

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
образования
«Вологодский государственный университет»

На правах рукописи

КУНИЦКИЙ Вячеслав Андреевич

**ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЙ СПОСОБ ЛОКАЛЬНОЙ УТИЛИЗАЦИИ
ТЕПЛОВЫ СТОЧНЫХ ВОД НА ОСНОВЕ ТЕПЛООБМЕННОГО
АППАРАТА**

2.4.6 Теоретическая и прикладная теплотехника

Диссертация на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор
Лукин Сергей Владимирович

Вологда, 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ТЕМЕ ЛОКАЛЬНОЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ХОЗЯЙСТВЕННО-БЫТОВЫХ СТОЧНЫХ ВОД.....	13
1.1 Особенности локальной утилизации теплоты хозяйствственно-бытовых сточных вод, как энергосберегающего мероприятия	13
1.2 Обзор исследований по теме локальной утилизации теплоты хозяйственно-бытовых сточных вод на основе теплообменных аппаратов	19
1.3 Современный подход к решению вопроса проектирования теплообменных аппаратов для локальной утилизации теплоты хозяйствственно-бытовых сточных вод.....	27
1.4 Выводы по главе 1	29
ГЛАВА 2 МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ	31
В УТИЛИЗАЦИОННОМ ТЕПЛООБМЕННОМ АППАРАТЕ	31
2.1 Постановка задачи.....	31
2.2 Разработка математической модели теплопередачи в утилизационном ТОА при постоянном значении теплофизических параметров.....	33
2.3 Определение коэффициента теплопередачи	37
2.3.1 Определение коэффициента теплоотдачи нагреваемой среды	38
2.3.2 Определение коэффициента теплоотдачи греющей среды	40
2.4. Разработка математической модели теплопередачи в утилизационном ТОА при значениях теплофизических параметров, зависящих от температуры сред.....	45
2.5 Численная запись разработанной математической модели при постоянных теплофизических параметрах.....	48
2.6 Численная запись разработанной математической модели при теплофизических параметрах-функциях от температуры сред.....	54
2.7 Результаты математического моделирования теплопередачи в утилизационном теплообменном аппарате	56
2.8 Анализ результатов математического моделирования теплопередачи....	61
в утилизационном теплообменном аппарате	61
2.9 Выводы по второй главе	63

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УТИЛИЗАЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА.....	64
3.1 Экспериментальная установка «Исследование теплопередачи в утилизационном теплообменнике»	64
3.2 Результаты экспериментального исследования теплопередачи в теплообменном аппарате для локальной утилизации теплоты сточных вод.....	70
3.3 Сравнение расчетных и экспериментальных данных о теплопередаче в утилизационном теплообменном аппарате	74
3.4 Определение погрешности прямых и косвенных измерений при экспериментальном исследовании теплопередачи утилизационного теплообменного аппарата.....	81
3.5 Выводы по третьей главе	91
ГЛАВА 4. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ, ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ, ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ И РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ УТИЛИЗАЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА	94
4.1 Актуальность исследования условий при локальной утилизации теплоты сточных вод, отводимых от душевых устройств, на основе утилизационного ТОА.....	94
4.2 Влияние условий эксплуатации утилизационного теплообменного аппарата на эффективность его работы	100
4.3 Влияние геометрических параметров ТОА на эффективность его работы..	104
4.4 Влияние теплофизических параметров ТОА на эффективность его работы ..	107
4.5 Анализ результатов исследования влияния условий эксплуатации и параметров ТОА на его характеристики его работы	107
4.6 Выводы по четвертой главе	112
ГЛАВА 5. ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА.....	114
5.1 Алгоритм инженерной методики проектирования ТОА с рациональными параметрами для локальной утилизации теплоты сточных вод	114

5.2 Пример инженерной методики проектирования ТОА с рациональными параметрами для локальной утилизации теплоты сточных вод	119
5.3 Выводы по пятой главе.	135
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	136
ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ.....	139
Библиографический список.....	142
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	153
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	154
ПРИЛОЖЕНИЕ 3	155
ПРИЛОЖЕНИЕ 4	156
ПРИЛОЖЕНИЕ 5	157
ПРИЛОЖЕНИЕ 6	158

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность исследования. Локальная утилизация теплоты сточных вод – это способ рекуперации тепловой энергии сточных вод, при котором полезное использование теплоты происходит в непосредственной близости к месту образования стоков. При данном способе рекуперации теплоты стоков используется теплообменный аппарат кожухотрубного типа, расположенный горизонтально или вертикально. В большинстве случаев данный теплообменный аппарат является устройством типа «труба в трубе». Устройство располагается в непосредственной близости к водоразборному прибору или группе приборов, образующих сточные воды, теплоту которых планируется полезно использовать для нагрева холодной воды.

Каждое водоразборное устройство имеет свои уникальные режимные особенности и условия эксплуатации, оказывающие влияние на эффект от локальной утилизации теплоты стоков. Также, утилизационный теплообменник существенную часть времени использования функционирует при нестационарном тепловом режиме. Именно поэтому при разработке энергосберегающего мероприятия на основе данного способа рекуперации необходимо в каждом конкретном случае определять рациональные характеристики теплообменного аппарата, соответствующие условиям эксплуатации водоразборного устройства.

Актуальность исследования основывается на:

- отсутствии данных о влиянии условий эксплуатации теплообменного аппарата исследуемой конструкции на эффективность утилизации теплоты стоков;
- отсутствии методики теплового расчета теплообменных аппаратов для локальной утилизации теплоты сточных вод, учитывающей условия эксплуатации теплообменника;
- отсутствии данных о потенциальном эффекте от локальной утилизации теплоты сточных вод, определённом с учетом условий эксплуатации теплообменника и особенностей его использования (использование при нестационарном тепловом режиме).

Данный способ утилизации теплоты сточных вод доступен для применения в системах горячего водоснабжения жилых, общественных и промышленных зданий. Тема исследования соответствует государственной программе Российской Федерации «Развитие энергетики».

Степень разработанности темы исследования. Научные исследования по разработке способов использования теплоты хозяйствственно-бытовых сточных вод активно проводились отечественными и зарубежными учеными, такими как А.П. Бурцев, Н.С. Перепелица, А.К. Аксенов, А.А. Любинский, В.П. Дегтярева, Н.А. Цветков, Я.О. Морозов, Л.О. Яковлев, Т.Н. Ильина, Р.И. Юдин, Д.В. Выборнов, З.В. Удовиченко, Н.В. Долгов, В. И. Милкина, А. Е. Шульженко, С. В. Соболева, Н. В. Калитенков, А. В. Кобылкина, М. В. Кобылкина, Ю. О. Риккер, Ж. А. Гарсия Мелису, Е. А. Крюкова, М.П. Новицкая, А. Mazhar, S. Liu, A. Shukla, P. Jadwiszczak, E. Niemierka, B. Piotrowska, D. Sly's, S. Kordana-Obuch, M. Starzec, Anusha Ravichandran, Nancy Diaz-Elsayed, Sylvia Thomas, Qiong Zhang, Ramin Manouchehri, Carsen J. Banister, Michael R. Collins, L.T. Wong, K.W. Mui, Y. Guan, Roman Vavricka, Jindrich Bohac, Tomas Matuska, Selcuk Selimli, Talha Karabas, Yunus Taskin, Mehmet Burak Karatas, Jose Fernandez-Seara, Carolina Pineiro-Pontevedra J. Alberto Dopazo, Shahmohammadi S., Steinmann Z., King H., Hendrickx H., Huijbregts M. A. J., и другие, труды которых посвящены изучению тепловых процессов в теплообменном оборудовании, использующимся для утилизации теплоты хозяйственно-бытовых сточных вод, исследованию энергетического потенциала для рекуперации хозяйственно-бытовых стоков.

Целью диссертации является повышение эффективности систем горячего водоснабжения на основе локальной утилизации теплоты сточных вод; оценка эффекта от применения утилизационного теплообменного аппарата (ТОА) в сетях горячего водоснабжения; проведение теоретических и экспериментальных исследований для определения рациональных характеристик утилизационного ТОА.

Задачи диссертационного исследования:

1. анализ современного состояния исследований по теме локальной утилизации теплоты хозяйственно-бытовых сточных вод и формализация актуальных проблем данного способа рекуперации тепловой энергии;
2. проведение конструктивного, теплового и поверочного расчёта утилизационного теплообменного аппарата;
3. разработка математической модели теплопередачи в теплообменном аппарате при стационарном и нестационарном режиме работы;
4. создание рабочего образца ТОА (экспериментальной установки);
5. валидация математической модели теплопередачи в утилизационном теплообменном аппарате на основе экспериментального испытания;
6. исследование влияния условий эксплуатации, геометрических и режимных параметров теплообменного аппарата на эффективность утилизации тепловой энергии хозяйственно-бытовых сточных вод;
7. разработка на основе полученных результатов исследования инженерной методики теплового расчета и проектирования теплообменного устройства с рациональными параметрами для утилизации теплоты хозяйственно-бытовых сточных вод;
8. оценка эффективности и технико-экономическая оценка применения утилизационного ТОА с рациональными параметрами в рамках системы горячего водоснабжения отдельного объекта теплоснабжения.

Объект исследования – система горячего водоснабжения с интегрированными в неё теплообменными аппаратами, утилизирующими теплоту хозяйственно-бытовых сточных вод с целью предварительного нагрева холодной воды в системе водоснабжения.

Предмет исследования – зависимость количества полезно утилизированной тепловой энергии сточных вод, отводимых от конкретного водоразборного устройства, от условий эксплуатации, геометрических, теплофизических и режимных параметров ТОА.

Научная новизна работы:

- на основе математической модели теплопередачи в теплообменнике разработана методика теплового расчета теплообменного аппарата исследуемой конструкции для утилизации теплоты сточных вод при стационарных и нестационарных режимах работы;
- получены закономерности, описывающие влияние условий эксплуатации, геометрических, теплофизических и режимных параметров ТОА на количество полезно утилизированной тепловой энергии отдельным теплообменным устройством;
- получены экспериментальные данные по теплообмену в аппарате разработанной конструкции, а именно: распределение температуры в потоке нагреваемой среды во времени, определённое в расчетных пространственных точках; тепловая инерция теплообменного аппарата (количество времени, необходимое для достижения стационарного теплового режима устройством).

Теоретическая значимость работы заключается в разработке и обосновании расчетной методики для определения рациональных характеристик утилизационного ТОА, тепловой инерции устройства, энергетического, экономического и экологического эффекта от его применения. В основе методики лежит прошедшая процедуру валидации разработанная математическая модель теплопередачи в теплообменном аппарате, учитывающая период нестационарной и стационарной работы устройства.

Практической значимостью работы является:

- способ локальной утилизации теплоты сточных вод на основе использования утилизационного теплообменника оригинальной конструкции в непосредственной близости от места разбора горячей воды.
- программное обеспечение для расчета теплопередачи в утилизационном теплообменном аппарате;
- универсальная мобильная стендовая установка, применимая для определения мощности и тепловой инерции теплообменника, утилизирующего теплоту хозяйственно-бытовых сточных вод, в зависимости от режима работы

водоразборного устройства, площади поверхности теплообмена, конфигурации теплообменника и условий эксплуатации;

– данные о количестве тепловой энергии, доступной для полезного использования путём рекуперации теплоты хозяйственно-бытовых сточных вод на основе использования утилизационного теплообменного аппарата.

– экономический и экологический эффект от использования ТОА для локальной утилизации теплоты сточных вод;

– рекомендации по выбору рациональных геометрических характеристик утилизационного ТОА;

– рациональная конструкция теплообменного аппарата для локальной утилизации теплоты сточных вод в непосредственной близости от места разбора горячей воды.

Методология и методы исследования определяются целью и задачами работы, сложившимися научными подходами и направлены на совершенствование теплообменного оборудования для использования вторичных энергетических ресурсов в коммунальной энергетике. По существу, методология базируется на разработке расчетно-аналитического метода, основанного на достоверных и воспроизводимых данных о состоянии теплопередачи в теплообменнике, полученных с использованием стендовой установки, интегрированной в реальные сети горячего водоснабжения жилого многоквартирного здания. Также методологией служат теоретические положения по расчету теплообменных аппаратов; теория теплообмена; теоретические основы гидродинамики; теория математического моделирования тепловых процессов; методы планирования экспериментальных исследований.

Достоверность и обоснованность результатов диссертационного исследования подтверждается использованием базовых положений по расчету теплообменного оборудования, систем горячего водоснабжения зданий; удовлетворительной сходимостью экспериментальных данных, полученных на основе высокоточных измерительных приборов (имеющих действительное свидетельство о поверке), и теоретических результатов, полученных на основе

математического моделирования теплопередачи в утилизационном теплообменнике.

Также, полученные экспериментальные данные подтверждают адекватность выбранной математической модели теплового расчета теплообменного аппарата исследуемой конструкции.

Положения, выносимые на защиту:

– способ реализации энергосберегающего мероприятия: локальной утилизации теплоты сточных вод на основе использования утилизационного теплообменника оригинальной конструкции в непосредственной близости от места разбора горячей воды.

– закономерности, описывающие влияние условий эксплуатации, геометрических, теплофизических и режимных параметров ТОА на количество полезно утилизированной тепловой энергии отдельным теплообменным устройством;

– разработанную на основе математической модели теплопередачи в теплообменнике методику теплового расчета теплообменного аппарата исследуемой конструкции для утилизации теплоты сточных вод при стационарных и нестационарных режимах работы;

– экспериментальные данные по теплообмену в разработанном теплообменном аппарате.

Апробация работы и публикации.

По теме диссертационной работы опубликовано 25 работ, из них 2 статьи в рецензируемых научных изданиях, входящих в перечень ВАК по специальности диссертации, 1 статья в научном издании, индексируемом в международной базе данных Scopus, 2 – в рецензируемых научных изданиях, входящих в перечень ВАК, 1 свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ, 1 патент на полезную модель. Отдельные разделы диссертации докладывались и обсуждались на научных конференциях различного уровня: Международная молодежная научная конференция Тинчуринские чтения – 2023 «Энергетика и цифровая трансформация», Международная научная конференция «Молодые исследователи

– регионам», г. Вологда, (2019, 2020, 2021, 2023), Национальная научно-практическая конференция «Приборостроение и автоматизированный электропривод в топливно-энергетическом комплексе и жилищно-коммунальном хозяйстве», г. Казань, (2019, 2022), Научно-техническая конференция студентов и аспирантов с международным участием «Энергоэффективные технологии в строительстве, энергетике и жилищно-коммунальном хозяйстве», г. Ульяновск, (2022), Международная научно-техническая конференция «Автоматизация и энергосбережение машиностроительного и металлургического производства: технология и надежность машин, приборов и оборудования», г. Вологда, (2019, 2020), Ежегодная научная сессия аспирантов и молодых ученых, г. Вологда (2019, 2020, 2021, 2023).

Получен акт о внедрении результатов научно-исследовательской работы в учебный процесс в Вологодском государственном университете (приложение 1). Также, на методику проектирования утилизационного теплообменника с для локальной утилизации теплоты сточных вод получен акт о внедрении в проектную практику компании ООО «Северсталь-Проект» (приложение 2).

Диссертация соответствует паспорту специальности 2.4.6 «Теоретическая и прикладная теплотехника» по пунктам паспорта:

6 – «Научные основы повышения эффективности использования энергетических ресурсов в теплотехническом оборудовании и использующих теплоту системах и установках»;

10 – «Теоретические аспекты и методы интенсивного энергосбережения в тепловых технологических системах и процессах. Теоретические основы создания малоотходных и безотходных тепловых технологических установок, способствующих защите окружающей среды».

Личный вклад автора состоит в непосредственном участии во всех этапах получения результатов, представленных в диссертации, в разработке математической модели теплопередачи в теплообменном устройстве, в самостоятельной разработке экспериментальной установки, проведении экспериментов, последующей обработке полученных эмпирических данных, в

разработке методики проектирования теплообменного устройства с рациональными параметрами, в разработке рекомендаций по применению разработанного устройства для утилизации теплоты сточных вод, в оценке энергетического потенциала, доступного для полезной утилизации тепловой энергии сточных вод, в разработке полезной модели утилизационного теплообменного аппарата, в подготовке публикаций по теме исследования и выступлений на конференциях.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, шести приложений и содержит 158 страниц машинописного текста, включает 33 рисунка, 24 таблицы. Список литературы из 86 источников.

ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ТЕМЕ ЛОКАЛЬНОЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ХОЗЯЙСТВЕННО-БЫТОВЫХ СТОЧНЫХ ВОД

1.1 Особенности локальной утилизации теплоты хозяйственно-бытовых сточных вод, как энергосберегающего мероприятия

Локальная утилизация теплоты сточных вод – это способ рекуперации тепловой энергии сточных вод, при котором полезное использование теплоты происходит в непосредственной близости к месту образования стоков. При данном способе рекуперации теплоты стоков используется теплообменный аппарат кожухотрубного типа, расположенный горизонтально или вертикально. В большинстве случаев данный теплообменный аппарат является устройством типа «труба в трубе». Устройство располагается в непосредственной близости к водоразборному прибору или группе приборов, образующих сточные воды, теплоту которых планируется полезно использовать. Теплообменный аппарат является одновременно и частью сети водоотведения, и сети холодного водоснабжения, чтобы осуществить обмен теплотой между двумя потоками без промежуточного теплоносителя, разделенными непроницаемой стенкой.

Таким образом, при помощи теплообменного аппарата осуществляется предварительный нагрев холодной воды, планируемой к использованию в водоразборном устройстве. При таком способе теплообмен между потоком греющей (сточные воды) и нагреваемой (холодная чистая вода) среды происходит только при использовании водоразборного устройства.

При этом теплообмен между греющей и нагреваемой средой происходит при максимальном располагаемом температурном напоре, так как температура греющей среды (сточная вода) практически не изменяется с момента использования в душевой.

Энергетический эффект от данного энергосберегающего мероприятия в централизованных системах ГВС выражается в уменьшении доли горячей воды, необходимой для приготовления единицы воды требуемой температуры.

В децентрализованных системах ГВС эффект выражается в уменьшении необходимого количества тепловой энергии для нагрева холодной воды до требуемой температуры.

Изображение принципиальной схемы душевой, в которой используется локальная утилизация теплоты стоков представлена на рисунке 1.1.

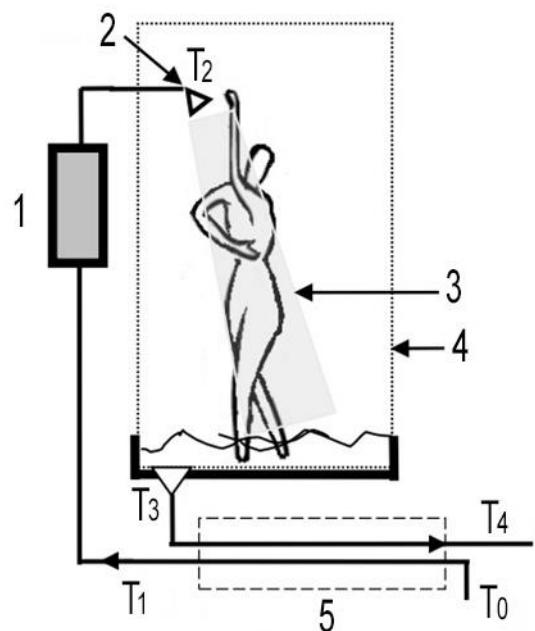


Рисунок 1.1. – Принципиальная схема душевой с локальной утилизацией теплоты сточной воды, где 1 – проточный водонагреватель, 2 – водоразборное устройство (душ), 3 – поток воды из водоразборного устройства, 4 – душевая кабинка, 5 – утилизационный теплообменный аппарат, T_0 – температура нагреваемой воды в сетях холодного водоснабжения, T_1 – температура нагреваемой воды на выходе из ТОА, T_2 – температура воды, использующейся в душевой, T_3 – температура греющей сточной воды на входе в ТОА, T_4 – температура греющей сточной воды на выходе из ТОА

В данной работе исследуется локальная утилизация теплоты сточных вод, образовавшихся только от одного водоразборного устройства (в душевой) при горизонтальном расположении теплообменного аппарата, и у этого способа рекуперации есть свои особенности, которые необходимо учитывать для точного определения эффекта от энергосберегающего мероприятия.

Рассмотрим все особенности локальной утилизации теплоты хозяйствственно-бытовых сточных вод в организационной и технической части.

Вопросы организационной части при реализации энергосберегающего мероприятия на основе локальной утилизации теплоты сточных вод.

Данное энергосберегающее мероприятие позволяет получить энергетический, экономический и экологический эффект. На данный момент в России и заграницей инициатором реализации данного способа рекуперации теплоты в большинстве случаев является собственник (пользователь) объекта теплопотребления, и энергосберегающее мероприятие рассматривается, как инвестиционный проект.

С точки зрения организационных задач это наиболее простой путь: когда по инициативе собственника объекта теплопотребления разрабатывается и реализуется энергосберегающее мероприятие, так как имеется возможность получить данные о режиме работы водоразборного устройства, условиях эксплуатации теплообменного аппарата, известны доступные средства для капитальных затрат, требуемый эффект от реализации энергосберегающего мероприятия, имеется возможность постоянного доступа к теплообменнику для его осмотра, обслуживания и ремонта.

Именно поэтому для исследования выбрано горизонтальное расположение теплообменного аппарата: для безнапорного удаления сточной воды, образующейся в душевой, необходимо, чтобы ТОА располагался ниже точки слива воды из ванной или душевого поддона. В рамках отдельного санузла данное решение требует сравнительно большого количества места и не представляется эргономичным.

Вопросы технической части при реализации энергосберегающего мероприятия на основе локальной утилизации теплоты сточных вод.

Утилизационный теплообменный аппарат имеет определенные габариты и занимает некоторое пространство в помещении санузла. При проектировании данного устройства необходимо иметь точные данные о доступном физическом пространстве для размещения теплообменника. Это относится как к планированию

энергосберегающего мероприятия в уже существующих санузлах, так и в только проектируемых помещениях.

Каждое водоразборное устройство (душевая) функционирует в уникальном режиме: длительность отдельного использования душевой, массовый расход и температура воды при использовании водоразборного устройства, количество отдельных использований душевой за расчетный период. Эти данные необходимы для планирования энергосберегающего мероприятия и расчета потенциального эффекта.

Также, у каждого объекта теплопотребления имеются определенные характеристики (условия эксплуатации теплообменного аппарата) такие, как: климатическая зона, в которой расположен объект теплопотребления (от климатической зоны будет зависеть средняя температура холодной воды в сетях холодного водоснабжения в течение расчетного периода); температура воздуха в помещении, в котором располагается теплообменный аппарат (после долгого неиспользования душевой обе среды в теплообменном аппарате будет иметь температуру окружающего устройства воздуха).

Все эти факторы оказывают влияние на эффективность рекуперации теплоты сточных вод в теплообменном аппарате и это влияние необходимо учитывать при разработке энергосберегающего мероприятия.

В общем виде данное устройство состоит из корпуса и расположенного внутри корпуса пучка труб или одной трубы (рисунок 1.2). Трубы с холодной водой постоянно находятся в сточной воде, остающейся в корпусе ТОА.

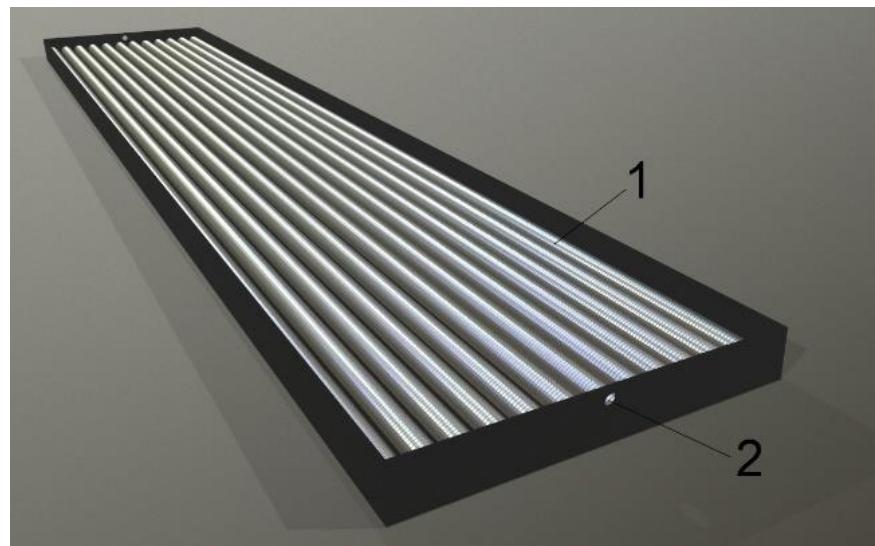


Рисунок 1.2. – Изображение утилизационного теплообменного аппарата; 1 – трубы с нагреваемой (холодной) водой; 2 – отверстие для подачи/удаления греющей сточной воды из корпуса теплообменника

После долгого неиспользования водоразборного устройства в момент начала работы душевой греющая среда (сточная вода в межтрубном пространстве) будет иметь температуру окружающего теплообменный аппарат воздуха. Температура греющей среды будет изменяться во времени из-за поступления в корпус теплообменника отработавшей в душе воды и удаления воды, ранее находившейся в корпусе теплообменника. Средняя температура греющей среды вдоль теплообменной поверхности будет увеличиваться до наступления стационарного теплового режима.

Также, если после использования душевой корпус теплообменника опорожняется от сточных вод, то период при нестационарном тепловом режиме будет обусловлен наполнением корпуса теплообменника греющей средой.

Теплообменник во время рекуперации теплоты при нестационарном тепловом режиме функционирует при изменяющейся мощности. Мощность теплообменника в контексте данной работы предлагается рассчитывать, как количество теплоты, подведенное к массовому расходу нагреваемой среды (холодной воды) в единицу времени.

Данный факт (наличие периода нестационарного и стационарного теплообмена при использовании утилизационного теплообменного аппарата)

необходимо учитывать при определении средней мощности ТОА в течение отдельного использования душевой. Данное значение необходимо определять с достаточной точностью, так как на его основе определяется абсолютное количество полезно использованной тепловой энергии сточных вод и, следовательно, потенциальный эффект от реализации энергосберегающего мероприятия.

Время, необходимое для достижения стационарного теплового режима, в контексте данной работы принято решение обозначить тепловой инерцией теплообменника. Данная характеристика теплообменника зависит от множества факторов: объём воды в межтрубном пространстве, массовый расход и температура нагреваемой и греющей среды, температура внутреннего воздуха в помещении, в котором находится теплообменник.

