm 0,5\%$.

Для определения потерь напора в греющем и нагреваемом контурах применялись жидкостные пьезометры открытого типа с ценой деления 1 см.

Абсолютная погрешность измерения потерь напора на входе и выходе интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата составляет половину цены деления пьезометра: $\Delta_{Н1} = \Delta_{Н2} = \pm 0,5$ см соответственно.

Результаты эксперимента по измерению потерь напора H , м, приведены в таблице 4.4.

Относительная погрешность измерения потерь напора определяется по формуле:

$$\varepsilon_H = \frac{\Delta_H}{H_d} 100\%, \quad (4.2)$$

где H_d – действительное значение измерения потерь напора, м; Δ_H – абсолютная погрешность измерения потерь напора, определяемая по формуле:

$$\Delta_H = \sqrt{\Delta_{H1}^2 + \Delta_{H2}^2}, \quad (4.3)$$

$$\Delta_H = 0,7 \text{ см}.$$

Наибольшее значение относительной погрешности наблюдается при минимальных значениях потерь напора, таким образом, получим:

- для греющего контура 0,58% (минимальное значение потерь напора составляет 1,2 м);
- для нагреваемого контура 0,53% (минимальное значение потерь напора составляет 1,3 м).

Измерения теплообменной поверхности проводились рулеткой с ценой деления 1 мм. Абсолютная погрешность составила $\pm 0,5$ мм.

Относительная погрешность теплообменной поверхности определяется по формуле:

$$\varepsilon_l = \frac{\Delta_l}{l_d} 100\%, \quad (4.4)$$

где Δ_l – абсолютная погрешность, мм; l_d – действительный размер теплообменной пластины (270 мм).

$$\varepsilon_l = 0,18\%$$

Радиус технологических углублений сферической формы измерялся штангенциркулем «ШЦ-1» с ценой деления 0,1 мм. Абсолютная погрешность составила $\pm 0,05$ мм.

Относительная погрешность сферического углубления определяется по формуле:

$$\varepsilon_c = \frac{\Delta_c}{r_d} 100\%, \quad (4.5)$$

где Δ_c – абсолютная погрешность, мм; r_d – действительное значение радиуса сферического углубления (0,35 мм).

$$\varepsilon_c = 1,4\% .$$

Численное определение погрешностей свидетельствует о высокой точности выполнения теплотехнических и гидродинамических исследований, проводимых с модифицированными гофрированными теплообменными пластинами в разработанном аппарате.

Исходя из результатов экспериментальных исследований, можно сделать вывод, что рост коэффициента теплопередачи K , $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$, связан с высокой турбулизацией теплоносителя. Кроме того, с ростом потерь напора H , $м$, наблюдается рост коэффициента теплопередачи K , $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$. Степень турбулизации от среднего температурного напора Δt , $^\circ C$, зависит от разности температур поверхности и теплоносителя. Чем выше эта разность, тем больше средний температурный напор и, следовательно, больше коэффициент теплопередачи.

4.3 Исследование температурного поля модифицированной гофрированной поверхности с использованием тепловизионного метода

В настоящее время в Российской Федерации и развитых промышленных странах в различных отраслях промышленности активно применяется тепловизионный метод дистанционного определения температуры, который позволяет обнаружить излучение в инфракрасном диапазоне электромагнитного спектра. На основе этого излучения создается объемное изображение, позволяющее определить перегретые или переохлаждённые места. Основой работы тепловизионного прибора является определение температуры в одной точке температурного поля [181].

Известно, что нестационарное температурное поле формируется из интегрального распределения температур в каждой точке исследуемого пространства [182].

Стационарное температурное распределение выражается функцией:

$$t = F(x, y, z, \tau), \quad (4.6)$$

где t – температура среды, °C; x, y, z – координаты точки среды; τ – время, с.

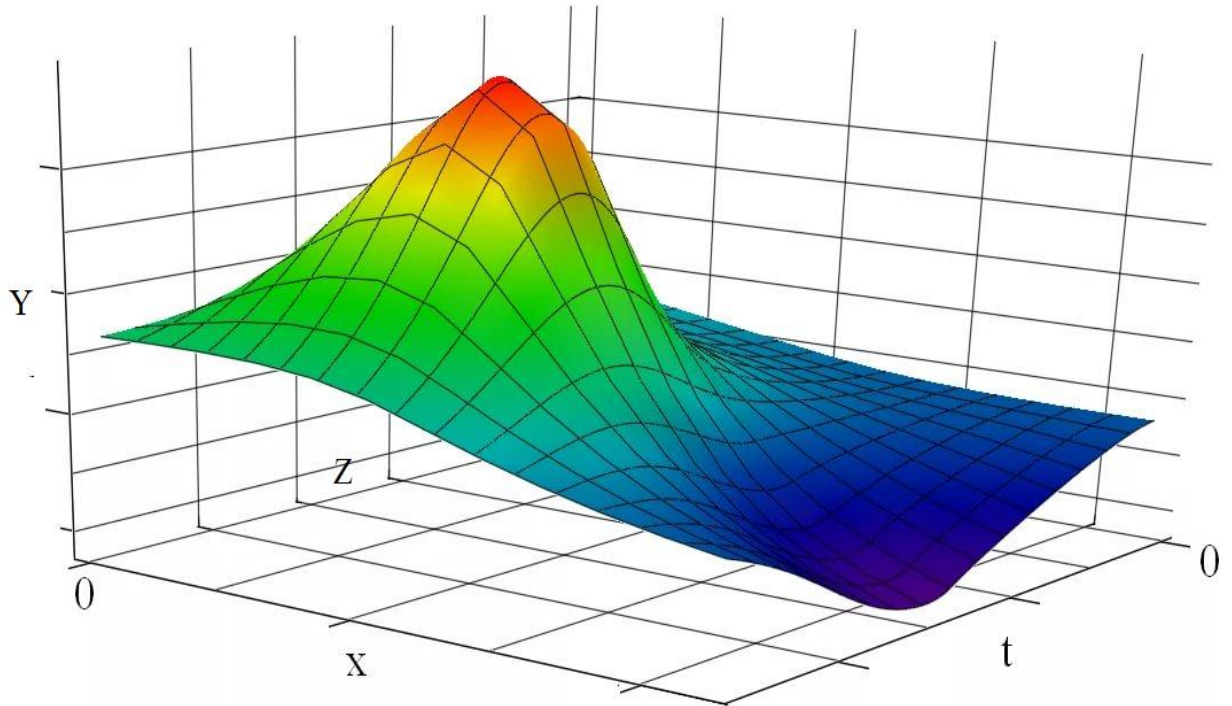


Рисунок 4.5 – Математическая модель температурного поля:

диапазон изменения температуры:



Картина температурного поля позволяет визуально оценить изменение температуры.

Температурное поле, изменяющееся во времени, называется нестационарным и описывается зависимостью [183]:

$$t = F(x, y, z); \partial t / \partial \tau = 0 \quad (4.7)$$

Одним из способов повышения эффективности работы пластинчатых теплообменных аппаратов является использование гофрированных пластин со сферическими углублениями, которые рассмотрены в разделе 1.4.

Для исследования температурного поля нами был использован тепловизионный прибор (ТВП) Flir i50 [184]. Технические характеристики прибора представлены в приложениях Е, Ж. Устройство тепловизора представлено на рисунке 4.6.

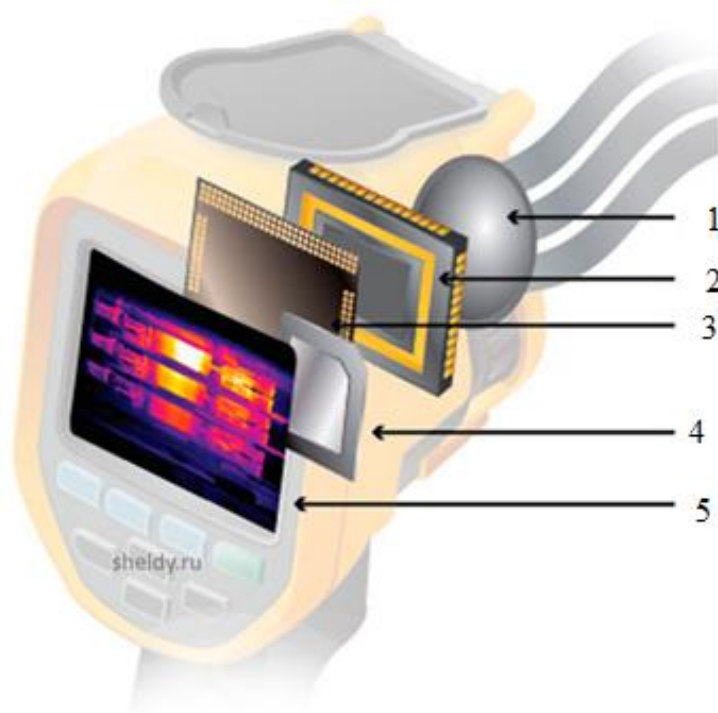


Рисунок 4.6 – Устройство тепловизора:

- 1- линза;
- 2 – инфракрасный сенсор;
- 3 – процессор;
- 4 – память;
- 5 - экран

Принцип работы тепловизора основан на приеме инфракрасного излучения (7,5 - 13 мкм), исходящего от любого нагретого объекта, имеющего температуру от -20 до 350 °С. Излучение улавливается оптической системой прибора, которая состоит из системы линз 1 и сенсора с фотоэлементами 2, после чего фокусируется на приемнике, в качестве которого выступает процессор 3, конвертирующим визуальный аналоговый сигнал в электрический. Как правило, он выражается в виде изменения напряжения или сопротивления в цепи приемника. Инфракрасный снимок сохраняется в долговременную память 4 и выводится на экран 5 с частотой кадров 9 Гц [185].

Теплоотдача пластин с гофрированной поверхностью к настоящему времени исследована недостаточно.

Для сравнения двух нагретых пластин, обтекаемых потоком жидкости, воспользуемся методом парного сравнения. Данный способ применяется при проведении оценочной экспертизы, если нужно расставить приоритеты в процессе ранжирования объектов исследования. Суть метода состоит в том, что выбирают два исследуемых объекта и сопоставляют их по каждому отдельному параметру, свойству или характеристике [186].

Первым объектом исследования является гофрированная пластина со сферическими углублениями, располагающимися по линейному закону. В качестве второго объекта используется стандартная гофрированная пластина. Обе пластины имеют одинаковые геометрические размеры $300 \times 140 \times 0,5$ мм и V-образную форму гофр. Диаметр сферических углублений 0,6 мм. Температура пластин определялась рабочими условиями температуры теплоносителя.

Результаты экспериментов представлены на рисунке 4.7 и в приложении И.

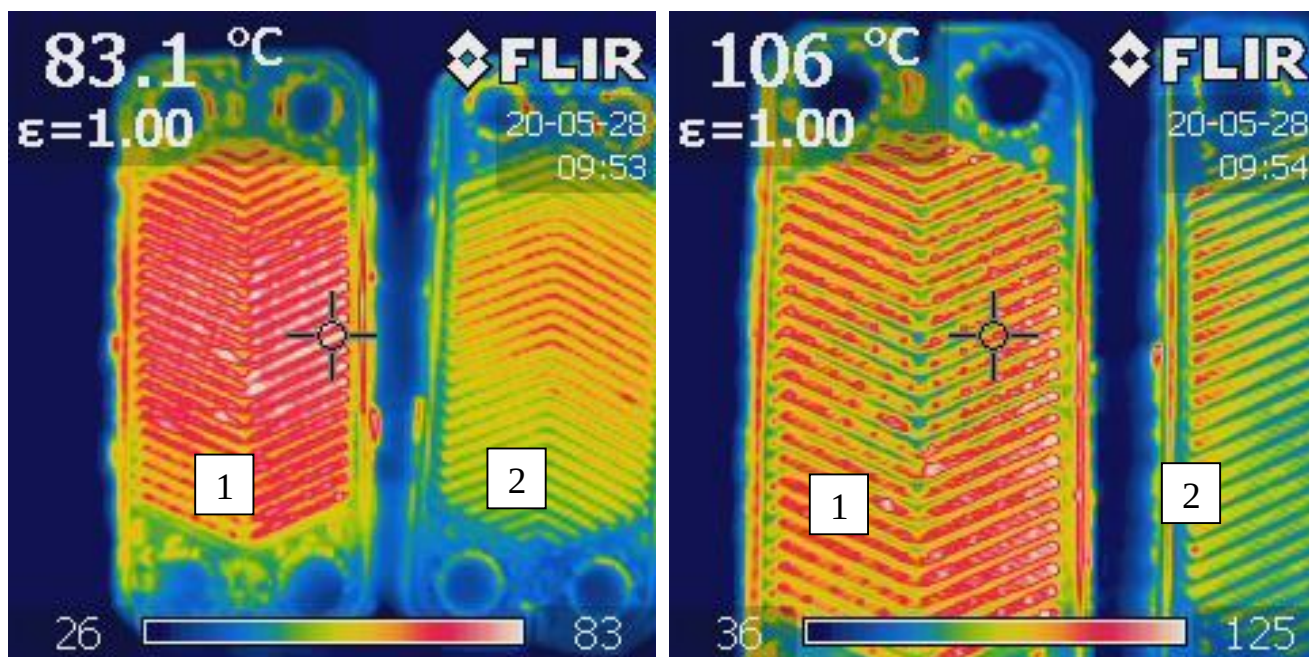


Рисунок 4.7 – Термограммы гофрированных пластин:

1 – гофрированная пластина со сферическими углублениями, располагающимися по линейному закону; 2 – стандартная гофрированная пластина

В результате исследования можно сделать вывод, что модифицированная гофрированная пластина со сферическими углублениями, располагающимися по линейному закону, обладает большим спектром инфракрасного излучения

(высокой температурой). Особенно наглядно это видно на рисунке 4.8, где отчетливо просматривается влияние углубления на распределение температуры.

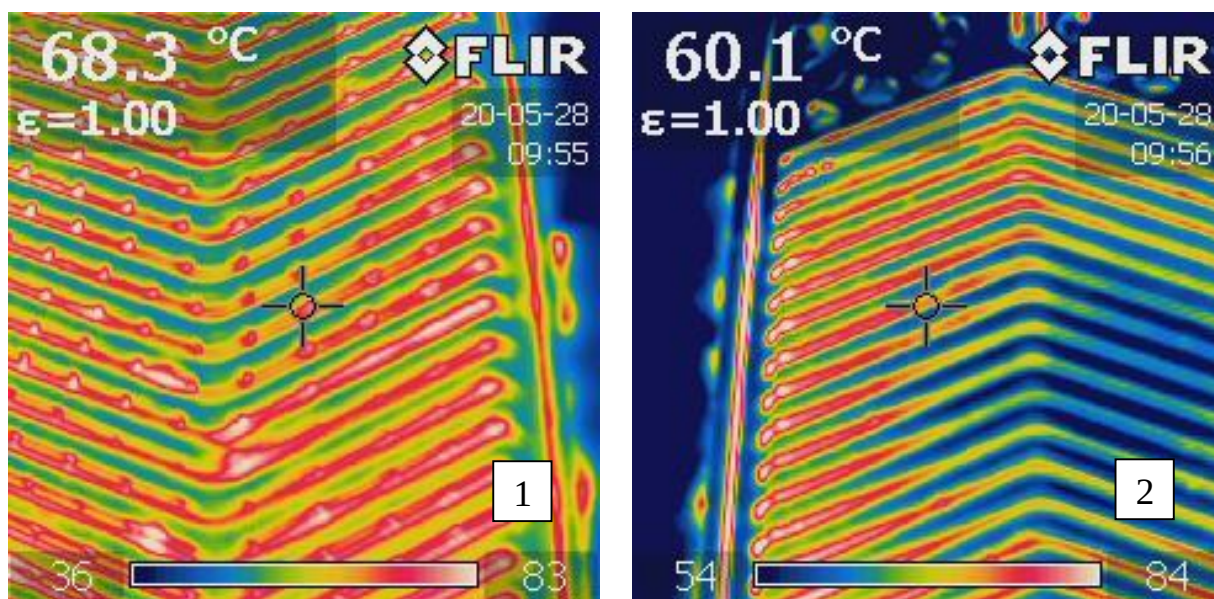


Рисунок 4.8 – Увеличенное изображение поверхности пластин:

1 – гофрированная пластина со сферическими углублениями, располагающимися по линейному закону; 2 – стандартная гофрированная пластина

Из термограмм видно, что основной нагрев происходит в площадках, располагающихся между гофрами. Это еще раз подтверждает верность выбранного способа интенсификации теплообмена в пластинчатом теплообменном аппарате. Более высокое значение температуры обусловлено наличием сферических углублений, располагающихся по линейному закону на расстоянии $6-12r_0$, где r_0 – радиус сферического углубления, м. Согласно фундаментальным исследованиям Жукаускаса [148], именно такое расстояние способствует формированию непрерывного турбулентного следа. В основу выбора данного метода интенсификации легли исследования сотрудников БГТУ им. В.Г. Шухова [121, 187, 188].

При использовании тепловизионного метода определяется локальная температура в точке, для получения средней температуры нагретого тела которая используются при расчете коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 .

В качестве начальных условий использовались:

- температура потока жидкости омываемой пластины была постоянной и равной 80 °С.

- продолжительность эксперимента 30 мин.

Расчет осуществлялся по известной методике, рассмотренной в [189]. Согласно [190] связь истинной температуры нагретого тела с яркостной температурой абсолютно черного тела выражается следующим образом:

$$T = \frac{T_{\text{я}}}{1 + \frac{T_{\text{я}}}{T_*} \cdot \ln(K_{\text{я}})}, \quad (4.8)$$

где $T_{\text{я}}$ – яркостная температура абсолютно черного тела, °С; T_* - характеристическая температура, зависящая от длины волны светофильтра, °С; $K_{\text{я}}$ – коэффициент яркости.

Рассмотрим пример расчета истинной температуры гофрированной пластины, согласно (4.8) для одной точки. Значения возьмем из тепловизионного снимка, изображенного на рисунке 4.7.

$$T = \frac{60,1}{1 + \frac{60,1}{84} \cdot \ln(K_{\text{я}})} = 68 \text{ °С},$$

где $K_{\text{я}} = 0,85$ на длине волны $\lambda_0 = 0,65$ мкм, согласно [190].

Температура сферических углублений определялась по формуле:

$$T_{\text{сф}} = \frac{T_{\text{я}}}{1 + \frac{T_{\text{я}}}{T_*} \cdot \ln\left(\frac{K_{\text{я}}}{D}\right)}, \quad (4.9)$$

где D – отношение квадрата расстояния до тепловизора к квадрату радиуса углубления.

$$T_{\text{сф}} = \frac{68,3}{1 + \frac{68,3}{83} \cdot \ln\left(\frac{0,85}{1,12}\right)} = 88,15 \text{ °С}.$$

Таким образом, была определена средняя температура гофрированной поверхности с углублениями и без углублений. Результаты исследования представлены на рисунке 4.9.

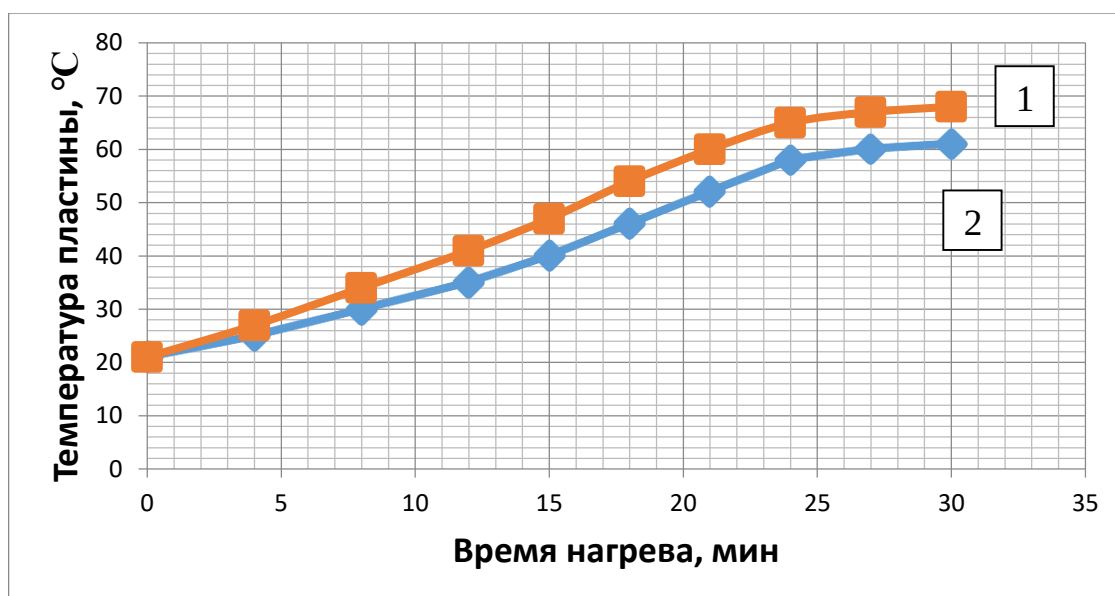


Рисунок 4.9 – График зависимости времени нагрева от температуры пластин:

1 – гофрированная пластина со сферическими углублениями, располагающимися по линейному закону; 2 – гофрированная пластина

Из графика видно, что гофрированная пластина со сферическими углублениями, располагающимися по линейному закону, нагревается быстрее, что способствует повышению эффективности теплообменного оборудования и, в конечном итоге, способствует увеличению коэффициента теплопередачи **K**, Вт/(м²·°C).