Важно при каждом конкретном случае (конфигурации ТОА) определять тепловую инерцию устройства, так как душевая работает ограниченное количество времени и возможна разработка такой конфигурации ТОА, при которой устройство никогда не будет использоваться при максимальной располагаемой мощности (или будет использоваться при максимальной мощности незначительный отрезок времени).

При эксплуатации теплообменного аппарата возможно образование отложений на теплообменной поверхности, контактирующей со сточной водой. Задача своевременной очистки теплообменной поверхности является распространенной задачей в эксплуатации теплообменного оборудования. Данный факт необходимо учитывать при тепловом расчете оборудования в части определения коэффициента теплопередачи.

Так как утилизационный ТОА является частью сетей холодного водоснабжения, то необходимо учитывать гидравлическое сопротивление, которое он создает, как при проектировании новых сетей, так и при интеграции теплообменника в уже существующие сети.

Также, стоит отметить, что возможен такой режим работы водоразборного устройства, при котором происходит несколько отдельных его использований, разделенных сравнительно маленькими временными отрезками. Подобный режим

образования сточных вод может наблюдаться в общественных зданиях (душевые в бассейнах, тренажерных залах, спорткомплексах; прачечные) и в таком случае греющая вода в межтрубном пространстве будет несущественно остывать до следующего использования водоразборного устройства. При таком подходе с точки зрения необходимости учета изменяющейся во времени мощности ТОА можно рассматривать серию отдельных использований водоразборного устройства, как единый период использования со сравнительно коротким периодом работы при изменяющейся мощности теплообменника.

На основе вышеприведенных особенностей локальной утилизации теплоты сточных вод можно сделать вывод, что для качественного определения эффекта от энергосберегающего мероприятия необходимо иметь точные данные об объекте теплопотребления и определять в каждом конкретном случае подходящие (рациональные) характеристики теплообменного аппарата (габариты устройства, тепловую инерцию) в соответствие с доступными средствами и требуемым эффектом. Стоит отметить, что возможна ситуация, при которой локальная утилизация теплоты сточных вод, как энергосберегающее мероприятие, не подходит для данного объекта теплопотребления по причине невозможности достижения требуемого эффекта.

В каждом конкретном случае необходимо определять рациональные характеристики теплообменного аппарата. При данном способе полезного использования хозяйственно-бытовых сточных вод невозможно создание унифицированной теплообменной установки.

1.2 Обзор исследований по теме локальной утилизации теплоты хозяйствственно-бытовых сточных вод на основе теплообменных аппаратов

Энергосберегающее мероприятие на основе локальной утилизации теплоты сточных вод при помощи теплообменного аппарата исследуется в контексте проблемы повышения энергетической эффективности энергетических комплексов,

проблемы повышения эффективности систем теплоснабжения, проблемы выбора наиболее подходящего теплообменного оборудования.

Рассмотрим опубликованные в открытом доступе научные работы, посвященные исследованию вопроса используемого теплотехнического оборудования для локальной утилизации теплоты сточных вод. Данные исследования можно разделить на две крупные группы по темам: разработка и совершенствование конструкций теплообменных аппаратов для рекуперации теплоты хозяйственно-бытовых сточных вод в непосредственной близости к месту их образования и определение энергетического и экономического эффекта от использования теплообменных аппаратов для локальной утилизации теплоты сточных вод.

Результаты исследований отечественных ученых.

Ученые М.В. Кобылкин, А.В. Кобылкина и Ю.О. Риккер разработали конструкцию малогабаритного теплообменного аппарата, утилизирующего тепловую энергию «серых» сточных вод, отводимых от водоразборного устройства, создали физическую модель теплообменника, провели экспериментальное испытание модели и разработали математическую модель теплообмена в исследуемом рекуператоре при стационарном тепловом режиме [1, 2, 3, 4].

Исследователи А.П. Бурцев и Н.С. Перепелица разработали полимерный теплообменный аппарат для рекуперации теплоты сточных вод и математическую модель тепломассопереноса в данном устройстве [5, 6, 7].

Исследователи А.К. Аксенов и А.А. Любинский провели экспериментальное испытание плоского теплообменника для утилизации теплоты сточных вод в душевой и произвели расчет экономического эффекта от его использования [8].

Ученые В.П. Дегтярева и Н.А. Цветков провели анализ целесообразности использования различных видов теплообменных аппаратов для локальной утилизации теплоты сточных вод и определили эффективность утилизации тепловой энергии стоков на примере жилого многоквартирного дома [9].

Коллектив авторов Я.О. Морозов и Л.О. Яковлев провел комплексный обзор исследований, направленных на определение эффективности использования теплообменных аппаратов при утилизации теплоты низкопотенциальных источников энергии (хозяйственно-бытовых сточных вод) [10].

Т.Н. Ильина и Р.И. Юдин в научной статье представили результаты расчета энергетического и экономического эффекта от локальной утилизации теплоты хозяйственно-бытовых сточных вод. В ходе расчета было определено, что существует возможность снизить необходимое количество теплоты на нужды ГВС на 15-20% при использовании рекуперации теплоты стоков [11].

Группа исследователей Д.В. Выборнов, З.В. Удовиченко и Н.В. Долгов опубликовали результаты всестороннего анализа представленной на данный момент теплообменной техники для локальной утилизации теплоты сточных вод, как коммерческого продукта [12].

Также, отечественными учеными-изобретателями накоплен существенный объем интеллектуальной собственности по теме совершенствования и разработки конструкций теплообменных аппаратов для локальной утилизации теплоты сточных вод. К данным работам относятся разработки: коллектива авторов в составе В. И. Милкина, А. Е. Шульженко, С. В. Соболевой и Н. В. Калитенкова [13]; группы изобретателей А. В. Кобылкиной, М. В. Кобылкина, Ю. О. Риккер [14]; авторов Ж. А. Гарсия Мелису [15] и Е. А. Крюкова [16].

Результаты исследований иностранных ученых.

В работе коллектива авторов A. Mazhar, S. Liu и A. Shukla представлен комплексный обзор исследований по теме определения энергетического эффекта от реализации утилизации теплоты сточных вод [17].

Исследователи R. Jadwiszczak и E. Niemierka провели экспериментальное испытание теплообменника для рекуперации теплоты стоков, образующихся в душевых, при разных характеристиках устройства. Энергетический эффект составил от 18 % до 50 % полезно используемой тепловой энергии, содержащейся в потоке сточной воды [18].

Коллектив авторов B. Piotrowska и D. Sly's провели расчет энергетического и экономического эффекта от использования теплообменного аппарата, утилизирующего теплоту хозяйственно-бытовых стоков, расположенного вертикально [19, 20].

Исследователи S. Kordana-Obuch и M. Starzec провели экспериментальное испытание теплообменного аппарата для рекуперации теплоты сточных вод, отводимых от душевых, расположенного горизонтально. Также, был определен потенциальный энергетический эффект от использования устройства [21, 22].

Коллектив авторов Anusha Ravichandran, Nancy Diaz-Elsayed, Sylvia Thomas и Qiong Zhang опубликовали исследование влияния условий эксплуатации рекуперативной установки для полезного использования тепловой энергии хозяйственно-бытовых стоков, полученных в рамках отдельного здания, на энергетический эффект. Учеными был сделан вывод, что климатическая зона и количество потребителей влияют на эффективность рекуперации теплоты стоков [23].

Исследователи Ramin Manouchehri, Carsen J. Banister и Michael R. Collins опубликовали работу о влиянии угла наклона теплообменного аппарата, расположенного горизонтально, на эффективность утилизации теплоты стоков [24, 25].

Коллектив авторов L.T. Wong, K.W. Mui и Y. Guan опубликовал статью, в котором приведены результаты определения энергетического эффекта от опытного внедрения утилизационного теплообменного аппарата в душевую в жилом многоквартирном здании. При имеющихся характеристиках теплообменника 15% тепловой энергии, имеющейся в потоке сточной воды, было полезно использовано [26].

Коллектив авторов Roman Vavricka, Jindrich Bohac и Tomas Matuska опубликовали данные о результатах экспериментального испытания теплообменного аппарата для утилизации теплоты сточных вод, отводимых от душевых, в форме пластины. Предполагается, что данное устройство будет

устанавливаться под ванной или душевым поддоном, поэтому одним из основных требований была минимальная возможная высота конструкции [27].

Группа ученых Selcuk Selimli, Talha Karabas, Yunus Taskin и Mehmet Burak Karatas представили данные о результатах экспериментального испытания теплообменного аппарата для рекуперации теплоты стоков, интегрированного в сеть холодного водоснабжения жилого дома [28].

Исследователи Jose Fernandez-Seara, Carolina Pineiro-Pontevedra J. Alberto Dopazo разработали математическую модель для расчета температуры на выходе из теплообменника для локальной утилизации теплоты сточных вод и провели процедуру её валидации на основе экспериментального испытания. Математическая модель позволяет получить данные о температуре нагреваемой среды на выходе из теплообменника при стационарном тепловом режиме [29].

Исследователи Sixiang Lyu, Cheng Wang, Chuanyu Zhang, Laurent Royon и Xiaofeng Guo представили данные экспериментального испытания гибкого полимерного утилизационного теплообменного аппарата для рекуперации хозяйственно-бытовых стоков [30].

Исследователем М.П. Новицкой представлены результаты разработки конструкции теплообменного аппарата для локальной утилизации хозяйственно-бытовых сточных вод, а также разработанная математическая модель теплопередачи в данном устройстве при стационарном тепловом режиме [31].

Коллектив автором в составе Xinwen Zhang, Kyu-Nam Rhee, Gun-Joo Jung и Chul Kim представили результаты исследований энергетической эффективности использования теплообменников-рекуператоров в душевых многоквартирных жилых зданий [32].

Группа авторов Samer Ali, Jalal Faraj и Mahmoud Khaled представили результаты математического моделирования теплообмена в теплообменном аппарате для локальной утилизации теплоты сточных вод [33, 34].

Коллектив исследователей S. Selimli и I. A. M. Eljetlawi опубликовали результаты экспериментального испытания рекуперативного теплообменника для локальной утилизации теплоты сточных вод [35].

Исследователи Guo Y.X., Cai Y.L., Liang S.Q. и Chen W. опубликовали результаты исследований эффективности применения локальной утилизации теплоты сточных вод на основе кожухотрубного теплообменного аппарата в жилых зданиях. Результаты исследований показали, что при таком способе имеется возможность снизить необходимое количество тепловой энергии для разового использования душевой на 50% [36].

Группа ученых Ip K., She K. и Adeyeye K. В своей работе описывают результаты внедрения локальной утилизации теплоты сточных вод в душевую университетского спортивного комплекса (университет Брайтона, Великобритания). Исследователи приводят данные о возможности экономии 50% тепловой энергии, необходимой для работы душевой [37].

Коллектив ученых Aonghus McNabola и Killian Shields в научной публикации описывают экспериментальное испытание горизонтального кожухотрубного теплообменника для локальной утилизации теплоты стоков в душевой [38].

Ученые Kamil Pochwat, Sabina Kordana, Mariusz Starzec и Daniel Słys в своей публикации сравнивают две конструкции теплообменников для утилизации теплоты сточных вод и делают вывод о том, как характеристики теплообменного устройства влияют на эффективность рекуперации сточных вод [39].

Исследователи M. Ramadan и M. Khaled представили алгоритм теплового расчета кожухотрубных теплообменных аппаратов с разными характеристиками устройств (скорость потоков и массовый расход сред) при стационарном тепловом режиме. Результаты расчета подтвердились эмпирическими данными, полученными при помощи эксперимента. Учеными был сделан вывод, что экономия тепловой энергии для работы душевой может достигать 50% при значении температурного напора в теплообменном аппарате 20 °C [40].

Коллектив авторов F.T. Sun, C.J. Li, R.X. Wang и D.Y. Li провели исследование эффекта от внедрения локальной утилизации теплоты сточных вод в коммерческой парикмахерской. Были получены данные об экономическом эффекте: срок окупаемости энергосберегающего мероприятия составил два года [41].

Исследователи F.W. Chapin, H.D. Chapin, и P.R. Armstrong в своей работе определяли эффект от внедрения локальной утилизации теплоты сточных вод в коммерческой прачечной самообслуживания. Срок окупаемости, определённый исследователями, составил 2,5-3 года [42].

Коллектив авторов Akbarzadeh P., Nejad A.A., Movahed F. и Zolfaghari S. представили в научной статье математическую модель теплообмена в вертикально расположенному кожухотрубном теплообменном аппарате для локальной утилизации теплоты точных вод. Математическая модель позволяет определить толщину плёнки греющей воды на внутренней поверхности трубы, по которой движется данная вода [43].

Коллектив авторов Shahmohammadi S., Steinmann Z., King H., Hendrickx H., и Huijbregts M. A. J. провели исследование поведения пользователей водоразборных устройств (в том числе и душевых) и представили результаты по средней длительности отдельного использования душевой человеком, среднем массовом расходе, при котором используется в душевой водоразборное устройство. Данные, полученные коллективом авторов, позволяют использовать более точные значения данных характеристик [44].

Современное состояние вопроса использования теплообменных аппаратов для локальной утилизации теплоты сточных вод, как коммерческого продукта

В России отсутствуют производители подобных теплообменных устройств, занимающиеся их реализацией и монтажом.

В ряде стран существуют компании, занимающиеся серийным производством теплообменников для локальной утилизации хозяйствственно-бытовых сточных вод: «Ecodrain», Канада; «Nela», Чехия; «Zyrho», Португалия; «Innova.Bee», Италия; «DSS Products», Нидерланды; «Joulia», Швейцария; «Recoh-vert», Германия; «Wagner Solar», Германия.

Все устройства для рекуперации теплоты сточных вод у данных производителей являются кожухотрубными теплообменными аппаратами с горизонтальным или вертикальным расположением) типа «труба в трубе». В

некоторых моделях используется вместо одной трубы пучок труб для перемещения среды. В представленных теплообменных аппаратах греющая среда (сточная вода) движется в теплообменном аппарате безнапорным способом, а нагреваемая среда (холодная вода) движется под давлением.

В части представленных устройств трубы с нагреваемой средой всегда находятся в сточной воде внутри корпуса теплообменника, а в некоторых случаях трубы с нагреваемой средой в момент начала использования душевой окружены только воздухом и только с течением времени начинают омываться сточной водой, заполняющей пространство внутри корпуса теплообменника. Рассмотрим несколько примеров (рисунок 1.3 и рисунок 1.4).

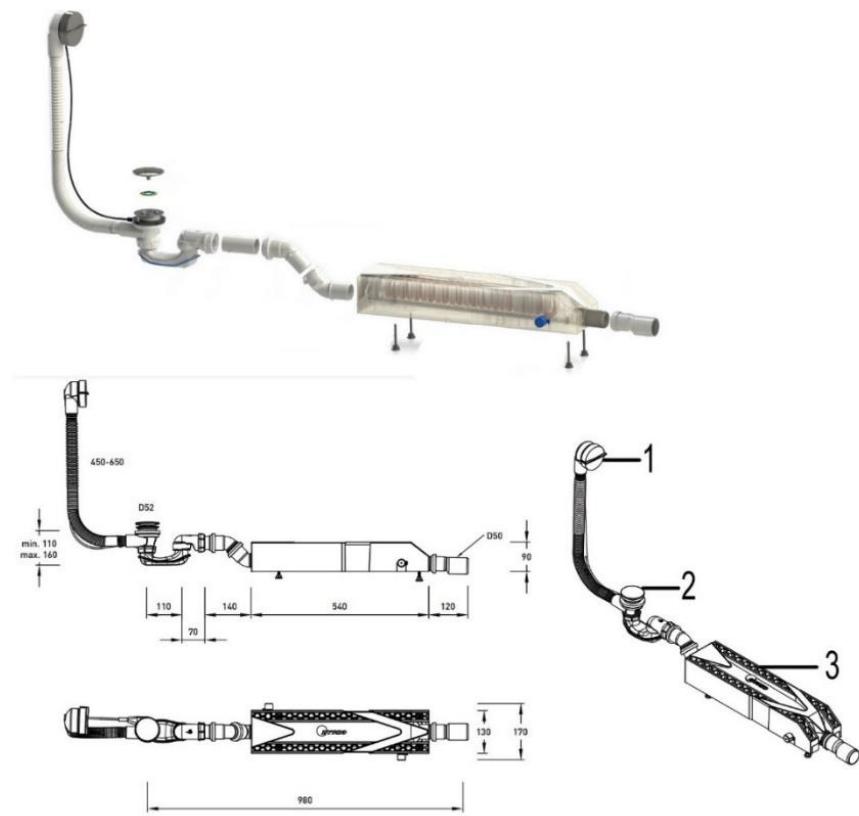


Рисунок 1.3. – Изображение теплообменного устройства для локальной утилизации теплоты сточных вод компании «Zyrho», где 1 – верхнее отверстие для удаления воды из ванной или душевого поддона, 2 – нижнее отверстие для удаления воды из ванной или душевого поддона, 3 – ТОА для локальной утилизации теплоты сточных вод

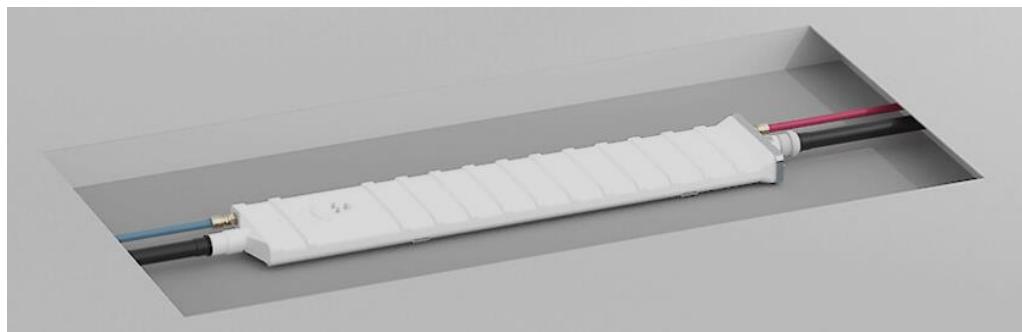


Рисунок 1.4. – Изображение теплообменного устройства для локальной утилизации теплоты сточных вод компании «Innova.Bee»

Анализ информации, представленной производителями, показал, что у каждого из данных серийных теплообменников существует несколько типоразмеров, отличающихся только площадью теплообменной поверхности (габаритами). Производители устройств поясняют физический смысл различий между типоразмерами количеством теплоты, которое потенциально имеется возможность полезно использовать.

1.3 Современный подход к решению вопроса проектирования теплообменных аппаратов для локальной утилизации теплоты хозяйственно-бытовых сточных вод

На данный момент исследования, посвященные вопросу локальной утилизации теплоты сточных вод на основе теплообменного аппарата и опубликованные в открытом доступе, в основном направлены на решение задачи определения эффекта от рекуперации теплоты сточных вод (энергетического и экономического) [3, 9, 18].

Для решения этой задачи разрабатываются математические модели теплообмена внутри устройства и проводятся экспериментальные испытания устройств. Стоит отметить, что математические модели теплообмена разрабатываются для стационарного теплового режима, а данное теплообменное оборудование существенную часть от всего времени работы функционирует при нестационарном тепловом режиме.

Также, анализ имеющихся работ показал, что отсутствуют исследования, посвященные использованию теплообменника при нестационарном тепловом режиме: длительность этого периода, её влияние на среднее абсолютное количество полезно используемой тепловой энергии сточных вод. Все полученные данные о потенциальном энергетическом эффекте от рекуперации сточных вод получены для установившегося теплового режима работы устройства.

В некоторых работах по теме утилизации теплоты сточных вод отмечают, что эффект от использования теплообменного аппарата зависит от климатической зоны (температуры нагреваемой воды) и от скорости потоков сред. Имеются публикации, в которых данная информация подтверждена экспериментальным испытанием.

Но при этом отсутствуют исследования, в которых определяется влияние на энергетический эффект прочих факторов (длительность отдельного использования душевой, температура сред в момент начала использования душевой, количество использований душевой за расчетный период, температура нагреваемой и греющей среды на входе в теплообменный аппарат) и степень этого влияния.

На данный момент отсутствуют работы, посвященные методике проектирования теплообменных аппаратов для локальной утилизации теплоты сточных вод для конкретного объекта теплопотребления, но при этом особенности данного способа рекуперации тепловой энергии необходимо учитывать для эффективного использования подобных устройств и корректного определения потенциального эффекта. Отсутствуют также обоснованные рекомендации по выбору характеристик устройства.

Производители серийных утилизационных теплообменных аппаратов не приводят информации о том, как выбраны характеристики типоразмеров, и не запрашивают информацию о режимных особенностях объекта теплоснабжения и условиях эксплуатации теплообменного аппарата, но при этом в пояснительной информации к устройству приводят потенциальный энергетический эффект от его использования. Современные научные данные устанавливают тот факт, что невозможно без конкретной информации об объекте теплопотребления определить

энергетический эффект от локальной утилизации теплоты сточных вод [45], реализуемой для данного объекта, так как он зависит от множества факторов [46].

Из этого следует, что унифицированной конфигурации теплообменного аппарата для локальной утилизации теплоты сточных вод не существует. В каждом конкретном случае определяются только рациональные параметры, рассчитанные на основе точных данных об условиях эксплуатации теплообменника и режимных особенностях душевой (водоразборного устройства). В ином случае возможно возникновение ситуации, при которой теплообменный аппарат всегда работает при нестационарном тепловом режиме и, следовательно, никогда не достигает максимальной располагаемой мощности [47]. При такой ситуации можно сделать вывод, что устройство разработано и изготовлено с нерациональной материалоёмкостью.

1.4 Выводы по главе 1

1. Среди множества способов утилизации теплоты сточных вод наиболее эффективным и простым в интеграции в существующие и проектируемые сети горячего водоснабжения является способ локальной утилизации теплоты стоков в непосредственной близости к водоразборному устройству (на основе кожухотрубного теплообменного аппарата). Преимущества данного способа заключаются в: организационной и технической простоте предлагаемого энергосберегающего мероприятия, теплообмене между средами при максимальном располагаемом температурном напоре, высокой энергетической эффективности (экономия до 60% тепловой энергии для работы душа), коротким сроком окупаемости (1-2 года) [48, 49, 50, 51].

2. Особенностями теплообменников для локальной утилизации теплоты сточных вод, которые необходимо учитывать при их тепловом и гидравлическом расчете, являются:

– характеристики каждого теплообменного аппарата должна выбираться с учетом условий эксплуатации устройства (доступное для размещения

теплообменного аппарата физическое пространство, температура нагреваемой и греющей среды) и режима работы душевой (количество разовых использований душа в течение расчетного периода, длительность разового использования душа, массовый расход воды в душе);

– существенную часть времени работы теплообменник-утилизатор используется при нестационарном тепловом режиме;

– средняя температура холодной (нагреваемой) воды в течение года будет зависеть от климатической зоны, в которой находится объект теплопотребления.

3. В существующих работах отсутствует методика расчета теплообменных аппаратов для утилизации теплоты сточных вод в душевой, рассматривающая эффект от их использования с учетом условий эксплуатации, режима и особенностей работы теплообменника.

4. При разработке энергосберегающего мероприятия на основе локальной утилизации теплоты сточных вод при помощи теплообменного аппарата необходимо определять рациональные характеристики теплообменника с учетом условий его эксплуатации и требований к эффекту от реализации энергосберегающего мероприятия.

5. На данный момент отсутствует инженерная методика расчета кожухотрубных теплообменников типа «труба в трубе» для локальной утилизации теплоты сточных вод в душевых, позволяющая инженеру-проектировщику по упрощенной схеме, без многократного решения сложной системы взаимосвязанных уравнений теплопередачи между греющей и нагреваемой средой, разделенных стенкой трубы, определять рациональные параметры теплообменника для душевого устройства с известными режимными параметрами с учетом доступного для размещения устройства физического пространства.

ГЛАВА 2 МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В УТИЛИЗАЦИОННОМ ТЕПЛООБМЕННОМ АППАРАТЕ

2.1 Постановка задачи

Анализ сложившейся ситуации в области использования теплообменных аппаратов для локальной утилизации теплоты сточных вод, отводимых от конкретного водоразборного устройства, показал, что эффективность энергосберегающего мероприятия напрямую зависит от выбора рациональных параметров теплообменника. В частности, особое внимание следует уделить энергетической эффективности устройства в каждый момент времени после включения. Такой теплообменник существенную часть использования душевой может работать при нестационарном тепловом режиме и получение данных о мощности устройства в зависимости от характеристик теплообменника и времени использования является основной задачей для проектирования теплообменника с рациональными параметрами.

Для каждого конкретного режима работы водоразборного устройства и условий эксплуатации теплообменника необходимо определять тепловую инерцию устройства (время, необходимое для достижения теплообменником стационарного теплового режима). В противном случае вероятно возникновение ситуации, при котором устройство никогда не достигает установившегося теплового режима, то есть не достигает максимальной располагаемой мощности (использование избыточного количества теплообменной площади), или используется нерационально малое количество площади теплообмена. Это может случаться при некорректном выборе параметров теплообменника или неверном определении условий эксплуатации водоразборного устройства.

На основе математического моделирования необходимо получить данные о распределении температур внутри потоков греющей и нагреваемой среды во времени при заданных условиях работы теплообменника. Таким образом, будет определено количество времени, необходимое для достижения стационарного

режима работы ТОА, и энергетический эффект, получаемый в каждый момент времени работы устройства. Учет влияния тепловой инерции теплообменника на его энергетическую эффективность позволит подбирать более рациональные характеристики устройства [52, 53, 54].

Все эти данные позволяют по упрощенной схеме подбирать более рациональную конфигурацию теплообменника для конкретных условий эксплуатации.

Для анализа работы ТОА при различных условиях эксплуатации необходимо разработать математическую модель процесса теплопередачи, обладающую следующим функционалом:

- возможность изменения конкретных геометрических параметров теплообменного аппарата (габаритные размеры корпуса, длина и диаметр трубок с нагреваемой средой, расстояние между двумя соседними трубками);
- возможность изменения температуры внутреннего воздуха в помещении, в котором расположен теплообменник, температуры нагреваемой и греющей воды на входе в теплообменный аппарат;
- возможность изменения массового расхода нагреваемой и греющей среды, теплотехнических характеристик сред и материалов, из которых изготовлен теплообменник;
- возможность расчета распределения температур внутри потоков сред (во времени и пространстве) при нестационарном и стационарном тепловом режиме работы ТОА;
- возможность изменения длительности отдельного использования теплообменника (длительности использования душевой);
- возможность задания теплофизических параметров, как функций от температуры сред.