Таким образом, применение тепловизионного метода является оригинальным способом в исследовании теплообменных процессов, позволяющим показать реальное увеличение коэффициента теплопередачи пластинчатого теплообменного аппарата.

4.4 Выводы

1. В результате выполнения программы исследований определены рациональные режимы интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя.

2. Результаты тепло-гидродинамических исследований показали хорошую сходимость расчетных и экспериментальных данных.

3. Тепловизионные исследования оригинальной пластины подтвердили правильность выбранного метода интенсификации.

4. Целесообразно выполнить теплотехнические и гидродинамические испытания на промышленной отопительной котельной.

5. Необходимо предложить алгоритм решения задачи методом вычислительной теплогидродинамики при помощи программного комплекса.

ГЛАВА 5 ПРОМЫШЛЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ИНТЕНСИФИЦИРОВАННОГО ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

5.1 Программа промышленных исследований

Промышленные теплотехнические и гидродинамические исследования интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя были проведены на котельной № 1, расположенной в пгт. Северный Белгородской области (рисунок 5.1).



Рисунок 5.1 – Общий вид технологического оборудования котельной №1 пгт. Северный

Котельная имеет мощность 28 Гкал/ч и обеспечивает теплом и горячей водой 59 жилых домов Белгорода, одно высшее учебное заведение, три детских сада и четыре школы. Кроме того, является резервным источником теплоснабжения для Белгородской областной клинической больницы [191].

Общая установленная мощность котельной составляет 20,2 МВт (16,8 Гкал/ч). Для отопления и вентиляции на котельной установлены 3 водогрейных жаротрубных трехходовых котла «Энтророс ТТ-100» мощностью 6,5 МВт каждый (рисунок 5.1).

Для горячего водоснабжения (ГВС) установлен один водогрейный жаротрубный двухходовой котел «Энтророс ТТ-100» мощностью 0,7 МВт (рисунок 5.1).

Для проведения теплотехнических исследований был изготовлен интенсифицированный пластинчатый теплообменный аппарат с повышенной турбулизацией теплоносителя (см. рисунок 4.3), конструктивные параметры которого представлены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Конструктивные характеристики интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя

Конструктивные характеристики	Значение	Ед. измерения
Количество пластин	7	шт
Число ходов каналов на греющей стороне	1×3+0×0	шт
Число ходов каналов на нагрев. стороне	1×3+0×0	шт
Площадь поверхности теплообмена	0,14	м ²
Материал пластин	AISI316	
Материал прокладок	EPDM	
Внутренний объем	0,27	л
Масса (нетто)	50	кг
Размер стяжки мин/макс.	16/18	мм

Целью промышленных исследований является определение фактического значения коэффициента теплопередачи **К, Вт/(м² °С)**, разработанного нами интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата при его работе в системе отопления и предварительного нагрева воды в системе химводоочистки отопительной котельной.

Технологические параметры представлены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Технологические характеристики интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя

Параметры	Гр. контур	Нагр. контур
Расход, т/ч	0,57	0,31
Расчетное давление, кгс/см ² (МПа)	16 (1,6)	16 (1,6)
Пробное давление, кгс/см ² (МПа)	22 (2,2)	22 (2,2)
Расчетная температура, °С	150	150
Температура на входе, °С	70,0	5,0
Температура на выходе, °С	45,9	49,4
Потери давления, кгс/см ²	0,18	0,06
Тепловая нагрузка, ккал/ч	13744	

Схема промышленной установки, соответствующая требованиям, приведённым в «СП 89.13330.2016 Котельные установки. Актуализированная редакция СНиП II-35-76», представлена на рисунке 5.2.

Принцип работы промышленной установки

По трубопроводу Т1.1 в греющий контур разработанного теплообменника поступает горячий теплоноситель (вода). Протекая по межпластинным модифицированным каналам, жидкость охлаждается, передавая тепло нагреваемому теплоносителю через металлическую пластину, и выводится в обратный трубопровод Т1.2, ведущий обратно к котлам.

В нагреваемом контуре теплоноситель (вода) попадает по трубопроводу T2.1 в пластинчатый теплообменник 3, где и получает тепло через модифицированную гофрированную поверхность. После этого подогретая вода по трубопроводу T2.2 попадает в радиаторы системы отопления 5 помещений. Циркуляция теплоносителя по трубопроводу осуществляется с помощью насоса 4 «Willo Top-S-30/4».

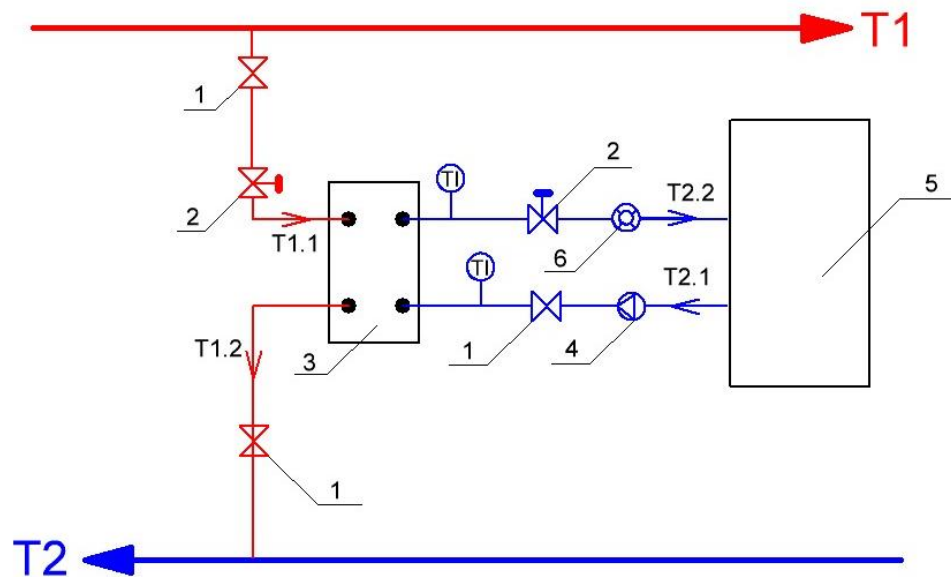


Рисунок 5.2 – Принципиальная схема промышленной установки для теплотехнических испытаний теплообменного оборудования в системе отопления:

T1 – подающий трубопровод; T2 – обратный трубопровод;

T1.1 - подающий трубопровод на входе в теплообменник (греющий контур);

T1.2 - обратный трубопровод на выходе из теплообменника (греющий контур);

T2.1 - обратный трубопровод системы отопления (отводится из радиаторов административного помещения, бытовки); T2.2 - подающий трубопровод системы отопления (подается в радиаторы административного помещения, бытовки); 1 – кран шаровый; 2 – регулирующий вентиль;

3 – интенсифицированный пластинчатый теплообменный аппарат с повышенной турбулизацией теплоносителя; 4 – циркуляционный насос; 5 – радиаторы отопления;

6 – теплосчетчик

В результате теплотехнических испытаний в системе отопления коэффициент теплопередачи **K, Вт/(м² °С)**, интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя увеличился

в среднем на 5% в отличие от серийного пластинчатого теплообменника с гофрированными пластинами. Результаты представлены в приложении К.

Кроме испытаний работы аппарата в системе отопления, были проведены промышленные исследования в системе химводоочистки отопительной котельной для предварительного нагрева воды. Исследования проводились на специализированной установке, отвечающей требованиям, представленным в «СП 89.13330.2016 Котельные установки. Актуализированная редакция СНиП II-35-76».

Принципиальная схема для испытаний интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя представлена на рисунке 5.3.

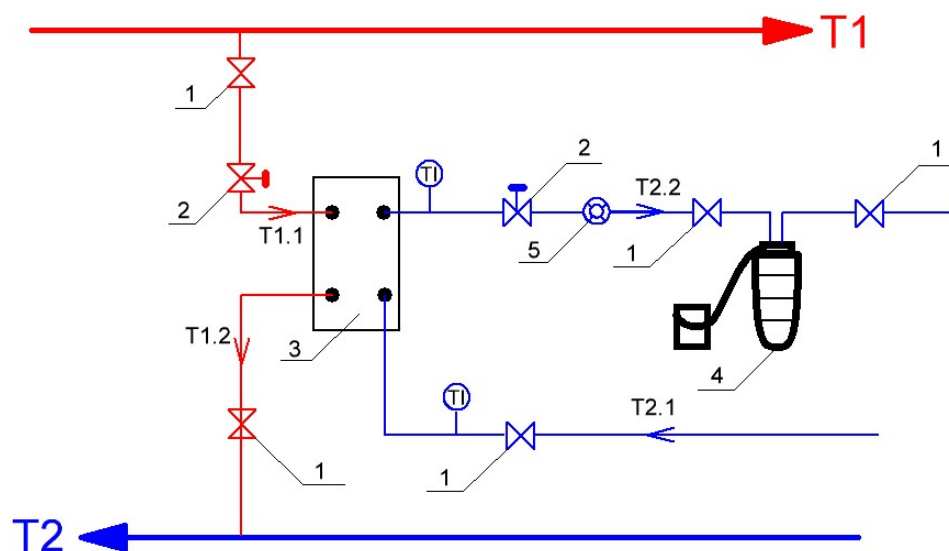


Рисунок 5.3 – Принципиальная схема промышленной установки для теплотехнических испытаний теплообменного оборудования в системе химводоочистки для нагрева холодной воды:

T1 – подающий трубопровод; T2 – обратный трубопровод; T1.1 - подающий трубопровод на входе в теплообменник (греющий контур); T1.2 - обратный трубопровод на выходе из теплообменника (греющий контур); T2.1 - трубопровод холодной воды до теплообменника;

T2.2 - трубопровод подогретой воды после теплообменника; 1 – кран шаровый; 2 – регулирующий вентиль; 3 – интенсифицированный пластинчатый теплообменный аппарат с повышенной турбулизацией теплоносителя; 4 – установка химводоочистки; 5 – теплосчетчик

Принцип работы промышленной установки

По трубопроводу Т1.1 в греющий контур разработанного теплообменника поступает горячий теплоноситель (вода). Протекая по межпластинным модифицированным каналам, жидкость охлаждается, передавая тепло нагреваемому теплоносителю через металлическую пластину, и выводится в обратный трубопровод Т1.2, ведущий обратно к котлам.

В нагреваемом контуре теплоноситель (вода) попадает по трубопроводу Т2.1 в пластинчатый теплообменник 3, где и получает тепло через модифицированную гофрированную поверхность. После этого подогретая вода по трубопроводу Т2.2 попадает в оборудование химводоочистки. Расход теплоносителя в греющем и нагреваемом контурах задавался с помощью регулирующего вентиля 2, соответственно, для каждого контура.

В результате теплотехнических испытаний в системе предварительного нагрева воды для химводоочистки наблюдалось увеличение коэффициента теплопередачи K , Вт/(м² °С), на 4%, соответственно, по сравнению с серийным пластинчатым теплообменником с гофрированными пластинами. Результаты промышленных исследований представлены в приложении Л.

Промышленные установки, представленные на рисунках 5.2 и 5.3, позволяют контролировать следующие параметры:

1. Расход воды в греющем контуре $G_{гр}$, м³/ч.
2. Расход воды в нагреваемом контуре $G_{нг}$, м³/ч.
3. Температуру воды в греющем контуре на входе в теплообменный аппарат $t_{1гр}$, °С.
4. Температуру воды в греющем контуре на выходе из теплообменного аппарата $t_{2гр}$, °С.
5. Температуру воды в нагреваемом контуре на входе в теплообменный аппарат $t_{1нг}$, °С.
6. Температуру воды в нагреваемом контуре на выходе из теплообменного аппарата $t_{2нг}$, °С.

Все измеряемые величины снимались в стационарном режиме по истечении 15 мин. Коэффициент теплопередачи K , Вт/(м²·°С), определялся расчетным путем по предложенной методике, применённой в разделе 4.1.

Расход теплоносителя в греющем и нагреваемом контурах задавался с помощью регулирующего вентиля 2, соответственно для каждого контура. Измерение расхода осуществлялось с помощью расходомера крыльчатого типа с электронным вычислителем «Elf-2,5-20». Погрешность измерений таким прибором составляет 0,1 %.

Температура жидкости в обоих контурах измерялась теплосчетчиком «Elf-2.5-20» посредством датчиков температуры, имеющих погрешность 0,2%.

После проведения теплотехнических промышленных испытаний, необходимо проведение гидродинамических исследований потерь напора H , м, в интенсифицированном пластинчатом теплообменном аппарате с повышенной турбулизацией теплоносителя.

5.2 Гидродинамические исследования интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя

Гидродинамические исследования интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя в основном диапазоне скоростей теплоносителя также были проведены на котельной № 1, расположенной в северном микрорайоне Белгорода.

При этом использованы результаты компьютерного моделирования с помощью программного комплекса «**Ansys**», представленные в разделе 3.3.

Внешний вид экспериментальной установки для гидродинамических исследований представлен на рисунке 5.4.



Рисунок 5.4 – Общий вид экспериментальной установки
по исследованию потерь напора:

1 – эталонная шкала; 2 – пьезометр (5000 мм); 3 – измерительная шкала; 4 – теплосчетчик
«ELF-M-2,5-20»; 5 – интенсифицированный пластинчатый теплообменный аппарат;
6 – входной трубопровод теплоносителя

Принцип работы установки

В установке подача осуществляется по трубопроводу 6 через расходомер 4. С помощью запорной арматуры выставляется необходимое значение расхода, определенное исходя из скорости жидкости в межпластинном канале теплообменного аппарата 5. Затем вода поступает в пьезометры 2 открытого типа, устроенным по принципу трубки Пито, подключенным ко входу и выходу аппарата 5, по гибким полимерным трубкам. В зависимости от давления на входе в теплообменный аппарат 5, жидкость поднимается в пьезометрах 2 до определённого уровня. Разность уровней в пьезометрах 2 и эталонной шкалы 1

является потерями напора в межпластинном пространстве теплообменного аппарата 5. Слив воды, прошедшей через аппарат 5, осуществляется в канализацию.

Экспериментальная установка позволяет контролировать следующие параметры:

1. Расход воды в греющем контуре, $G_{гр}, м^3/ч$.
2. Расход воды в нагреваемом контуре, $G_{нг}, м^3/ч$.
3. Напор воды на входе в греющий контур, $H_{1гр}, м$.
4. Напор воды на выходе из греющего контура, $H_{2гр}, м$.
5. Напор воды на входе в нагреваемый контур, $H_{1нг}, м$.
6. Напор воды на выходе из нагреваемого контура, $H_{2нг}, м$.

В качестве расходомера использовался теплосчетчик «Elf – 2,5 – 20».

Для определения основных параметров был использован современный компактный теплосчетчик «ELF-M-2,5-20», который представляет собой электронный вычислитель с комплектом термопреобразователей сопротивления R_t 500, закрепленных на преобразователе расхода (рисунок 5.5). Технические характеристики:



- температура воды 5 ... 95°C;
- диапазон расхода 0,025...5,0 $м^3/ч$;
- класс точности В.

Рисунок 5.5 – Внешний вид теплосчетчика «Elf – 2,5 – 20»

По определению, потери напора – это разность между значением напора на входе и значением на выходе из теплообменного аппарата [192].

В опытах исследовалось влияние на сопротивления основных геометрических и динамических параметров (форма сечения потока, скорости протекания жидкости и другие параметры).

Потери учитываются отдельно для прямых каналов со сферическими углублениями и отдельно для местных сопротивлений, в которых происходит резкая деформация потока, выражающаяся в изменении скорости или направления движения (узкие и широкие сечения межпластинного канала).

На практике наблюдается несколько типов потерь напора, сумма которых и будет являться искомой величиной.

$$H = H_l + \sum H_m, \quad (5.1)$$

где H_l – суммарная потеря напора по длине, мм; H_m – потери напора на каждом местном сопротивлении, мм.

На рисунках 5.6 и 5.7 представлены результаты экспериментальных исследований зависимости потерь напора H , мм вод. ст., от скорости теплоносителя (жидкости) W , м/с, в греющем и нагреваемом контурах интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата и серийного ГОСТ 15518-87.

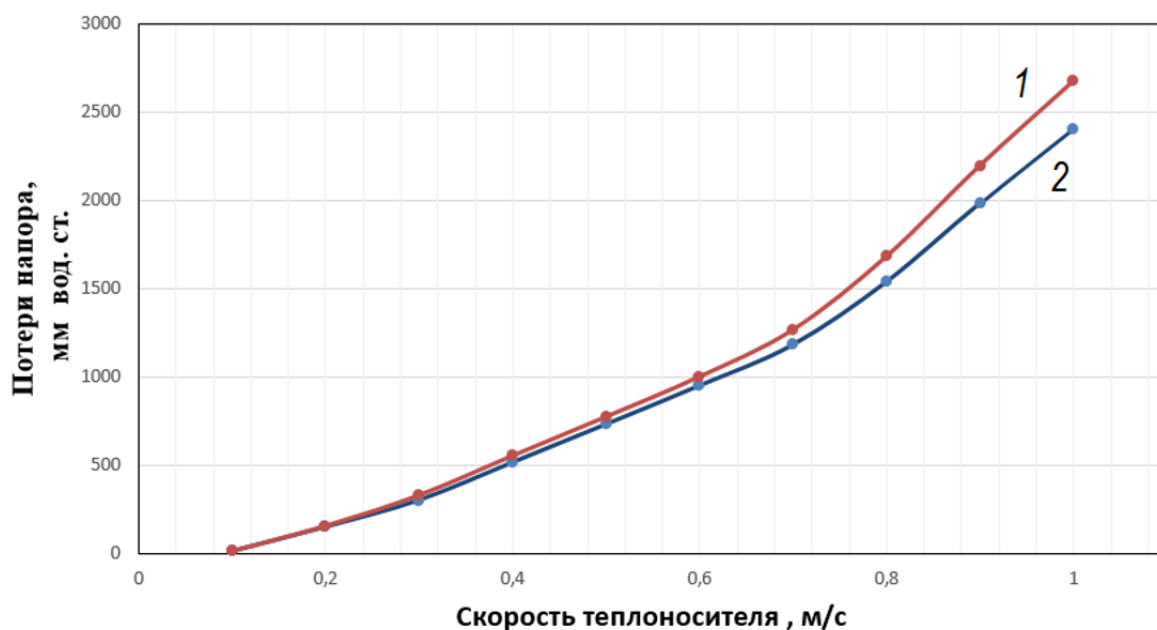


Рисунок 5.6 – График зависимости потерь напора от скорости теплоносителя (греющий контур):

1 – интенсифицированный пластинчатый теплообменный аппарат; 2 – серийный теплообменный аппарат

На входе и выходе из контуров теплообменника использовались жидкостные пьезометры открытого типа. Цена деления составляла 1 мм. Погрешность измерения составляет половину цены деления прибора, соответственно, 0,5 мм.