2.2 Разработка математической модели теплопередачи в утилизационном ТОА при постоянном значении теплофизических параметров

Устройства для локальной утилизации теплоты сточных вод, отводимых от душевых устройств, в основном являются кожухотрубными теплообменными аппаратами типа «труба в трубе», располагающимися горизонтально.

Корпус теплообменного аппарата является частью канализационной сети, а пучок труб, расположенный в греющей воде (внутри корпуса теплообменника), является частью сетей холодного водоснабжения. При этом пучок с нагреваемой (холодной) водой может состоять из множества труб, а может быть представлен одной трубой [55].

Стоит отметить, что существуют конструкции ТОА для локальной утилизации теплоты стоков, в которых в момент начала использования душевой трубы с нагреваемой средой омываются только воздухом, так как предусмотрено полное опорожнение корпуса ТОА после прекращения использования душевой. В подобных устройствах в ходе работы душевой происходит заполнение межтрубного пространства внутри корпуса ТОА сточной водой и только после этого начинается теплообмен между греющей и нагреваемой водой. В данной работе не рассматриваются такие конструкции, для исследования выбрано устройство, в котором пучок труб с нагреваемой средой всегда находится внутри воды в межтрубном пространстве [56, 57, 58].

Примем, что процесс теплообмена идентичен во всех трубах в пучке, тогда для математического моделирования можно рассмотреть единичный поток холодной воды, условно расположенный в отдельном потоке горячей воды. На рисунке 2.1 показаны два таких потока, имеющие площадь поперечного сечения S_1 и S_2 для греющего и нагреваемого потока соответственно. При таком подходе объём греющей воды внутри корпуса теплообменного аппарата можно представить, как множество параллельно расположенных потоков одинаковой длины с прямоугольным поперечным сечением, в каждом из которых расположен поток (трубка) с холодной водой с круглым сечением. На рисунке 2.1 представлена схема

расположения труб с нагреваемой водой внутри объёма греющей среды в корпусе теплообменного аппарата.

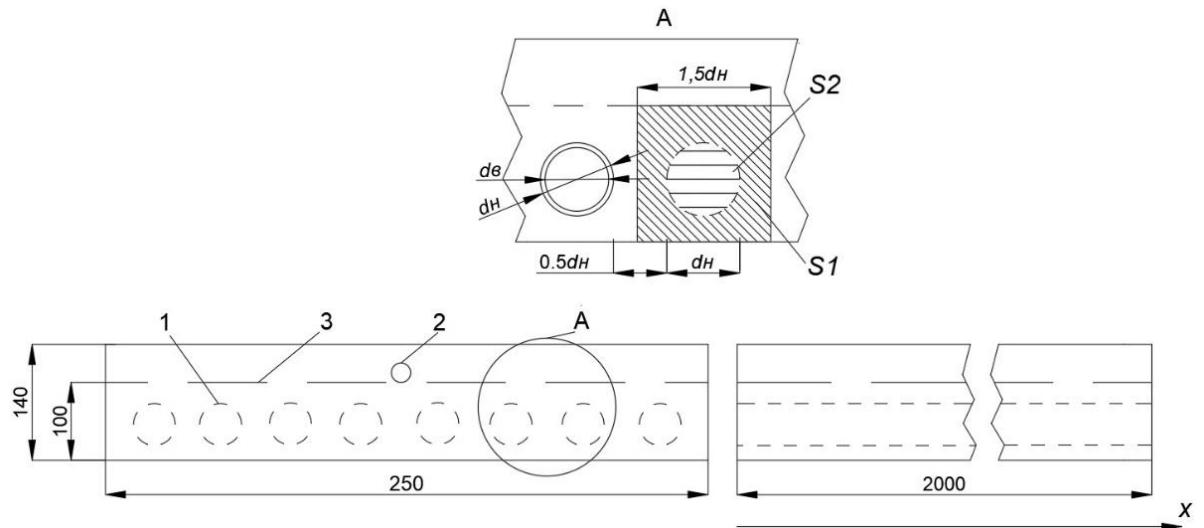


Рисунок 2.1. – Схема устройства ТОА с параметрами для математического моделирования теплообмена между двумя потоками сред: 1 – стальная трубка с нагреваемой водой; 2 – отверстия для подачи/удаления греющей среды из корпуса ТОА; 3 – высотный уровень греющей воды внутри корпуса ТОА; $d_{\text{н}}$ и $d_{\text{вн}}$ – наружный и внутренний диаметр трубы соответственно; S_1 и S_2 – площадь поперечного сечения потока греющей и нагреваемой среды соответственно

Средняя температура по сечению потока среды (температура смешения) изменяется по длине потока и зависит от времени, прошедшего после включения ТОА (начала использования душа), так как после долгого неиспользования водоразборного устройства в момент начала работы душевой температура в обоих потоках равна температуре внутреннего воздуха в помещении, в котором теплообменник располагается. После начала работы наблюдается период нестационарной тепловой работы устройства, сменяющийся установившимся тепловым режимом. Обозначим функцию средней температуры (температуры смешения) по поперечному сечению потока греющей и нагреваемой среды $t_1(x, \tau)$ и $t_2(x, \tau)$ соответственно. В дальнейшем в тексте параметры, относящиеся к греющей среде, обозначаются индексом «1», а параметры нагреваемой среды обозначаются индексом «2».

Таким образом, можно моделировать теплопередачу в подобных устройствах через моделирование теплообмена между наружной поверхностью отдельных трубок в пучке с окружающим их объёмом греющей воды, условно рассматривая данную компоновку взаимодействующих потоков, как конструкцию типа «труба в трубе». Потоки нагреваемой и греющей среды движутся навстречу друг друга (противоточная схема движения теплоносителей внутри ТОА). Движение потока нагреваемой среды совпадает с направлением пространственной оси x .

На данном этапе относительно математической модели принимается ряд допущений и упрощений: принимается, что изменение температуры сред происходит только вдоль пространственной оси x и во времени τ (моделируется распределение температуры в одномерных потоках сред во времени).

Также, пренебрежём тепловой инерцией стенки трубы и примем, что стенка является абсолютно тонким телом и в любой момент времени количество теплоты, переданное от греющей среды, равно количеству теплоты, полученному нагреваемой средой [59].

Известен вид общего уравнения энергии и неразрывности, справедливый для каналов любого поперечного сечения, постоянного по длине. Запишем данное уравнение для рассматриваемого случая расположения потоков в общем виде [59]:

$$q_c = -\frac{1}{u} \left[\frac{\partial}{\partial \tau} \int_0^S \rho i dS + \frac{\partial}{\partial x} \int_0^S \rho w_x i dS - \frac{\partial}{\partial x} \int_0^S \lambda \frac{\partial t}{\partial x} dS - \int_0^S q_v dS \right], \quad (2.1)$$

где S – площадь поперечного сечения потока среды, соответствующая расчетному периметру u , м^2 ; u – расчетный периметр канала, определяющийся, как $u_1 = \pi \cdot d_{\text{h}}$ для канала с греющей жидкостью и $u_2 = \pi \cdot d_{\text{вн}}$ для канала с нагреваемой жидкостью, м ; $q_{c1} = k \cdot (t_{1x} - t_{2x}) \cdot d/d_{\text{h}}$, $q_{c2} = k \cdot (t_{1x} - t_{2x}) \cdot d/d_{\text{вн}}$ – плотности внешних тепловых потоков, $\text{Вт}/\text{м}^2$; $d = (d_{\text{вн}} + d_{\text{h}})/2$; $k = 1/(1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2)$ – средний коэффициент теплопередачи по поверхности теплообмена, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи греющей и нагреваемой среды соответственно, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; δ – толщина стенки трубы, м ; t_{1x} – температура одномерного потока греющей среды в координате x , $^{\circ}\text{C}$; t_{2x} – температура одномерного потока нагреваемой среды в координате x , $^{\circ}\text{C}$; i –

средняя энталпия жидкости по сечению потока в координате x , Дж/кг; q_v – мощность внутренних источников теплоты, Вт/м³; λ – коэффициент теплопроводности материала труб, Вт/(м·К); ρ – плотность жидкости, кг/м³; w_x – проекция скорости потока среды на ось координат x , м/с.

Третий и четвертый член правой части уравнения (2.1) равны нулю, так как переносом теплоты теплопроводностью можно в рассматриваемом случае пренебречь (из-за сравнительно высоких скоростей сред), а внутренние источники тепловыделения отсутствуют [60].

На основе уравнения (2.1), используя средние скорости сред вместо массового расхода, записывается система уравнений:

$$\begin{aligned}\pi dk(t_1 - t_2) &= [\rho c S_2 \frac{\partial t_2}{\partial \tau} + c w_{2x} \rho S_2 \frac{\partial t_2}{\partial x}]; \\ -\pi dk(t_1 - t_2) &= [\rho c S_1 \frac{\partial t_1}{\partial \tau} - c w_{1x} \rho S_1 \frac{\partial t_1}{\partial x}];\end{aligned}\quad (2.2)$$

где $S_1 = h \cdot a - (\pi \cdot d_{\text{h}}^2 / 4)$ – площадь поперечного сечения потока греющей воды, м²; $S_2 = (\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 / 4)$ – площадь поперечного сечения потока нагреваемой воды, м²; d – диаметр трубы с нагреваемой средой, определяемый по формуле $d = (d_{\text{вн}} + d_{\text{h}})/2$, м; d_{h} и $d_{\text{вн}}$ – наружный и внутренний диаметр трубы соответственно, м; a – расстояние между осями двух соседних труб, м; h – высотный уровень греющей воды внутри корпуса ТОА, м; c – изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К); w_{1x} и w_{2x} – средние по сечению потоков скорости сред, м/с; t_1 и t_2 – средние по сечению потоков температуры сред, °С.

Конечный вид записи уравнений для определения температурных полей сред принимает вид:

$$\begin{aligned}\frac{\partial t_2}{\partial \tau} + w_{2x} \frac{\partial t_2}{\partial x} &= \frac{k(t_1(x, \tau) - t_2(x, \tau)) \pi d}{c \rho S_2} = \frac{4k(t_1(x, \tau) - t_2(x, \tau))}{c \rho d}; \\ \frac{\partial t_1}{\partial \tau} - w_{1x} \frac{\partial t_1}{\partial x} &= -\frac{\pi dk(t_1(x, \tau) - t_2(x, \tau))}{c \rho S_1}.\end{aligned}\quad (2.3)$$

Результатом совместного решения системы уравнений (2.3) является распределение температур внутри потоков сред во времени.

Запишем граничные и начальные условия для решения системы уравнений (2.3) для разных условий работы ТОА.

После долгого неиспользования ТОА температура сред внутри корпуса и труб будет равна температуре воздуха в помещении, где устройство располагается. Предполагается монтаж устройства в непосредственной близости от водоразборного устройства, поэтому для данного расчета температура сред в начальный момент времени принимается равной температуре воздуха в ванной комнате $t_0 \approx 20^\circ\text{C}$. Запишем начальное условие в виде:

$$\begin{aligned} t_1(x, \tau) \Big|_{\tau=0} &= t_0; \\ t_2(x, \tau) \Big|_{\tau=0} &= t_0. \end{aligned} \quad (2.4)$$

Граничные условия в контексте данной задачи имеют физический смысл температуры нагреваемой и греющей воды, поступающей в ТОА. Значения температуры нагреваемой и греющей среды в этом случае будут зависеть от времени года и от температуры удаляемой воды из душа соответственно.

Запишем граничные условия в виде:

$$\begin{aligned} t_1(x, \tau) \Big|_{x=L; \tau>0} &= t_r; \\ t_2(x, \tau) \Big|_{x=0; \tau>0} &= t_x. \end{aligned} \quad (2.5)$$

где t_r – температура греющей среды, поступающей в ТОА ($\approx 40^\circ\text{C}$); t_x – температура нагреваемой среды, поступающей в ТОА ($5\ldots 15^\circ\text{C}$); L – длина стальной трубы с нагреваемой средой в ТОА, м.

2.3 Определение коэффициента теплопередачи

Значение коэффициента теплопередачи k , входящего в систему уравнений (2.3) определяется на основе значения коэффициента теплоотдачи греющей и нагреваемой среды, а также характеристик материала труб. Значение коэффициента теплопередачи зависит от теплофизических параметров воды при

температуре $t(x,t)$, от геометрических параметров теплообменника, а также скорости сред [61, 62].

Таким образом, можно сделать вывод, что значение данного коэффициента будет разным для каждого конкретного случая, так как доступное физическое пространство для размещения теплообменника и режим работы водоразборного устройства будут уникальны.

Для нахождения значения коэффициента теплопередачи необходимо определить коэффициент теплоотдачи нагреваемой среды (холодной воды внутри труб) и коэффициент теплоотдачи греющей среды (горячей сточной воды в межтрубном пространстве) [59].

2.3.1 Определение коэффициента теплоотдачи нагреваемой среды

Определение коэффициента теплоотдачи нагреваемой среды в данном случае осуществляется сравнительно просто, так как расход воды в душевой среднестатистическим человеком находится в достаточно узком диапазоне значений и существенных расхождений при сравнении режимов использования водоразборных устройств в душевых наблюдаться не будет. Имеются данные о среднем значении массового расходы воды в душевой. Также, определение коэффициента теплоотдачи в трубах с простой геометрической формой поперечного сечения является базовой задачей, поддающейся прямому аналитическому решению.

На основе известного массового расхода воды в душевой и известного количества труб с нагреваемой водой определяется объёмный расход в отдельно взятой трубе по формуле:

$$v = \frac{V}{N}, \quad (2.6)$$

где V – объёмный расход воды в водоразборном устройстве в душевой, $\text{м}^3/\text{с}$; N – количество труб с нагреваемой водой, шт.

На практике обеспечение равного массового расхода в каждой трубке в пучке осуществляется при помощи коллектора со встроенной регулирующей арматурой. Скорость потока в трубе с нагреваемой водой определяется по формуле:

$$w_2 = \frac{v}{S_2}, \quad (2.7)$$

где w_2 – скорость потока в трубе с нагреваемой водой, м/с; $S_2 = (\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 / 4)$ – площадь поперечного сечения потока нагреваемой воды, м².

Далее, находятся значения числа Рейнольдса и Прандтля для средней температуры в диапазоне температур ($t_2'' \div t_2'$) по формулам (2.8) и (2.9):

$$Re_2 = \frac{w \cdot d_r}{v}, \quad (2.8)$$

$$Pr_{ж2} = \frac{v}{a}, \quad (2.9)$$

где w_2 – скорость потока в трубе с нагреваемой водой, м/с; v - кинематический коэффициент вязкости воды при температуре ($t_2'' \div t_2'$)/2, м²/с; d_r – гидравлический диаметр (в данном случае равный внутреннему диаметру $d_{\text{вн}}$, м; a – коэффициент температуропроводности воды при температуре ($t_2'' \div t_2'$)/2, м²/с.

Для определения числа Нуссельта используется формула (2.10), полученная для расчета местных коэффициентов теплоотдачи при вязкостном течении в начале теплового участка:

$$Nu_{ж,x} = 0,33 Re_{ж,x}^{0,5} \cdot Pr_{ж,x}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{x}{d_r} \right)^{0,1}, \quad (2.10)$$

где x – координата рассматриваемого сечения трубы при начале оси отчета в начале трубы с нагреваемой водой, м; $Nu_{ж,x} = \alpha_x \cdot x / \lambda_{ж}$, α_x – местный коэффициент теплоотдачи в точке x ; $Re_{ж,x} = w \cdot x / v_{ж}$, $\lambda_{ж}$ и $v_{ж}$ - коэффициенты теплопроводности и кинематической вязкости при средней температуре жидкости $t_{ж}$ в точке x ; $Pr_{ж}$ – число Прандтля, определенное на основе средней в данном сечении потока

температуре t_{∞} ; Pr_c – число Прандтля, определенное на основе местного значения температуры стенки t_c ; d_r – гидравлический диаметр, м.

Коэффициент теплоотдачи нагреваемой среды определяется на основе расчетного среднего значения числа Нуссельта по формуле:

$$\alpha_2 = \frac{\bar{Nu}_{\infty 2} \cdot \lambda_{\infty}}{d_{\text{вн}}}, \quad (2.11)$$

где λ_{∞} – коэффициент теплопроводности воды при температуре равной $(t_2'' \div t_2')/2$, Вт/(м·К).

Формула для расчета среднего значения числа Нуссельта по длине потока имеет вид:

$$\bar{\alpha}_2 = 1,4 \cdot \alpha_{2x=L}, \quad (2.12)$$

где $\alpha_{x=L}$ – местный коэффициент теплоотдачи, рассчитанный по формуле (2.11) при $x = L$, где L – длина трубы, Вт/(м²·К).

2.3.2 Определение коэффициента теплоотдачи греющей среды

В межтрубном пространстве (внутри корпуса теплообменника) греющая среда движется безнапорным способом: теплообменник расположен горизонтально, а отверстия для подачи/удаления греющей среды расположены на одном высотном уровне (рисунок 1.9). Для корректного расчета коэффициента теплоотдачи греющей среды необходимо определить, какой вид конвективного теплообмена преобладает в процессе теплопереноса: естественная или искусственная (вынужденная) конвекция.

Так как пучок труб с нагреваемой средой представлен множеством параллельно расположенных труб на одном высотной уровне со сравнительно маленьким расстоянием между ними, то предлагается рассмотреть данный случай теплообмена, как омывающуюся горячим потоком горизонтальную нагреваемую пластину, и именно с такой позиции выполнить расчет коэффициента теплоотдачи.

Расчет коэффициента теплоотдачи при данных условиях необходимо выполнить для случая с вынужденной конвекцией и с естественной конвекцией. Итоговое сравнение полученных значений коэффициентов позволит определить, какой вид конвективного теплопереноса преобладает в рассматриваемом случае. Именно большее значение коэффициента из полученных принимается, как расчетное для математической модели.

Описание точного движения греющей воды в межтрубном пространстве корпуса ТОА является сложной задачей: для расчета необходимо определить скорость движения потока в межтрубном пространстве, но, вероятно, при исследуемом случае наблюдается поверхностное течение жидкости (рисунок 2.1), вызванное искусственно создаваемым превышением количества воды, доступного для размещения в корпусе теплообменника. При этом движение среды является безнапорным и при таком движении практически весь расход жидкости может приходиться на поверхностное течение, а перемещение воды в нижних частях будет вызвано свободной конвекцией (плотностным течением), вызванным охлаждением воды при теплообмене с холодными трубами. Для определения *условной* скорости течения предлагается использовать формулу:

$$w_1 = \frac{G}{\rho \cdot f}, \quad (2.13)$$

где w_1 – скорость потока греющей среды, м/с; G – массовый расход греющей среды (сточной воды, удаляемой из душевой), кг/с; ρ – плотность воды кг/м³; f – площадь поперечного сечения потока греющей среды, определяемая, как $f = (a \cdot h) - (S_2 \cdot N)$; a – ширина потока греющей среды в корпусе теплообменника, м; h – высота потока греющей среды в корпусе теплообменника, м; S_2 – площадь поперечного сечения потока нагреваемой среды, м²; N – количество трубок с нагреваемой средой, шт.

Расчет коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве при свободной конвекции

Для расчета коэффициента теплоотдачи греющей среды при свободной конвекции около горизонтальной пластины (условно представленной множеством круглых труб, расположенных параллельно относительно друг друга на одном

высотном уровне при сравнительно малом расстоянии между соседними трубами) используется формула:

$$\bar{Nu}_d = 0,5 \cdot (Gr_d Pr_{ж1})^{0,25}, \quad (2.14)$$

где $Nu_d = \alpha_1 \cdot d / \lambda$; Gr – число Грасгофа; Pr – число Прандтля.

Число Грасгофа определяется согласно выражению:

$$Gr_d = \frac{g \cdot d^3 \cdot \beta \cdot |t_1 - t_c|}{v^2}, \quad (2.15)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; d – характерный размер (наружный диаметр труб), $d_{\text{нап}}$, м ; β – температурный коэффициент объемного расширения воды, $1/\text{К}$; $|t_1 - t_c|$ – разность температур между греющей средой и наружной поверхностью трубы, К ; v – кинематическая вязкость воды в межтрубном пространстве при температуре $(t_1'' + t_1')/2$, $^{\circ}\text{C}$.

Число Прандтля определяется по формуле:

$$Pr_{ж1} = \frac{v}{a}, \quad (2.16)$$

где v – кинематический коэффициент вязкости воды, $\text{м}^2/\text{с}$, в межтрубном пространстве при температуре $(t_1'' + t_1')/2$, $^{\circ}\text{C}$; a – коэффициент температуропроводности воды, $\text{м}^2/\text{с}$, при температуре $(t_1'' + t_1')/2$, $^{\circ}\text{C}$.

Число Нуссельта определяется по формуле (2.14), далее вычисляется коэффициент теплоотдачи по формуле:

$$\bar{\alpha}_1 = \frac{Nu_d \cdot \lambda_{ж}}{d}, \quad (2.17)$$

Разность между температурой греющей воды и наружной стенкой трубок $|t_1 - t_c|$ будет различной вдоль длины трубок. Если пренебречь термическим сопротивлением стенки трубы, то температуру наружной поверхности стенки трубы можно определить по формуле:

$$t_c = \frac{\alpha_1 \cdot t_1 + \alpha_2 \cdot t_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad (2.18)$$

где t_1 и t_2 – средняя температура греющей и нагреваемой среды в ТОА соответственно, $^{\circ}\text{C}$; α_1 и α_2 – коэффициент теплоотдачи греющей и нагреваемой среды в ТОА соответственно, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

С учетом последнего выражения разность $|t_1 - t_c|$ равна:

$$|t_1 - t_c| = \frac{\alpha_2 \cdot |t_1 - t_2|}{\alpha_1 + \alpha_2}. \quad (2.19)$$

Таким образом, чтобы рассчитать коэффициент α_1 , нужно предварительно оценить разность температур $|t_1 - t_c| \approx |t_1 - t_2|/2$, далее по формулам 2.14 - 2.17 рассчитывается в первом приближении коэффициент α_1 . Следующим шагом в расчете по формуле (2.19) уточняется разность температур $|t_1 - t_c|$, и во втором приближении по формулам 2.14 - 2.17 рассчитывается коэффициент α_1 . Если величина α_1 , полученная во втором приближении, значительно отличается от величины α_1 , полученной в первом приближении, можно осуществить последующее приближение величины α_1 . Значительным отличием коэффициента теплоотдачи предлагается считать относительную разницу более 5%.

Расчет коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве при вынужденной конвекции

Для определения коэффициента теплоотдачи при вынужденной (искусственной) конвекции в случае омывания потоком жидкости горизонтальной пластины используется формула:

$$\bar{N}u_l = 0,66 Re^{0,5} \cdot Pr_{ж1}^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_{ж1}}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (2.20)$$

где Re – число Рейнольдса, определенное для движения греющей жидкости в межтрубном пространстве; $Pr_{ж1}$ и Pr_c – число Прандтля, определенное для средней температуры греющей жидкости в межтрубном пространстве и температуры наружной поверхности стенки трубы соответственно.

Число Рейнольдса определяется по формуле:

$$Re_l = \frac{w \cdot l}{v}. \quad (2.21)$$

Число Прандтля определяется по формуле (2.16).

Коэффициент теплоотдачи в данном случае рассчитывается по формуле:

$$\overline{\alpha}_l = \frac{Nu_l \cdot \lambda_{ж.}}{l}. \quad (2.22)$$

Для использования в математической модели используется наибольшее значение коэффициента теплоотдачи, определенного в формулах (2.17) и (2.22).

2.4. Разработка математической модели теплопередачи в утилизационном ТОА при значениях теплофизических параметров, зависящих от температуры сред

В пункте 2.3 представлена математическая модель теплопередачи в утилизационном теплообменном аппарате, использующая среднеарифметические значения теплофизических параметров в температурном диапазоне от 5 °C до 40 °C (минимальная и максимальная расчетная температура теплоносителей в теплообменном аппарате). К данным теплофизическим параметрам относится: теплоемкость воды при постоянном давлении, плотность воды, коэффициент теплопроводности воды, коэффициент теплоотдачи нагреваемой и греющей среды, коэффициент теплопроводности материала труб.

Так как в процессе использования теплообменного аппарата температура обоих потоков изменяется в пространстве и времени, то данное изменение необходимо учитывать, записав в математической модели данные параметры, как функции от температуры сред.

Стоит отдельно отметить, что в контексте данной работы представляет большой интерес вопрос разницы результатов математического моделирования теплопередачи при использовании среднеарифметических значений теплофизических параметров в рассматриваемом диапазоне температур сред и при использовании значений теплофизических параметров, как функций от температуры.

Зависимость значения теплоемкости воды от температуры.

Значения теплоемкости воды при постоянном давлении при разной температуре представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Теплоемкость воды при разной температуре

Температура воды, t , °C	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45
Теплоемкость воды, c_p , Дж/(кг·К)	4217	4204	4191	4187	4183	4179	4174	4174	4174	4177

Для построения формулы функции использовался метод квадратичной регрессии со средней ошибкой аппроксимации в размере 0,0276 %. На основе представленных значений теплоемкости воды при разной температуре получена аналитическая запись данной зависимости [63]:

$$c_p(t) = 0,0341 \cdot t^2 - 2,3844 \cdot t + 4215,3556, \quad (2.23)$$

где $c_p(t)$ – значение теплоемкости воды при температуре воды равном t , Дж/(кг·К).

Зависимость значения плотности воды от температуры.

Значения плотности воды при разной температуре представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Плотность воды при разной температуре

Температура воды, t , °C	0	10	20	30	40	50
Плотность воды, ρ , кг/м ³	999,8	999,7	998,2	995,65	992,2	988

Для построения формулы функции использовался метод квадратичной регрессии со средней ошибкой аппроксимации в размере 0,0109 %. На основе представленных значений теплоемкости воды при разной температуре получена аналитическая запись данной зависимости [63]:

$$\rho(t) = -0,0051 \cdot t^2 + 0,0125 \cdot t + 999,9104, \quad (2.24)$$

где $\rho(t)$ – значение плотности воды при температуре воды равном t , кг/м³.

Зависимость значения коэффициента теплопроводности воды от температуры.