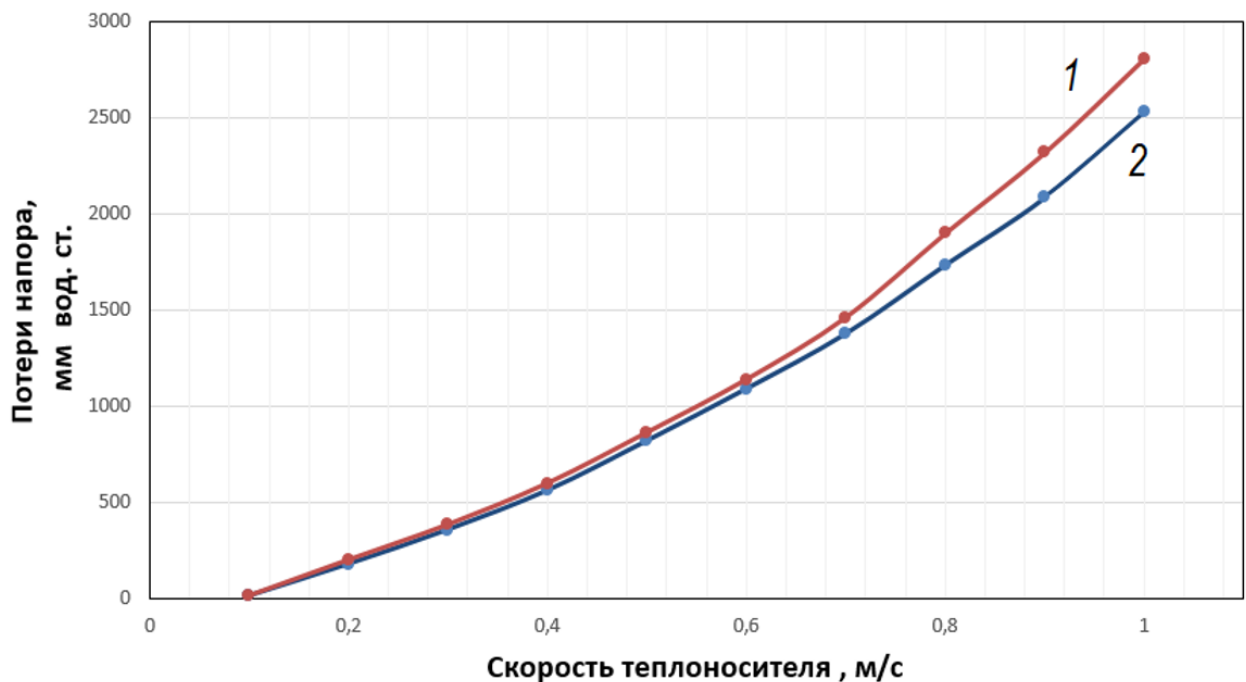


Рисунок 5.7 – График зависимости потерь напора от скорости теплоносителя (нагреваемый контур):

1 – интенсифицированный пластинчатый теплообменный аппарат; 2 – серийный теплообменный аппарат

Как следует из анализа экспериментальных данных, потери напора интенсифицированного теплообменного аппарата в греющем и нагреваемом контурах больше, чем серийного в среднем на 3% и 4% соответственно. Это объясняется более сложной геометрической формой поверхности теплообмена.

В ходе эксперимента подтверждено, что основное влияние на потери напора оказывают конструктивные параметры:

- габариты гофрированной поверхности теплообменных пластин;
- радиус технологических сферических углублений.

Однако при этом наблюдается увеличение коэффициента теплопередачи в среднем на 5%, что значительно улучшает теплообмен во всем аппарате, а также ведет к уменьшению числа гофрированных пластин на 10%, что снижает

металлоёмкость аппарата и повышает экономические показатели. Снижение числа пластин на 10% приводит к уменьшению значения потерь напора и при этом сохраняются требуемые теплотехнические характеристики.

5.3 Технико-экономический расчет

Особый интерес представляет выполнение экономического расчета, основная цель которого заключается в подсчете стоимости продукта и в определении срока окупаемости после внедрения разработанного интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя на объект теплоэнергетического комплекса.

Стоимость серийного пластинчатого теплообменного аппарата НН №02 в сборе согласно прейскуранту цен ООО "ХИТИНВЕСТ" составляет 20 170,00 руб. В эту стоимость входят:

- пять теплообменных пластин типа XG10 Пластина AISI316L 0.5 Н 1234, стоимостью 750 рублей штука;
- две тупиковые теплообменные пластины типа XG10 Пластина AISI316L 0.5 Н 0000, стоимостью 750 рублей штука;
- шесть герметизирующих прокладок типа XG10 Прокладка EPDM, стоимостью 610 рублей штука.

Полный счет на покупку пластинчатого теплообменного аппарата с дополнительным комплектом гофрированных пластин и герметизирующих прокладок представлен в приложении М.

Интенсифицированный пластинчатый теплообменный аппарат с повышенной турбулизацией теплоносителя отличается от серийного теплообменника НН №02 более сложной геометрией металлических пластин, а именно, наличием сферических углублений, располагающихся по линейному закону на площадках между соседних рифлений. Таким образом, для определения

стоимости модифицированной гофрированной пластины необходимо рассчитать затраты, направленные на нанесение гофр и сферических углублений.

Стоимость сложного процесса штамповки возьмем, ориентируясь на [193].

Таким образом, стоимость одной модифицированной гофрированной пластины можно определить по формуле:

$$C_{\Pi} = C_3 + C_{\text{Ш}}, \quad (5.2)$$

где C_{Π} – стоимость одной модифицированной гофрированной пластины, руб.; C_3 – стоимость заготовки, руб.; $C_{\text{Ш}}$ – стоимость штамповки, руб.

Стоимость модифицированной гофрированной пластины с учетом издержек технологического процесса составит 765 рублей.

В таком случае, полную стоимость интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя можно определить по формуле:

$$C_{\text{ИПТА}} = NC_{\Pi} + (N - 1)C_{\Gamma} + C_{\text{ПП}}, \quad (5.3)$$

где $C_{\text{ИПТА}}$ – стоимость интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя, руб.; N – количество модифицированных гофрированных пластин, шт.; C_{Γ} – стоимость одной герметизирующей прокладки, руб.; $C_{\text{ПП}}$ – стоимость прижимных плит, руб.

В результате получаем: 20 275 руб. Таким образом, стоимость интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата превышает стоимость серийного на 5,2 %.

К основным видам эксплуатационных затрат, при использовании пластинчатых теплообменных аппаратов, относятся регламентные работы и затраты на перемещение теплоносителя через аппарат, т.е. затраты на электроэнергию. К регламентным работам можно отнести: замену герметизирующих прокладок (раз в 10 лет) и промывку теплообменника для удаления органических загрязнений. Рекомендуется осуществлять промывку с периодичностью 1 раз в отопительный сезон. Это позволит продлить срок службы оборудования и сохранить общий КПД на высоком уровне.

Для удаления солей жесткости (накипи), скопившихся на поверхности теплообмена, применяют химическую промывку. Для этого используют специальные химические реагенты: сульфаминовая, щавелевая кислоты и другие химические вещества.

Расчет необходимой массы M , кг, произведен, исходя из заданной концентрации реагента по технологиям химической очистки, за исключением соляной кислоты для поверхностей теплообмена различного оборудования систем теплоснабжения, по формуле:

$$M = 10^4 \cdot \frac{A_{от} n_K}{C_p}, \quad (5.4)$$

где $A_{от}$ – количество отложений в теплообменном аппарате, кг; n_K – количество 100% сульфаминовой кислоты, необходимой для растворения 1000 кг отложений; C_p – содержание реагента (кислоты) в исходном продукте, %.

Количество отложений в теплообменнике $A_{от}$, кг, определяется по формуле:

$$A_{от} = \rho_{от} h_{от} F_{пр}, \quad (5.5)$$

где $\rho_{от}$ – плотность органических отложений, кг/м³; $h_{от}$ – высота (толщина) органических отложений, м; $F_{пр}$ – площадь поверхности для промывки (основная теплообменная часть пластины), м².

Стоимость работ по промывке пластинчатого теплообменного аппарата представлена в приложении Н.

Затраты на монтаж теплообменного аппарата определяются контрактом с обслуживающей организацией, но в среднем составляют 5,5 % [193].

Стоимость электроэнергии, затрачиваемой на перемещение теплоносителей через аппарат, с учетом КПД насоса $\eta = 0,75 - 0,9$ при максимальной работе установки, вычисляется по формуле:

$$W = 8,64 \cdot 10^3 P \cdot N_{от}, \quad (5.6)$$

где W – мощность потребленной электроэнергии, Вт·ч; P – мощность, затраченная электрическим насосом на перемещение теплоносителя, Вт; $N_{от}$ – продолжительность отопительного сезона, дн.

Стоимость 1 кВт электроэнергии в Белгородской области составляет 4,16 руб. (2021 год). Таким образом, стоимость затраченной электроэнергии $\mathcal{E}_{эл}$, руб., можно определить следующим образом:

$$\mathcal{E}_{эл} = 4,16 \cdot W. \quad (5.7)$$

Результирующие эксплуатационные затраты $\mathcal{E}$, руб. составят:

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_{эл} + \mathcal{E}_p + \mathcal{E}_m, \quad (5.8)$$

где $\mathcal{E}_p$ – затраты на регламентные работы, руб.; $\mathcal{E}_m$ – затраты на монтаж теплообменного оборудования, руб.

Результат технико-экономического расчета представлен в таблице 5.3.

Таблица 5.3 – Затраты на эксплуатацию пластинчатых теплообменников

Теплообменный аппарат	Затраты, руб.			Итоговые затраты, руб.
	регламентные работы	монтажные работы	электроэнергия	
Серийный	97 503,28	1 109,35	19 397,24	118 009,87
Разработанный	78 002,62	1 109,35	14 655, 81	93 767,78
			Разность, руб.	24 242,09

По результатам технико-экономического расчета, можно сделать вывод, что эксплуатация разработанного пластинчатого теплообменного аппарата будет выгоднее на 20,54%. Соответственно, срок окупаемости после внедрения разработанного теплообменника составит от 10 до 11 месяцев.

Данные выводы подтверждены и представлены на конкурсе инновационных проектов StartUp:Land – «Индастриал (Industrial)» (приложение П).

5.4 Инженерная методика расчета

На основе комплекса теоретических и экспериментальных исследований разработана инженерная методика расчета интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с модифицированной гофрированной поверхностью.

Целью расчета является определение тепломеханических и гидравлических параметров интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя в зависимости от заданных температур и тепловой мощности генерирующего оборудования.

Определение гидродинамических и конструктивных параметров

1. Расход теплоносителя в греющем контуре $G_{гр}$, кг/ч:

$$G_{гр} = \frac{3,6 Q}{c(t_{1гр} - t_{2гр})}. \quad (5.9)$$

2. Расход теплоносителя в нагреваемом контуре $G_{нг}$, кг/ч:

$$G_{нг} = \frac{3,6 Q}{c(t_{2нг} - t_{1нг})}. \quad (5.10)$$

3. Количество каналов по нагреваемой воде m , шт. При оптимальной скорости $W_{опт} = 0,4$ м/с:

$$m = \frac{G_{\max}}{3600 W_{опт} f_k \rho}, \quad (5.11)$$

где $G_{\max}$ – максимальный расход, кг/ч; f_k – живое сечение одного межпластинного канала, м².

4. Общее живое сечение каналов f , м², в пакете греющего или нагреваемого контура:

$$f = m f_k, \quad (5.12)$$

5. Фактическая скорость воды в греющем контуре $W_{гр}$, м/с:

$$W_{гр} = \frac{G_{гр}}{3600 f \rho}. \quad (5.13)$$

6. Фактическая скорость воды в нагреваемом контуре $W_{нг}$, м/с:

$$W_{\text{нг}} = \frac{G_{\text{нг}}}{3600 f \rho}. \quad (5.14)$$

7. Коэффициент турбулизации Tu , %, теплоносителя при обтекании модифицированной гофрированной пластины определяется по формуле (3.15).

Если коэффициент турбулизации $Tu < 3\%$, то необходимо выполнять расчет пластинчатого теплообменного аппарата с меньшим значением сечения межпластинного канала f_k , м^2 .

Определение теплотехнических параметров интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата

8. Средняя температура $t_{\text{ср}}^{\text{гр}}$, $^{\circ}\text{C}$, теплоносителя греющего контура определяется по формуле (2.30).

9. Средняя температура $t_{\text{ср}}^{\text{нг}}$, $^{\circ}\text{C}$, теплоносителя нагреваемого контура определяется по формуле (2.32).

10. Среднелогарифмическая разность температур $\Delta t_{\text{ср}}$, $^{\circ}\text{C}$, определяется по формуле (4.1).

11. Коэффициент теплоотдачи α_1 , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$, от греющей воды к стенке пластины определяется по формуле (2.29).

12. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{г}}$, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$, от гофрированной пластины к нагреваемой воде определяется по формуле (2.33).

13. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{с}}$, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$, от сферического углубления к нагреваемой воде определяется по формуле (2.44).

14. Средняя температура модифицированной гофрированной поверхности $T_{\text{ср}}$, $^{\circ}\text{C}$, определяется по формуле (2.27).

15. Коэффициент теплоотдачи α , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$, от модифицированной гофрированной пластины определяется по формуле (2.46).

16. Коэффициент теплопередачи K , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$, интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата определяется по формуле (1.1).

Определение действительной поверхности нагрева

17. Необходимая расчетная поверхность нагрева пластинчатого теплообменного аппарата F_p , м^2 :

$$F_p = \frac{Q}{K\Delta t_{cp}}. \quad (5.15)$$

18. Число ходов интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата X , шт:

$$X = \frac{F + f_{пл}}{2mf_{пл}}. \quad (5.16)$$

Если X имеет дробное значение, то количество ходов в аппарате необходимо округлять до целого числа в большую сторону.

19. Действительная поверхность нагрева F , м²:

$$F = f_{пл}(2mX). \quad (5.17)$$

Расчет потерь напора

20. Потери напора в греющем контуре пластинчатого теплообменника $N_{гр}$, м вод.ст.:

$$N_{гр} = \frac{\varphi B(33 - 0,08t_{cp}^{гр})W_{гр}^{1,75}X}{\rho g}, \quad (5.18)$$

где φ - коэффициент, учитывающий накипеобразование, который для греющей сетевой воды равен единице, а для нагреваемой воды должен приниматься по опытным данным, при отсутствии таких данных можно принимать $\varphi = 1,5 - 2$; B - коэффициент, зависящий от типа пластины, принимается согласно [28].

21. Потери напора в нагреваемом контуре пластинчатого теплообменника $N_{нг}$, м вод.ст.:

$$N_{нг} = \frac{\varphi B(33 - 0,08t_{cp}^{нг})W_{нг}^{1,75}X}{\rho g}. \quad (5.19)$$

Предложенная инженерная методика позволяет рассчитать тепло-гидродинамические и конструктивные параметры пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной эффективностью, а также необходимую площадь теплообмена.

Разработанный алгоритм расчета интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата апробирован в ООО «СтройГарант» г. Белгород и

внедрен в практику проектирования систем теплоснабжения (приложение Р) и представлен на рисунке 5.8.

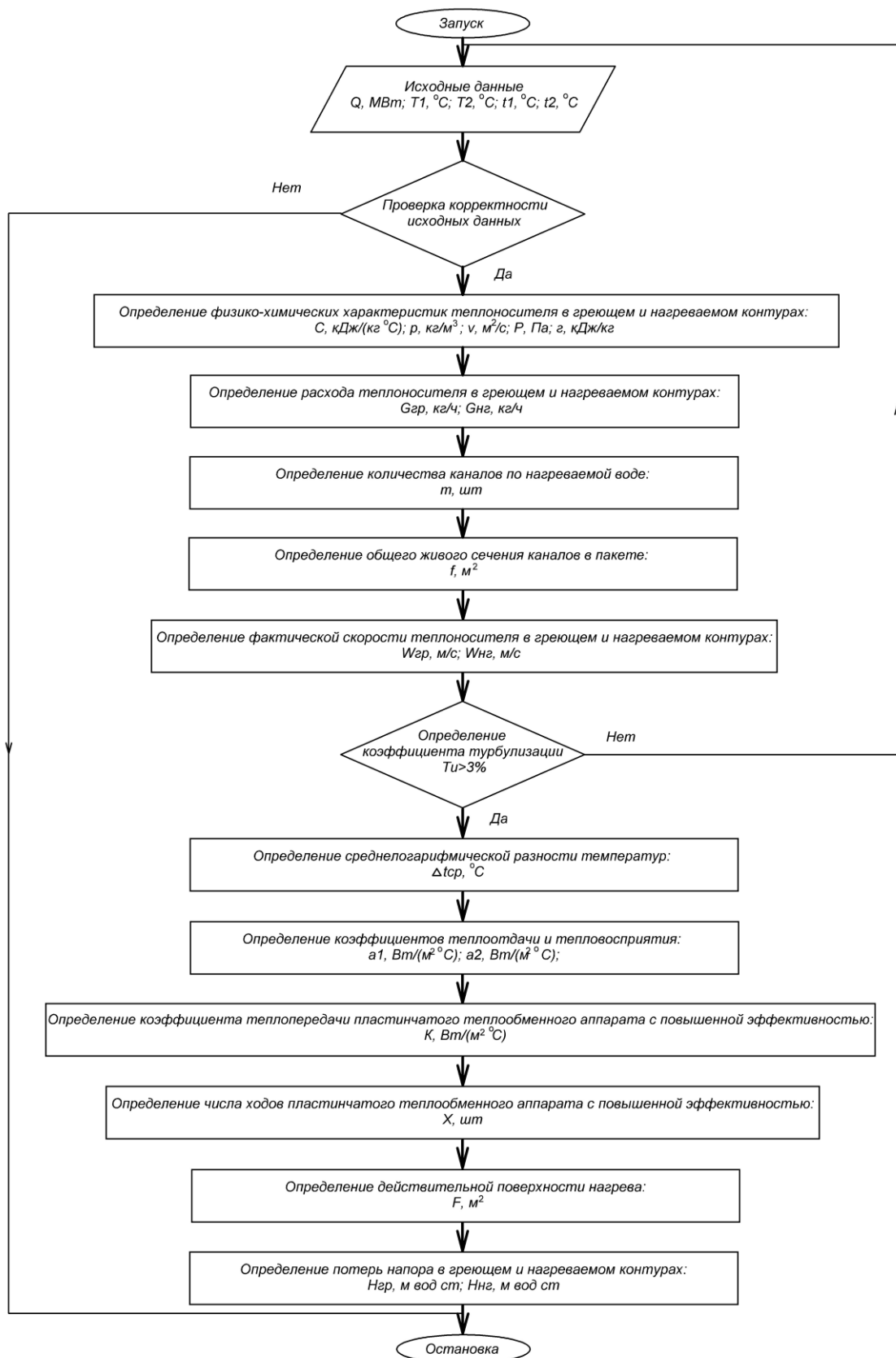


Рисунок 5.8 – Алгоритм расчета пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной эффективностью

Данная инженерная методика расчета основана на компьютерной программе, рассмотренной в третьей главе. Также данная методика внедрена в учебный процесс БГТУ им. В.Г. Шухова (приложение С) и используется при проведении лабораторных, практических и лекционных занятий.

5.5 Выводы

1. На основе разработанной программы проведены промышленные испытания интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя.

2. Промышленные теплотехнические испытания интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя, выполненные на котельной № 1 пгт. Северный Белгородского района, показали, что коэффициент теплопередачи K , $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$, увеличился по сравнению с серийным пластинчатым теплообменным аппаратом с гофрированными пластинами в системе отопления на 5% и на 4% в системе предварительного нагрева воды для химводоочистки.

3. В результате проведения гидродинамических испытаний интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя на котельной № 1 пгт. Северный Белгородского района, установлено, что из-за более сложной геометрической формы поверхности теплообмена потери напора в греющем и нагреваемом контурах больше, чем серийного в среднем на 3% и 4% соответственно.

4. При этом наблюдается увеличение коэффициента теплопередачи K , $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$, в среднем на 5%, что значительно улучшает теплообмен во всем аппарате, а также ведет к уменьшению числа гофрированных пластин на 10%, что снижает металлоёмкость аппарата и повышает экономические показатели.

Снижение числа пластин на 10% приводит к уменьшению значения потерь напора при этом сохраняются требуемые теплотехнические характеристики.

5. Выполнен технико-экономический расчет интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя с учетом эксплуатационных затрат. Установлено, что внедрение разработанного аппарата будет выгоднее на 20,54% (24 242,09 руб.) и срок окупаемости составит от 10 до 11 месяцев.

6. Предложен алгоритм решения задачи методом вычислительной тепло-гидродинамики при помощи программного комплекса, позволяющий рассчитать гидродинамические и конструктивные параметры интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата, а также необходимую площадь теплообмена.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложена оригинальная конструкция гофрированной пластины теплообменного аппарата (патент РФ № 199244), в котором за счет интенсификации процесса теплообмена происходит увеличение коэффициента теплопередачи K , Вт/(м²·°C), в среднем на 5% в основном диапазоне скоростей движения теплоносителя.

2. Изучен процесс турбулизации теплоносителя при обтекании модернизированной гофрированной поверхности со сферическими углублениями, располагающихся по линейному закону.

3. Разработано математическое описание процесса теплообмена в межпластинном гофрированном канале, которое позволило предложить оригинальную формулу определения средней температуры пластины с измененной геометрией.

4. На основе созданной 3D-модели гофрированных каналов теплообменного аппарата в специализированном программном комплексе «Ansys» осуществлено моделирование противоточного движения теплоносителей в греющем и нагреваемом контурах, в результате чего установлена зависимость коэффициента турбулизации в межпластинном канале аппарата от скорости движения теплоносителя.

5. Разработан способ расчета коэффициента теплопередачи интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной эффективностью, в котором учтена степень турбулизации потока теплоносителя.

6. Выполнены тепловизионные исследования температурного поля поверхности гофрированной пластины со сферическими углублениями в каналах, располагающихся по линейному закону. В результате удалось установить реальное увеличение коэффициента теплопередачи пластинчатого теплообменного аппарата.

7. Проведены промышленные теплотехнические и гидродинамические испытания пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя в отопительной котельной № 1 пгт Северный АО «БРТК» Белгородской области общей тепловой мощностью 20,2 МВт водогрейными котлами «Энтророс».

Установлено, что коэффициент теплопередачи разработанного теплообменника выше в среднем на 5% при его работе в системе отопления, и на 4% - при работе в системе химводоочистки по сравнению с серийным теплообменником.

8. Эксплуатация интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя за счет уменьшения количества пластин (снижению металлоёмкости) позволит получить экономию 24 242,09 руб. Это приведет к сокращению срока окупаемости разработанного теплообменника на 11 месяцев, который составит 4 года.

9. Разработанная инженерная методика расчета пластинчатого теплообменника с повышенной турбулизацией теплоносителя апробирована в ООО «СтройГарант» г. Белгород и внедрена в практику проектирования систем теплоснабжения.

Теоретические и экспериментальные результаты диссертационной работы могут быть **рекомендованы** для внедрения на котельных, индивидуальных и центральных тепловых пунктах систем теплоснабжения.

Перспективы дальнейших исследований направлены на увеличение коэффициента теплопередачи в пластинчатых теплообменниках способом увеличения турбулизации жидкости с учетом оптимальных соотношений потерь напора, а также использования эффекта повышения турбулизации при разработке такого высокоэффективного теплообменного оборудования, как современные калориферы, парогенераторы, паровые и водогрейные котлы.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

K	- коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·°С)
α	- коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² ·°С)
δ	- толщина, зазор, м
λ	- теплопроводность, Вт/(м·°С)
β	- коэффициент загрязнения пластины
γ	- угол гофрирования
B	- ширина теплообменной пластины, м
s_{Π}	- толщина теплообменной пластины, м
h_{Γ}	- высота гофры, м
p_{Γ}	- шаг гофрирования, м
l_{Γ}	- длина развертки одного гофра, м
r_o	- радиус сферического углубления, м
$W_{\text{гр}}$	- скорость теплоносителя в греющем контуре, м/с
$W_{\text{нг}}$	- скорость теплоносителя в нагреваемом контуре, м/с
H	- потери напора жидкости, м вод. ст.
ρ	- плотность жидкости, кг/м ³
$p, \Delta p$	- давление, перепад давления, Па
u_1	- средняя скорость теплоносителя в узком сечении межпластинного канала, м/с
u_2	- средняя скорость теплоносителя в широком сечении канала, м/с
g	- ускорение свободного падения, м/с ²
ξ	- коэффициент гидравлического сопротивления единицы относительно длины канала
ω_1	- площадь поперечного сечения в узкой части межпластинного гофрированного канала, м ²
ω_2	- площадь поперечного сечения в широкой части межпластинного гофрированного канала, м ²

λ	- коэффициент трения
n	- степень расширения (сужения) гофрированного канала
l	- длина пластины, м
r	- удельная теплота фазового превращения вещества, Дж/кг
T, t	- температура, К (°C)
τ	- время, с
V	- объем (объемный расход среды), м ³ (м ³ /с)
c	- удельная теплоемкость, Дж/(кг·К)
G	- масса; массовый расход рабочей среды, кг/с
f, F	- площадь живого сечения межпластинного канала; площадь поверхности теплообмена, м ²
α	- коэффициент температуропроводности, м ² /с
N	- коэффициент для вертикальной и горизонтальной ориентации пластины
$t_{\text{ВХ}}^{\text{нг}}$	- температура нагреваемого теплоносителя на входе в теплообменник, °C
$t_{\text{ВЫХ}}^{\text{нг}}$	- температура нагреваемого теплоносителя на выходе из теплообменника, °C
μ	- динамическая вязкость, Па·с
u'	- осредненная скорость потока, м/с
ν	- кинематическая вязкость, м ² /с
δ_c	- толщина пограничного слоя, м
β_p	- коэффициент объемного расширения жидкости, К ⁻¹
δ_{Tu}	- толщина турбулентного пограничного слоя, м
$T_{\text{ср}}$	- средняя температура гофрированной пластины, °C
d_0	- диаметр сферического углубления, м
$\Delta T, \Delta t$	- разность температур, К (°C)
q	- плотность теплового потока, Вт/м ²
Q	- тепловой поток, Вт

u	- динамическая скорость теплоносителя, м/с
Q	- количество теплоты, Дж
Tu	- коэффициент (степень) турбулизации потока жидкости, %
X	- количество пакетов (ходов) в аппарате, шт
n	- число пластин в аппарате, шт
ε	- относительная величина
Δt_{cp}	- средний температурный напор теплообменника, °C
T_0	- температура в начале пластины, К (°C)
η	- КПД (коэффициент полезного действия), отн. ед., %
θ	- температурный напор, К (°C)
$T_{я}$	- яркостная температура абсолютно черного тела, °C
T^*	- характеристическая температура, зависящая от длины волны светофильтра, °C
$K_{я}$	- коэффициент яркости
L	- длина, линейный размер, м

Безразмерные коэффициенты

$$A_1, A_2, \varepsilon_n, \beta, \Lambda, \nu_n, \mu_n, \chi, \pi, \nu, \delta_n$$

Критерии подобия

$$Re = \frac{Vd\rho}{\mu} \text{ - число Рейнольдса}$$

$$Eu = \frac{\Delta\rho}{(\rho W)^2} \text{ - число Эйлера}$$

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} \text{ - число Нуссельта}$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \text{ - число Прандтля}$$

Подстрочные индексы

ап – аппарат; ст – стенка; п, – пластина; гр – греющий; нг – нагреваемый; Ту – турбулентный; ж – жидкость; 0 – начальный; ок - окружающая среда

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Романенко, В. А.* Изменение климата в России. Причины и последствия / В. А. Романенко // Молодой ученый — 2019. — № 7. - С. 1-5.
2. *Делягин, Г. Н.* Теплогенерирующие установки : учеб. для вузов. Изд. 2-е, перераб. и доп. / Г. Н. Делягин, В. И. Лебедев, Б. А. Пермяков. – Москва: БАСТЕТ, 2010. – 623 с.
3. Отчет Министерства энергетики РФ «Теплоэнергетика и централизованное теплоснабжение России в 2015 - 2016 годы». – Москва, 2018. – 138 с.
4. *Яковлев, Б. В.* Повышение эффективности систем теплофикации и теплоснабжения / Б. В. Яковлев. - М.: Новости теплоснабжения, 2016. - 448 с.
5. Combined Heat and Power: A clean energy solution. U.S. Department of Energy, U.S. Environmental Protection Agency, August 2012 (http://www1.eere.energy.gov/manufacturing/distributedenergy/pdfs/chp_clean_energy_solution.pdf).
6. Energy statistics 2012: Data, tables, statistics and maps. The Danish Energy Agency, February 2014 (http://www.ens.dk/sites/ens.dk/files/dokumenter/publikationer/downloads/energy_statistics_2012.pdf).
7. *Kerr, T.* The International CHP/DHC Collaborative / T. Kerr // IEA – 2013. - N 9. – P. 1-16.
8. Сайт статистической информации Королевства Нидерланды. – 2019. - URL: <http://statline.cbs.nl/statweb/?LA=en> (дата обращения: 05.07.2019).
9. Araceli Fernandez Pales. CHP/DHC Country Scorecard: Finland, IEA, 2013 (http://www.iea.org/publications/insights/insightpublications/FinlandScorecard_FINAL.pdf).
10. *Коробко, Б. П.* Энергетическая стратегия Украины: роль и место возобновляемых источников энергии / Б. П. Коробко, В. М. Миханюк // Изобретатель и рационализатор. - 2005. – № 1. – С. 19-29.

11. *Футуренко, Л. Б.* Использование древесной биомассы как альтернативного источника энергии [Электронный ресурс] / Л. Б. Футуренко. – Режим доступа: <http://esco-ecosys.narod.ru/>.

12. *Алимгазин, А. Ш.* Применение новых экологически чистых и энергосберегающих теплонасосных технологий для теплоснабжения объектов бюджетной сферы в г. Астане и других климатических регионах Республики Казахстан / А. Ш. Алимгазин // Вестник Национальной Академии Наук Республики Казахстан. – 2009. – № 4. – С. 28-31.

13. *Иванов, С.А.* Оптимизация систем централизованного теплоснабжения / С.А. Иванов // Вестник Международной академии наук экологии и безопасности жизнедеятельности. - 2009. - № 3. - С. 102-104.

14. Системы производства и распределения энергоносителей промышленных предприятий / [Б. М. Хрусталева и др.]; под ред. А. П. Несенчука. - Минск: Технопринт, 2005. - 410 с.

15. Модели ценообразования на услуги субъектов естественных монополий в Великобритании / И. А. Долматов, Е. В. Яркин, И. Ю. Золотова [и др.]; - М.: Высшая школа экономики, 2015. – 98 с.

16. Боя, Ч. Разработка системы теплоснабжения с применением тепловых насосов для условий Китая / Че Боя // Сохранение традиций и развитие АПК. – 2016. - № 7. – С. 256-261.

17. *Устименко, А. Л.* Возобновляемые источники энергетики: глобальные тенденции / А. Л. Устименко // Журнал KAZENERGY. - 2011. - № 3. – С. 44-47.

18. Распоряжение Правительства РФ от 13.11.2009 г. № 1715-р «**Об Энергетической стратегии России на период до 2030 года**».

19. Российская Федерация. Законы. О теплоснабжении : № 190-ФЗ: [принят Государственной Думой 29 июля 2018 года] – Москва: Проспект, 2018. -158 с.

20. Российская Федерация. Законы. О техническом регулировании : № 184 – ФЗ: [принят Государственной Думой 29 июля 2017 года] – Москва: Проспект, 2019. -158 с.

21. *Афтуфьев В. М.* Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева / В. М. Афтуфьев. - М.: Энергия, 1966. – 214 с.
22. *Соколов, Е. Я.* Теплофикация и тепловые сети: учебник для вузов / Е. Я. Соколов. – 5-е изд. – М.: Энергоиздат, 1982. – 360 с.
23. СП 89.13330.2016 Котельные установки. Актуализированная редакция СНиП II-35-76. – М.: Стандартинформ, 2016. – 101 с.
24. Государственная программа энергосбережения повышения энергетической эффективности в Российской Федерации на период до 2020 года [Электронный ресурс]. // Российская газета, 2011. Режим доступа: <http://www.rg.ru/2019/01/25/energoberejenie-site-dok.html>.
25. *Семенов, В. Г.* О диспетчеризации систем теплоснабжения / В. Г. Семенов // Новости теплоснабжения. – 2005. – № 1. – С. 5–6.
26. *Саввин, Н. Ю.* Высокоэффективный теплообменный аппарат для системы жилищно-коммунального хозяйства / Н. Ю. Саввин, Н. Ю. Никулин // Сборник научных трудов: в 9 ч. - Новосибирск: НГТУ - 2019. - С. 256-262.
27. *Алифанов, О. М.* Обратные задачи в исследовании сложного теплообмена / О. М. Алифанов, Е. А. Артюхин, А. В. Ненарокомов. - М.: Янус-К, 2009. - 300 с.
28. СП 41-101-95 Проектирование тепловых пунктов. – М.: Стандартинформ, 2009. – 79 с.
29. *Кущев, Л. А.* Повышение эффективности работы кожухотрубного теплообменного аппарата / Л. А. Кущев, Н. Ю. Никулин // Ресурсоэнергоэффективные технологии в строительном комплексе региона. – 2015. – № 5. – С. 284–287.
30. Кожухотрубные теплообменники. Техническое описание. – Н.: ООО «НЗТО», 2016. – 15 с.
31. *Громов, Н.К.* Водяные тепловые сети: справочное пособие / Н. К. Громов, И. В. Беляйкина, В. П. Витальев. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 376 с.
32. Разборный пластинчатый теплообменник. Руководство по монтажу и эксплуатации; паспорт. - СПб.: ООО «Кельвион Машинпэкс», 2016. – 15 с.

33. Некрасов, А.С. Перспективы развития теплоснабжения России / А. С. Некрасов, Ю. В. Синяк, С. А. Воронина // Проблемы прогнозирования. – 2018. – № 2. – С. 37–54.

34. Петровский, Ю. В. Современные эффективные теплообменники / Ю.В. Петровский, В.Г. Фастовский. - М. – Л.: Госэнергоиздат, 1962. – 256 с.

35. Куцев, Л. А. Исследования пластинчатого теплообменного аппарата с развитой поверхностью теплообмена / Л. А. Куцев, Н. Ю. Саввин // Автоматизация и энергосбережение в машиностроении, энергетике и на транспорте : материалы XV Международной научно-технической конференции, Вологда, 08 декабря 2020 года. – Вологда: Вологодский государственный университет, 2021. – С. 130-133.

36. Саввин, Н. Ю. Совершенствование конструкции пластинчатого теплообменного аппарата / Н. Ю. Саввин // Международная научно-техническая конференция молодых ученых, Белгород, 25–27 мая 2020 года. – Белгород: Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, 2020. – С. 2240-2244.

37. Никулин, Н.Ю. Совершенствование конструкции и метода расчета кожухотрубного теплообменника с повышенной турбулизацией нагреваемой жидкости для теплоснабжения: дис. канд. техн. наук: 05.23.03. - Белгород, 2019. - 167 с.

38. Юркинский, В. П. Теплотехника. Тепломассоперенос: учеб. пособие для вузов / В. П. Юркинский, И. Б. Сладков, В. А. Зайцев. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2007. – 93 с.

39. Savvin, N. Yu. Modern methods of intensification of heat exchange processes in plate apparatuses / N. Yu. Savvin, L. A. Kushchev, A.I. Alifanova // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. - 2020. - P. 93-101.

40. Бажан, П. И. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. – М. : Машиностроение, 1989. – 386 с.

41. Вторичные теплоэнергоресурсы и охрана окружающей среды / В. А. Голубев, В. Л. Лиходиевский, В. М. Овчинников [и др.] – Минск : Высшая школа, 1988. – 237 с.

42. *Бродов, Ю. М.* Справочник по теплообменным аппаратам паротурбинных установок / Ю. М. Бродов. - М.: МЭИ, 2008. - 480 с.

43. *Золотоносов, Я. Д.* Трубчатые теплообменники. Моделирование, расчет: монография / Я. Д. Золотоносов, А. Г. Багоутдинова, А. Я. Золотоносов. - СПб.: Лань, 2018. - 272 с.

44. *Видин, Ю. В.* Инженерные методы расчета задач теплообмена: монография / Ю. В. Видин, В. В. Иванов, Р. В. Казаков. - М.: Инфра-М, 2018. - 480 с.

45. *Семёнов, И. Е.* Новые конструкции плоских солнечных коллекторов для мобильных модульных установок горячего водоснабжения / И. Е. Семёнов // Вестник МГТУ - 2010. - № 2(79). С. 71-83.

46. *Семёнов, И. Е.* Солнечные мобильные модульные установки горячего водоснабжения / И. Е. Семёнов // Водоснабжение и санитарная техника - 2010. - № 2. - С. 26-29.

47. *Быков, Л. В.* Основы вычислительного теплообмена и гидродинамики / Л. В. Быков, А. М. Молчанов, Д. С. Янышев. - М.: Ленанд, 2019. - 200 с.

48. *Jorge, L. G.* Design of plate-fin surfaces for multi-fluid heat exchanger applications/ L. G. Jorge, P. Martín // Energy. - 2019. – N 181. - P. 294-306.

49. *Маринюк, Б.* Расчеты теплообмена в аппаратах и системах низкотемпературной техники / Б. Маринюк. - М.: Машиностроение, 2015. - 272 с.

50. *Кущев, Л.А.* Интенсифицированный пластинчатый теплообменный аппарат в системах теплоснабжения ЖКХ РФ / Л.А. Кущев, В.А. Уваров, Н.Ю. Саввин, С.В.Чуйкин // Научный журнал строительства и архитектуры. - 2021. - № 2 (62). - С. 60-69.

51. *Рудской, А.И.* Математическое моделирование гидродинамики и теплообмена в движущихся жидкостях: монография / А. И. Рудской, В. А. Лунев. - СПб.: Лань, 2015. – 412 с.

52. *Кудинов, И. В.* Математическое моделирование гидродинамики и теплообмена в движущихся жидкостях: монография / И. В. Кудинов, В. А. Кудинов и др. - СПб.: Лань, 2015. - 208 с.

53. *Бердин, В. К.* Разработка теплообменника новой конструкции пластинчатого типа, из промышленного сплава титана ВТ6 с применением метода диффузионной сварки с сверхпластинчатой формовки / В. К Бердин, Н. Н. Халитов // *Аллея Науки*. - 2017. - № 5. - С. 121-126.

54. *Улитенко, А. И.* Критериальное уравнение для пластинчатого теплообменника с каналами без турбулизаторов / А. И. Улитенко, А. А. Фефелов // *Современные наукоемкие технологии*. – 2007. – № 11. – С. 29–33.

55. *Каменский, М. Н.* Особенности проектирования кожухотрубного теплообменного аппарата / М. Н. Каменский, А. М. Козлов // *Известия Тульского государственного университета*. – 2014. – № 2. – С. 40–43.

56. *Путилин, Е. В.* Изменение конструкции пластинчатого теплообменника / Е. В. Путилин, В. С. Щетинин // *Научно-техническое творчество аспирантов и студентов*. - Комсомольск-на-Амуре, 2018. - С. 137-139.

57. Пути совершенствования конструкции пластинчатого теплообменника для подогрева сыворотки при проведении процесса ее нанофильтрационного сгущения и обессоливания / И. А. Мякушин, А. Ю. Марышев, И. Н. Шелкова [и др.] // *Передовые достижения науки в молочной отрасли*. – М., 2019. – 87 с.

58. *Степанов, К. И.* Пластинчатые теплообменники в абсорбционных бромистолитиевых термотрансформаторах (АБТТ) / К. И. Степанов, Д. Г. Мухин, О. В. Волкова // *Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке: - Международная научно-техническая конференция*. - Новосибирск, 2017. - С. 30-33.

59. *Путилин, Е. В.* Улучшение работы пластинчатого теплообменника / Е. В. Путилин, В. С. Щетинин // *Научно-техническое творчество аспирантов и студентов: материалы 47-й научно-технической конференции студентов и аспирантов*. - Нижний Новгород, 2017. - С. 897-899.

60. *Семенов, И. Е.* Новые технологии производства пластинчатых теплообменников / И. Е. Семенов // *Сантехника. Отопление. Кондиционирование*. - 2016. - № 12. - С. 57-63.

61. Садыкова, О. В. Сравнение пластинчатых и кожухотрубчатых теплообменников / О. В. Садыкова, Н. С. Пастухов // Аллея науки. - 2018. - № 11. - С. 306-312.

62. Аверкин, А. Г. Воздухо-воздушные теплообменники для систем вентиляции и кондиционирования воздуха / А. Г. Аверкин, И. Е. Мельников // Проблемы энергосбережения в промышленном и жилищно-коммунальном комплексах: сборник трудов XVII Международной научно-практической конференции. – Новосибирск, 2016. - С. 22-26.

63. Savvin, N.Yu. The enhanced plate heat exchanger for systems of housing and communal services / N.Yu. Savvin, L.A. Kushchev, A.Yu. Feoktistov, P.V. Roshchubkin // Journal of Physics: Conference Series. Krasnoyarsk: Institute of Physics and IOP Publishing Limited. - 2020. P. 1-7.

64. Пластинчатые теплообменники / Громыко Б. М., Григоркин Н. М., Ключева О. Г. [и др.] // Конверсия в машиностроении. - 2006. - № 1. - С. 32-36.

65. Wang, W. Experimental study on heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger using water-water / W. Wang, S. Povorov // Бюллетень науки и практики. - 2018. - № 10. - С. 239-253.

66. Мухаметдинов, В. Ж. Эффективность применения пластинчатых теплообменников на комбинированной установке ЭЛОУ-АВТ / В. Ж. Мухаметдинов, И. Р. Абельгузин, В. В. Саяхутдинов // Вестник молодого ученого УГНТУ. - 2016. - № 4. - С. 212-215.

67. Kushchev, L.A. Intensified plate heat exchange device in heat supply systems of the housing and communal services of the Russian Federation / L.A. Kushchev, V.A. Uvarov, N.Yu. Savvin, S.V. Chuikin // Russian Journal of Building Construction and Architecture. - 2021. - No 3(51). – P. 53-62.

68. Носков, И. С. Разработка программно-методического обеспечения для расчета пластинчатого теплообменника / И. С. Носков // Химия. Экология. Урбанистика. – Пермь, 2019. - С. 356-359.

69. Султанмагомедов, Ш. М. Разработка проектных решений по обеспечению прочности сварных пластинчатых теплообменников / Ш. М. Султанмагомедов //

Инновационные научные исследования в современном мире: сборник статей по материалам международной научно-практической конференции. – Уфа, 2019. - С. 223-229.

70. *Цыганков, А. С.* Расчеты теплообменных аппаратов / А. С. Цыганков. - СПб.: СУДПРОМГИЗ, 1956. - 135 с.