Значения коэффициента теплопроводности воды при разной температуре представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Коэффициент теплопроводности воды при разной температуре

Температура воды, t , °C	0	10	20	30	40	50
Коэффициент теплопроводности, λ , Вт/(м·К)	0,552	0,578	0,598	0,614	0,629	0,642

Для построения формулы функции использовался метод показательной регрессии со средней ошибкой аппроксимации в размере 0,0109 %. На основе представленных значений теплоемкости воды при разной температуре получена аналитическая запись данной зависимости [63, 64]:

$$\lambda_{\text{ж}}(t) = 0,5584 \cdot 1,003^t, \quad (2.25)$$

где $\lambda_{\text{ж}}(t)$ – значение коэффициента теплопроводности воды при температуре воды равном t , Вт/(м·К).

Зависимость значения коэффициента теплопроводности нержавеющей стали от температуры.

Согласно [65], обобщающая зависимость коэффициента теплопроводности нержавеющей стали от температуры имеет вид:

$$\lambda_{\text{ст}}(t) = 0,0162 \cdot t + 14,5336, \quad (2.26)$$

где $\lambda_{\text{ст}}(t)$ – значение коэффициента теплопроводности нержавеющей стали при температуре стали равном t , Вт/(м·К).

Зависимость значения коэффициента теплоотдачи от внутренней стенки трубы к нагреваемой среде от температуры.

Коэффициент теплоотдачи нагреваемой среды, движущейся внутри труб, определяется на основе формулы 2.11. В данной формуле значение числа Прандтля, Рейнольдса и коэффициента теплопроводности воды зависят от температуры воды. Формула (2.25) определяет зависимость значения коэффициента теплопроводности воды от температуры воды. Значения числа Прандтля при разной температуре представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Число Прандтля для воды при разной температуре

Температура воды, $t, ^\circ\text{C}$	0	10	15	20	25	30	35	40	50
Число Прандтля, Pr	13,67	9,52	8,24	7,02	6,19	5,42	4,88	4,31	3,54

Для построения формулы функции использовался метод кубической регрессии со средней ошибкой аппроксимации в размере 0,7156 %. На основе представленных значений числа Прандтля при разной температуре получена аналитическая запись данной зависимости [63, 64, 66]:

$$Pr(t) = -0,0001 \cdot t^3 + 0,0093 \cdot t^2 - 0,491 \cdot t + 13,6865, \quad (2.27)$$

где $Pr(t)$ – значение числа Прандтля при температуре воды равном t .

При расчете числа Нуссельта необходимо учитывать изменение значения кинематической вязкости. Значения данного параметра при разной температуре воды представлены в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Кинематическая вязкость для воды при разной температуре

Температура воды, $t, ^\circ\text{C}$	0	5	10	20	30	40	50
Кинематическая вязкость, $v, (\text{м}^2/\text{с}) \cdot 10^6$	13,67	9,52	8,24	7,02	6,19	5,42	4,88

Для построения формулы функции использовался метод квадратичной регрессии со средней ошибкой аппроксимации в размере 5,46 %. На основе представленных значений кинематической вязкости воды при разной температуре воды получена аналитическая запись данной зависимости [63, 64]:

$$v(t) = 0,0003 \cdot t^2 - 0,042 \cdot t + 1,7343, \quad (2.28)$$

где $v(t)$ – значение кинематической вязкости воды при температуре воды равном t , $(\text{м}^2/\text{с}) \cdot 10^6$.

Зависимость значения коэффициента теплоотдачи от греющей воды к наружной поверхности труб от температуры.

Определение значения коэффициента теплоотдачи от греющей среды к наружной поверхности труб происходит на основе формулы (2.17). В данную формулу входят число Нуссельта, Рейнольдса, Прандтля и Грасгофа, коэффициент

теплопроводности воды. Зависимости значений теплофизических параметров от температуры, участвующие при вычислении данного значения коэффициента теплоотдачи, представлены в формулах (2.23-2.28). На основе данных формул вычисляется коэффициент теплоотдачи, как функция от температуры воды в межтрубном пространстве.

Система уравнений (2.3), учитывающих изменение теплофизических параметров при изменении температуры, имеет общий вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial t_2}{\partial \tau} + w_{2x}(\tau) \cdot \frac{\partial t_2}{\partial x} &= \frac{k(x, \tau) \cdot (t_1(x, \tau) - t_2(x, \tau)) \pi d}{c(t_2) \cdot \rho(t_2) \cdot S_2} = \frac{4k(x, \tau) \cdot (t_1(x, \tau) - t_2(x, \tau))}{c(t_2) \cdot \rho(t_2) \cdot d}, \\ \frac{\partial t_1}{\partial \tau} - w_{1x}(\tau) \cdot \frac{\partial t_1}{\partial x} &= -\frac{\pi d \cdot k(x, \tau) \cdot (t_1(x, \tau) - t_2(x, \tau))}{c(t_2) \cdot \rho(t_2) \cdot S_1}. \end{aligned} \quad (2.29)$$

Стоит отметить, что при использовании и в децентрализованной, и в централизованной системе горячего водоснабжения массовый расход сред в теплообменнике остаётся постоянным. Следовательно, скорость сред в утилизационном теплообменном аппарате w_{2x} и w_{1x} имеет постоянное значение в пространстве и времени.

2.5 Численная запись разработанной математической модели при постоянных теплофизических параметрах

Для решения системы уравнений (2.3) с начальными условиями (2.4) и граничными условиями (2.5) выбран численный метод решения – метод конечных разностей (МКР) с равномерной пространственно-временной сеткой. Для аппроксимации дифференциальных уравнений алгебраическими использовалась четырехточечная явная разностная схема и были введены аналоги функций температуры $t_1(x, \tau)$ и $t_2(x, \tau)$ – сеточные функции температуры $T1_i^n$ и $T2_i^n$ соответственно [67, 68, 69].

Пространственно-временная сетка является пространством непрерывного изменения функции температуры во времени и пространстве, замененным счетным

множеством точек R_i^n , каждой из которых соответствует значение температуры в конкретной пространственной координате в определенный момент времени. Точки из этого множества называются узлами. Используемая выбранная сетка является регулярной и равномерной.

В основе двухмерной пространственно-временной сетки лежат две оси: ось абсцисс с пространственной координатой x и ось ординат с координатой времени τ . От начала пространственной оси отложено расстояние, равное длине потоков нагреваемой и греющей среды L . Пространственная координата внутри потока среды может принимать значения $0 < x < L$, где x – пространственная координата внутри потока среды, м; L – длина трубки, м.

От начала оси ординат (оси времени) отложен период длительностью $\tau_{\text{конечное}}$, равный расчетному значению длительности использования душевой (длительности работы ТОА). Переменная, описывающая время, может принимать значения: $0 < \tau < \tau_{\text{конечное}}$, где 0 – начальный момент времени (момент начала работы ТОА/момент начала работы водоразборного устройства), с; τ – время, прошедшее с начала работы ТОА, с;

При использовании метода конечных разностей происходит дискретизация переменных: поток жидкости представляется, как множество пространственных точек, а время, как множество моментов времени. Расстояние между двумя соседними пространственными точками определяется, как $\Delta x = L/m$, где L – длина потока среды, м; m – количество пространственных точек. Величина временного отрезка, между двумя соседними моментами времени (между двумя соседними временными слоями) определяется, как $\Delta \tau = \tau_{\text{конечное}}/s$, где $\tau_{\text{конечное}}$ – длительность работы ТОА после включения, с; s – количество моментов времени (временных слоёв).

Таким образом, пространство потока жидкости по длине представляется, как множество точек $i = 0, 1, 2, 3, \dots, m$; Время работы после включения по аналогии представляется, как множество временных слоёв $n = 0, 1, 2, 3, \dots, s$;

Координата пространственной точки на пространственной оси определяется по выражению $\Delta x \cdot i$, а временного слоя на оси времени определяется по выражению $\Delta \tau \cdot n$.

Изображение используемой пространственно-временной сетки представлено на рисунке 2.2.

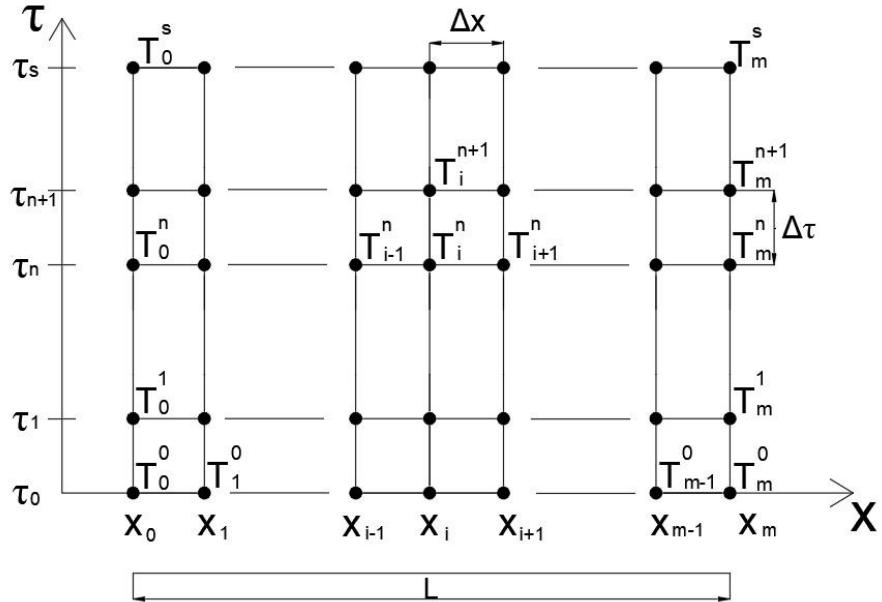


Рисунок 2.2. – Пространственно-временная сетка с четырехточечным шаблоном: T_i^{n+1} , T_i^n , T_{i-1}^n , T_{i+1}^n , где n – номер временного слоя, i – номер пространственной точки

Необходимо записать аналоги дифференциальных уравнений, входящих в систему уравнений (2.3), для использования на пространственно-временной сетке. Для этого система уравнений (2.3) аппроксимирована системой алгебраических уравнений [69]:

$$\begin{aligned} \frac{T2_i^{n+1} - T1_i^n}{\Delta \tau} + w_{2x}^n \frac{T2_i^n - T2_{i-1}^n}{\Delta x} &= \frac{\pi k d}{c \rho S_2} (T1_i^n - T2_i^n); \\ \frac{T1_i^{n+1} - T1_i^n}{\Delta \tau} - w_{1x}^n \frac{T1_i^n - T1_{i-1}^n}{\Delta x} &= -\frac{4 \pi k d}{c \rho S_1} (T1_i^n - T2_i^n); \end{aligned} \quad (2.30)$$

где $(T_i^{n+1} - T_i^n)/\Delta \tau$ – алгебраическая запись первой производной функции температуры по времени, $^{\circ}\text{C}/\text{с}$; $(T_i^n - T_{i-1}^n)/\Delta x$ – алгебраическая запись первой производной функции температуры по координате, $^{\circ}\text{C}/\text{м}$; $\Delta \tau$ – количество времени между рассматриваемыми моментами времени (временными слоями), с ; Δx –

расстояние между соседними пространственными точками, м; $T1_i^n - T2_i^n$ – температурный напор между потоками в пространственной точке i в момент времени n , $^{\circ}\text{C}$; w_x^n – скорость потока в проекции на пространственную ось x в момент времени n , м/с; d – диаметр трубы с нагреваемой средой, определяемый по формуле $d = (d_{\text{вн}} + d_{\text{н}})/2$, м; $d_{\text{н}}$ и $d_{\text{вн}}$ – наружный и внутренний диаметр трубы соответственно, м.

Запишем начальные и граничные условия (2.4 – 2.5) для обоих потоков. Начальные условия, записанные для использования на пространственно-временной сетке, примут вид:

$$\begin{aligned} T1_i^0 &= t_0; \\ T2_i^0 &= t_0; \end{aligned} \quad (2.31)$$

где $T1_i^0$ и $T2_i^0$ – значения температуры во всех «узлах» сетки на нулевом временном слое (в начальный момент времени), $^{\circ}\text{C}$.

Граничные условия для использования на пространственно-временной сетке имеют физический смысл значения температуры в первой пространственной точке потока среды: x_0 – для нагреваемой среды и x_m – для греющей среды. Данные граничные условия показывают, значение температуры греющей и нагреваемой воды при поступлении в теплообменный аппарат.

Граничные условия имеют вид:

$$\begin{aligned} T1_m^n &= t_{\text{г}}; \\ T2_0^n &= t_{\text{x}}; \end{aligned} \quad (2.32)$$

где $T1_m^n$ и $T2_0^n$ – значения температуры в крайней точке потока (начале потока) греющей и нагреваемой среды в каждый момент времени, $^{\circ}\text{C}$.

На основе начальных и граничных условий определяются температуры во всех «узлах», находящихся на нулевом временном слое, и в первой (нулевой) пространственной точке каждого потока среды в любой момент времени.

При использовании явной разностной схемы для решения системы уравнений (2.33) значения температуры в «узлах» пространственно-временной сетки вычисляются последовательно: определяется значение температуры в пространственной точке на следующем временном слое на основе значения

температуры в этой же точке и соседних с ней на предыдущем временном слое, и учитывая разницу температур между взаимодействующими потоками сред в точке на предыдущем временном слое.

Значения температуры на следующем временном слое $n+1$ рассчитываются на основе значений температуры на предыдущем временном слое n . Для этого используются формулы (2.30), полученные на основе системы уравнений (2.3), в которых выражаются значения температуры на следующем временном слое $n+1$:

$$\begin{aligned} T2_i^{n+1} &= T1_i^n - \Delta\tau w_{2x}^n \frac{T2_i^n - T2_{i-1}^n}{\Delta x} + \frac{\Delta\tau\pi kd}{c\rho S_2} (T1_i^n - T2_i^n); \\ T1_i^{n+1} &= T1_i^n + \Delta\tau w_{1x}^n \frac{T1_i^n - T1_{i-1}^n}{\Delta x} - \frac{\Delta\tau 4\pi kd}{c\rho S_1} (T1_i^n - T2_i^n). \end{aligned} \quad (2.33)$$

Видно, что значения температуры на следующем временном слое T_i^{n+1} зависят только от значений температуры в узлах на предыдущем временном слое n .

При использовании явной разностной схемы необходимо учитывать условие устойчивости. Для данной задачи условие устойчивости имеет вид [67, 69]:

$$\Delta\tau < \frac{\Delta x}{w_{\max}}, \quad (2.34)$$

где w_{\max} – наибольшее значение скорости движения потока среды, м/с.

Физический смысл требования устойчивости состоит в том, что шаг по времени $\Delta\tau$ не должен превышать время, за которое жидкость перемещается от пространственного «узла» i до $i+1$ (или $i-1$).

Для решения задачи используется программное обеспечение Mathcad со встроенным блоком программирования.

Искомое решение в данном случае имеет вид матрицы, в которой столбец представляет совокупность значений температуры в конкретной пространственной точке в разные моменты времени (на разных временных слоях), а строка матрицы представляет собой множество значений температуры во всех пространственных точках в один и тот же момент времени (на определённом временном слое). Решением будут являться две заполненные матрицы (для греющей и нагреваемой среды).

На основе системы уравнений (2.33), начальных условий (2.31) и граничных условий (2.32) и возможно произвести расчет всех значений температур в узлах пространственно-временной сетки (матрицы) для потоков обоих сред. Составим алгоритм расчета значений температуры в узлах пространственно-временной сетки (рисунок 2.3).

В данном алгоритме важно производить расчет значений температур $T1_i^n$ и $T2_i^n$ на n -ом временном слое только после полного вычисления значений температур $T1_i^{n-1}$ и $T2_i^{n-1}$ на временном слое $n-1$. Это необходимо для определения температурного напора между потоками в пространственной точке i на временном слое $n-1$ – разницы температур в правой части уравнений (2.33).

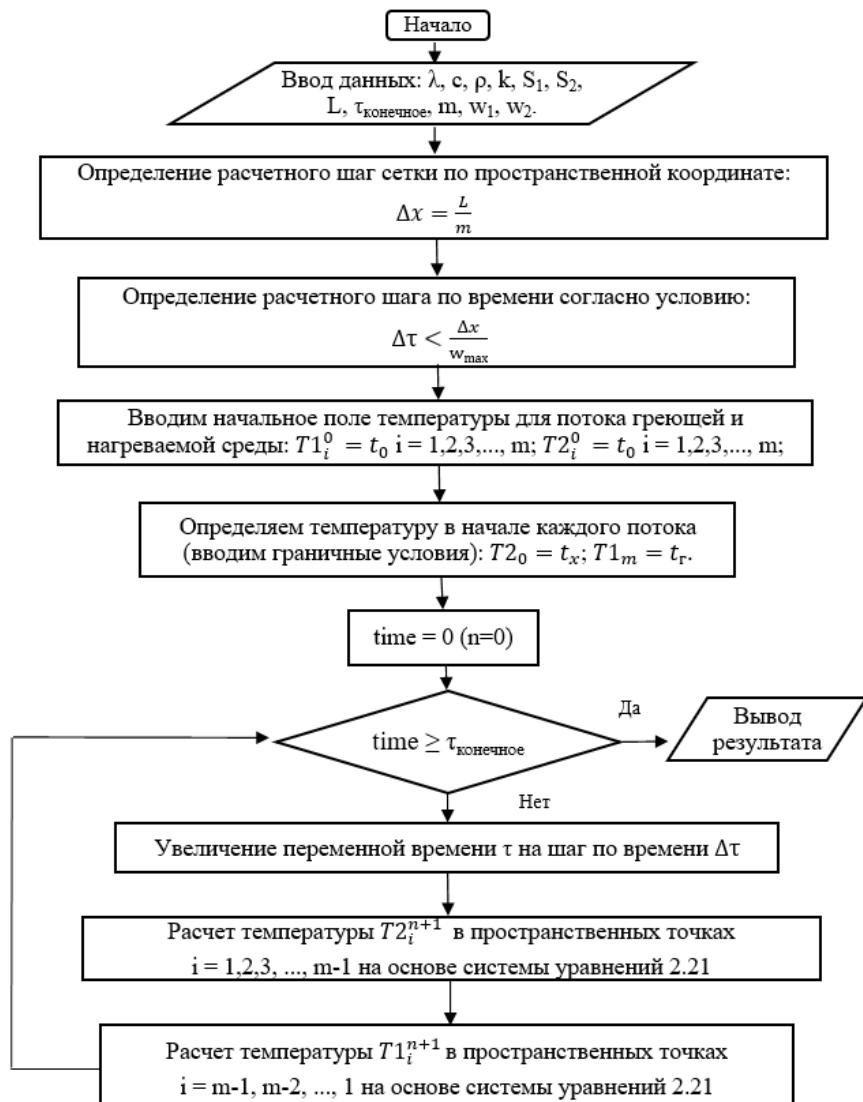


Рисунок 2.3. Алгоритм расчета значений температуры в «узлах» пространственно-временной сетки

Результатом расчета являются две матрицы со значениями температуры внутри потоков сред во времени и пространстве.

2.6 Численная запись разработанной математической модели при теплофизических параметрах-функциях от температуры сред

В случае расчета, учитывающем изменение теплофизических параметров при изменении температуры сред, необходимо дополнить начальные условия записью распределения значений теплофизических параметров в начальный момент времени (на начальном временном слое) для потока нагреваемой и греющей среды в виде:

$$\begin{aligned}
 c_i^0 &= 0,0341 \cdot (T_i^0)^2 - 2,3844 \cdot T_i^0 + 4215,3556; \\
 \rho_i^0 &= -0,0051 \cdot (T_i^0)^2 + 0,0125 \cdot T_i^0 + 999,9104; \\
 \lambda_{ж_i}^0 &= 0,5584 \cdot 1,003^{T_i^0}; \\
 \lambda_{ст_i}^0 &= 0,0162 \cdot T_i^0 + 14,5336; \\
 Pr_i^0 &= -0,0001 \cdot (T_i^0)^3 + 0,0093 \cdot (T_i^0)^2 - 0,491 \cdot (T_i^0) + 13,6865; \\
 v_i^0 &= 0,0003 \cdot (T_i^0)^2 - 0,042 \cdot T_i^0 + 1,7343; \\
 k_i^0 &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1i}^0} + \frac{\delta}{\lambda_{сталь_i}^0} + \frac{1}{\alpha_{2i}^0}}.
 \end{aligned} \tag{2.35}$$

При расчете температурного распределения в потоках сред во времени и пространстве с учетом изменения теплофизических параметров от температуры, необходимо записать сеточные аналоги функций теплофизических параметров в соответствие с используемой пространственно-временной сеткой.

Например, теплоёмкость воды, записанная в виде сеточной функции для потока греющей среды, будет иметь вид $c1_i^n$, где n – номер временного слоя (момента времени), i – номер пространственной точки. Физический смысл значения данной функции заключается определении значения теплофизического параметра в пространственной точке i в момент времени n , соответствующего

значению температуры рассматриваемого потока в пространственной точке i в момент времени n .

Таким образом, для расчета значений температуры на временном слое $n=i+1$. будут использоваться значения теплофизических параметров, определенные на основе значений температуры на временном слое $n=i$, то есть начальные и граничные условия.

Перезапишем формулы зависимости теплотехнических параметров для использования на пространственно-временной сетке.

Сеточная функция теплоемкости воды, записанная на основе выражения (2.23), принимает вид:

$$c_i^n = 0,0341 \cdot (T_i^{n-1})^2 - 2,3844 \cdot T_i^{n-1} + 4215,3556. \quad (2.36)$$

Сеточная функция плотности воды, записанная на основе выражения (2.24), принимает вид:

$$\rho_i^n = -0,0051 \cdot (T_i^{n-1})^2 + 0,0125 \cdot T_i^{n-1} + 999,9104. \quad (2.37)$$

Сеточная функция значения коэффициента теплопроводности воды, записанная на основе выражения (2.25), принимает вид:

$$\lambda_{ж_i}^n = 0,5584 \cdot 1,003^{T_i^{n-1}}. \quad (2.38)$$

Сеточная функция значения коэффициента теплопроводности нержавеющей стали, записанная на основе выражения (2.26), принимает вид:

$$\lambda_{ст_i}^n = 0,0162 \cdot T_i^{n-1} + 14,5336. \quad (2.39)$$

Сеточная функция значения числа Прандтля, записанная на основе выражения (2.27), принимает вид:

$$Pr_i^n = -0,0001 \cdot (T_i^{n-1})^3 + 0,0093 \cdot (T_i^{n-1})^2 - 0,491 \cdot (T_i^{n-1}) + 13,6865. \quad (2.40)$$

Сеточная функция значения кинематической вязкости, записанная на основе выражения (2.28), принимает вид:

$$v_i^n = 0,0003 \cdot (T_i^{n-1})^2 - 0,042 \cdot T_i^{n-1} + 1,7343. \quad (2.41)$$

Сеточная функция значения коэффициента теплопередачи, записанная для использования на пространственно-временной сетке, принимает вид:

$$k_i^{n+1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1i}^n} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{сталь}}^n} + \frac{1}{\alpha_{2i}^n}}. \quad (2.42)$$

Система уравнений (2.29) для использования на пространственно-временной сетке имеет вид:

$$\begin{aligned} \frac{T2_i^{n+1} - T1_i^n}{\Delta\tau} + w_{2x}^n \frac{T2_i^n - T2_{i-1}^n}{\Delta x} &= \frac{\pi k_i^n d}{c_i^n \rho_i^n S_2} (T1_i^n - T2_i^n); \\ \frac{T1_i^{n+1} - T1_i^n}{\Delta\tau} - w_{1x}^n \frac{T1_i^n - T1_{i-1}^n}{\Delta x} &= -\frac{4\pi k_i^n d}{c_i^n \rho_i^n S_1} (T1_i^n - T2_i^n). \end{aligned} \quad (2.43)$$

2.7 Результаты математического моделирования теплопередачи в утилизационном теплообменном аппарате

Результатом математического моделирования стали две матрицы одинаковой размерности $m \cdot s$, в которых номер столбца матрицы – номер пространственной точки $i = 0, 1, 2, \dots, m$, а номер строки – номер момента времени с начала работы теплообменного аппарата (начала работы душевой) $n = 0, 1, 2, \dots, s$.

Пример полученной матрицы для сеточной функции $T2_i^n$ с количеством пространственных и временных точек $m = 10$ и $s = 10$ соответственно и шагом по пространству $\Delta x = 0,09$ м, а по времени $\Delta\tau = 0,1$ с представлен на рисунке 2.4. В представленном примере граничные и начальные условия для функции температуры нагреваемой среды имели вид $T2_0^n = t_x = 15^\circ\text{C}$ и $T2_i^0 = t_0 = 20^\circ\text{C}$.

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	15	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
1	15	19.444	20	20	20	20	20	20	20	20	20.032
2	15	18.951	19.938	20	20	20	20	20	20	20	20.06
3	15	18.514	19.829	19.993	20	20	20	20	20	20.001	20.086
4	15	18.125	19.683	19.975	19.999	20	20	20	20	20.002	20.108
5	15	17.781	19.51	19.942	19.997	20	20	20	20	20.003	20.128
6	15	17.475	19.319	19.894	19.991	20	20	20	20	20.004	20.146
7	15	17.204	19.115	19.831	19.98	19.999	20	20	20	20.006	20.162
8	15	16.964	18.904	19.751	19.963	19.996	20	20	20	20.008	20.176
9	15	16.75	18.69	19.658	19.94	19.993	19.999	20	20	20.01	20.189
10	15	16.561	18.477	19.551	19.909	19.987	19.999	20	20	20.012	20.201

Рисунок 2.4. – Пример заполненной матрицы значений функций температур греющей среды в узлах пространственно-временной сетки

Математически моделировалась теплопередача в ТОА с техническими характеристиками и условиями эксплуатации, представленными в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Технические характеристики и условия эксплуатации ТОА

Параметр	Расчетное значение параметра
1	2
Длина труб, L , м	1
Количество труб, N , шт	10
Диаметр трубы, $d_{\text{вн}} / d_{\text{нап}}$, м	0,021 / 0,024
Коэф. теплопроводности материала труб, $\lambda_{\text{ст}}$, Вт/(м·К)	17
Толщина стенки трубы, δ , м	0,003
Площадь поверхности 1 м.п. трубы, м^2	0,115
Габариты корпуса ТОА (длина, ширина, высота), м	2 / 0,3 / 0,15
Высотный уровень греющей среды внутри ТОА, м	0,1
Расчетная площадь поверхности теплообмена, м^2	1,15
Коэффициент теплопередачи, k , Вт/м ² ·К	330
Скорость потока греющей среды, w_1 , м/с	0,01
Скорость потока нагреваемой среды, w_2 , м/с	0,04
Массовый расход греющей среды, G , кг/с	0,14
Массовый расход нагреваемой среды в трубе, G_n , кг/с	0,014
Объем греющей среды внутри ТОА, V , м ³	0,03
Температура нагреваемой среды на входе в ТОА, $t_r, ^\circ\text{C}$	5; 15
Температура греющей среды на входе в ТОА, $t_x, ^\circ\text{C}$	40

Итогом моделирования стали распределения температуры внутри потока нагреваемой и греющей среды при разной температуре холодной воды на входе в теплообменник: на рисунке 2.5 и 2.6 представлено распределение температуры в потоках при граничных условиях $T2_0^n = t_x = 5$ °C, а на рисунке 2.7 и 2.8 распределения температуры в тех же потоках, но при $T2_0^n = t_x = 15$ °C. На рисунках 2.5-2.8 представлен результат математического моделирования температурного распределения при значениях теплотехнических параметров, определённых, как среднеарифметические значения параметров для рассматриваемого интервала температур (5-40 °C).