71. *Маскинская А. Ю.* Экспериментальные и расчетные исследования в канале с лунками на нижней стенке / А. Ю. Маскинская // Материалы десятой международной науч.- техн. конф. студентов и аспирантов. Радиоэлектроника, электротехника и энергетика: тез. докл.- М., 2004.- Т.2.- С. 348-349.

72. Местные коэффициенты теплоотдачи на поверхности вытянутой лунки / Исаев С. А., Леонтьев А. И., Митяков А. В. [и др.]. // Материалы третьей российской национальной конференции по теплообмену. - М.: Изд-во МЭИ, 2002. - Т.6. - С. 214 - 218.

73. *Wagh, P.* Optimization of a Shell and Tube Condenser using Numerical Method / P. Wagh, M.U. Pople // Int. Journal of Engineering Research and Applications. – 2015. – Vol. 7. – P. 9–15.

74. *Терехов, В. И.* Интенсификация теплоотдачи при перестройке течения в поперечной наклонной каверне / В. И. Терехов, Н. И. Ярыгина, А. Ю. Дьяченко // Прикладная механика и техническая физика. – 2007. - № 4. - С. 23-29.

75. Местные тепловые потоки на поверхностях лунок, траншей и каверн / В. Ю. Митяков, А. В. Митяков, С. З. Сапожников, С. А. Исаев // Теплоэнергетика. - 2007. - № 3. - С. 29-32.

76. *Иванов, А. Н.* Теплообменное оборудование предприятий / А. Н. Иванов, В.Н. Белоусов, С.Н. Смородин. - СПб.: Вектор, 2016. - 184 с.

77. *Кишкин, А.А.* Интенсификация теплообмена / А.А. Кишкин, М.В. Краев, А.А. Зуев // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева. – 2005. – № 3. - С. 76-89.

78. Effect of the perforation design on the fluid flow and heat transfer characteristics of a plate fin heat exchanger / R. Moretti, M. Errera, V. Couaillier, F. Feyel // International Journal of Thermal Sciences . - 2018. – N 126. - P. 172-180.

79. *Коваленко, Л. М.* Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи / Л. М. Коваленко, А. Ф. Глушков // Инновационная наука. – М.: Энергоатомиздат 1986. – 240 с.
80. *Калинин, Э. К.* Интенсификация теплообмена в каналах / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, С. А. Ярхо. - М.: Машиностроение, 1980. – 208 с.
81. *Бузик, В. М.* Интенсификация теплообмена в судовых установках / В. М. Бузик. - Л.: Судостроение, 1969. – 364 с.
82. *Барановский, Н. В.* Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н. В. Барановский, Л. М. Коваленко А. Р. Ястребенецкий. - М.: Машиностроение, 1973. – 288 с.
83. *Бергелс, А. Е.* Интенсификация теплообмена / А. Е. Бергелс // Теплообмен. Достижения. Проблемы. Перспективы: избр. тр. 6-й Международной конференции по теплообмену: пер. с англ.; под ред. Б.С. Петухова. - М.: Мир, 1981. - С. 145-185.
84. A novel single and multi-objective optimization approach based on Bees Algorithm Hybrid with Particle Swarm Optimization (BAHPSO): Application to thermal-economic design of plate fin heat exchangers / H. Zarea, M. Rezaeian, M. Soltani, F. Kashkooli // International Journal of Thermal Sciences - 2018. – N 129. - С. 552-564.
85. Experimental comparison of performances of three different plates for gasketed plate heat exchangers / C. Gulenoglu, F. Akturk, S. Aradag [et al.]. // International Journal of Thermal Sciences. - 2014. – N 75. - С. 249-256.
86. *Городилов, А. А.* Методы интенсификации процессов тепло- и массообмена в регулярных насадках / А. А. Городилов, А. С. Пушнов, М. Г. Беренгартен // Энергосбережение и водоподготовка. - 2014. - № 3. - С. 45-51.
87. *Светлов, Ю. В.* Интенсификация гидродинамических и тепловых процессов в аппаратах с турбулизаторами потока: Теория, эксперимент, методы расчета: монография / Ю.В. Светлов. - М.: ИНФРА-М, 2016. – 789 с.
88. *Зегжда, А. П.* Гидравлические потери в каналах и трубопроводах / А. П. Зегжда. - М.: Госстройиздат, 1957. – 617 с.

89. Thermodynamic optimization design for plate-fin heat exchangers by Tsallis JADE / E. Segundo, A. Viviana, G. Cocco, L. Coelho // International Journal of Thermal Sciences. - 2016. – N 113. - P. 136-144.

90. Кунтыш, В. Б. Тепловая эффективность вихревой интенсификации теплоотдачи газового потока при продольном и поперечном обтекании круглотрубных поверхностей / В. Б. Кунтыш, А. Б. Сухоцкий, А. В. Яцевич // Известия высших учебных заведений СНГ. – 2014. – № 2. – С. 68–75.

91. Itaya, Y. Heat and mass transfer through spiral tubes in absorber of absorption heat pump system for waste heat recovery / Y. Itaya, M. Yamada, K. Marumo, N. Kobayashi // Propulsion and Power Research. – 2017. – Vol. 2. – P. 140–146.

92. Thermo-hydraulic performance optimization of wavy fin heat exchanger by combining delta winglet vortex generators / K. Song, T. Tagawa, Z. Chen, Q. Zhang // International Journal of Thermal Sciences. - 2019. - N 163. - C. 113-119.

93. Song, K. Flow Symmetry and Heat Transfer Characteristics of Winglet Vortex Generators Arranged in Common Flow up Configuration / K. Song, T. Tagawa, Z. Chen // Symmetry. - 2020. - N 12. - C. 38-44.

94. Heat transfer characteristics of concave and convex curved vortex generators in the channel of plate heat exchanger under laminar flow / K. Song, T. Tagawa, Z. Chen, Q. Zhang // International Journal of Thermal Sciences. - 2019. - N 137. - C. 215-228.

95. Fujii, T. Influence of various surface roughness on the natural convection / T. Fujii, M. Fujii, M. Takeuchi // Int.J. Heat Mass Transfer. - 1973. - N 16. P. 629–640.

96. Ramakrishna, K. Turbulent heat transfer from a rough surface / K. Ramakrishna, K. N. Seetharamu, P. K. Sarma // J. Heat Transfer. - 1978. - N 100 - P. 727–729.

97. Ивакин, В. П. Влияние уступов на теплоотдачу при естественной конвекции в вертикальном слое / В.П. Ивакин, А.Н. Кекалов // Некоторые задачи гидродинамики и теплообмена. - Новосибирск, 1976. - С.23-28.

98. Спэроу, Э. М. Коэффициенты свободноконвективной теплоотдачи для короткого горизонтального цилиндра, прикрепленного к вертикальной пластине / Э.М. Спэроу, Г.М. Крайслер // Теплопередача. - 1981. - Т.103, № 4. - С. 26–35.

99. *Алемасов, В. Е.* Термоанемометрические методы исследования отрывных течений / В.Е. Алемасов, Г.А. Глебов, А.П. Козлов. - Казань: Казанский филиал АН СССР, 1989. - 178 с.

100. Термоанемометрические измерения поверхностного трения в отрывных течениях / А. П. Козлов, Н. И. Михеев, В. М. Молочников, А. К. Сайкин; под ред. акад. В. Е. Алемсова. - Казань: АБАК, 1998. - 134 с.

101. *Исаченко, В. П.* Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. Изд. 2-е, перераб. и доп. - М.: Энергия, 1975. - 488 с.

102. *Ostrach, S.* Natural convection in enclosure. Advances in heat transfer / S. Ostrach // New York, Academic Press. - 1972. - N 8. - pp.161-227.

103. Свободноконвективные течения, тепло- и массообмен / Б. Гебхард, Й. Джалурия, Р. Махаджан, Б. Саммакия; под ред. О.Г.Мартыненко. - М.: Мир, 1991. - 678 с.

104. *Kushchev, L. A.* Computer simulation of flow in corrugated channel of plate heat exchanger / L. A. Kushchev, V. N. Melkumov, N. Yu. Savvin // Russian Journal of Building Construction and Architecture. - 2021. - No 1. - P. 45-53.

105. *Sucker, D.* Frei stromung und warmeubergang: an lotrechten ebenen platen / D. Sucker // VDI. Forschugshelft. - 1978. - No 585. - P. 1-40.

106. *Ното, К.* Турбулентный перенос тепла при свободной конвекции вдоль изотермической вертикальной плоской поверхности / К. Ното, Р. Матсумото // Теплопередача. - 1975. - № 4. - 139 с.

107. Теплообменная аппаратура энергетических установок / М. М. Андреев, С. С. Берман, В. Г. Буглаев, Х. Н. Костров. - М. – Л.: Машгиз, 1963. – 240 с.

108. *Вершинин, И. Н.* Аппараты с вращающимся электромагнитным полем / И. Н. Вершинин, Н. П. Вершинин. - Сальск, 2007. - 368 с.

109. *Elenbaas, W.* Heat Dissipation of parallel plates by free convection / W. Elenbaas // Physica. – 1942. - N 7. - P. 38-51.

110. *Мищенко, М. В.* Активация технологических процессов обработки материалов в аппаратах с вращающимся электромагнитным полем /

М. В. Мищенко, М. М. Боков, М. Е. Гришаев // Фундаментальные исследования. - 2015. - № 2 (часть 16). - С. 3508-3512.

111. Министерство энергетики Российской Федерации приказ "Об утверждении Правил технической эксплуатации электроустановок потребителей" от 13 января 2003 № 4145 // Официальный интернет-портал правовой информации www.pravo.gov.ru, 23.11.2018, N 0001201811230023. 2018 г. № 6. с изм. и допол. в ред. от с изменениями на 13 сентября 2018 года

112. Правила устройства электроустановок. - М.: Госторгиздат, 2015. - 144 с.

113. *Кардашев, Г. А.* Физические методы интенсификации процессов химической технологии / Г. А. Кардашев. - М. : Химия, 1990. - 205 с.

114. *Адошев, А. И.* Ферровихревой аппарат для обеззараживания жидкого свиного навоза: дис... канд. техн. наук / А. И. Адошев. - Ставрополь, 2011. - 190 с.

115. *Оберемок, В. Н.* Исследование процесса размола волокнистых материалов в вихревом слое ферромагнитных частиц под воздействием на них вращающегося магнитного поля: дис... канд. техн. наук. / В. Н. Оберемок.- Л., 1976. - 159 с.

116. *Маркисько, О. Р.* Экономическая эффективность интенсификации теплообмена при использовании поверхностно-активных веществ / О. Р. Маркисько // Научный вестник ЛНУВМБТ им. С. З. Гжицкого. – 2015. – № 1. – С. 60–65.

117. *Киреев, В. В.* Научные основы и практические результаты повышения эффективности теплообменных аппаратов : дис... д-ра техн. наук: 05.17.08 / Киреев Владимир Васильевич. – Ангарск, 2006. – 337 с.

118. *Федяевский, К. К.* Исследование влияния шероховатости на сопротивление / К. К. Федяевский, Н. Н. Фомина. - М.: Труды ЦАГИ, 1940. – 612 с.

119. Белгородская область в цифрах. 2018: крат. стат. сб./Белгородстат. - 2018. - 300 с.

120. Правительство Российской Федерации постановление от 17 декабря 2010 г. № 1050 о федеральной целевой программе "Жилище" на 2015 - 2020 годы

121. Пат. № 199344 РФ. МПК F28F 3/00 Пластина теплообменника / Кущев Л. А., Саввин Н. Ю., Феоктистов А. Ю., Зинькова В. А., Алифанова А. И., Булгаков С. Б., Шаптала В. Г. // № 2020114112; заявл. 03.04.2020; опубл. 28.08.2020, Бюл. №25. 5 с.

122. *Гухман, А. А.* Интенсификация конвективного теплообмена и проблема сравнительной оценки теплообменных поверхностей / А. А. Гухман // Теплоэнергетика. – 1977. - № 4. - С. 5-8.

123. *Kexin, X.* Design and optimization of plate heat exchanger networks / X. Kexin, S. Robin, Z. Nan // Computer Aided Chemical Engineering. - 2017. - No 40. - P. 1819-1824.

124. Performance measurement of plate fin heat exchanger by exploration: ANN, ANFIS, GA, and SA / Gupta A. K., Kumar P., Sahoo R. K. [и др.] // Journal of Computational Design and Engineering. - 2016. - N 4. - P. 60-68.

125. Numerical and experimental study on the influence of top bypass flow on the performance of plate fin heat exchanger / C. Huikun, S. Lijun, L. Yidai, W. Zeju // Applied Thermal Engineering. - 2018. - № 146. - С. 356-363.

126. *Froude, W.* On some difficulties in the received view of fluid friction / W. Froude. - British Assotiation, London, 1869.

127. *Шлихтинг, Г.* Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1974. – 712 с.

128. *Prandtl, L.* Das Widerstands gesetz rauher Platten. / L. Prandtl, H. Schlichting. - Werft-Reederei-Hafen, 1934.

129. *Nikuradse, J.* Strömungsgesetze in rauhen Rohren. Forhg. / J. Nikuradse // Arb. Ing. – Wes. - 1933. - N 361.

130. *Weighardt, K.* Erhöhung des turbulenten Reibungsweidertandes durch Oberfldchenstörungen. / K. Weighardt // Techn. Berichte, Band 10. - 1943.

131. *Horner S. F.* Fluid dynamic drag / S. F. Horner. - New Jersey, 1958.

132. *Лойцянский, Л. Г.* Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. - М.: Наука, 1973. – 904 с.

133. *Альтшуль, А. Д.* Гидравлические потери и трение в трубопроводах / А. Д. Альтшуль. – М.: Госэнергоиздат, 1963.
134. *Федяевский, К. К.* Расчеты турбулентного пограничного слоя несжимаемой жидкости / К. К. Федяевский, А. С. Гиневский, А. В. Колесников. – Л.: Судостроение, 1973.
135. *Дробленков, В. Ф.* Турбулентный пограничный слой на шероховатой криволинейной поверхности / В.Ф. Дробленков // Изв. АН СССР. – 1955. - № 8.
136. *Амфилохиев, В.Б.* Двухпараметрическая схема учета шероховатости в расчетах пограничного слоя / В.Б. Амфилохиев, Н.П. Мазаева // Труды ЛКИ: Сб., 1982.
137. *Амфилохиев, В. Б.* Расчет гидродинамического трения поверхностей с реальной шероховатостью / В. Б. Амфилохиев, Н. П. Мазаева. - Сборник НТО Судпрома, вып. 400, 1984. – 192 с..
138. *Шевелев, Ф. А.* Исследование основных гидравлических закономерностей турбулентного движения в трубах / Ф. А. Шевелев. - М.: Госстройиздат, 1953. – 512 с.
139. Investigation of Experiment and Simulation of a Plate Heat Exchanger / В. С. Nguyen, J. Oh, A. Hideyo, T. Yasushi // Energy Procedia. - 2019. - N 158. - P. 5635-5640.
140. *Петухов, Б. С.* Справочник по теплообменникам / Б. С. Петухов, В. К. Шиков. - М.: Энергоатомиздат, 1987 - Т.1. – 812 с.
141. *Лапшев, Н. Н.* Основы гидравлики и теплотехники / Н. Н. Лапшев, Ю. Н. Леонтьева. - М.: Академия, 2012. - 400 с.
142. *Chanson, H.* Hydraulics of Open Channel Flow: An Introduction No 2 / H. Chanson. - Butterworth-Heinemann, 2004. – 650 p.
143. *Lykov, A. V.* The heat conductivity theory / A.V. Lykov. - М: Vysshaya Shkola. 1967. - 600 p.
144. *Ландау, Л. Д.* Теоретическая физика: Гидродинамика / Л. Д. Ландау, Е. М. Лифшиц. - М.: Наука, 1986. - 736 с.

145. *Натареев, С. В.* Теплоперенос в теле сферической формы в конвективном потоке теплоносителя / С. В. Натареев, Н. Р. Кокина, О. С. Натареев // Химия и химическая технология. - 2014. - № 57. - С. 71-73.

146. *Михеев, М.А.* Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.

147. *Кутателадзе, С. С.* Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе. – М.: Атомиздат, 1973. – 416 с.

148. *Жукаускас, А. А.* Конвективный перенос в теплообменниках / А. А. Жукаускас. – М.: Наука, 1982. – 472 с.

149. *Шланчаускас, А. А.* Пристенное турбулентное течение / А. А. Шланчаускас, Н. И. Вегите. - Новосибирск: Институт теплофизики СО АН СССР, 1975. – 574 с.

150. *Диткин, В. А.* Справочник по операционному исчислению / В. А. Диткин, А. П. Прудников. - М.: Высш. школа, 1965. - 465 с.

151. Конкурс Августа Мёбиуса [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.moebiuscontest.ru/contestants-2020.html>. – Дата доступа: 20.05.2021.

152. *Дульнев, Г. Н.* Тепло- и массообмен в радиоэлектронной аппаратуре / Г. Н. Дульнев. - М.: Высшая школа, 1984. - 247 с.

153. СП 60.13330.2012 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003. – М.: ООО «Аналитик», 2012. – 81 с.

154. *Кейс, В. М.* Компактные теплообменники / В. М. Кейс, А. Л. Лондон. – М.: Государственное энергетическое издательство, 1962. – 159 с.

155. *Карпов, В. В.* Принципы математического моделирования химико-технологических систем / В. В. Карпов, В. Д. Перов, В. П. Мешалкин. – М.: Химия, 1974. - 344 с.

156. *Воробьёв, Н. Д.* Математическое моделирование на ЭВМ и САПР механического оборудования / Н. Д. Воробьёв. – Белгород: БТИСМ, 1990. - 93 с.

157. *Самарский, А. А.* Математическое моделирование / А. А. Самарский, А. П. Михайлов. – М.: Физматлит., 2000. – 320 с.

158. *Лебедев, А. Н.* Моделирование в научно-технических исследованиях / А. Н. Лебедев. – М.: Радио и связь, 1989. – 224 с.

159. Дисперсионный анализ и синтез планов на ЭВМ / [Е. В. Марковой и др.]; под ред. Е. В. Марковой, В. И. Полетаевой, В. В. Пономарёвой. – М.: Наука, 2002. – 340 с.

160. *Тюрин, Ю. Н.* Анализ данных на компьютере / Ю. Н. Тюрин, А. А. Макаров. – М.: Мир ИНФРА-М, Финансы и статистика, 2015. – 240 с.

161. *Гутер, Р. С.* Программирование и вычислительная математика. / Р. С. Гутер, П. Т. Резниковский / вып. 2. Вычислительная математика. Программная реализация вычислительных методов – М.: Наука, главная редакция физико-математической литературы, 1971. - 310 с.

162. Campbell Parallel Programming with Microsoft Visual C++ / Campbell. - Москва: Гостехиздат, 2011. – 784 с.

163. *Альфред, В. А.* Компиляторы. Принципы, технологии и инструментарий / В. А. Альфред. - Москва: Высшая школа, 2015. – 882 с.

164. *Роберт, С. С.* Безопасное программирование на С и С++ / С. С. Роберт. - Москва: РГГУ, 2014. - 496 с

165. *Гафнер, В. В.* Информационная безопасность: учебное пособие / В. В. Гафнер. - Рн/Д: Феникс, 2017. - 324 с.

166. *Чипига, А. Ф.* Информационная безопасность автоматизированных систем / А. Ф. Чипига. - М.: Гелиос АРВ, 2017. - 336 С.

167. *Шински, Ф.* Системы автоматического регулирования химико-технологических процессов / Ф. Шински. – М.: Химия, 1974. – 336 с.

168. *Безденежных, А. А.* Моделирование химико-технологических процессов: Гидродинамические, тепло- и массообменные процессы / А. А. Безденежных. – Л.: ЛТИ, 1980. – 77 с.

169. *Закгейм, А. Ю.* Введение в моделирование химико-технологических процессов. Математическое описание процессов / А. Ю. Закгейм. – М.: Химия, 1973. – 224 с.

170. Теплотехника: учеб. для вузов / А. П. Баскаков, Б. В. Берг, О. К. Витт [и др.] - 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 224 с.
171. *Кириянов, Д. И.* Mathcad 15/Mathcad Prime 1.0 / Д. И. Кириянов. – Москва: БХВ-Петербург, 2012. - 432 с.
172. *Мещеряков, В. В.* Задачи по математике с MATLAB&SIMULINK / В.В. Мещеряков. – М.: ДИАЛОГ - МИФИ, 2007. – 528 с.
173. *Жидков, А. В.* Применение системы ANSYS к решению задач геометрического и конечно-элементного моделирования / А. В. Жидков. - Нижний Новгород, 2006. - 115 с.
174. *Каплун, А. Б.* ANSYS в руках инженера: практическое руководство / А. Б. Каплун, Е. М. Морозов, М. А. Олферьева. - М.: Либроком, 2015. - 272 с.
175. www.ridan.ru // Ридан производство-инжиниринговая компания URL: http://www.ridan.ru/wp-content/uploads/2020/01/RC.31.RD2_.50-Ridan_c-novoy-oblozhkojRIDAN_3.pdf (дата обращения: 15.08.2020).
176. *Кущев, Л. А.* Компьютерное моделирование движения теплоносителя в гофрированном канале пластинчатого теплообменника / Л. А. Кущев, В. Н. Мелькумов, Н. Ю. Саввин // Научный журнал строительства и архитектуры. – 2020. – № 4(60). – С. 51-58.
177. Пат. № 200477 РФ. МПК F28F 3/00 Пластина теплообменника / Саввин Н. Ю., Кущев Л. А., Серебренникова М. В., Волабуев И. В. // № 2020125892; заявл. 04.08.2020; опубл. 27.10.2020, Бюл. №30. 5 с.
178. Пат. № 201068 РФ. МПК F28F 3/00 Пластина теплообменника / Саввин Н. Ю., Кущев Л. А., Серебренникова М. В., Волабуев И. В. // № 2020125206; заявл. 29.07.2020; опубл. 25.11.2020, Бюл. №33. 5 с.
179. Правила технической эксплуатации тепловых энергоустановок, утвержденные приказом № 115 от 24 марта 2003 г. – М.: Стандартинформ, 2007. – 112 с.
180. *Нащокин, В. В.* Техническая термодинамика и теплопередача: учебник / В. В. Нащокин - Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1975. – 497 с.

181. *Вавилов, В. П.* Инфракрасная термографическая диагностика в строительстве и энергетике / В. П. Вавилов А. Н Александров. - М.: НТФ «Энергопрогресс», 2003. - 76 с.

182. *Тихонов, А. Н.* Уравнения математической физики / А. Н. Тихонов, А. А. Самарский. – М.: Наука, 1972. – 736 с.

183. *Соловьёв, С. В.* Тепловизионный контроль электроустановок в Белгородских электрических сетях / С. В. Соловьёв // Современные методы технической диагностики и неразрушающего контроля деталей и узлов. - 2020. - № 1. - С. 19-24.

184. *Дроздов, В. А.* Термография в строительстве / В. А. Дроздов, В. И. Сухарев. - М.: Стройиздат, 1987. - 240 с.

185. *Карташов, Э. М.* Аналитические методы в теории теплопроводности твердых тел / Э. М. Карташов. – М.: Высшая школа, 2001. – 550 с.

186. *Исаев, Р. А.* Модифицированный метод парных сравнений для экспертной оценки параметров нечеткой когнитивной модели / Р. А. Исаев // Современные информационные технологии и ИТ-образование. - 2016. - № 2. - С. 35-42.

187. *Nikulin, N. Yu.* Determination of thermal parameters of a shell and tube heat exchanger with increased turbulization of the working fluid / N. Yu. Nikulin, L. A. Kushchev, A. Yu. Feoktistov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Institute of Physics Publishing. - 2020. - P. 12-21.

188. *Кущев, Л. А.* Тепловизионные исследования оригинальной пластины теплообменника / Л. А. Кущев, Н. Ю. Саввин // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. – 2021. – № 1. – С. 38-45.

189. *Дульнев, Г. Н.* Тепло- и массообмен в радиоэлектронной аппаратуре / Г. Н. Дульнев. - М.: Высшая школа, 1984. - 247 с.

190. *Яворский, Б. М.* Курс физики. Т. 3 / Б. М. Яворский, А. А. Детлаф. - М.: Высшая школа, 1972. – 316 с.

191. «Квадра» завершила реконструкцию котельной № 1 в Северном микрорайоне Белгорода // БЕЗФОРМАТА URL: <https://belgorod.bezformata.com/listnews/kotelnoj-1-v-severnom-mikrorajone/3217789/> (дата обращения: 21.12.2020).

192. *Walsh, M. J.* Optimization and application of rib lets for turbulent drag reduction / M. J. Walsh, A. M Lindemann // Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada. - 1984. - N 22. – P. 338-344.

193. *Логинов, А. В.* Процессы и аппараты химических и пищевых производств: пособие по проектированию / А. В. Логинов, Н. М. Подгорнова, И. Н. Болгова. – Воронеж: Гос. технол. акад. Воронеж, 2017. - 264 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

СРАВНЕНИЕ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВУХ ТИПОВ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Характеристика теплообменных аппаратов	Пластинчатый теплообменник Kelvion NT-50X	Кожухотрубный теплообменник FUNKEB150
Тепловая мощность, МВт	1	1
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² К)	4000	2500
Масса в сборе, кг	600	1500
Материал	Нержавеющая сталь	Сталь, латунь, нержавеющая сталь
Специальный фундамент	Требуется	Разрешается использовать бесфундаментное размещение
Срок службы, лет (по паспорту)	5-10	15
Время разборки, рабочая смена	1	0,5
Чувствительность к вибрации	Чувствителен	Нечувствителен
Уплотнения	Уплотнения EPDM или Nitril, после разборки необходимо заменить Возможны протечки после механической чистки и сборки на старых уплотнениях	При разборной конструкции уплотнения бесклеевые, легко меняются на новые
Теплоизоляция	Необходима	Необходима
Доступность для внутреннего осмотра и чистки	Разборный, доступный осмотр, замена любой части, трудность механической очистки пластин	Разборный, доступный осмотр, возможна промывка и очистка механическим способом
Соединение при сборке	Разъемные	Разъемные
Обнаружение течи при нарушении целостности	Немедленно после возникновения	Корпус: немедленно после возникновения; трубки: при проведении химического анализа воды
Активная коррозия при температуре более 80 °С	Подвержен при применении некачественных материалов	Подвержен при применении некачественных материалов
Деформация поверхности теплопередачи при различных давлениях в греющем и нагреваемом контурах	Неизбежна	Отсутствует
Изменение коэффициента теплопередачи при деформации поверхности теплопередачи	Неизбежно	Отсутствует
Изменение коэффициента теплопередачи при зарастании поверхности (толщина отложений 0,3 мм)	До 2,5 раз меньше	До 10%
Вид промывки	Только химическая	Гидродинамическая (вода), при необходимости - химическая

Патент № 199344 «Пластина теплообменника»

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 199344

ПЛАСТИНА ТЕПЛООБМЕННИКА

Патентообладатель: *федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова" (RU)*

Авторы: *Куцев Леонид Анатольевич (RU), Саввин Никита Юрьевич (RU), Феоктистов Алексей Юрьевич (RU), Зинькова Виктория Анатольевна (RU), Алифанова Алла Ивановна (RU), Булгаков Сергей Борисович (RU), Шаптала Владимир Григорьевич (RU)*

Заявка № 2020114112

Приоритет полезной модели 03 апреля 2020 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре полезных
моделей Российской Федерации 28 августа 2020 г.Срок действия исключительного права
на полезную модель истекает 03 апреля 2030 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев Г.П. Ивлиев

Программа расчета параметров интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя

```

#include <iostream>
#include <math.h>
using namespace std;
int main()
{
    setlocale(LC_ALL, "RU");
    double Q, Grp, Gнг, Gmax, Степл1, Степл2, dns1, dns2, lamda1, lamda2, mq1, mq2,
v1, v2, p1, p2, h1, h2, m, f, Wgp, Wнг, Tu, Tu1, trcsp, тгср, deltatmid, K, Fr, X, F, Нгп, Ннг, a1, a2,
q1, q2, q3, q4, K1;
    int t1gp, t2gp, t1нг, t2нг, t11gp, t22gp, t11нг, t22нг; // ввод переменных для расчета
    const double Wопт = 0.4, A = 0.492, B = 3.0, fпл = 0.036, fi = 1.5, po = 998.1, g =
9.81; // оптимальная скорость течения воды (м/с)
    double fk = 0.00007176, fk1, proverka = 1.03; // живое сечение одного
межпластинного канала (м^2)
    cout << "Добрый день! Вас приветствует программа для расчета пластинчатого
теплообменника. Давайте начнем расчет. " << endl;
    cout << "Введите тепловую мощность Q (Вт)" << endl;
    cin >> Q;
    if (Q <= 0)
    {
        cout << "Некорректное значение тепловой мощности" << endl;
        system("pause");
        return 0;
    }
    else
    {
        cout << "Введите начальное значение температуры греющего контура (t° C)
" << endl;

        cin >> t1gp;
        cout << "Введите конечное значение температуры греющего контура (t° C)
" << endl;

        cin >> t2gp;
        cout << "Введите начальное значение температуры нагреваемого контура
(t° C) " << endl;

        cin >> t1нг;
        cout << "Введите конечное значение температуры нагреваемого контура (t°
C) " << endl;

        cin >> t2нг;
        t11gp = t1gp;
        t22gp = t2gp;
        t11нг = t1нг;
        t22нг = t2нг;
        if (t2gp < t2нг)
        {
            cout << "Конечные температуры греющего и нагреваемого контура
не соответствуют действительности, введите новые значения" << endl;
            system("pause");

```

```

        return 0;
    }
    if ((t11гр - t11нгр) == 0)
    {
        cout << "Начальные температуры греющего и нагреваемого контура
одинаковы, введите различные значения" << endl;
        system("pause");
        return 0;
    }
    if ((t22гр - t22нгр) == 0)
    {
        cout << "Конечные температуры греющего и нагреваемого контура
одинаковы, введите различные значения" << endl;
        system("pause");
        return 0;
    }
    if ((0 < t1гр) && (t1гр < 5))
    {
        t1гр = 0;
    }
    if ((10 >= t1гр) && (t1гр > 5))
    {
        t1гр = 10;
    }
    if ((10 < t1гр) && (t1гр < 15))
    {
        t1гр = 10;
    }
    if ((20 >= t1гр) && (t1гр > 15))
    {
        t1гр = 20;
    }
    if ((20 < t1гр) && (t1гр < 25))
    {
        t1гр = 20;
    }
    if ((30 >= t1гр) && (t1гр > 25))
    {
        t1гр = 30;
    }
    if ((30 < t1гр) && (t1гр < 35))
    {
        t1гр = 30;
    }
    if ((40 >= t1гр) && (t1гр > 35))
    {
        t1гр = 40;
    }
    if ((40 < t1гр) && (t1гр < 45))
    {
        t1гр = 40;
    }

```

```
if ((50 >= t1rp) && (t1rp > 45))
{
    t1rp = 50;
}
if ((50 < t1rp) && (t1rp < 55))
{
    t1rp = 50;
}
if ((60 >= t1rp) && (t1rp > 55))
{
    t1rp = 60;
}
if ((60 < t1rp) && (t1rp < 65))
{
    t1rp = 60;
}
if ((70 >= t1rp) && (t1rp > 65))
{
    t1rp = 70;
}
if ((70 < t1rp) && (t1rp < 75))
{
    t1rp = 70;
}
if ((80 >= t1rp) && (t1rp > 75))
{
    t1rp = 80;
}
if ((80 < t1rp) && (t1rp < 85))
{
    t1rp = 80;
}
if ((90 >= t1rp) && (t1rp > 85))
{
    t1rp = 90;
}
if ((90 < t1rp) && (t1rp < 95))
{
    t1rp = 90;
}
if ((100 >= t1rp) && (t1rp > 95))
{
    t1rp = 100;
}
if ((100 < t1rp) && (t1rp < 120))
{
    t1rp = 100;
}
if ((140 >= t1rp) && (t1rp > 100))
{
    t1rp = 120;
}
```

```
if ((120 < t1rp) && (t1rp < 140))
{
    t1rp = 120;
}
if ((160 >= t1rp) && (t1rp > 140))
{
    t1rp = 160;
}
if ((140 < t1rp) && (t1rp < 160))
{
    t1rp = 140;
}
if ((180 >= t1rp) && (t1rp > 160))
{
    t1rp = 180;
}
if ((160 < t1rp) && (t1rp < 180))
{
    t1rp = 160;
}
if ((200 >= t1rp) && (t1rp > 180))
{
    t1rp = 200;
}
//
if ((0 < t2rp) && (t2rp < 5))
{
    t2rp = 0;
}
if ((10 >= t2rp) && (t2rp > 5))
{
    t2rp = 10;
}
if ((10 < t2rp) && (t2rp < 15))
{
    t2rp = 10;
}
if ((20 >= t2rp) && (t2rp > 15))
{
    t2rp = 20;
}
if ((20 < t2rp) && (t2rp < 25))
{
    t2rp = 20;
}
if ((30 >= t2rp) && (t2rp > 25))
{
    t2rp = 30;
}
if ((30 < t2rp) && (t2rp < 35))
{
    t2rp = 30;
}
```

```
}  
if ((40 >= t2rp) && (t2rp > 35))  
{  
    t2rp = 40;  
}  
if ((40 < t2rp) && (t2rp < 45))  
{  
    t2rp = 40;  
}  
if ((50 >= t2rp) && (t2rp > 45))  
{  
    t2rp = 50;  
}  
if ((50 < t2rp) && (t2rp < 55))  
{  
    t2rp = 50;  
}  
if ((60 >= t2rp) && (t2rp > 55))  
{  
    t2rp = 60;  
}  
if ((60 < t2rp) && (t2rp < 65))  
{  
    t2rp = 60;  
}  
if ((70 >= t2rp) && (t2rp > 65))  
{  
    t2rp = 70;  
}  
if ((70 < t2rp) && (t2rp < 75))  
{  
    t2rp = 70;  
}  
if ((80 >= t2rp) && (t2rp > 75))  
{  
    t2rp = 80;  
}  
if ((80 < t2rp) && (t2rp < 85))  
{  
    t2rp = 80;  
}  
if ((90 >= t2rp) && (t2rp > 85))  
{  
    t2rp = 90;  
}  
if ((90 < t2rp) && (t2rp < 95))  
{  
    t2rp = 90;  
}  
if ((100 >= t2rp) && (t2rp > 95))  
{  
    t2rp = 100;  
}
```



```

}
if ((100 < t2rp) && (t2rp < 120))
{
    t2rp = 100;
}
if ((140 >= t2rp) && (t2rp > 100))
{
    t2rp = 120;
}
if ((120 < t2rp) && (t2rp < 140))
{
    t2rp = 120;
}
if ((160 >= t2rp) && (t2rp > 140))
{
    t2rp = 160;
}
if ((140 < t2rp) && (t2rp < 160))
{
    t2rp = 140;
}
if ((180 >= t2rp) && (t2rp > 160))
{
    t2rp = 180;
}
if ((160 < t2rp) && (t2rp < 180))
{
    t2rp = 160;
}
if ((200 >= t2rp) && (t2rp > 180))
{
    t2rp = 200;
}
//
if ((0 < t1нг) && (t1нг < 5))
{
    t1нг = 0;
}
if ((10 >= t1нг) && (t1нг > 5))
{
    t1нг = 10;
}
if ((10 < t1нг) && (t1нг < 15))
{
    t1нг = 10;
}
if ((20 >= t1нг) && (t1нг > 15))
{
    t1нг = 20;
}
if ((20 < t1нг) && (t1нг < 25))
{

```

```

        t1нг = 20;
    }
    if ((30 >= t1нг) && (t1нг > 25))
    {
        t1нг = 30;
    }
    if ((30 < t1нг) && (t1нг < 35))
    {
        t1нг = 30;
    }
    if ((40 >= t1нг) && (t1нг > 35))
    {
        t1нг = 40;
    }
    if ((40 < t1нг) && (t1нг < 45))
    {
        t1нг = 40;
    }
    if ((50 >= t1нг) && (t1нг > 45))
    {
        t1нг = 50;
    }
    if ((50 < t1нг) && (t1нг < 55))
    {
        t1нг = 50;
    }
    if ((60 >= t1нг) && (t1нг > 55))
    {
        t1нг = 60;
    }
    if ((60 < t1нг) && (t1нг < 65))
    {
        t1нг = 60;
    }
    if ((70 >= t1нг) && (t1нг > 65))
    {
        t1нг = 70;
    }
    if ((70 < t1нг) && (t1нг < 75))
    {
        t1нг = 70;
    }
    if ((80 >= t1нг) && (t1нг > 75))
    {
        t1нг = 80;
    }
    if ((80 < t1нг) && (t1нг < 85))
    {
        t1нг = 80;
    }
    if ((90 >= t1нг) && (t1нг > 85))
    {

```

```

        t1нг = 90;
    }
    if ((90 < t1нг) && (t1нг < 95))
    {
        t1нг = 90;
    }
    if ((100 >= t1нг) && (t1нг > 95))
    {
        t1нг = 100;
    }
    if ((100 < t1нг) && (t1нг < 120))
    {
        t1нг = 100;
    }
    if ((140 >= t1нг) && (t1нг > 100))
    {
        t1нг = 120;
    }
    if ((120 < t1нг) && (t1нг < 140))
    {
        t1нг = 120;
    }
    if ((160 >= t1нг) && (t1нг > 140))
    {
        t1нг = 160;
    }
    if ((140 < t1нг) && (t1нг < 160))
    {
        t1нг = 140;
    }
    if ((180 >= t1нг) && (t1нг > 160))
    {
        t1нг = 180;
    }
    if ((160 < t1нг) && (t1нг < 180))
    {
        t1нг = 160;
    }
    if ((200 >= t1нг) && (t1нг > 180))
    {
        t1нг = 200;
    }
    //
    if ((0 < t2нг) && (t2нг < 5))
    {
        t2нг = 0;
    }
    if ((10 >= t2нг) && (t2нг > 5))
    {
        t2нг = 10;
    }
    if ((10 < t2нг) && (t2нг < 15))

```

```

{
    t2нГ = 10;
}
if ((20 >= t2нГ) && (t2нГ > 15))
{
    t2нГ = 20;
}
if ((20 < t2нГ) && (t2нГ < 25))
{
    t2нГ = 20;
}
if ((30 >= t2нГ) && (t2нГ > 25))
{
    t2нГ = 30;
}
if ((30 < t2нГ) && (t2нГ < 35))
{
    t2нГ = 30;
}
if ((40 >= t2нГ) && (t2нГ > 35))
{
    t2нГ = 40;
}
if ((40 < t2нГ) && (t2нГ < 45))
{
    t2нГ = 40;
}
if ((50 >= t2нГ) && (t2нГ > 45))
{
    t2нГ = 50;
}
if ((50 < t2нГ) && (t2нГ < 55))
{
    t2нГ = 50;
}
if ((60 >= t2нГ) && (t2нГ > 55))
{
    t2нГ = 60;
}
if ((60 < t2нГ) && (t2нГ < 65))
{
    t2нГ = 60;
}
if ((70 >= t2нГ) && (t2нГ > 65))
{
    t2нГ = 70;
}
if ((70 < t2нГ) && (t2нГ < 75))
{
    t2нГ = 70;
}
if ((80 >= t2нГ) && (t2нГ > 75))

```

```

{
    t2нг = 80;
}
if ((80 < t2нг) && (t2нг < 85))
{
    t2нг = 80;
}
if ((90 >= t2нг) && (t2нг > 85))
{
    t2нг = 90;
}
if ((90 < t2нг) && (t2нг < 95))
{
    t2нг = 90;
}
if ((100 >= t2нг) && (t2нг > 95))
{
    t2нг = 100;
}
if ((100 < t2нг) && (t2нг < 120))
{
    t2нг = 100;
}
if ((140 >= t2нг) && (t2нг > 100))
{
    t2нг = 120;
}
if ((120 < t2нг) && (t2нг < 140))
{
    t2нг = 120;
}
if ((160 >= t2нг) && (t2нг > 140))
{
    t2нг = 160;
}
if ((140 < t2нг) && (t2нг < 160))
{
    t2нг = 140;
}
if ((180 >= t2нг) && (t2нг > 160))
{
    t2нг = 180;
}
if ((160 < t2нг) && (t2нг < 180))
{
    t2нг = 160;
}
if ((200 >= t2нг) && (t2нг > 180))
{
    t2нг = 200;
}
if (t1гп < t2гп || t1нг > t2нг)

```

```

{
    cout << " Начальное значение температуры греющего контура
должно быть выше конечного значения, а начальное значение температуры нагреваемого
контура должно быть ниже конечного значения. Пожалуйста, введите корректные значения
температур." << endl;
    system("pause");
    return 0;
}
else
{
    if (t1rp == 0);
    {
        Степл1 = 4.212, dns1 = 999.9, lamda1 = 0.551, mq1 = 1778, v1 =
1.795, p1 = 1.013, h1 = 0;
    }
    if (t1rp == 10);
    {
        Степл1 = 4.191, dns1 = 999.7, lamda1 = 0.574, mq1 = 1306, v1 =
1.306, p1 = 1.013, h1 = 42.04;
    }
    if (t1rp == 20);
    {
        Степл1 = 4.183, dns1 = 998.2, lamda1 = 0.599, mq1 = 1004, v1 =
1.006, p1 = 1.013, h1 = 83.91;
    }
    if (t1rp == 30);
    {
        Степл1 = 4.174, dns1 = 995.7, lamda1 = 0.618, mq1 = 801.5, v1
= 0.805, p1 = 1.013, h1 = 125.7;
    }
    if (t1rp == 40);
    {
        Степл1 = 4.174, dns1 = 992.2, lamda1 = 0.635, mq1 = 653.3, v1
= 0.659, p1 = 1.013, h1 = 167.5;
    }
    if (t1rp == 50);
    {
        Степл1 = 4.174, dns1 = 988.1, lamda1 = 0.648, mq1 = 549.4, v1
= 0.556, p1 = 1.013, h1 = 209.3;
    }
    if (t1rp == 60);
    {
        Степл1 = 4.179, dns1 = 983.2, lamda1 = 0.659, mq1 = 469.9, v1
= 0.478, p1 = 1.013, h1 = 251.1;
    }
    if (t1rp == 70);
    {
        Степл1 = 4.187, dns1 = 977.8, lamda1 = 0.668, mq1 = 406.1, v1
= 0.415, p1 = 1.013, h1 = 293.0;
    }
    if (t1rp == 80);
    {