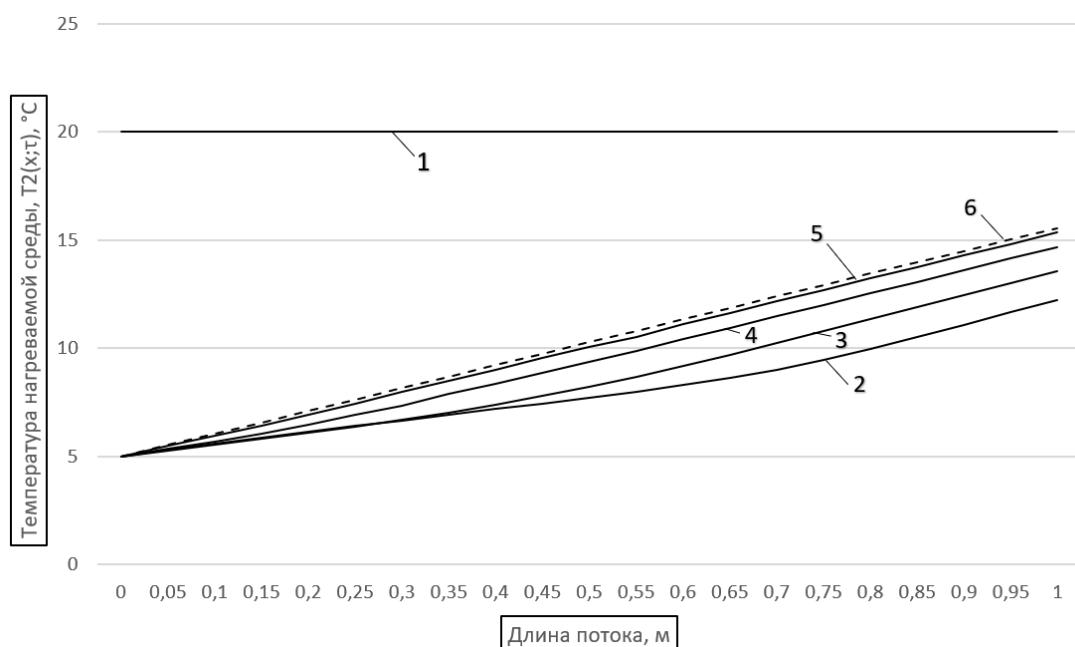


Рисунок 2.5. – Распределение температуры внутри потока нагреваемой среды в разные моменты времени: 1 – $\tau = 0$ с; 2 – $\tau = 60$ с; 3 – $\tau = 120$ с; 4 – $\tau = 180$ с; 5 – $\tau = 240$ с; 6 – $\tau = 300$ с

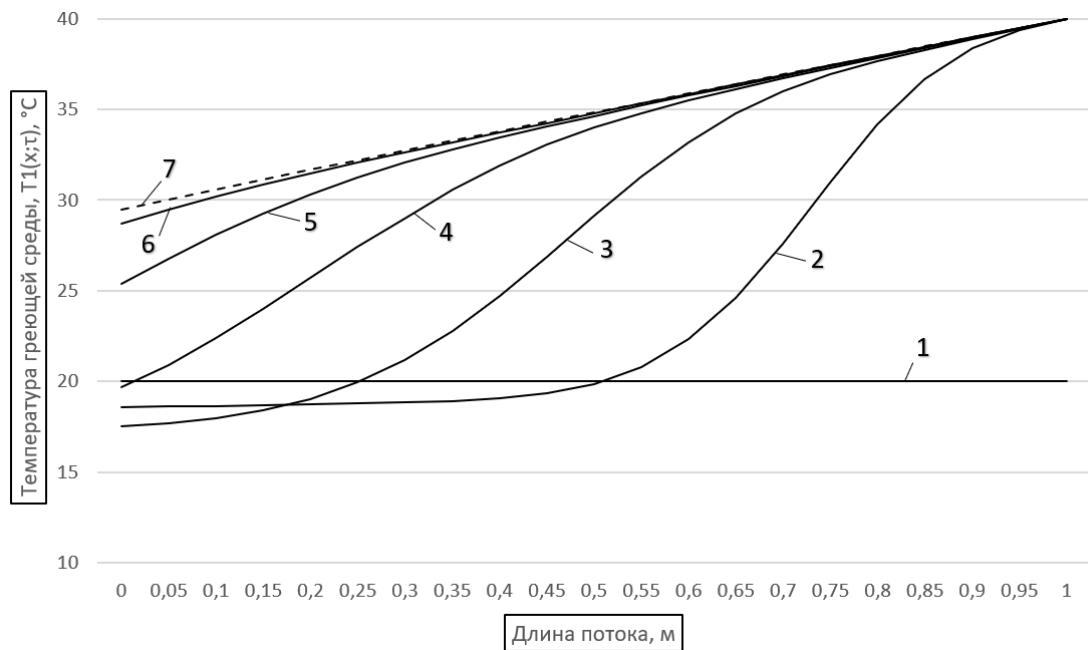


Рисунок 2.6. – Распределение температуры внутри потока греющей среды в разные моменты времени: 1 – $\tau = 0$ с; 2 – $\tau = 60$ с; 3 – $\tau = 120$ с; 4 – $\tau = 180$ с; 5 – $\tau = 240$ с; 6 – $\tau = 300$ с; 7 – $\tau = 360$ с

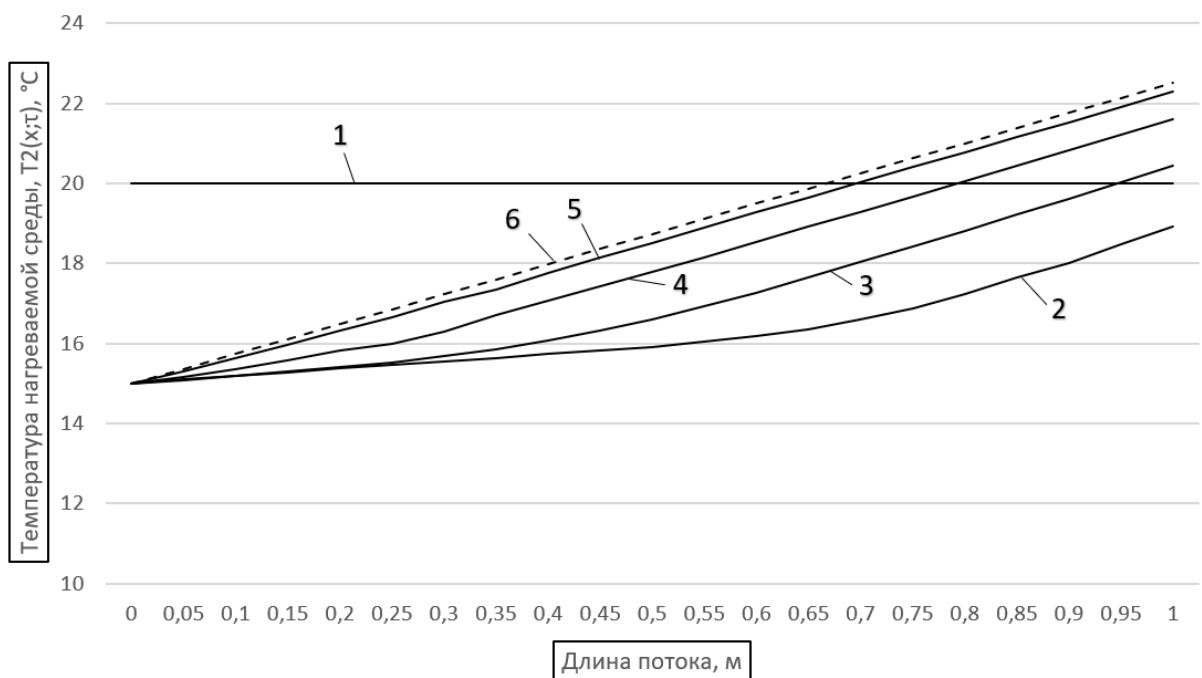


Рисунок 2.7. – Распределение температуры внутри потока нагреваемой среды в разные моменты времени: 1 – $\tau = 0$ с; 2 – $\tau = 60$ с; 3 – $\tau = 120$ с; 4 – $\tau = 180$ с; 5 – $\tau = 240$ с; 6 – $\tau = 300$ с; 7 – $\tau = 360$ с

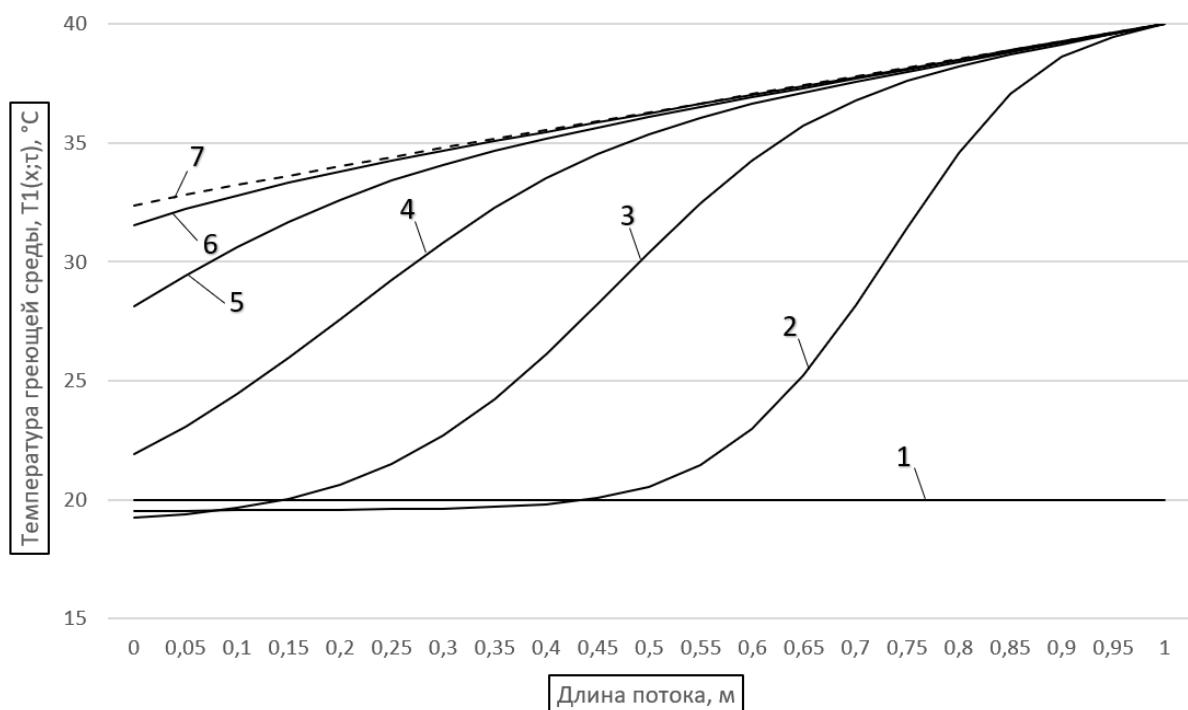


Рисунок 2.8. – Распределение температуры внутри потока греющей среды в разные моменты времени: 1 – $\tau = 0$ с; 2 – $\tau = 60$ с; 3 – $\tau = 120$ с; 4 – $\tau = 180$ с; 5 – $\tau = 300$ с; 6 – $\tau = 360$ с; 7 – $\tau = 420$ с

Также, получены результаты математического моделирования распределения температуры внутри потоков сред при постоянном значении теплотехнических характеристики (система уравнений 2.33) и при записи теплотехнических характеристик в вид функций от температуры сред (система уравнений 2.43).

На рисунке 2.9 представлено сравнение распределения температуры в потоке нагреваемой среды в разные моменты времени после начала работы теплообменника (0, 60, 120, 420 секунд), полученное при постоянных и переменных теплотехнических характеристиках. Расхождение между полученными значениями температур не превысило 3%.

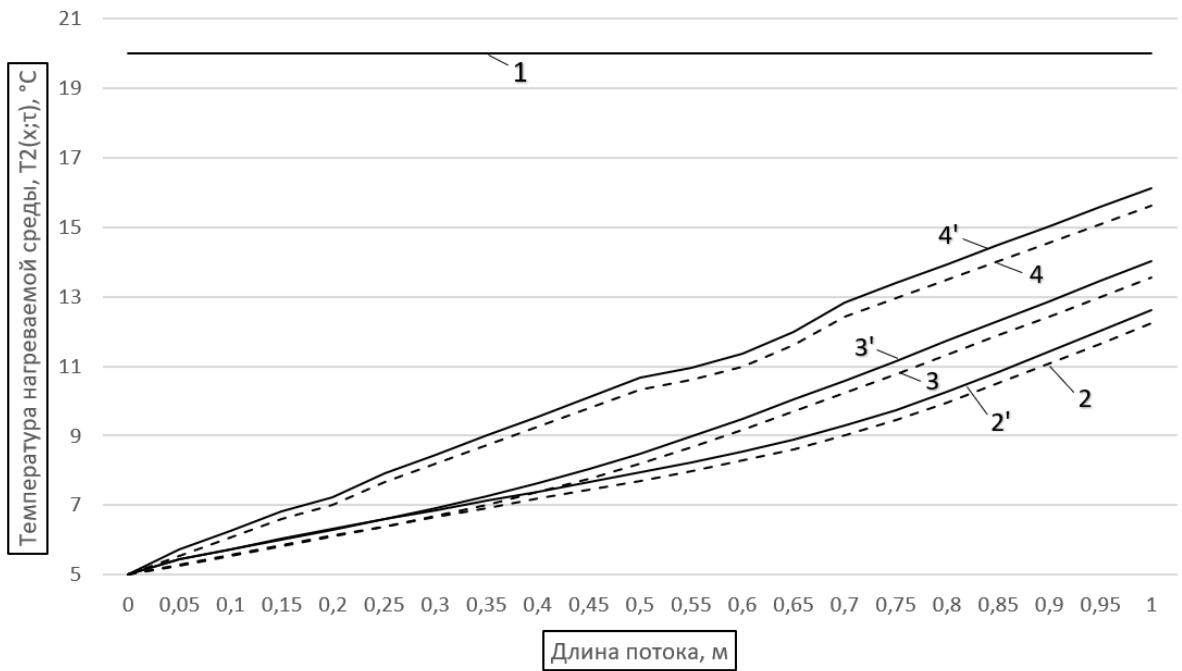


Рисунок 2.9. – Распределение температуры внутри потока нагреваемой среды в разные моменты времени при постоянных и переменных значениях теплотехнических характеристик, где 1 – $\tau = 0$ с; 2 и 2' – распределение температуры при постоянных и переменных теплотехнических характеристиках в момент времени $\tau = 60$ с; 3 и 3' – распределение температуры при постоянных и переменных теплотехнических характеристиках в момент времени $\tau = 120$ с; 4 и 4' – распределение температуры при постоянных и переменных теплотехнических характеристиках в момент времени $\tau = 420$ с

2.8 Анализ результатов математического моделирования теплопередачи в утилизационном теплообменном аппарате

Анализ полученных графиков распределения температуры внутри потоков сред в разные моменты времени после включения теплообменного аппарата показывает, что математическая модель корректно описывает процесс нагрева (охлаждения) потока с качественной точки зрения – греющая среда охлаждается по мере движения в пространстве и времени, а холодная среда нагревается. Изменение температуры во времени в паре взаимодействующих потоков прекращается

одновременно, что подтверждает достижение стационарного режима теплообменным устройством.

Также, стоит отметить, что разница температуры на входе и выходе из ТОА для греющей и нагреваемой среды равны, так как равны водяные эквиваленты. Нестационарный режим работы теплообменного аппарата вызван тем, что объём нагреваемой среды меньше, чем взаимодействующий с ним объём греющей среды, но с течением времени достигается установившийся тепловой режим.

В этом вопросе математическая модель также корректно отражает данную особенность теплообменника: при начальных условиях $T2_0^n = t_x = 5^{\circ}\text{C}$ разность температур теплоносителей на входе и выходе из ТОА $\delta t_2 = 10,5^{\circ}\text{C}$ и $\delta t_1 = 10,5^{\circ}\text{C}$; при начальных условиях $T2_0^n = t_x = 15^{\circ}\text{C}$ разность температур теплоносителей на входе и выходе из ТОА $\delta t_2 = 7,5^{\circ}\text{C}$ и $\delta t_1 = 7,5^{\circ}\text{C}$.

Математическое моделирование показывает, что при расчетных параметрах (выбранной конфигурации теплообменника и условиям его эксплуатации) есть возможность нагреть холодную воду в зимний период до $15,5^{\circ}\text{C}$, а в летний период до $22,5^{\circ}\text{C}$. Тепловая инерция теплообменника (время, необходимое для достижения стационарного теплового режима работы) при этом составила 3-4 минуты.

Также, представлено сравнение результатов математического моделирования распределения температуры в потоке с нагреваемой средой при постоянных значениях теплофизических параметров и значениях данных параметров-функциях от температуры сред. Стоит отметить, что для расчета распределения температур на основе разработанной математической модели при теплотехнических параметрах-функциях от температуры сред затрачивается большое количество времени, если сравнивать со временем, затрачиваемым для расчета при постоянных значениях теплотехнических параметров.

Можно предположить, что с качественной точки зрения физический процесс теплообмена в противоточном утилизационном теплообменном аппарате типа «труба в трубе» представлен корректно. Но для использования математической модели в инженерных расчетах, необходимо подтвердить корректность

результатов моделирования её экспериментальным испытанием и определить погрешность получаемых результатов.

2.9 Выводы по второй главе

1. Предложена математическая модель процесса теплопередачи между сточной греющей водой и нагреваемой водой в утилизационном теплообменном аппарате типа «труба в трубе» оригинальной конструкции, позволяющая определять изменение температуры обеих сред во времени и пространстве в зависимости от условий эксплуатации (температура воздуха в помещении, в котором находится ТОА; температура сред на входе в ТОА; физические характеристики сред), режимных параметров использования водоразборного устройства (длительность разового использования, массовый расход воды, геометрических параметров ТОА, теплотехнических свойств материалов, из которых изготовлен теплообменник. Математическая модель позволяет определять распределение температуры в потоках сред с учетом изменения значений теплофизических параметров с увеличением/уменьшением температуры потоков в пространстве и времени.

2. Использована методика определения коэффициента теплопередачи между средами, учитывающая особенности режима течения теплоносителей и вида конвективного теплообмена (свободная или вынужденная конвекция в межтрубном пространстве).

3. Предложен алгоритм численной реализации разработанной математической модели, позволяющий определять температуры сред во времени и пространстве.

4. Согласно разработанному алгоритму создана программа для ПЭВМ в программном обеспечении Mathcad, корректно описывающая исследуемый процесс с качественной точки зрения; получено свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ (приложение 3) [70].

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УТИЛИЗАЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

3.1 Экспериментальная установка «Исследование теплопередачи в утилизационном теплообменнике»

Валидация разработанной математической модели процесса теплопередачи в утилизационном теплообменном аппарате произведена на основе экспериментальной установки «Исследование теплопередачи в утилизационном теплообменнике». Внешний вид установки представлен на рисунке 3.1.



Рисунок 3.1. – Экспериментальная установка «Исследование теплопередачи в утилизационном теплообменнике»

Экспериментальное испытание осуществлялось в помещении санузла в многоквартирном жилом доме с использованием инженерных сетей

горячего/холодного водоснабжения и сетей водоотведения в многоквартирном жилом доме.

Принципиальная схема экспериментальной установки представлена на рисунке 3.2.

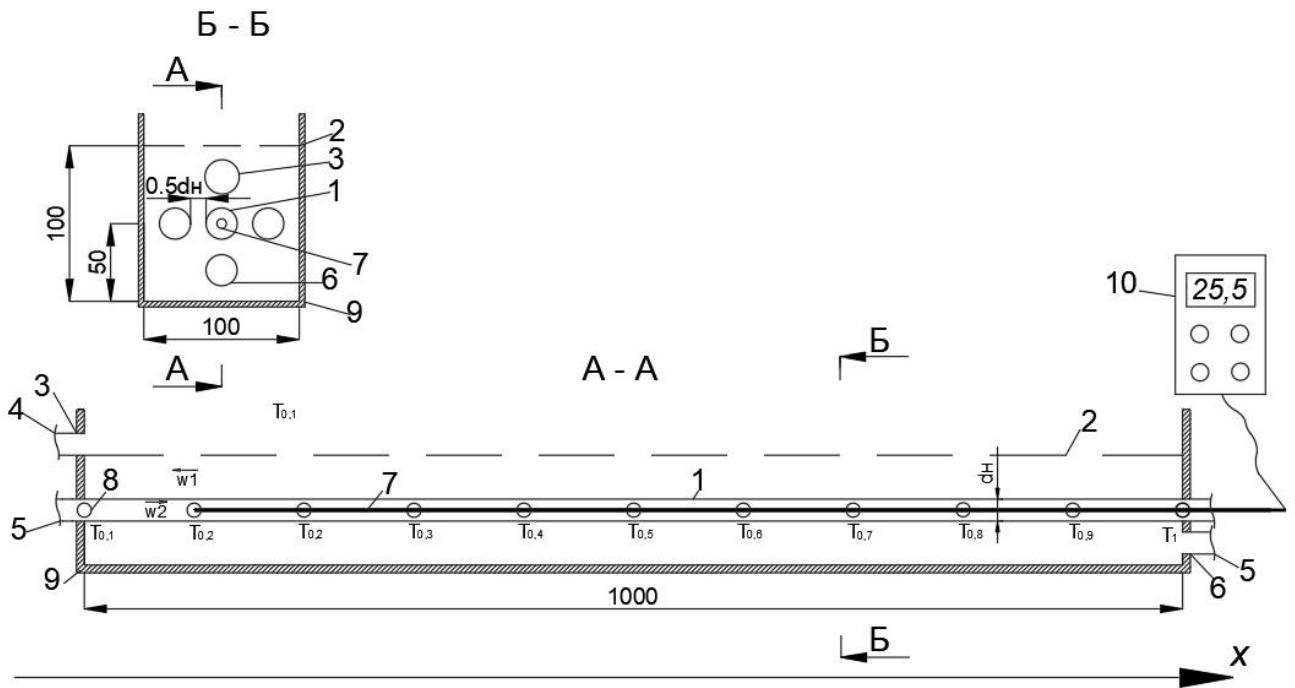


Рисунок 3.2. – Схема экспериментальной установки: 1 – трубка с холодной (нагреваемой) водой; 2 – высотный уровень греющей среды внутри корпуса ТОА; 3 – отверстие для удаления греющей воды из корпуса ТОА; 4 – сети водоотведения многоквартирного жилого дома; 5 – сети водоснабжения многоквартирного жилого дома, при помощи которых моделируются потоки греющей и нагреваемой среды; 6 – отверстие для подачи горячей (греющей воды) в межтрубное пространство ТОА; 7 – зонд контактного цифрового термометра длиной один метр; 8 – точки измерения температуры потока холодной (нагреваемой) воды; 9 – корпус ТОА; 10 – корпус электронного блока контактного цифрового термометра с дисплеем и кнопками управления; w_1 и w_2 – скорости греющей и нагреваемой среды

Экспериментальная установка состоит из желоба (9) (имитирующего корпус ТОА) с прямоугольным поперечным сечением, внутри которого расположены три трубы одинаковой длины из нержавеющей гофрированной стали (1). Греющая среда поступает в корпус ТОА и удаляется из него через отверстия (6) и (3)

соответственно. Внутри средней стальной трубы движется нагреваемая среда (холодная вода). Моделирование потоков сред осуществляется при помощи сетей горячего и холодного водоснабжения жилого дома.

При экспериментальном исследовании использовались следующие средства измерения: термометр электронный контактный с зондом, имеющий действительное свидетельство о поверке (приложение 4); установка поверочная переносная для поверки водосчетчиков на месте их эксплуатации или в иных стационарных условиях (при эксперименте использовалась для измерения массового расхода сред), имеющая действительное свидетельство о поверке (приложение 5) [71]. Подробное описание приборов приведено в таблице 3.1.

Измерение температуры внутри потока холодной воды осуществляется при помощи контактного зонда электронного термометра. Длина зонда – 1 метр, в конце зонда находится термометр сопротивления. Внутри потока длиной 1 метр были выбраны 11 пространственных точек для измерения температуры, имеющие координаты $x = 0; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1$ м. Расположив конец зонда в выбранной точке (в центре поперечного сечения круглой трубы), производилось измерение температуры воды в данной точке через каждые 60 секунд в течение первых 14 минут с начала работы теплообменного аппарата.

Для измерения температуры в пространственной точке во времени было проведено пять экспериментальных испытаний для каждой точки. При каждом экспериментальном испытании желоб (корпус модели ТОА) и стальные трубы были заполнены в начальный момент времени водой. Распределение температуры внутри обоих потоков сред в начальный момент времени было одинаковым $T_1(x, \tau=0) = T_2(x, \tau=0) = 18,5$ °C, где $T_1(x, \tau)$ – функция температуры потока с греющей средой в пространственной точке с координатой x в момент времени τ , а $T_2(x, \tau)$ – функция температуры потока с нагреваемой средой в пространственной точке с координатой x в момент времени τ . Массовый расход обеих сред в начальный момент времени равен нулю.