```

```

        Степл1 = 4.195, dns1 = 971.8, lamda1 = 0.674, mq1 = 355.1, v1
= 1.365, p1 = 1.013, h1 = 355;
    }
    if (t1grp == 90);
    {
        Степл1 = 4.208, dns1 = 965.3, lamda1 = 0.680, mq1 = 314.9, v1
= 0.326, p1 = 1.013, h1 = 377;
    }
    if (t1grp == 100);
    {
        Степл1 = 4.220, dns1 = 958.4, lamda1 = 0.683, mq1 = 282.5, v1
= 0.295, p1 = 1.013, h1 = 419.1;
    }
    if (t1grp == 120);
    {
        Степл1 = 4.250, dns1 = 943.1, lamda1 = 0.686, mq1 = 237.4, v1
= 0.252, p1 = 1.98, h1 = 503.7;
    }
    if (t1grp == 140);
    {
        Степл1 = 4.287, dns1 = 926.1, lamda1 = 0.685, mq1 = 201.1, v1
= 0.217, p1 = 3.61, h1 = 589.1;
    }
    if (t1grp == 160);
    {
        Степл1 = 4.346, dns1 = 907, lamda1 = 0.683, mq1 = 173.6, v1 =
1.191, p1 = 6.18, h1 = 675.4;
    }
    if (t1grp == 180);
    {
        Степл1 = 4.417, dns1 = 886.9, lamda1 = 0.674, mq1 = 153, v1 =
0.173, p1 = 10.03, h1 = 763.3;
    }
    if (t1grp == 200);
    {
        Степл1 = 4.505, dns1 = 863, lamda1 = 0.663, mq1 = 136.4, v1 =
0.158, p1 = 15.55, h1 = 852.5;
    }
    // таблица значений для t1grp
    if (t1нг == 0);
    {
        Степл2 = 4.212, dns2 = 999.9, lamda2 = 0.551, mq2 = 1778, v2 =
1.795, p2 = 1.013, h2 = 0;
    }
    if (t1нг == 10);
    {
        Степл2 = 4.191, dns2 = 999.7, lamda2 = 0.574, mq2 = 1306, v2 =
1.306, p2 = 1.013, h2 = 42.04;
    }
    if (t1нг == 20);
    {

```

```

        Степл2 = 4.183, dns2 = 998.2, lamda2 = 0.599, mq2 = 1004, v2 =
1.006, p2 = 1.013, h2 = 83.91;
    }
    if (t1нг == 30);
    {
        Степл2 = 4.174, dns2 = 995.7, lamda2 = 0.618, mq2 = 801.5, v2
= 0.805, p2 = 1.013, h2 = 125.7;
    }
    if (t1нг == 40);
    {
        Степл2 = 4.174, dns2 = 992.2, lamda2 = 0.635, mq2 = 653.3, v2
= 0.659, p2 = 1.013, h2 = 167.5;
    }
    if (t1нг == 50);
    {
        Степл2 = 4.174, dns2 = 988.1, lamda2 = 0.648, mq2 = 549.4, v2
= 0.556, p2 = 1.013, h2 = 209.3;
    }
    if (t1нг == 60);
    {
        Степл2 = 4.179, dns2 = 983.2, lamda2 = 0.659, mq2 = 469.9, v2
= 0.478, p2 = 1.013, h2 = 251.1;
    }
    if (t1нг == 70);
    {
        Степл2 = 4.187, dns2 = 977.8, lamda2 = 0.668, mq2 = 406.1, v2
= 0.415, p2 = 1.013, h2 = 293.0;
    }
    if (t1нг == 80);
    {
        Степл2 = 4.195, dns2 = 971.8, lamda2 = 0.674, mq2 = 355.1, v2
= 1.365, p2 = 1.013, h2 = 355;
    }
    if (t1нг == 90);
    {
        Степл2 = 4.208, dns2 = 965.3, lamda2 = 0.680, mq2 = 314.9, v2
= 0.326, p2 = 1.013, h2 = 377;
    }
    if (t1нг == 100);
    {
        Степл2 = 4.220, dns2 = 958.4, lamda2 = 0.683, mq2 = 282.5, v2
= 0.295, p2 = 1.013, h2 = 419.1;
    }
    if (t1нг == 120);
    {
        Степл2 = 4.250, dns2 = 943.1, lamda2 = 0.686, mq2 = 237.4, v2
= 0.252, p2 = 1.98, h2 = 503.7;
    }
    if (t1нг == 140);
    {
        Степл2 = 4.287, dns2 = 926.1, lamda2 = 0.685, mq2 = 201.1, v2
= 0.217, p2 = 3.61, h2 = 589.1;
    }

```



```

    }
    if (t1нг == 160);
    {
        Степл2 = 4.346, dns2 = 907, lamda2 = 0.683, mq2 = 173.6, v2 =
1.191, p2 = 6.18, h2 = 675.4;
    }
    if (t1нг == 180);
    {
        Степл2 = 4.417, dns2 = 886.9, lamda2 = 0.674, mq2 = 153, v2 =
0.173, p2 = 10.03, h2 = 763.3;
    }
    if (t1нг == 200);
    {
        Степл2 = 4.505, dns2 = 863, lamda2 = 0.663, mq2 = 136.4, v2 =
0.158, p2 = 15.55, h2 = 852.5;
    }
    // таблица значений для t1нг
    Gгр = ((3600 * Q) / (Степл1 * 1000 * (t11гр - t22гр))); // расход
теплоносителя в греющем контуре
    Gнг = ((3600 * Q) / (Степл2 * 1000 * (t22нг - t11нг))); // расход
теплоносителя в нагреваемом контуре
    Gmax = Gнг + Gгр;
    m = (Gmax / (Wопт * fk * dns1 * 3600));
    m = ceil(m);
    f = m * fk;
    Wгр = Gгр / (3600 * f * po);
    Wнг = Gнг / (3600 * f * po);
    Tu = (1 + (13.4 * Wнг) / 100);
    if (Tu < proverka)
    {
        t22гр = t2гр;
        t11нг = t1нг;
        Gгр = ((3600 * Q) / (Степл1 * 1000 * (t11гр - t22гр))); // расход
теплоносителя в греющем контуре
        Gнг = ((3600 * Q) / (Степл2 * 1000 * (t22нг - t11нг))); // расход
теплоносителя в нагреваемом контуре
        Gmax = Gнг + Gгр;
        m = (Gmax / (Wопт * fk * dns1 * 3600));
        m = ceil(m);

        f = m * fk;
        Wгр = Gгр / (3600 * f * po);
        Wнг = Gнг / (3600 * f * po);
    }
    tгрср = (t11гр + t22гр) / 2;
    tнгср = (t11нг + t22нг) / 2;
    //среднелогарифмическая разность температур:
    deltatmid = ((t11гр - t11нг) - (t22гр - t22нг)) / (log((t11гр - t11нг) /
(t22гр - t22нг)));
    a1 = 1.16 * A * (23000 + 283 * tгрср - 0.63 * (tгрср * tгрср)) *
pow(Wгр, 0.73);

```

```

pow(Wнг, 0.73);

a2 = 1.16 * A * (23000 + 283 * тнгср - 0.63 * (тнгср * тнгср)) *

//Коэффициент теплопередачи K:
K = (Tu * 0.85 * a1 * a2) / (a2 + a1 + 0.0005 / 16.2 * a2 * a1);

cout << "Коэффициент теплопередачи K интенсифицированного
пластинчатого теплообменника = " << K << " Вт/ (м^2* ° C)" << endl;
// Необходимая расчетная поверхность нагрева:
Fr = Q / (K * deltamid);

// Число ходов :
X = (Fr + fпл) / (2 * m * fпл);

X = ceil(X);
// Действительная поверхность нагрева:
F = fпл * 2 * m * X;
cout << "Действительная поверхность нагрева = " << abs(F) << " м^2
" << endl;

// Расчёт потерь напора
// Потери напора в греющем контуре пластинчатого теплообменника
Hгр = (fi * B * (33 - 0.08 * тгрср) * pow(Wгр, 1.75) * X) / (ро * g) *
10000;

cout << "Потери напора в греющем контуре пластинчатого
теплообменника = " << Hгр << " мм, вод. ст" << endl;
// Потери напора в нагреваемом контуре пластинчатого
теплообменника

Hнг = (fi * B * (33 - 0.08 * тнгср) * pow(Wнг, 1.75) * X) / (ро * g) *
10000;

cout << "Потери напора в нагреваемом контуре пластинчатого
теплообменника = " << Hнг << " мм, вод. ст" << endl;
cout << "Процесс расчета завершен. Программа функционирует
правильно." << endl;
    }
}
}

```

Патент № 200477 «Пластина теплообменника»

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 200477

ПЛАСТИНА ТЕПЛООБМЕННИКА

Патентообладатель: *федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова» (RU)*

Авторы: *Саввин Никита Юрьевич (RU), Куцев Леонид Анатольевич (RU), Серебrenикова Марина Вячеславовна (RU), Волабуев Игорь Владимирович (RU)*

Заявка № 2020125892

Приоритет полезной модели 04 августа 2020 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре полезных
моделей Российской Федерации 27 октября 2020 г.Срок действия исключительного права
на полезную модель истекает 04 августа 2030 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивашев Г.П. Ивашев

Патент № 201068 «Пластина теплообменника»

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 201068

ПЛАСТИНА ТЕПЛООБМЕННИКА

Патентообладатель: *федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова» (RU)*

Авторы: *Саввин Никита Юрьевич (RU), Куцев Леонид Анатольевич (RU), Серебrenикова Марина Вячеславовна (RU), Волабуев Игорь Владимирович (RU)*

Заявка № 2020125206

Приоритет полезной модели 29 июля 2020 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации 25 ноября 2020 г.

Срок действия исключительного права на полезную модель истекает 29 июля 2030 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев Г.П. Ивлиев

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОВИЗОРА FLIR i50

Параметр	Значения
Параметры визуализации	
Поле зрения / минимальное фокусное расстояние	25° x 25°/ 0.12 м
Температурная чувствительность	0,1 °C при 30 °C – лучшая в своем классе
Частота кадров	9 Гц
Фокусировка	Ручная
Тип детектора	Матрица в фокальной плоскости (FPA), неохлаждаемый микроболометр 140 x 140 пикселей
Спектральный диапазон	От 7,5 до 13 мкм
Встроенная видеокамера	2,2 МПикс, 2 светодиода для подсветки
Представление изображения	
Дисплей	Цветной ЖК дисплей с размером по диагонали 3,5 дюйма (8,9 см), 16000 цветов
Измерение	
Интервал температур	От -20 °C до +350 °C
Точность	±2 °C или ± 2% от абсолютной температуры (в °C)
Режим измерения	Фиксированная точка, область (мин./макс.)
Управление с помощью меню	Палитры (цвета побежалости, радуга, черно-белая, черно-белая инвертированная), автоподстройка (непрерывная, ручная)
Вводимые установки	Число/время, единицы измерения температуры °C/°F, язык, масштаб, информационное поле, яркость свечения ЖК дисплея (высокая/ нормальная/низкая)
Корректировка измерений	Изменения коэффициента излучения от 0,1 до 1,0, поправка на отраженную температуру окружающего воздуха, встроенная таблица коэффициентов излучения
Требования к условиям окружающей среды	
Интервал рабочих температур	От -15 °C до +50 °C
Интервал температуры хранения	От -40 °C до +70 °C
Влажность	Работа и хранение – от 20% до 80%, без конденсации влаги
Герметичность	IP 54
Физические характеристики	
Масса	0,6 кг, включая батарею и 25° объектив
Габариты	243 мм x 81 мм x 103 мм
Корпус	Пластик и резина
Интерфейсы	
USB	Передача изображений на ПК, запись на флэш-карту

Ориентировочная цена: \$9,900

АКТ ПОВЕРКИ ТЕПЛОВИЗОРА FLIR i50

702

Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии
Федеральное бюджетное учреждение
«ГОСУДАРСТВЕННЫЙ РЕГИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР
СТАНДАРТИЗАЦИИ, МЕТРОЛОГИИ И ИСПЫТАНИЙ В БЕЛГОРОДСКОЙ ОБЛАСТИ»
(ФБУ «БЕЛГОРОДСКИЙ ЦСМ»)
308007, г. Белгород, ул. Садовая, 110, тел.: (4722) 201-333,
e-mail: info@csm-belgorod.ru, www.csm-belgorod.ru
Аттестат аккредитации № RA.RU.311380

СВИДЕТЕЛЬСТВО О ПОВЕРКЕ
№ СП-144564

Действительно до
30 июля 2020 г.

Средство измерений	Тепловизор Flir i50 регистрационный №41736-09
заводской (серийный) номер	399023159
в составе	-
номер знака предыдущей поверки	-
поверено	в полном объеме

наименование, тип, модификация СИ, регистрационный номер в ФИФ по ОЕИ, присвоенный при утверждении типа

наименование единиц величин, диапазонов измерений, на которых поверено СИ

в соответствии с
ГОСТ Р 8.619-2006 ГСИ. Приборы тепловизионные измерительные. Методика поверки

наименование или обозначение документа, на основании которого выполнена поверка

с применением эталонов: Излучатель протяженное черное тело ПЧТ-540/40/100, №011;
№ 3.1.ЗБД.0567.2014; Излучатель ОИ АЧТ 50/150 мод. ОИ АЧТ "Деметра"
№1309; № 3.1.ЗБД.0391.2014; Излучатель ОИ АЧТ 50/150 мод. ОИ АЧТ
"Электра" №1207; № 3.1.ЗБД.0392.2014

регистрационный номер и (или) наименование, тип, заводской номер, разряд, класс или погрешность эталонов, применяемых при поверке

при следующих значениях влияющих факторов:
Температура окружающего воздуха 23 °С; Относительная влажность 53 %;
Атмосферное давление 99,5 кПа

перечень влияющих факторов, нормированных в документе на методику поверки, с указанием их значений

и на основании результатов периодической поверки признано пригодным к применению.

Начальник Старооскольского отдела
Поверитель
31 июля 2019 г.

Р.А. Карпов
А.Н. Башкатов

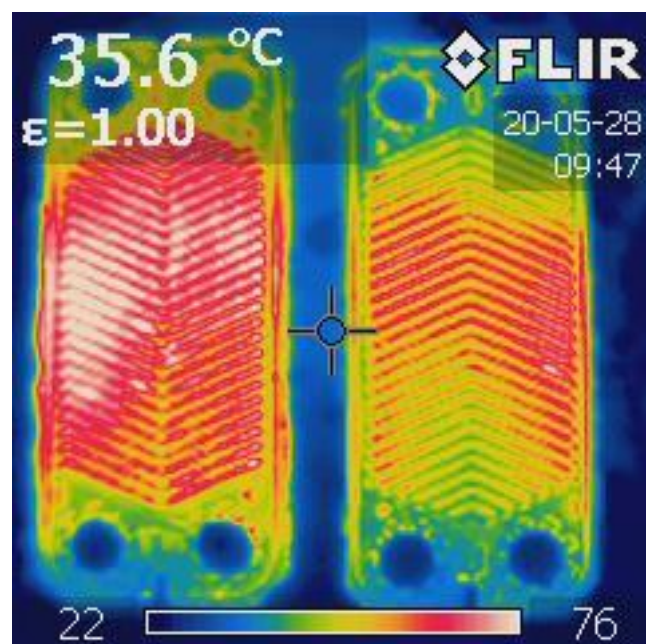
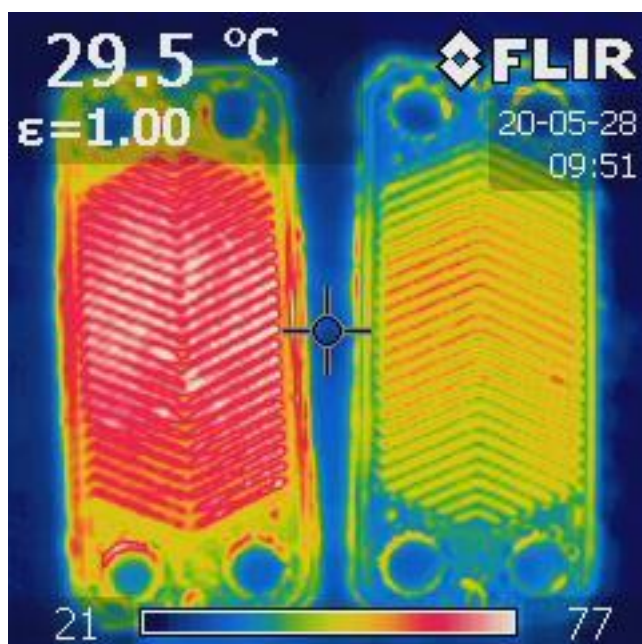
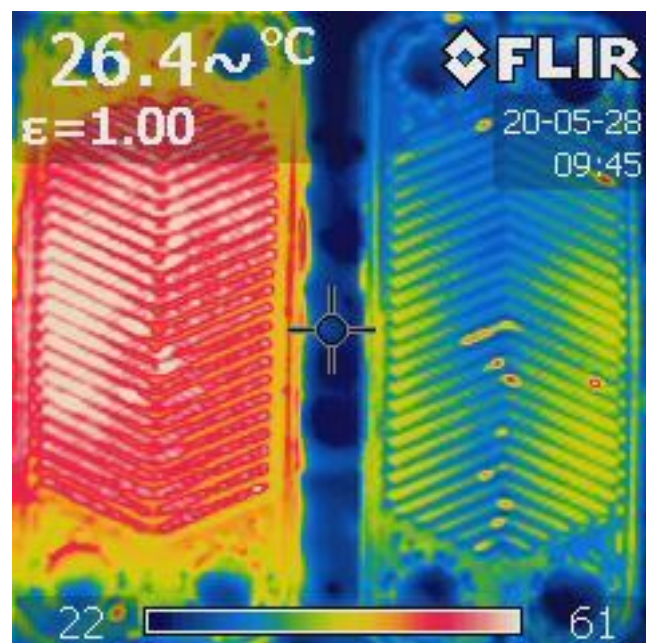
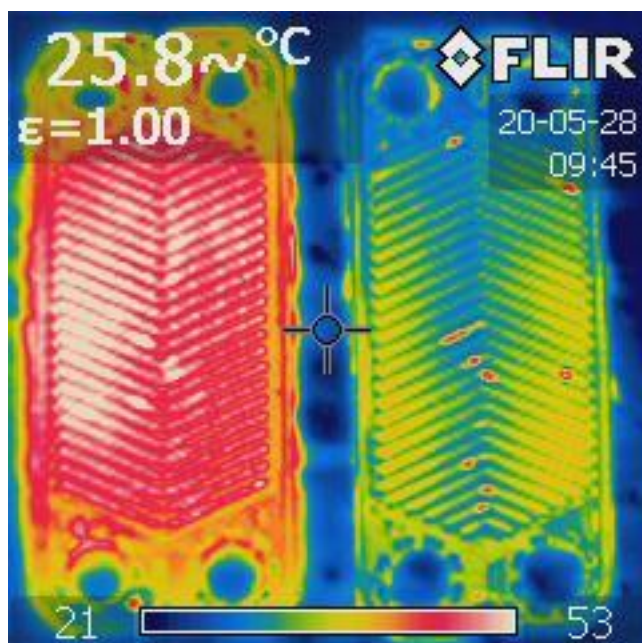
SHOT ON MI 9T
AI TRIPLE CAMERA

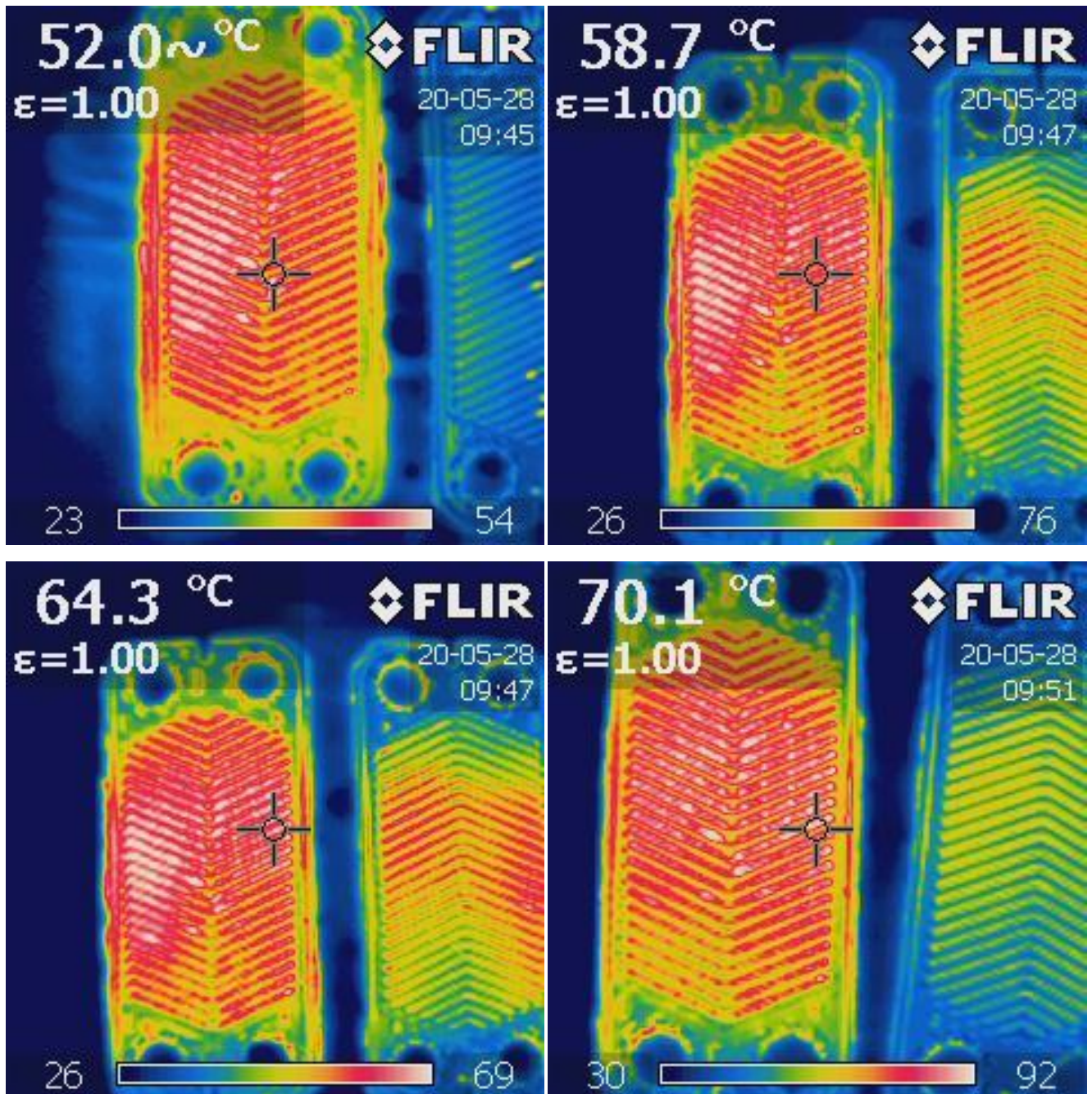
СП-144564

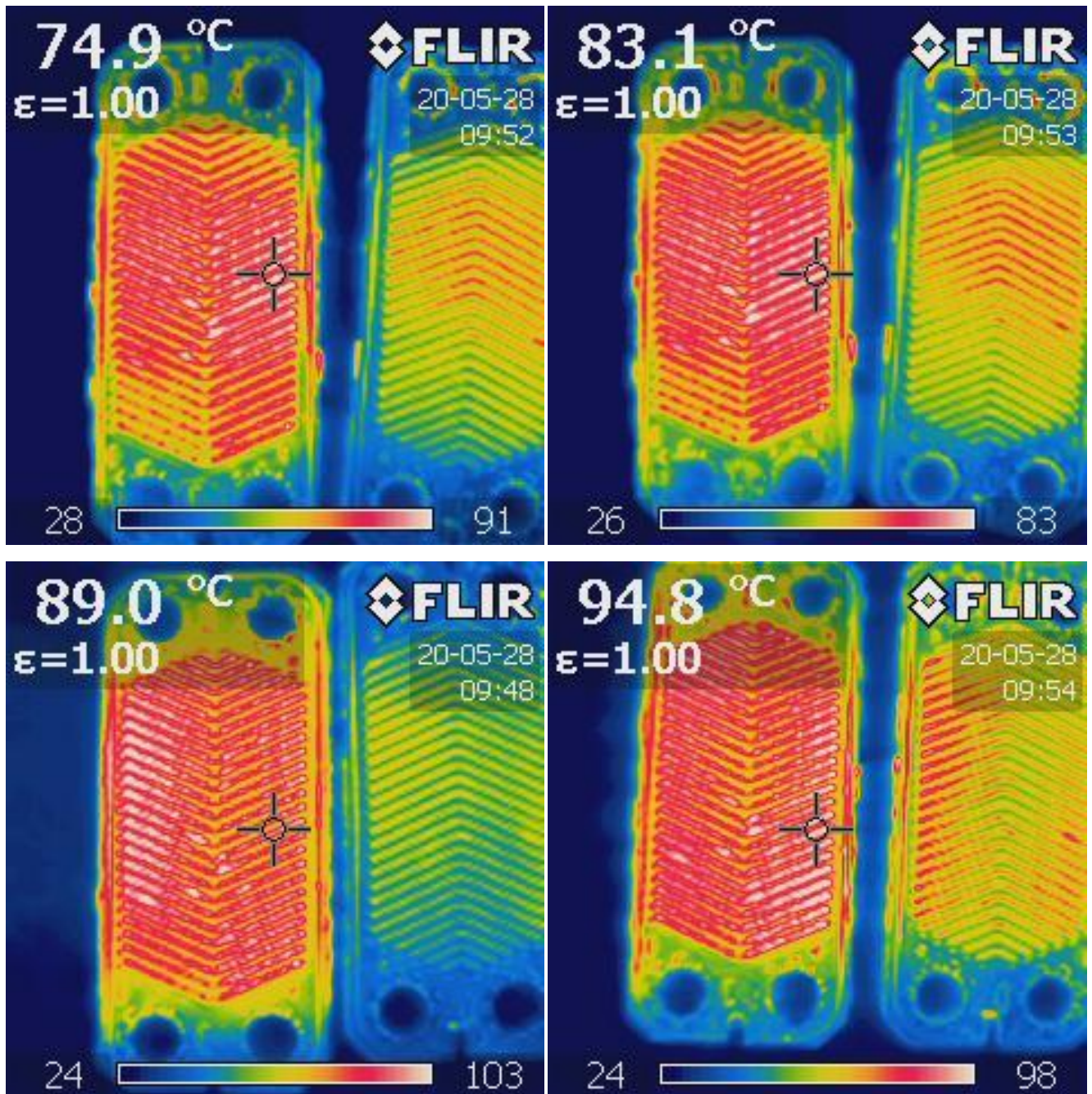
РОСАККРЕДИТАЦИЯ

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ, ВЫПОЛНЕННЫЕ С ПОМОЩЬЮ ТЕПЛОВИЗОРА FLIR i50

(слева - модифицированная гофрированная пластина, справа – гофрированная пластина)





Продолжение приложения И

Акт промышленных испытаний интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя в системе отопления



АКТ
промышленных испытаний интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с модифицированной гофрированной поверхностью теплообмена
Разработчик «ФГБОУ ВО «БГТУ им. В.Г. Шухова»

Патент РФ № 199344

1. Объект испытаний – интенсифицированный пластинчатый теплообменный аппарат с модифицированной гофрированной поверхностью теплообмена.
2. Заказчик испытаний: «ФГБОУ ВО «БГТУ им. В.Г. Шухова»
3. Дата испытаний «10» 03 2022 г.
4. Число образцов: 1 шт.
5. Основные характеристики:
Размеры теплообменной пластины: 270x130x0,5 мм;
Количество пластин: 7 шт;
Площадь поверхности теплообмена: 0,14 м².
6. Применение в котельной: система отопления бытового помещения котельной.
7. Измеряемые параметры:
расход нагреваемой воды G_г, м³/ч;
расход греющей воды G_г, м³/ч;
температура воды в подающем трубопроводе греющего контура t_{1гр}, °C;
температура воды в обратном трубопроводе греющего контура t_{2гр}, °C;
температура воды в подающем трубопроводе нагреваемого контура t_{1нг}, °C;
температура воды в обратном трубопроводе нагреваемого контура t_{2нг}, °C.

8. Результаты испытаний
В результате технических испытаний СП 41-01-1995 «Проектирование тепловых пунктов» был рассчитан коэффициент теплопередачи K, Вт/(м²°C).

Формула для расчета:

$$K = \frac{Q}{F \cdot \Delta t_{\text{ср}}}, \quad \text{где } Q \text{ – тепловая мощность, Вт; } F \text{ – площадь теплообменной поверхности, м}^2, \Delta t_{\text{ср}} \text{ – средний температурный напор, } ^\circ\text{C}.$$

Было произведено 6 замеров теплотехнических параметров. Результаты представлены в таблице 1.

Таблица 1

№ измерения	1	2	3	4	5	6
Коэффициент теплопередачи K, Вт/(м ² °C).	3579	3624	3671	3612	3629	3618
Среднее значение	3622					

В испытаниях принимали участие:

Аспирант БГТУ им. В.Г. Шухова

К.т.н., доцент БГТУ им. В.Г. Шухова

Мастер участка котельной №1

Начальник участка котельной №1

Саввин Н.Ю.

Феоктистов А.Ю.

Щелоков Н.В.

Голочалов Э.Л.

Акт промышленных испытаний интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя в системе химводоочистки

Утверждаю

Генеральный директор АО «Белгородская



О.Ф. Чегодаев

03 2022 г.

Белгородский район

Белгородская область

промышленных испытаний интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с модифицированной гофрированной поверхностью теплообмена

Разработчик «ФГБОУ ВО «БГТУ им. В.Г. Шухова»

Патент РФ № 199344

1. Объект испытаний – интенсифицированный пластинчатый теплообменный аппарат с модифицированной гофрированной поверхностью теплообмена.
2. Заказчик испытаний. «ФГБОУ ВО «БГТУ им. В.Г. Шухова»
3. Дата испытаний «15» 03 2022 г.
4. Число образцов: 1 шт.
5. Основные характеристики:
Размеры теплообменной пластины: 270x130x0,5 мм;
Количество пластин: 7 шт;
Площадь поверхности теплообмена: 0,14 м².
6. Применение в котельной: предварительный нагрев исходной воды для химводоочистки.
7. Измеряемые параметры:
расход нагреваемой воды G_r , м³/ч;
расход греющей воды G_{gr} , м³/ч;
температура воды в подающем трубопроводе греющего контура $t_{1гр}$, °C;
температура воды в обратном трубопроводе греющего контура $t_{2гр}$, °C;
температура воды в подающем трубопроводе нагреваемого контура $t_{1нг}$, °C;
температура воды в обратном трубопроводе нагреваемого контура $t_{2нг}$, °C.

8. Результаты испытаний
В результате технических испытаний СП 41-01-1995 «Проектирование тепловых пунктов» был рассчитан коэффициент теплопередачи K , Вт/(м²°C).

Формула для расчета:

$$K = \frac{Q}{F \cdot \Delta t_{cp}}, \quad \text{где } Q - \text{тепловая мощность, Вт; } F - \text{площадь теплообменной поверхности, м}^2; \Delta t_{cp} - \text{средний температурный напор, } ^\circ\text{C}.$$

Было произведено 6 замеров теплотехнических параметров. Результаты представлены в таблице 1.

Таблица 1

№ измерения	1	2	3	4	5	6
Коэффициент теплопередачи K , Вт/(м ² °C)	1835	1809	1812	1803	1806	1791
Среднее значение	1089					

В испытаниях принимали участие:

Аспирант БГТУ им. В.Г. Шухова

К.т.н., доцент БГТУ им. В.Г. Шухова

Мастер участка котельной №1

Начальник участка котельной №1

Саввин Н.Ю.

Феоктистов А.Ю.

Щелоков Н.В.

Голочалов Э.Л.

Счет на покупку пластинчатого теплообменного аппарата с дополнительным комплектом гофрированных пластин и герметизирующих прокладок



ООО "ХИТИНВЕСТ"

ИНН 5904993922 КПП 590401001

тел. 8-800-555-75-83 (бесплатный звонок)

Москва: 8(499)705-91-96 Санкт-Петербург: 8(812) 389-23-26

Пермь: 8(342) 204-41-57 Электронная почта:

info@heatinvest.com

https://теплообменники-ридан.рф

http://профнасос.рф

ВНИМАНИЕ! У НАС СМЕНИЛИСЬ РЕКВИЗИТЫ!

ИНН / КПП:	5904993922 / 590401001	30101810400000000747	
Получатель:	ООО "Хитинвест"		
Банк получателя: ПРИВОЛЖСКИЙ ФИЛИАЛ ПАО РОСБАНК Г.НИЖНИЙ НОВГОРОД		БИК:	042202747
		Сч. № :	40702810524520000730

Счет № 14653 от 23.06.2021

Платательщик: БГТУ им. В.Г. Шухова

ИНН / КПП: 3123017793/312301001

№	Наименование товара	Единица измерения	Количество	Цена	Стоимость
1	Аппарат теплообменный пластинчатый разборный ИНН 02\7TL	шт	1,00	28 870,00	28 870,00
2	XG10 Пластина AISI316L 0.5 Н 1234	шт	12,00	950,00	11 400,00
3	XG10 Прокладка EPDM	шт	16,00	670,00	10 720,00
4	XG10 Пластина AISI316L 0.5 Н 0000	шт	2,00	950,00	1 900,00

Всего к оплате: 52 890,00

в т.ч. НДС: 8 815,01

Всего наименований 4, на сумму 52890 (пятьдесят две тысячи восемьсот девяносто рублей 00 копеек).

Лучшая цена. Нашли дешевле? Свяжитесь с нами!

Счет действителен в течение 7 календарных дней.

Оплата: 100% предоплата.

Гарантия на оборудование 1 год.

Наличие оборудования: Оборудование находится на складе и готово к отгрузке

В случае, если в период действия договора или спецификации происходит изменения курса Евро или доллара США по отношению к российскому рублю на 2% и более от курса ЦБ РФ, действовавшего на дату выставления счета, Поставщик оставляет за собой право одностороннего изменения стоимости поставляемого товара в соответствии с текущим курсом иностранной валюты.

Настоящий счет-договор (Счет) является офертой ООО "ХитИнвест" Покупателю на приобретение товаров, работ и услуг.

Акцепт оферты осуществляется путем оплаты Покупателем Счета и означает полное и безоговорочное согласие Покупателя с нижеперечисленными условиями Поставщика:

Счет действителен в течение 7-ми рабочих дней с даты его выставления. Оплата производится на условиях 100% предоплаты в рублях РФ. (Если иное не предусмотрено договором или спецификацией)

Указанные в Счете скидки, цены, срок и иные условия поставки заказанного товара на склад Поставщика, гарантируются только в случае полной и своевременной оплаты Счета. В случае неоплаты счета в срок или частичной оплаты, (Если иное не предусмотрено договором или спецификацией)

Поставщик не несет обязательств по выставленной оферте и договор считается не заключенным.

Товар считается оплаченным по факту поступления денежных средств на расчетный счет Поставщика, если иное не указано в заключенном договоре между Поставщиком и Покупателем или других случаях. Для получения товара необходимы оригинал надлежаще оформленной доверенности или печать Покупателя.

Поставка Товара осуществляется на ближайший к месту нахождения Покупателя терминал транспортной компании (грузоперевозчика), если иной адрес доставки не согласован сторонами в устной или письменной форме.

В случае доставки товара Покупателю транспортом Поставщика и невозможности передачи товара Покупателю по его вине или отказе Покупателя от доставки, в том числе при необоснованном уклонении от приемки товара в течение более получаса, Поставщик вправе удерживать расходы по доставке из суммы предоплаты, внесенной Покупателем (Если иное не предусмотрено договором или спецификацией)

Продолжение приложения М

Повторная доставка будет производиться только при повторной ее оплате Покупателем. При физической невозможности проезда автомобиля Поставщика к месту выгрузки Покупатель обязуется принять товар в месте остановки автомобиля. В противном случае товар возвращается на склад Поставщика с удержанием суммы доставки. Покупатель обязан вывезти оплаченный товар со склада в течение 5 дней с момента поступления денежных средств на расчетный счет Поставщика или, если указан срок поставки товара, в течение 5 дней с момента поступления товара на склад Поставщика, если иное не указано в заключенном договоре между Поставщиком и Покупателем. При нарушении Покупателем сроков вывоза товара, начиная с 6-го дня, Поставщик имеет право выставить счет за хранение заказного товара в размере 170 рублей, включая НДС за сутки хранения. В случае если сумма за хранение превысит или будет равна стоимости этого товара, то обязательства по поставке товара Поставщиком считаются выполненными и товар может быть реализован третьим лицам.

По настоящему счет-договору законные проценты (п. 1 ст. 317.1 ГК РФ) не начисляются. Покупатель не вправе требовать законные проценты на сумму аванса, перечисленную Поставщику, за период с даты получения аванса Поставщиком до даты поставки Товара или возврата аванса. Возврат аванса (переплаты) осуществляется Поставщиком по письменному запросу Покупателя (оригинал Письма о возврате денежных средств с подписью и печатью Покупателя).

При акцепте настоящей оферты Покупатель не вправе в одностороннем порядке отказаться от приемки поставленного Поставщиком товара надлежащего качества. В случае необоснованного отказа Покупателя от товара надлежащего качества (как до его принятия Покупателем, так и после), Покупатель обязан уплатить Поставщику штраф в размере 50% стоимости товара. При этом сумма внесенной Покупателем предоплаты за товар Поставщиком не возвращается.

По вопросам, связанным с качеством обслуживания,
обращайтесь к руководителю отдела на личный номер +7(965)577-88-40.
Номер вашего менеджера 89655711096

Генеральный директор:



Крташов М.Н.

Стоимость работ по промывке пластинчатого теплообменного аппарата

№	Обоснование расценок	Наименование работ	Ед. изм.	К-во	Стоимость, ед.руб		Общая стоимость, руб		Трудоемкость		
					П з/отрс	Эмм/з-г м	Всего	Опл. тр. р/с	Эмм/з-г м	На един.	Всего
1	ТЕРм12-11-0040-07	Протравка и промывка пластин различными реактивами	м	7	4805,07	4100,34	8905,41	1272,2	7295,53	48,24	337,68
					407,56	92,12			201,33		
		Стоимость реактива	1 кг	25	68,96		1724,10				
ИТОГО							10629,51	1272,2	201,33		
Накладные расходы							1724,10				
Сметная прибыль							13557,17				
Сметная стоимость							17826,63				
ИТОГО							43737,41				

Примечание:

Количество пластин

Длина пластины

Ширина пластины

Толщина пластины

7 шт

300 мм

140 мм

0,5 мм

Диплом участника ярмарки проектов StartUP: Land Industrial

ДИПЛОМ

УЧАСТНИКА
ЯРМАРКИ ПРОЕКТОВ
StartUP: Land Industrial



**Саввин
Никита**

ПРОЕКТ

**«Разработка интенсифицированного
пластинчатого теплообменного
аппарата с повышенной турбулизацией
теплоносителя»**

Алдаев Д.Н.
генеральный директор
АО «Корпорация «Развитие»

Щеглов А.Ф.
основатель Ассоциации
частных инвесторов
«Белые Крылья»

→ 29 июля
Белгород

2020

**Акт о внедрении в проектирование материалов диссертационной работы -
методики расчета пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной
турбулизацией теплоносителя**



АКТ

о внедрении в проектирование материалов диссертационной работы аспиранта
кафедры «Теплогасоснабжение и вентиляция» БГТУ им. В.Г. Шухова – методики
расчета интенсифицированного пластинчатого теплообменника с повышенной
турбулизацией теплоносителя
Саввина Никиты Юрьевича

Комиссия в составе:

председатель:

члены комиссии:

Генеральный директор
ООО «СтройГарант» Голочалов Э.Л.
К.т.н., доц. Феоктистов А.Ю.

Ст. преп. Алифанова А.И.

составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы аспиранта Саввина Н.Ю. «Совершенствование конструкции и метода расчета интенсифицированного пластинчатого теплообменного аппарата с повышенной турбулизацией теплоносителя»; предложенная инженерная методика расчета интенсифицированного пластинчатого теплообменника с модифицированными гофрированными пластинами (Патент РФ № 199344), используются при подборе таких аппаратов для индивидуальных тепловых пунктов, центральных тепловых пунктов, отопительных и производственных теплогенерирующих установок.

Члены комиссии:

Председатель комиссии:

Феоктистов А.Ю.
Алифанова А.И.
Голочалов Э.Л.

AKT

 Феоктистов А.Ю.