Экспериментальная установка является физической моделью части исследуемого теплообменного аппарата, а именно физической моделью

конкретной трубы с холодной водой (потока нагреваемой воды), расположенной внутри объёма горячей воды (потока с греющей водой). Пучок труб внутри исследуемого ТОА состоит из множества подобных трубок с холодной водой, расположенных в греющей среде на одном высотном уровне.

Получение данных о распределении температуры внутри потока с холодной водой в ходе экспериментального испытания даёт возможность провести валидацию разработанной нестационарной математической модели теплопередачи в ТОА, на основе которой планируется проводить выбор более рациональных геометрических характеристик ТОА для конкретных условий эксплуатации теплообменного устройства и определять потенциальный эффект от реализации энергосберегающего мероприятия в каждом конкретном случае.

Условия работы и параметры теплообменного аппарата, при которых проводилось его экспериментальное испытание и математическое моделирование, представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.1 – Средства измерения, использовавшиеся при экспериментальном испытании

№ п/п	Средство измерения	Функциональное назначение	Основные технические характеристики
1		Измерение температуры различных сред	<ul style="list-style-type: none"> – Диапазон измеряемых температур, °C: -100...1800. – Относительная погрешность, %: $\pm 0,5 + \text{ед. мл. разр.}$ – Цена единицы младшего разряда, °C: 0,1. – Рабочие условия эксплуатации, °C: -20...50 – Напряжение питания, В: 1,5x2.

	 <p>Термометр контактный ТК-5.01С со сменным зондом ЗПГУ8.1000</p>		
2	 <p>Установка поверочная переносная ВПУ-Энерго-М</p>	<p>Установка поверочная «ВПУ-Энерго М» предназначена для воспроизведения, хранения и передачи единиц объемного расхода и объема протекающей жидкости (воды).</p>	<ul style="list-style-type: none"> – Диаметры условных проходов поверяемых счетчиков, мм: 10, 15, 20. – Наименьший расход, $Q_{\text{наим}}$, $\text{м}^3/\text{ч}$: 0,016. – Переходный расход, Q_t, $\text{м}^3/\text{ч}$: 0,06. – Наибольший расход, $Q_{\text{наиб}}$, $\text{м}^3/\text{ч}$: 3,0. – Рабочее давление, МПа, не более: 0,63. – Температура рабочей жидкости, $^{\circ}\text{C}$: 5...90. – Пределы допускаемой относительной погрешности, %, при измерении объема в диапазоне расходов от $Q_{\text{наим}}$ до $Q_t: \pm 0,75$. – Пределы допускаемой относительной погрешности, %, при измерении объема в диапазоне расхода от Q_t до $Q_{\text{наиб}}: \pm 0,50$. – Количество одновременно поверяемых счетчиков, не более: 1.

Таблица 3.2 – Условия и параметры работы ТОА

Параметр	Расчетное значение	Опытное значение
1	2	3
Длина труб, м	1	1
Количество труб, шт.	10	10
Внутренний и внешний диаметр трубы, м	0,021/0,024	0,021/0,024
Теплопроводность материала труб, Вт/(м·К)	17	17
Толщина стенки трубы, м	0,003	0,003
Площадь поверхности 1 м. пог. труб, м ²	0,115	0,115
Габариты корпуса ТОА (длина, ширина, высота), м	2 / 0,3 / 0,15	2 / 0,3 / 0,15
Высотный уровень греющей среды внутри ТОА, м	0,1	0,1
Среднее значение коэффициента теплопередачи, Вт/(м ² ·К)	360	-
Массовый расход нагреваемой среды в отдельной трубе G_n , кг/с	0,014	0,012 ± 0,0001
Температура нагреваемой среды на входе в ТОА T_x , °C	18,5	18,5±0,5
Температура греющей среды на входе в ТОА T_r , °C	40	40±0,5

Обозначим условия и допущения, принимаемые при математическом моделировании теплопередачи в ТОА:

- отсутствие тепловой инерции стенки трубы (в любой момент времени переданное греющей средой количество теплоты и полученное нагреваемой средой количество теплоты равны);
- отсутствие теплообмена между корпусом ТОА и окружающей средой (внутренним воздухом в помещении санузла и поверхностью, на которой расположен ТОА);
- допущение, что теплотехнические характеристики (плотность среды, теплопроводность материала труб, теплоёмкость тел) являются постоянными величинами в процессе работы ТОА;

– допущение, что коэффициенты теплоотдачи сред (греющей и нагреваемой) являются постоянными величинами и не меняют значение вдоль всей длины взаимодействующих потоков.

3.2 Результаты экспериментального исследования теплопередачи в теплообменном аппарате для локальной утилизации теплоты сточных вод

Результатом экспериментального испытания являются значения температуры в определённых пространственных точках нагреваемого потока в разные моменты времени после начала работы ТОА. На основе экспериментальных данных о значении температуры в пространственной точке внутри потока в момент времени τ была определена температура в каждой рассматриваемой пространственной точке, как среднее арифметическое пяти полученных значений температуры в ходе испытаний.

На рисунке 3.3 представлены графики распределения температуры внутри нагреваемого потока воды в разные моменты времени, полученные эмпирически. Данные для построения графиков распределения температур представлены в таблице 3.3. Для определения температуры в пространственной точке в рассматриваемый момент времени при построении графика бралось среднее арифметическое значение всех результатов измерений для данной точки в заданный момент времени [72].

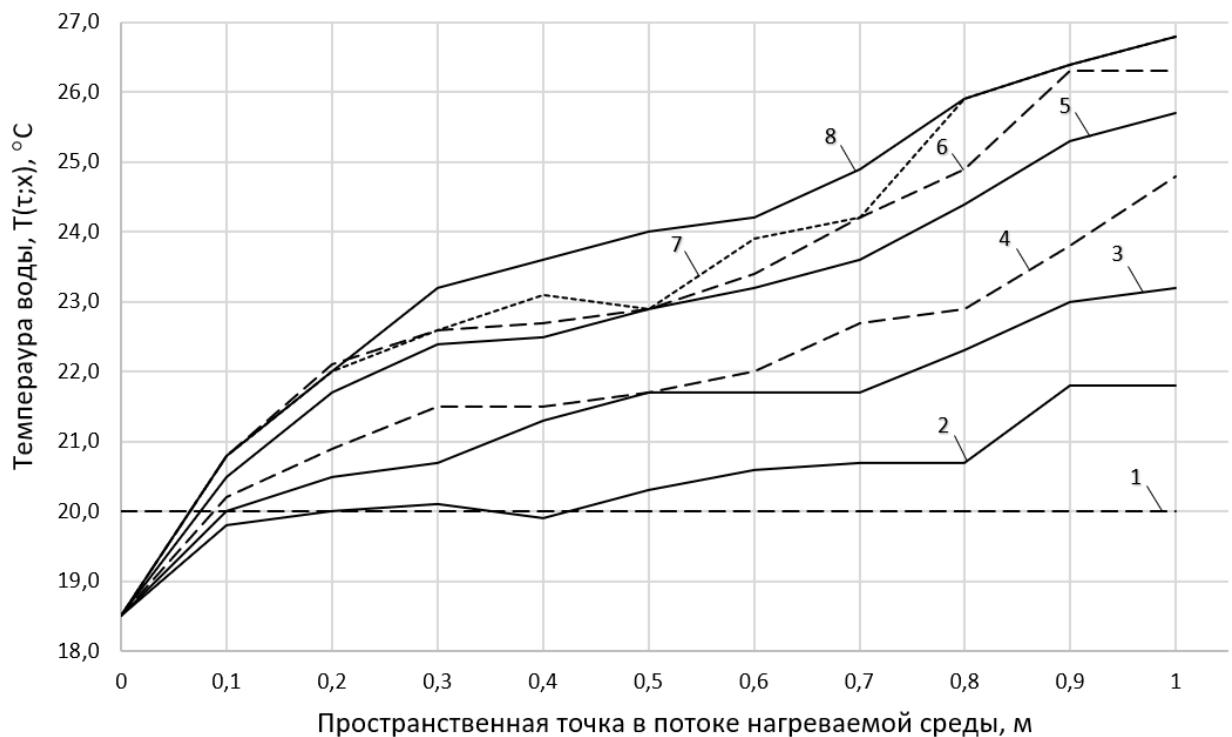


Рисунок 3.3. – Графики распределения температуры внутри потока нагреваемой воды в разные моменты времени, полученные эмпирически: 1 – $\tau = 60$ с, 2 – $\tau = 120$ с, 3 – $\tau = 180$ с, 4 – $\tau = 240$ с, 5 – $\tau = 300$ с, 6 – $\tau = 360$ с, 6 – $\tau = 360$ с, 7 – $\tau = 420$ с, 8 – $\tau = 480$ с

Полученные результаты корректно с качественной точки зрения отражают процесс теплопередачи в утилизационном теплообменном аппарате: с момента начала опыта наблюдается равномерное увеличение температуры во всех пространственных точках потока нагреваемой среды во времени до момента достижения условно стационарного теплового режима работы теплообменника. Графики распределения температуры в моменты времени $\tau = 540$ и $\tau = 600$ не представлены на рисунке 3.3, так как они идентичны графику при $\tau = 480$. В данном случае видно, что установившийся режим наступает в интервале от $\tau = 480$ до $\tau = 540$.

Стоит обратить внимание на то, что некоторые графики распределения температуры имеют точки пересечения (графики номер 3 и 4) или температура в пространственной точке потока, находящейся ближе к выходу из ТОА, имеет температуру меньшую или равную температуре в точке, находящейся дальше от выхода из ТОА. Данные результаты можно объяснить погрешностью измерений и

неравномерностью массового расхода в сетях горячего и холодного водоснабжения в многоквартирном жилом доме во время проведения экспериментального испытания.

Так как в рамках отдельного испытания измерение температуры происходило только в одной пространственной точке, а регулирование массового расхода сред осуществлялось только перед началом опыта и массовый расход не измерялся и не корректировался в ходе его проведения, то, вероятно, на полученные результаты может оказывать влияние неравномерность массового расхода потоков горячей и холодной воды в сетях многоквартирного жилого дома во времени.

Таблица 3.3 – Результаты измерения температуры в потоке нагреваемой среды

Время после включения ТОА	Номер пространственной точки в потоке нагреваемой среды										
	T ₀	T _{0,1}	T _{0,2}	T _{0,3}	T _{0,4}	T _{0,5}	T _{0,6}	T _{0,7}	T _{0,8}	T _{0,9}	T ₁
Выборка данных №1											
0	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
60	18,5	19,4	19,6	19,8	19,40	20	20,2	20,3	20,3	21,6	21,5
120	18,5	19,6	19,9	20,3	20,9	21,4	21,4	21,4	21,9	22,5	22,9
180	18,5	20,1	20,5	21,1	21,5	21,7	21,7	22,2	22,4	23	24,1
240	18,5	19,9	20,7	21,2	21,2	21,4	22	22,7	23	23,8	24,7
300	18,5	20,3	21,1	22	22	22,5	23,1	23,7	23,9	24,5	25
360	18,5	20,1	21,1	21,7	22,1	22,5	22,9	23,2	24,0	24,6	25
420	18,5	20,2	21,6	22,3	22,6	22,9	23,4	22,9	23,8	24,7	25
480	18,5	20,2	20,6	21,6	21,6	22,1	22,9	23,8	23,6	24	25
540	18,5	20,2	20,6	21,6	21,6	22,1	22,9	23,8	23,6	24	25
600	18,5	20,2	20,6	21,4	21,6	22,1	22,9	23,6	23,6	24	25
Выборка данных №2											
0	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
60	18,5	19,4	19,8	19,8	19,7	20,1	20,2	20,5	20,9	21,4	21,4
120	18,5	19,6	19,6	20,2	20,7	21,4	21,7	21,8	22,2	22,7	22,9
180	18,5	20	20,3	20,9	21,4	21,6	21,7	22,1	22,4	23	24
240	18,5	19,9	20,8	21,2	21,3	21,4	22,3	22,7	23	23,8	24,7

Продолжение таблицы 3.3

300	18,5	20,3	21,1	22	22,4	22,6	23	23,6	23,7	24,4	24,9
360	18,5	20,1	21	21,7	22,1	22,5	22,9	23,2	24	24,6	24,8
420	18,5	20,1	21,6	22,3	22,6	22,9	23,4	22,9	23,8	24,7	25,1
480	18,5	20,2	20,4	21,6	21,6	22,1	22,9	23,7	23,4	24,2	24,7
540	18,5	20,3	20	21,5	21,5	22,2	22,7	23,8	23,6	24,5	25,3
600	18,5	20,3	20,6	21,4	21,6	22,1	22,9	23,6	23,6	24,5	25,2

Выборка данных №3

0	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
60	18,5	19,4	19,8	19,8	19,7	20,2	20,2	20,7	20,9	21,6	21,5
120	18,5	19,7	19,6	20,2	20,7	21,4	21,7	21,8	22,1	22,7	22,7
180	18,5	20	20,3	20,9	21,4	21,6	21,7	22,1	22,4	23	24
240	18,5	19,9	20,8	21,1	21,3	21,4	22,3	22,7	23	23,8	24,8
300	18,5	20,4	21	22	22,4	22,6	23	23,6	23,7	24,6	24,9
360	18,5	20,1	21	21,7	22,1	22,5	22,6	23,2	24	24,6	25
420	18,5	20	20,6	22,3	22,6	22,9	23,4	22,9	23,8	24,7	25,1
480	18,5	20,2	20,4	21,6	21,5	22,1	22,9	23,7	23,4	24,2	25
540	18,5	20,3	20	21,5	21,6	22,2	22,7	23,8	23,6	24,5	25
600	18,5	20,3	20,6	21,4	21,7	22,1	22,8	23,6	23,6	24,5	25,1

Выборка данных № 4

0	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
60	18,5	19,4	19,8	19,8	19,7	20	20,2	20,8	20,6	21,4	21,5
120	18,5	19,8	19,6	20,2	20,6	21,4	21,7	22	22,1	22,9	22,8
180	18,5	20	20,3	20,9	21,3	21,4	21,7	22	22,4	23,3	24
240	18,5	20	21	21,1	21,4	21,3	22,3	22,5	23	23,6	24,8
300	18,5	20,3	21,2	22	22,5	22,5	23	23,6	23,6	24,6	24,9
360	18,5	20,2	21,3	21,7	22,3	22,6	22,6	23	24	24,5	24,9
420	18,5	20	21,6	22,3	22,5	22,7	23,3	23	23,7	24,6	25,3
480	18,5	20,2	20,4	21,6	21,4	22,2	22,9	23,5	23,4	24,2	25,2
540	18,5	20	20,7	21,5	21,7	22,3	22,7	23,6	23,5	24,5	25,1
600	18,5	20,3	20,9	21,4	21,8	22	22,8	23,6	23,6	24,3	25

Выборка данных № 5

0	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
60	18,5	19,4	19,8	19,8	19,7	20	20,2	20,8	20,6	21,4	21,6

Продолжение таблицы 3.3

120	18,5	19,8	19,6	20,2	20,6	21,4	21,7	22	22,1	22,9	22,7
180	18,5	20	20,3	20,9	21,3	21,4	21,7	22	22,4	23,3	24,1
240	18,5	20	21	21,1	21,4	21,3	22,3	22,5	23	23,6	24,8
300	18,5	20,3	21,2	22	22,5	22,5	23	23,6	23,6	24,6	24,8
360	18,5	20,2	21,3	21,7	22,3	22,6	22,6	23	24	24,5	24,8
420	18,5	20	21,6	22,3	22,5	22,7	23,3	23	23,7	24,6	25,3
480	18,5	20,2	20,4	21,6	21,4	22,2	22,9	23,5	23,4	24,2	25,3
540	18,5	20	20,7	21,5	21,7	22,3	22,7	23,6	23,5	24,5	25
600	18,5	20,4	20,8	21,3	21,7	21,9	22,7	23,5	23,5	24,2	25,2

3.3 Сравнение расчетных и экспериментальных данных о теплопередаче в утилизационном теплообменном аппарате

Для валидации математической модели, приведенной в главе 2, применялось сравнение экспериментальных данных о распределении температуре внутри потока нагреваемой среды во времени с распределениями температуры, полученными на основе математического моделирования.

На рисунках 3.4 – 3.13 показано сравнение расчетных и экспериментальных данных об изменении температуры в заданных пространственных точках нагреваемого потока во времени. Также, на рисунках представлено значение относительной погрешности $\delta T(x, \tau)$ между данными распределениями температуры, определённое по формуле:

$$\delta T(x, \tau) = \frac{|T_e(x, \tau) - T_p(x, \tau)|}{\Delta T_{\max}} \cdot 100\%, \quad (3.1)$$

где $T_e(x, \tau)$ – опытная температура, $^{\circ}\text{C}$; $T_p(x, \tau)$ – расчетная температура, $^{\circ}\text{C}$; $\Delta T_{\max} = T_g - T_x$ – максимальная разница температур сред в теплообменнике, $^{\circ}\text{C}$.

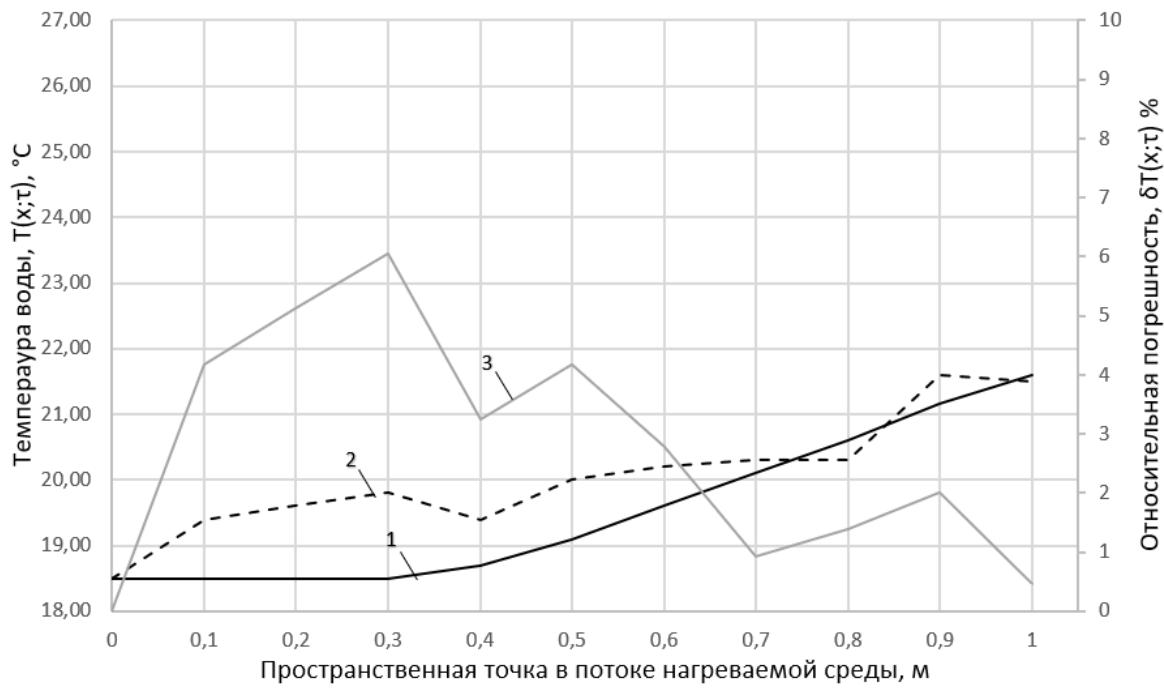


Рисунок 3.4. – Распределение температуры нагреваемой воды при $\tau = 60$ с; 1 – опыт; 2 – расчет; 3 – относительная погрешность, %

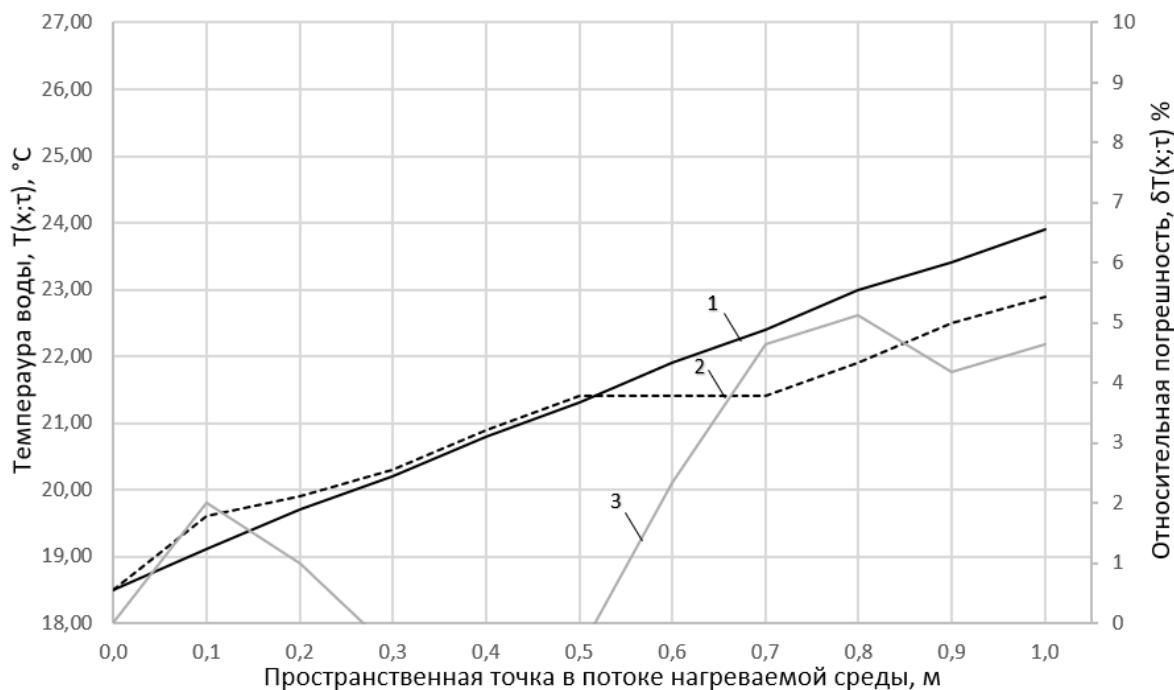


Рисунок 3.5. – Распределение температуры нагреваемой воды при $\tau = 120$ с; 1 – опыт; 2 – расчет; 3 – относительная погрешность, %

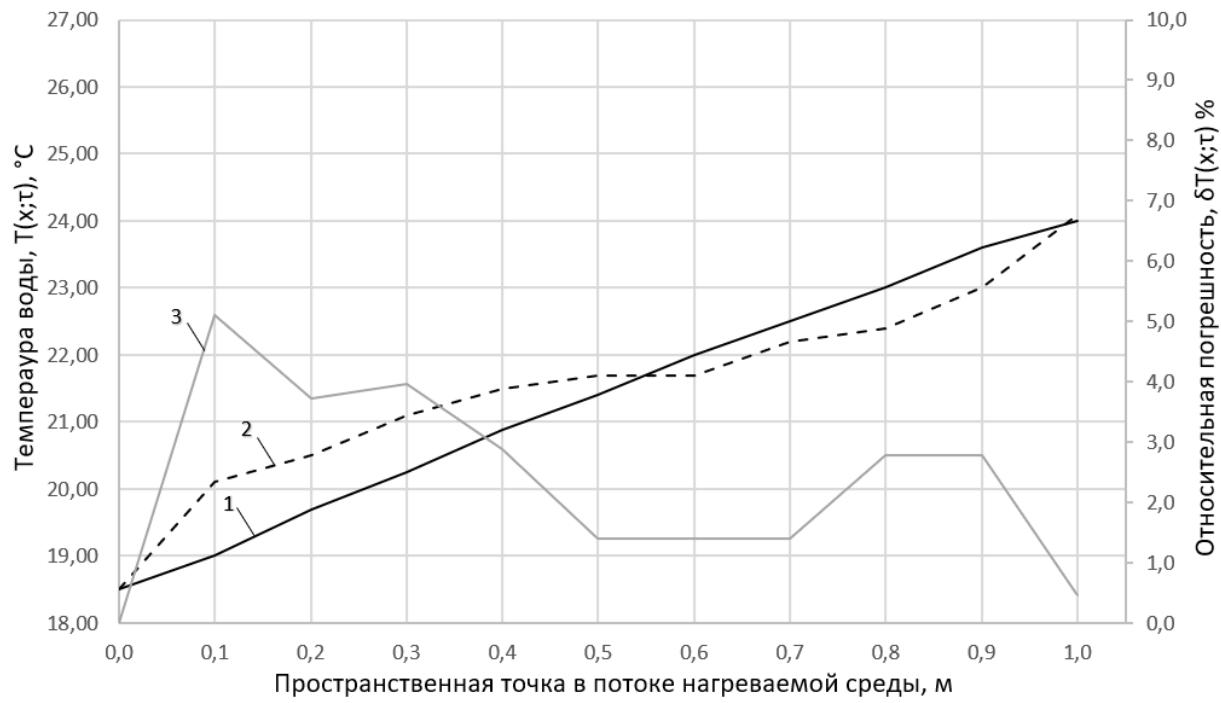


Рисунок 3.6. – Распределение температуры нагреваемой воды при $\tau = 180$ с;
1 – опыт; 2 – расчет; 3 – относительная погрешность, %

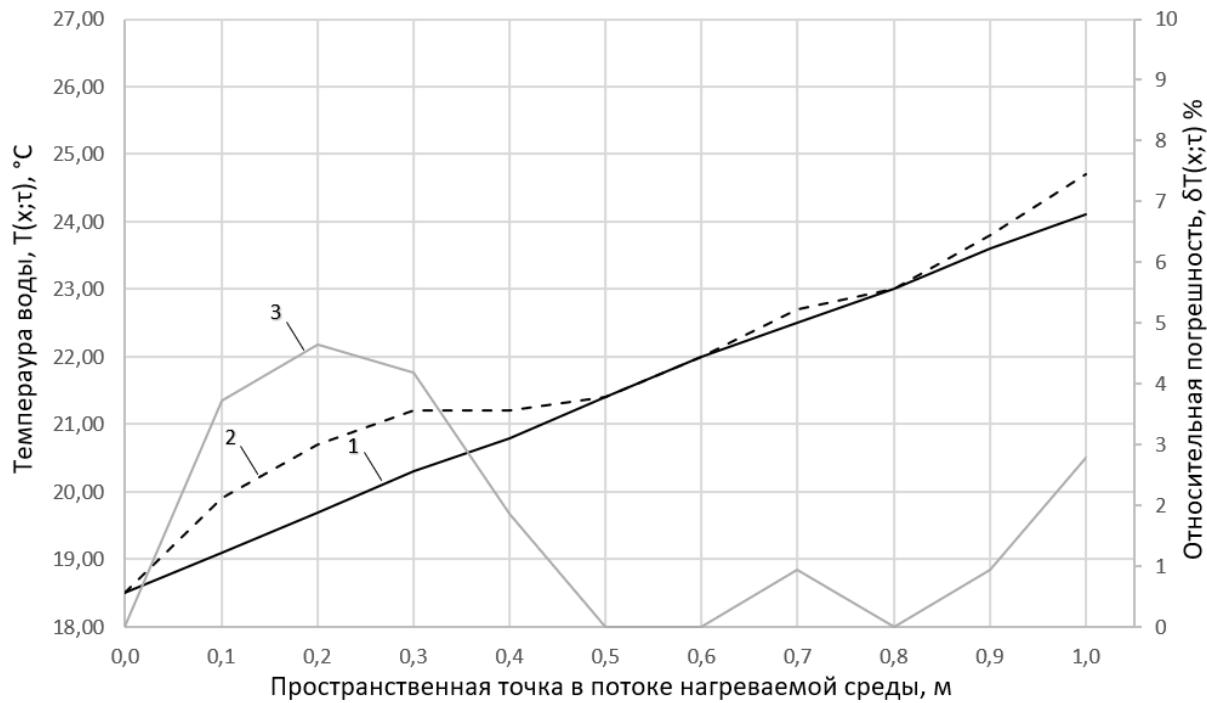


Рисунок 3.7. – Распределение температуры нагреваемой воды при $\tau = 240$ с;
1 – опыт; 2 – расчет; 3 – относительная погрешность, %

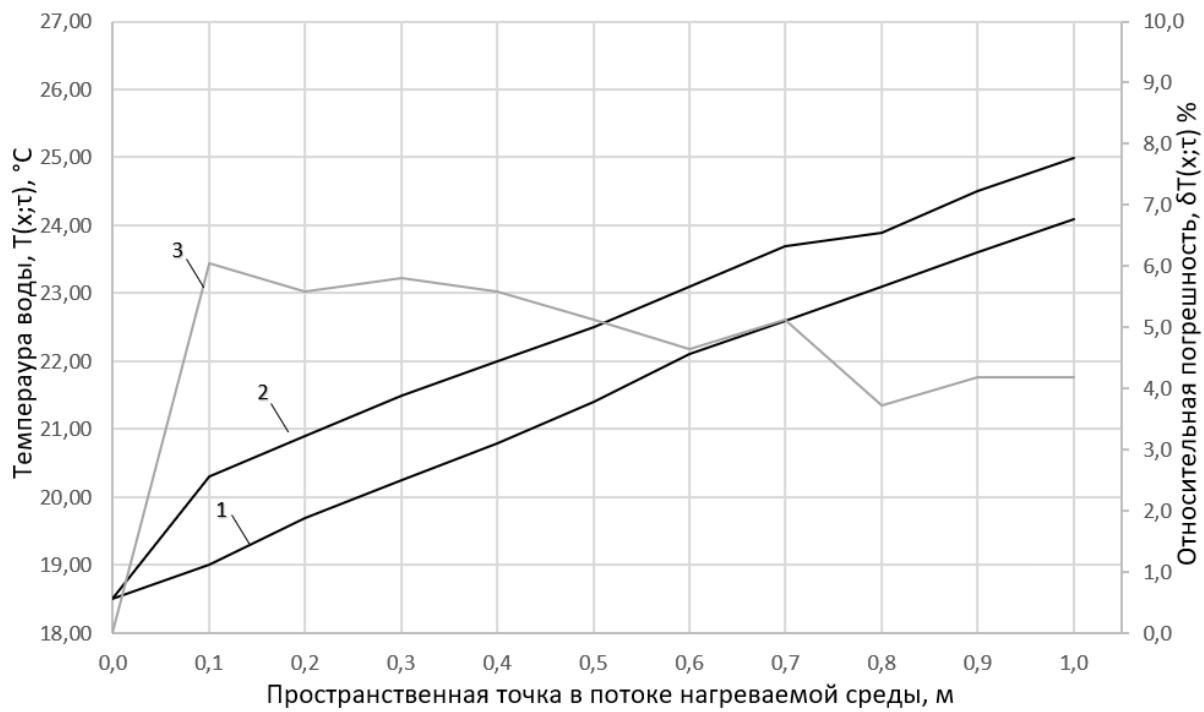


Рисунок 3.8. – Распределение температуры нагреваемой воды при $\tau = 300$ с;
1 – опыт; 2 – расчет; 3 – относительная погрешность, %

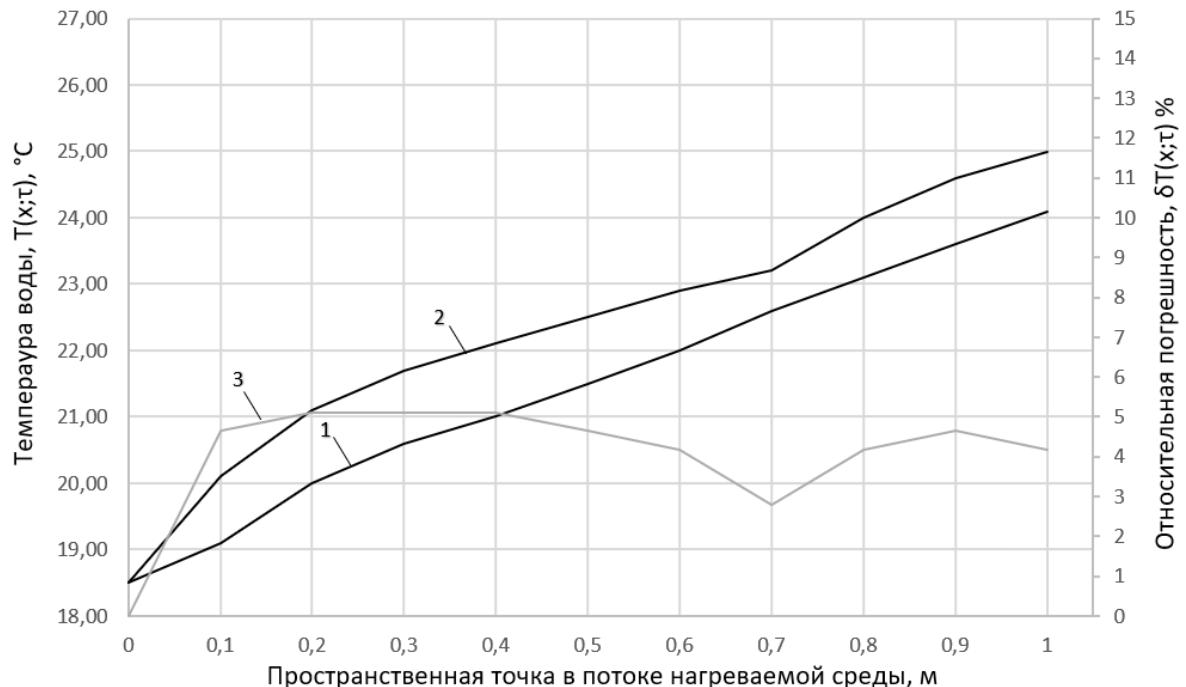


Рисунок 3.9. – Распределение температуры нагреваемой воды при $\tau = 360$ с;
1 – опыт; 2 – расчет; 3 – относительная погрешность, %

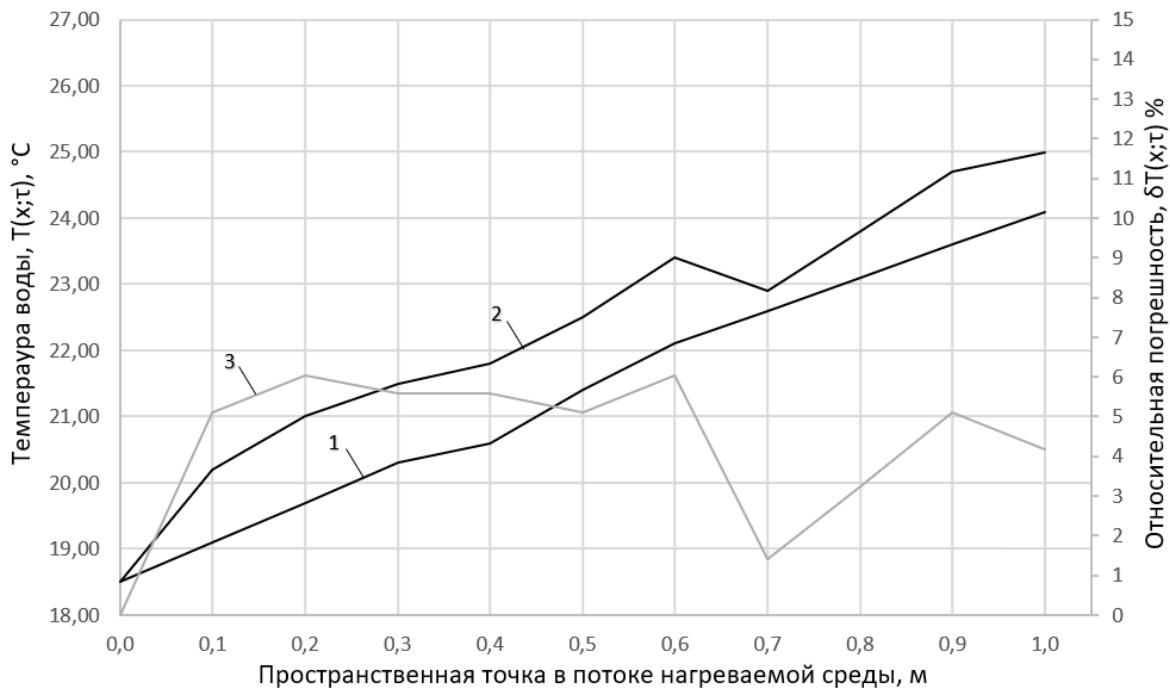


Рисунок 3.10. – Распределение температуры нагреваемой воды при $\tau = 420$ с;
1 – опыт; 2 – расчет; 3 – относительная погрешность, %

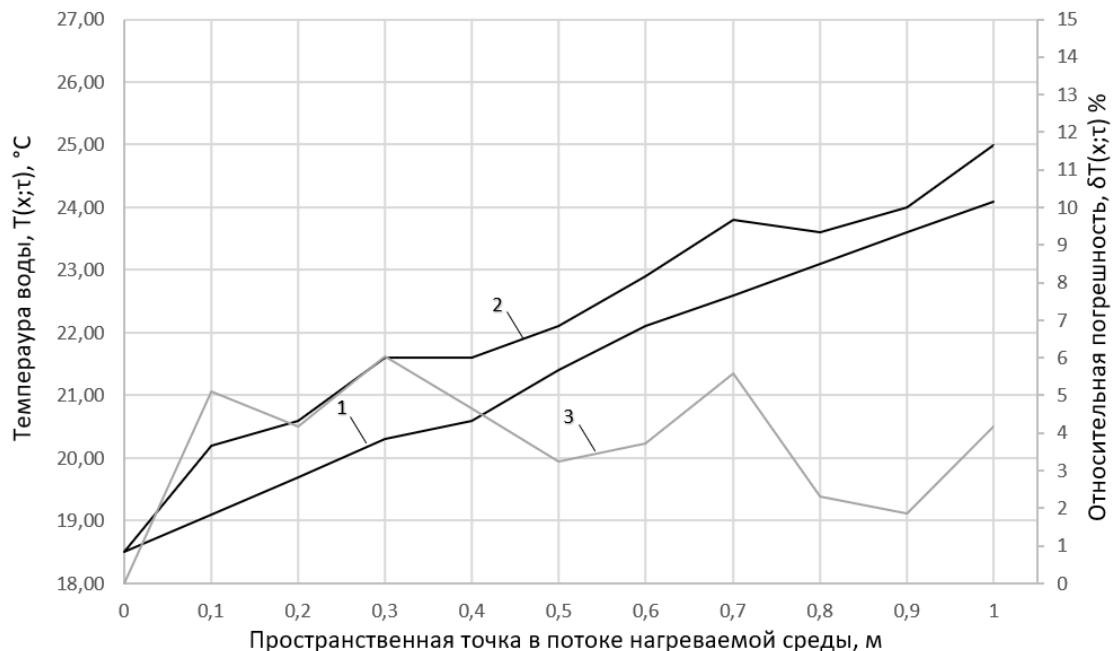


Рисунок 3.11. – Распределение температуры нагреваемой воды при $\tau = 480$ с;
1 – опыт; 2 – расчет; 3 – относительная погрешность, %

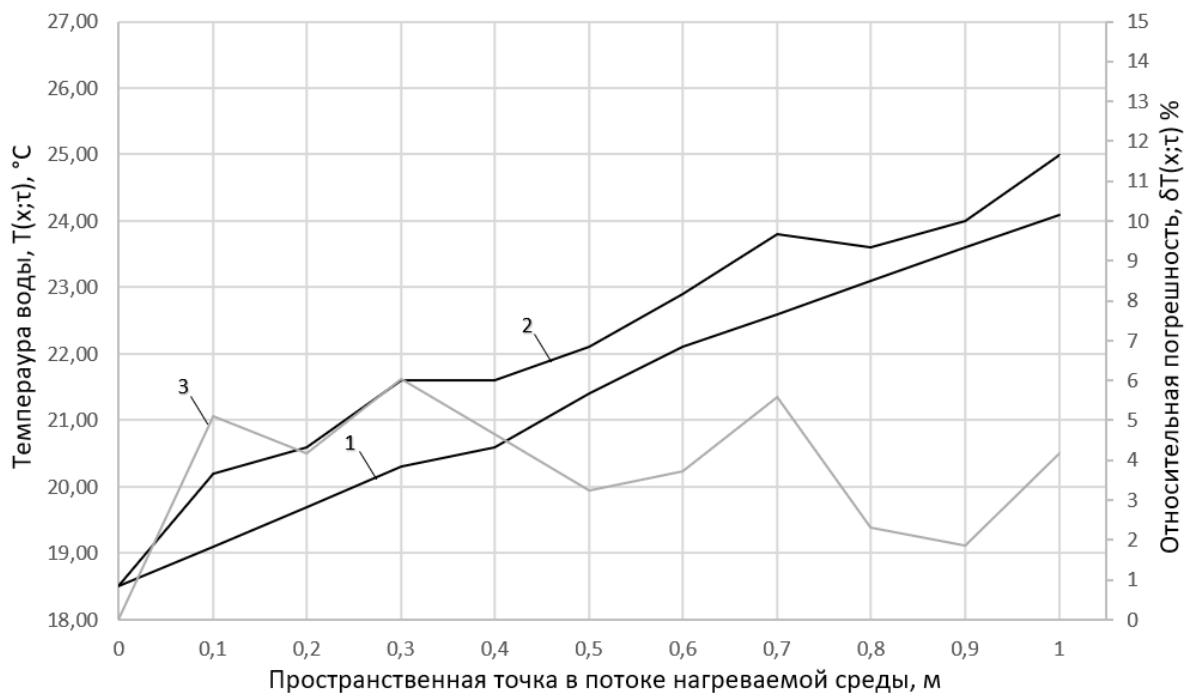


Рисунок 3.12. Распределение температуры нагреваемой воды при $\tau = 540$ с;
1 – опыт; 2 – расчет; 3 – относительная погрешность, %

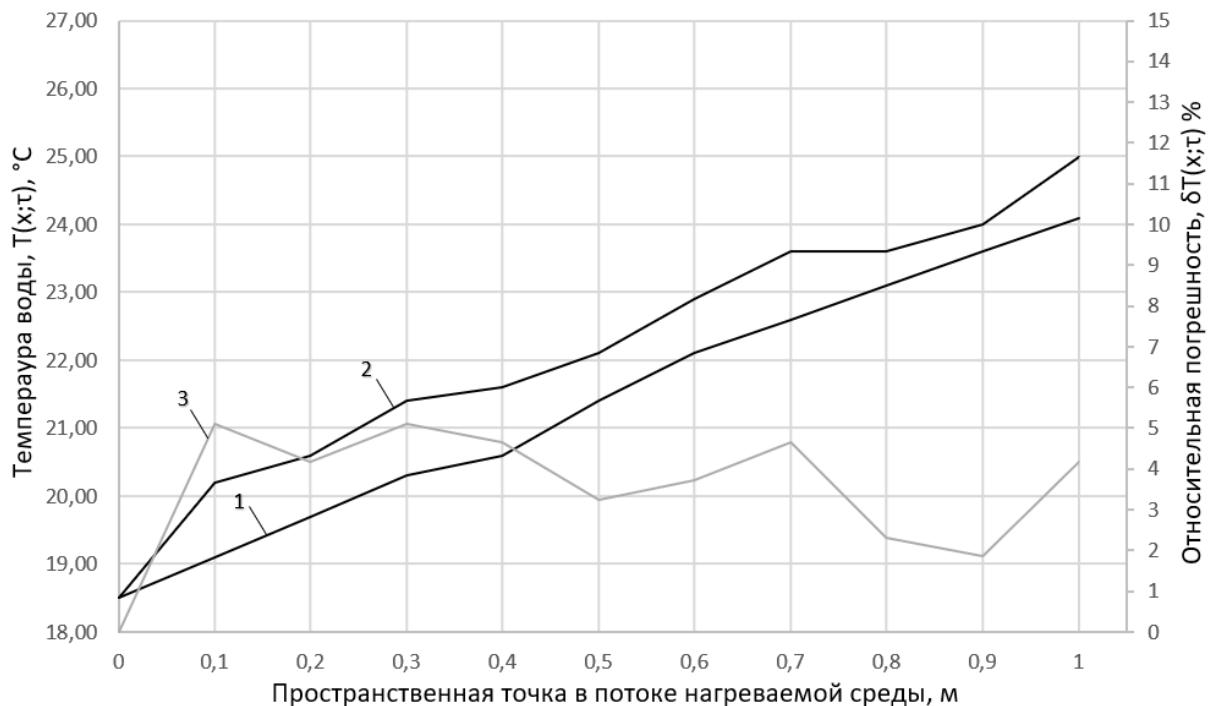


Рисунок 3.13. – Распределение температуры нагреваемой воды при $\tau = 600$ с;
1 – опыт; 2 – расчет; 3 – относительная погрешность, %

Наибольшая относительная погрешность между значением температуры внутри потока, определённым экспериментально, и значением температуры,

определенным на основе математического моделирования, составила $\delta T(x, \tau) = 6\%$ (рисунок 3.4, 3.8, 3.10, 3.11, 3.12).

Среднее расхождение между распределениями температуры внутри потока (полученными на основе физического и математического моделирования) в моменты времени τ составило 3,5 %. Относительная погрешность между значениями функций температуры на протяжении всей длины потока распределена равномерно: без явно выделяющихся областей сравнительно больших/маленьких значений погрешности.

Также, на рисунках 3.4-3.13 видно, что значение температуры, определенное на основе математического моделирования, в большинстве случаев меньше фактического значения температуры, полученного в ходе эксперимента. Данный факт можно объяснить погрешностью численного решения, допущениями, принятыми при разработке математической модели и погрешностью при определении характеристик экспериментальной установки. Отметим, что точное описание характера движения воды в межтрубном пространстве в рассматриваемых условиях является крайне сложной задачей.

Вероятно, что расчетное значение коэффициента теплоотдачи греющей воды не в полной мере отражает условия реального теплового процесса, что может вносить существенный вклад в наблюдаемую погрешность при сравнении значений температуры.

Также, было проведено сравнение данных о температуре нагреваемой среды на выходе из ТОА, полученных на основе математического моделирования (при постоянном значении теплотехнических параметров), и данных, полученных на основе известных расчетных формул теплообменного оборудования (1.1-1.4) и (2.6-2.22). Результат расчета значения температуры нагреваемой среды на выходе из ТОА при разной длине потока при установившемся тепловом режиме представлен на рисунке 3.14. Расхождение (относительная погрешность) полученных результатов не превысила 5%.

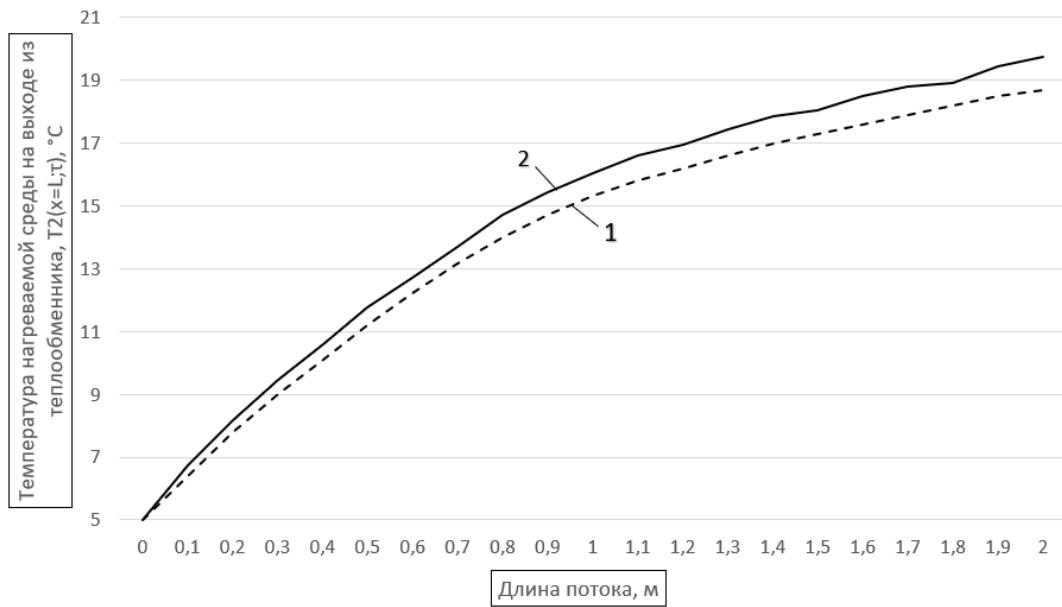


Рисунок 3.14. – Распределение температуры нагреваемой воды при установившемся тепловом режиме, где 1 – аналитическое решение; 2 – результат математического моделирования

3.4 Определение погрешности прямых и косвенных измерений при экспериментальном исследовании теплопередачи утилизационного теплообменного аппарата

Обработка результатов прямых многократных измерений.

В ходе экспериментального испытания получены данные о температуре нагреваемой среды в пространственной точке потока с координатой x . Объём выборки из генеральной совокупности измеряемой величины для каждой пространственной точки составил пять значения измеряемой величины. Результаты измерений представлены в таблице 3.3.

Среднее значение измеряемой величины $T_2(x,t)$ определяется по формуле:

$$\bar{T}_2(x, \tau) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_{2i}(x, \tau), \quad (3.2)$$

где n – объём выборки из генеральной совокупности; $T_{2i}(x, \tau)$ – значение измеряемой величины, полученное в опыте номер i , $^{\circ}\text{C}$.

Дисперсия случайной величины определяется по формуле:

$$D = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (T_{2i}(x, \tau) - \bar{T}_2(x, \tau))^2, \quad (3.3)$$

где $T_{2i}(x, \tau)$ – значение измеряемой величины, полученное в опыте номер i , $^{\circ}\text{C}$;
 $\bar{T}_2(x, \tau)$ - среднее значение измеряемой величины, $^{\circ}\text{C}$.

Среднеквадратичная погрешность отдельного измерения определяется по формуле:

$$\sigma = \sqrt{D}, \quad (3.4)$$

где D - дисперсия случайной величины, $^{\circ}\text{C}$.

Среднеквадратичная погрешность среднеарифметического отдельного измерения определяется по формуле:

$$\sigma' = \sigma / \sqrt{n}, \quad (3.5)$$

где n – объём выборки из генеральной совокупности; σ – среднеквадратичная погрешность отдельного измерения, $^{\circ}\text{C}$.

В рассматриваемом случае при небольшом числе измерений ($n < 30$) используется распределение Стьюдента. Случайная погрешность Δ' , соответствующая доверительной вероятности P ($P = 0,95$), определяется выражением:

$$\Delta' = t \cdot \sigma', \quad (3.6)$$

где t – значения коэффициентов Стьюдента в зависимости от числа измерений n и значения доверительной вероятности P ; σ' - среднеквадратичная погрешность среднеарифметического отдельного измерения.

Инструментальная погрешность Δ'' определяется, как погрешность прибора измерения. Для используемого прибора (термометр контактный ТК-5.01С со сменным зондом ЗПГУ8.1000) погрешность составляет $\Delta'' = \pm 0,5 \, ^{\circ}\text{C}$ в диапазоне от $-40 \, ^{\circ}\text{C}$ до $100 \, ^{\circ}\text{C}$.

Результирующая погрешность определяется по формуле:

$$\Delta = \sqrt{(\Delta')^2 + (\Delta'')^2}. \quad (3.7)$$

Результаты расчета погрешности прямых измерений по формулам 3.2-3.7 представлены в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Результаты расчета погрешности прямых измерений

Измеряемая величина	Номер опыта					\bar{x}	σ'	Δ'	Δ''	Δ
	1	2	3	4	5					
Данные, полученные для пространственной точки с координатой $x = 0$ м в разные моменты времени после начала работы ТОА										
$T_2(0;0)$	20	20	20	20	20	20	0	0	0,5	0,5
$T_2(0;60)$	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	0	0	0,5	0,5
$T_2(0;120)$	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	0	0	0,5	0,5
$T_2(0;180)$	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	0	0	0,5	0,5
$T_2(0;240)$	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	0	0	0,5	0,5
$T_2(0;300)$	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	0	0	0,5	0,5
$T_2(0;360)$	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	0	0	0,5	0,5
$T_2(0;420)$	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	0	0	0,5	0,5
$T_2(0;480)$	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	0	0	0,5	0,5
$T_2(0;540)$	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	0	0	0,5	0,5
$T_2(0;600)$	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	0	0	0,5	0,5
Данные, полученные для пространственной точки с координатой $x = 0,1$ м в разные моменты времени после начала работы ТОА										
$T_2(0,1;0)$	20	20	20	20	20	20	0	0	0,5	0,5
$T_2(0,1;60)$	19,4	19,4	19,4	19,4	19,4	19,40	0,00	0,00	0,50	0,50
$T_2(0,1;120)$	19,6	19,6	19,7	19,8	19,8	19,70	0,10	0,28	0,50	0,57
$T_2(0,1;180)$	20,1	20	20	20	20	20,02	0,04	0,12	0,50	0,52
$T_2(0,1;240)$	19,9	19,9	19,9	20	20	19,94	0,05	0,15	0,50	0,52
$T_2(0,1;300)$	20,3	20,3	20,4	20,3	20,3	20,32	0,04	0,12	0,50	0,52
$T_2(0,1;360)$	20,1	20,1	20,1	20,2	20,2	20,14	0,05	0,15	0,50	0,52
$T_2(0,1;420)$	20,2	20,1	20	20	20	20,06	0,09	0,25	0,50	0,56
$T_2(0,1;480)$	20,2	20,2	20,2	20,2	20,2	20,20	0,00	0,00	0,50	0,50
$T_2(0,1;540)$	20,2	20,3	20,3	20	20	20,16	0,15	0,42	0,50	0,65
$T_2(0,1;600)$	20,2	20,3	20,3	20,3	20,4	20,3	0,07	0,19	0,5	0,53

Продолжение таблицы 3.4

Данные, полученные для пространственной точки с координатой $x = 0,2$ м в разные моменты времени после начала работы ТОА										
$T_2(0,2;0)$	20	20	20	20	20	20	0	0	0,5	0,5
$T_2(0,2;60)$	19,6	19,8	19,8	19,8	19,8	19,76	0,09	0,25	0,50	0,56
$T_2(0,2;120)$	19,9	19,6	19,6	19,6	19,6	19,66	0,13	0,37	0,50	0,62
$T_2(0,2;180)$	20,5	20,3	20,3	20,3	20,3	20,34	0,09	0,25	0,50	0,56
$T_2(0,2;240)$	20,7	20,8	20,8	21	21	20,86	0,13	0,37	0,50	0,62
$T_2(0,2;300)$	21,1	21,1	21	21,2	21,2	21,12	0,08	0,23	0,50	0,55
$T_2(0,2;360)$	21,1	21	21	21,3	21,3	21,14	0,15	0,42	0,50	0,65
$T_2(0,2;420)$	21,6	21,6	20,6	21,6	21,6	21,40	0,45	1,24	0,50	1,34
$T_2(0,2;480)$	20,6	20,4	20,4	20,4	20,4	20,44	0,09	0,25	0,50	0,56
$T_2(0,2;540)$	20,6	20	20	20,7	20,7	20,40	0,37	1,02	0,50	1,13
$T_2(0,2;600)$	20,6	20,6	20,6	20,9	20,8	20,70	0,14	0,39	0,50	0,64
Данные, полученные для пространственной точки с координатой $x = 0,3$ м в разные моменты времени после начала работы ТОА										
$T_2(0,3;0)$	20	20	20	20	20	20	0	0	0,5	0,5
$T_2(0,3;60)$	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,80	0,00	0,00	0,50	0,50
$T_2(0,3;120)$	20,3	20,2	20,2	20,2	20,2	20,22	0,04	0,12	0,50	0,52
$T_2(0,3;180)$	21,1	20,9	20,9	20,9	20,9	20,94	0,09	0,25	0,50	0,56
$T_2(0,3;240)$	21,2	21,2	21,1	21,1	21,1	21,14	0,05	0,15	0,50	0,52
$T_2(0,3;300)$	22	22	22	22	22	22,00	0,00	0,00	0,50	0,50
$T_2(0,3;360)$	21,7	21,7	21,7	21,7	21,7	21,70	0,00	0,00	0,50	0,50
$T_2(0,3;420)$	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,30	0,00	0,00	0,50	0,50
$T_2(0,3;480)$	21,6	21,6	21,6	21,6	21,6	21,60	0,00	0,00	0,50	0,50
$T_2(0,3;540)$	21,6	21,5	21,5	21,5	21,5	21,52	0,04	0,12	0,50	0,52
$T_2(0,3;600)$	21,4	21,4	21,4	21,4	21,3	21,38	0,04	0,12	0,50	0,52
Данные, полученные для пространственной точки с координатой $x = 0,4$ м в разные моменты времени после начала работы ТОА										
$T_2(0,4;0)$	20	20	20	20	20	20	0	0	0,5	0,5
$T_2(0,4;60)$	19,4	19,7	19,7	19,7	19,7	19,64	0,13	0,37	0,50	0,62
$T_2(0,4;120)$	20,9	20,7	20,7	20,6	20,6	20,70	0,12	0,34	0,50	0,60
$T_2(0,4;180)$	21,5	21,4	21,4	21,3	21,3	21,38	0,08	0,23	0,50	0,55
$T_2(0,4;240)$	21,2	21,3	21,3	21,4	21,4	21,32	0,08	0,23	0,50	0,55

Продолжение таблицы 3.4

$T_2(0,4;300)$	22	22,4	22,4	22,5	22,5	22,36	0,21	0,57	0,50	0,76
$T_2(0,4;360)$	22,1	22,1	22,1	22,3	22,3	22,18	0,11	0,30	0,50	0,58
$T_2(0,4;420)$	22,6	22,6	22,6	22,5	22,5	22,56	0,05	0,15	0,50	0,52
$T_2(0,4;480)$	21,6	21,6	21,5	21,4	21,4	21,50	0,10	0,28	0,50	0,57
$T_2(0,4;540)$	21,6	21,5	21,6	21,7	21,7	21,62	0,08	0,23	0,50	0,55
$T_2(0,4;600)$	21,6	21,6	21,7	21,8	21,7	21,68	0,08	0,23	0,50	0,55

Данные, полученные для пространственной точки с координатой $x = 0,5$ м в разные моменты времени после начала работы ТОА

$T_2(0,5;0)$	20	20	20	20	20	20	0	0	0,5	0,5
$T_2(0,5;60)$	20	20,1	20,2	20	20	20,06	0,09	0,25	0,50	0,56
$T_2(0,5;120)$	21,4	21,4	21,4	21,4	21,4	21,40	0,00	0,00	0,50	0,50
$T_2(0,5;180)$	21,7	21,6	21,6	21,4	21,4	21,54	0,13	0,37	0,50	0,62
$T_2(0,5;240)$	21,4	21,4	21,4	21,3	21,3	21,36	0,05	0,15	0,50	0,52
$T_2(0,5;300)$	22,5	22,6	22,6	22,5	22,5	22,54	0,05	0,15	0,50	0,52
$T_2(0,5;360)$	22,5	22,5	22,5	22,6	22,6	22,54	0,05	0,15	0,50	0,52
$T_2(0,5;420)$	22,9	22,9	22,9	22,7	22,7	22,82	0,11	0,30	0,50	0,58
$T_2(0,5;480)$	22,1	22,1	22,1	22,2	22,2	22,14	0,05	0,15	0,50	0,52
$T_2(0,5;540)$	22,1	22,2	22,2	22,3	22,3	22,22	0,08	0,23	0,50	0,55
$T_2(0,5;600)$	22,1	22,1	22,1	22	21,9	22,04	0,09	0,25	0,50	0,56

Данные, полученные для пространственной точки с координатой $x = 0,6$ м в разные моменты времени после начала работы ТОА

$T_2(0,6;0)$	20	20	20	20	20	20	0	0	0,5	0,5
$T_2(0,6;60)$	20,2	20,2	20,2	20,2	20,2	20,20	0,00	0,00	0,50	0,50
$T_2(0,6;120)$	21,4	21,7	21,7	21,7	21,7	21,64	0,13	0,37	0,50	0,62
$T_2(0,6;180)$	21,7	21,7	21,7	21,7	21,7	21,70	0,00	0,00	0,50	0,50
$T_2(0,6;240)$	22	22,3	22,3	22,3	22,3	22,24	0,13	0,37	0,50	0,62
$T_2(0,6;300)$	23,1	23	23	23	23	23,02	0,04	0,12	0,50	0,52
$T_2(0,6;360)$	22,9	22,9	22,6	22,6	22,6	22,72	0,16	0,46	0,50	0,68
$T_2(0,6;420)$	23,4	23,4	23,4	23,3	23,3	23,36	0,05	0,15	0,50	0,52
$T_2(0,6;480)$	22,9	22,9	22,9	22,9	22,9	22,90	0,00	0,00	0,50	0,50
$T_2(0,6;540)$	22,9	22,7	22,7	22,7	22,7	22,74	0,09	0,25	0,50	0,56
$T_2(0,6;600)$	22,9	22,9	22,8	22,8	22,7	22,82	0,08	0,23	0,50	0,55

Продолжение таблицы 3.4

Данные, полученные для пространственной точки с координатой $x = 0,7$ м в разные моменты времени после начала работы ТОА										
$T_2(0,7;0)$	20	20	20	20	20	20	0	0	0,5	0,5
$T_2(0,7;60)$	20,3	20,5	20,7	20,8	20,8	20,62	0,22	0,60	0,50	0,78
$T_2(0,7;120)$	21,4	21,8	21,8	22	22	21,80	0,24	0,68	0,50	0,84
$T_2(0,7;180)$	22,2	22,1	22,1	22	22	22,08	0,08	0,23	0,50	0,55
$T_2(0,7;240)$	22,7	22,7	22,7	22,5	22,5	22,62	0,11	0,30	0,50	0,58
$T_2(0,7;300)$	23,7	23,6	23,6	23,6	23,6	23,62	0,04	0,12	0,50	0,52
$T_2(0,7;360)$	23,2	23,2	23,2	23	23	23,12	0,11	0,30	0,50	0,58
$T_2(0,7;420)$	22,9	22,9	22,9	23	23	22,94	0,05	0,15	0,50	0,52
$T_2(0,7;480)$	23,8	23,7	23,7	23,5	23,5	23,64	0,13	0,37	0,50	0,62
$T_2(0,7;540)$	23,8	23,8	23,8	23,6	23,6	23,72	0,11	0,30	0,50	0,58
$T_2(0,7;600)$	23,6	23,6	23,6	23,6	23,5	23,58	0,04	0,12	0,50	0,52
Данные, полученные для пространственной точки с координатой $x = 0,8$ м в разные моменты времени после начала работы ТОА										
$T_2(0,8;0)$	20	20	20	20	20	20	0	0	0,5	0,5
$T_2(0,8;60)$	20,3	20,9	20,9	20,6	20,6	20,66	0,25	0,70	0,50	0,86
$T_2(0,8;120)$	21,9	22,2	22,1	22,1	22,1	22,08	0,11	0,30	0,50	0,58
$T_2(0,8;180)$	22,4	22,4	22,4	22,4	22,4	22,40	0,00	0,00	0,50	0,50
$T_2(0,8;240)$	23	23	23	23	23	23,00	0,00	0,00	0,50	0,50
$T_2(0,8;300)$	23,9	23,7	23,7	23,6	23,6	23,70	0,12	0,34	0,50	0,60
$T_2(0,8;360)$	24	24	24	24	24	24,00	0,00	0,00	0,50	0,50
$T_2(0,8;420)$	23,8	23,8	23,8	23,7	23,7	23,76	0,05	0,15	0,50	0,52
$T_2(0,8;480)$	23,6	23,4	23,4	23,4	23,4	23,44	0,09	0,25	0,50	0,56
$T_2(0,8;540)$	23,6	23,6	23,6	23,5	23,5	23,56	0,05	0,15	0,50	0,52
$T_2(0,8;600)$	23,6	23,6	23,6	23,6	23,5	23,58	0,04	0,12	0,50	0,52
Данные, полученные для пространственной точки с координатой $x = 0,9$ м в разные моменты времени после начала работы ТОА										
$T_2(0,9;0)$	20	20	20	20	20	20	0	0	0,5	0,5
$T_2(0,9;60)$	21,6	21,4	21,6	21,4	21,4	21,48	0,11	0,30	0,50	0,58
$T_2(0,9;120)$	22,5	22,7	22,7	22,9	22,9	22,74	0,17	0,46	0,50	0,68
$T_2(0,9;180)$	23	23	23	23,3	23,3	23,12	0,16	0,46	0,50	0,68
$T_2(0,9;240)$	23,8	23,8	23,8	23,6	23,6	23,72	0,11	0,30	0,50	0,58

Продолжение таблицы 3.4

$T_2(0,9;300)$	24,5	24,4	24,6	24,6	24,6	24,54	0,09	0,25	0,50	0,56
$T_2(0,9;360)$	24,6	24,6	24,6	24,5	24,5	24,56	0,05	0,15	0,50	0,52
$T_2(0,9;420)$	24,7	24,7	24,7	24,6	24,6	24,66	0,05	0,15	0,50	0,52
$T_2(0,9;480)$	24	24,2	24,2	24,2	24,2	24,16	0,09	0,25	0,50	0,56
$T_2(0,9;540)$	24	24,5	24,5	24,5	24,5	24,40	0,22	0,62	0,50	0,80
$T_2(0,9;600)$	24	24,5	24,5	24,3	24,2	24,30	0,21	0,59	0,50	0,77

Данные, полученные для пространственной точки с координатой $x = 1$ м в разные моменты времени после начала работы ТОА

$T_2(1;0)$	20	20	20	20	20	20	0	0	0,5	0,5
$T_2(1;60)$	21,5	21,4	21,5	21,5	21,6	21,50	0,07	0,20	0,50	0,54
$T_2(1;120)$	22,9	22,9	22,7	22,8	22,7	22,80	0,10	0,28	0,50	0,57
$T_2(1;180)$	24,1	24	24	24	24,1	24,04	0,05	0,15	0,50	0,52
$T_2(1;240)$	24,7	24,7	24,8	24,8	24,8	24,76	0,05	0,15	0,50	0,52
$T_2(1;300)$	25	24,9	24,9	24,9	24,8	24,90	0,07	0,20	0,50	0,54
$T_2(1;360)$	25	24,8	25	24,9	24,8	24,90	0,10	0,28	0,50	0,57
$T_2(1;420)$	25	25,1	25,1	25,3	25,3	25,16	0,13	0,37	0,50	0,62
$T_2(1;480)$	25	24,7	25	25,2	25,3	25,04	0,23	0,64	0,50	0,81
$T_2(1;540)$	25	25,3	25	25,1	25	25,08	0,13	0,36	0,50	0,62
$T_2(1;600)$	25	25,2	25,1	25	25,2	25,10	0,10	0,28	0,50	0,57

На основе полученных данных о результирующей погрешности измерений температуры в пространственных точках потока нагреваемой среды в разные моменты времени после включения экспериментальной установки можно сделать вывод, что минимальная результирующая погрешность составила $\Delta = 0,5$ °C (для всех точек потока в начальный момент времени и для точки входа потока среды в экспериментальную установку), а наибольшая полученная результирующая погрешность составила $\Delta = 1,34$ °C (для пространственных точек $x = 0,2$ м в момент времени $\tau = 420$ секунд). Средняя результирующая погрешность составила $\Delta_{cp} = 0,57$ °C.

Обработка результатов косвенных измерений.

На основе полученных данных о распределении температуры внутри потока во времени определена мощность теплообменного аппарата в моменты времени τ по формуле:

$$Q(\tau) = G \cdot c_p (T_s(1, \tau) - T_s(0, \tau)), \quad (3.8)$$

где G – массовый расход нагреваемой среды в теплообменном аппарате, кг/с; c_p – теплоемкость воды Дж/(кг·К); $T_s(1, \tau)$ – температура нагреваемой воды на выходе из теплообменного аппарата в момент времени τ , определяемая в точке $x = 1$ м, °C; $T_s(0, \tau)$ – температура нагреваемой воды на входе в теплообменный аппарат в момент времени τ , определяемая в точке $x = 0$ м, °C.

При экспериментальном испытании значения температуры нагреваемой воды $T_s(1, \tau)$ и $T_s(0, \tau)$, а также значение массового расхода воды G определялись с некоторой погрешностью. Мощность ТОА можно рассматривать, как функцию нескольких переменных $Q = f(T_s(1, \tau), T_s(0, \tau), G)$. Абсолютная погрешность определенного значения мощности ТОА для каждого исследуемого момента времени τ (0, 60, 120, 180, 240, 300, 360, 420, 480, 560 и 600 с) вычисляется по формуле (3.9):

$$\Delta Q(\tau) = \sqrt{\left(\frac{\partial Q}{\partial T(1, \tau)} \cdot \Delta T(1, \tau) \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T(0, \tau)} \cdot \Delta T(0, \tau) \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial G} \cdot \Delta G \right)^2}, \quad (3.9)$$

где $\Delta Q(\tau)$ – абсолютная погрешность определения мощности теплообменного аппарата в момент времени τ , Вт; $\Delta T(1, \tau)$ – абсолютная погрешность измерения температуры в точке $x = 1$ м в момент времени τ , °C; $\Delta T(0, \tau)$ – абсолютная погрешность измерения температуры в точке $x = 0$ м в момент времени τ , °C; ΔG – абсолютная погрешность измерения значения массового расхода нагреваемой среды, кг/с.

Относительная погрешность определённого значения мощности ТОА в момент времени τ вычисляется по формуле:

$$\varepsilon_Q(\tau) = \frac{\Delta Q(\tau)}{Q_e(\tau)} \cdot 100\%, \quad (3.10)$$

где $\Delta Q(\tau)$ – абсолютная погрешность вычисленного значения мощности ТОА в момент времени τ , Вт; $Q_e(\tau)$ – опытное значение мощности ТОА в момент времени τ , °C.

В таблице 3.5 представлены результаты расчета по формулам 3.8-3.10, а на рисунке 3.15 представлен график зависимости экспериментально определённой мощности ТОА от времени при нестационарном и стационарном режиме работы и относительная погрешность вычисленного на основе математического моделирования значения мощности ТОА в момент времени τ . Значения для построения графика представлены в таблице 3.4.

Таблица 3.5 – Результаты расчета мощности ТОА

Определяемая величина	Момент времени после начала работы экспериментальной установки, τ , с										
	0	60	120	180	240	300	360	420	480	540	600
Мощность ТОА, $Q(\tau)$, Вт	0	1772	2540	3273	3698	3781	3781	3935	3864	3887	3899
Абсолютная погрешность, $\Delta Q(\tau)$, Вт	-	120	210	199	305	276	287	286	316	316	282
Относительная погрешность, $\varepsilon_Q(\tau)$, %	-	7	8	6	8	7	8	7	8	8	7

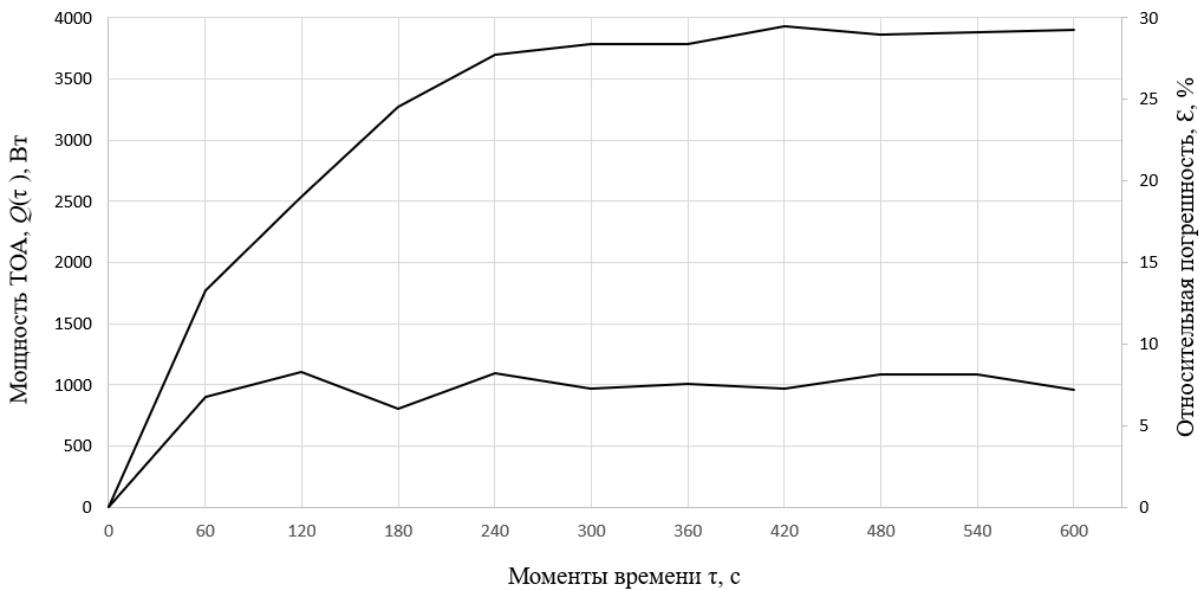


Рисунок 3.15. – Зависимость мощности теплообменного аппарата и погрешности ее экспериментального определения от времени τ ; 1 – мощность ТОА, Вт; 2 – относительная погрешность, %

На рис. 3.16 приведено сравнение опытных и расчетных значений мощности ТОА от времени (в период с начала работы и в течение последующих 10 минут).

Относительная погрешность полученных значений (сходимость графиков) определялась по формуле:

$$\delta Q(\tau) = \frac{|Q_o(\tau) - Q_p(\tau)|}{Q_o(\tau)} \cdot 100\%, \quad (3.11)$$

где $Q_o(\tau)$ и $Q_p(\tau)$ – опытное (экспериментальное) и расчетное значение тепловой мощности в момент времени τ , Вт.

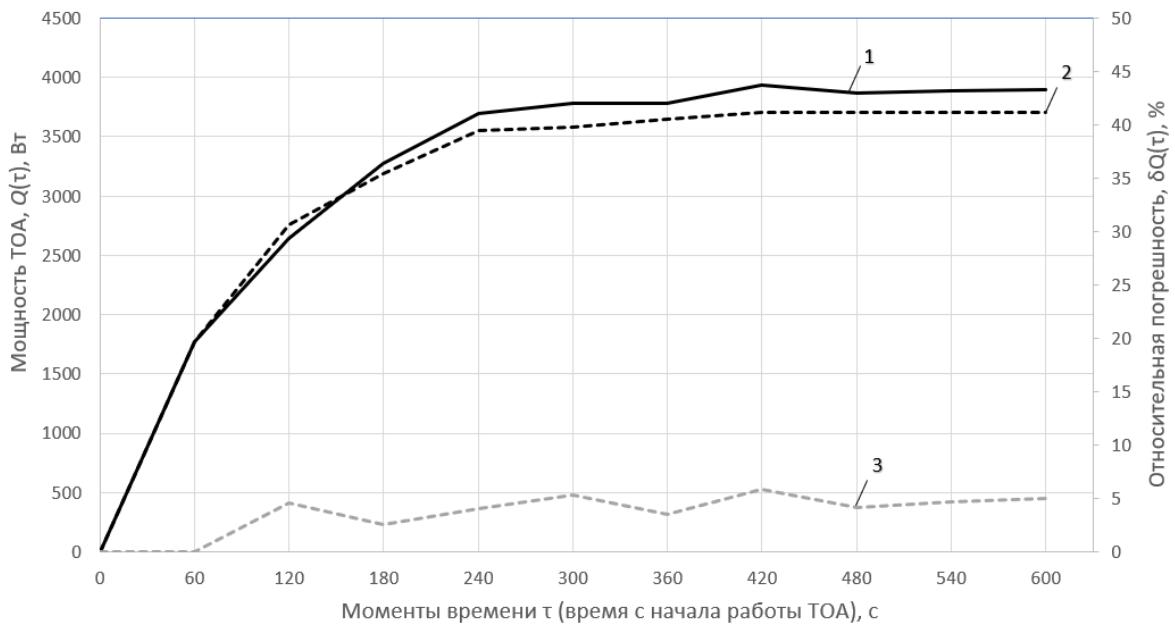


Рисунок 3.16. – Зависимость мощности теплообменного аппарата от времени;
1 – опыт; 2 – расчет; 3 – погрешность, %

3.5 Выводы по третьей главе

Наибольшая относительная погрешность между значением температуры внутри потока, определённым экспериментально, и значением температуры, определённым расчетным путём, составила $\delta T(x, \tau) = 6\%$ (рисунок 3.4, 3.8, 3.10, 3.11 и 3.12). Среднее расхождение между распределениями температуры внутри потока (полученными на основе физического и математического моделирования) в моменты времени τ составило 3,5 %. Во все рассматриваемые моменты времени после начала работы ТОА расхождение между значениями расчетным и эмпирическим значением температуры распределено равномерно по длине потока, без явных областей сравнительно больших или маленьких значений относительной погрешности.

Также, на рисунках 3.4-3.13 видно, что значение температуры, определенное на основе математического моделирования, меньше фактического значения температуры, полученного в ходе эксперимента. Данный факт можно объяснить погрешностью численного решения, допущениями, применяемыми при разработке

математической модели и погрешностью при определении характеристик экспериментальной установки. Отметим, что точное описание характера движения воды в межтрубном пространстве в рассматриваемых условиях является крайне сложной задачей. Вероятно, что расчетное значение коэффициента теплоотдачи греющей воды не в полной мере отражает условия реального теплового процесса, что может вносить существенный вклад в наблюдаемую погрешность при сравнении значений температуры. Для инженерных расчетов полученные значения погрешности предлагается принять, как допустимые для валидации математической модели.

Рассмотрим рисунок 3.14. Наибольшее значение относительной погрешности при определении мощности теплообменного аппарата при нестационарном и стационарном тепловом режиме составило $\varepsilon_Q(\tau) = 8\%$.

Рассмотрим рисунок 3.15. Сравнение графиков мощности ТОА показывает, что математическая модель прогнозирует достижение стационарного теплового режима работы ТОА за 180-240 секунд. При экспериментальном испытании достижение стационарного теплового режима происходит примерно за 300 секунд. Наибольшее расхождение между значениями мощности (определенными на основе экспериментального и математического моделирования) составило $\delta Q(\tau) = 5\%$.

Мощность теплообменного аппарата, определённая на основе математического моделирования, меньше значения мощности, определённого эмпирически. Данный факт в контексте практического применения математической модели (при разработке методики проектирования утилизационного теплообменника для конкретных условий эксплуатации) может привести к завышению реального срока окупаемости от внедрения данного устройства и тем самым выступить нивелирующим фактором при отклонении фактических характеристик условий эксплуатации от расчетных характеристик в худшую сторону (например, использование греющей воды с меньшей температурой).

Исследования, проведенные на экспериментальной установке «Исследование теплопередачи в утилизационном теплообменнике», позволили произвести

валидацию нестационарной математической модели тепловой работы утилизационного теплообменного аппарата. Критерием проверки выступило распределение температуры внутри потока нагреваемой среды, определённое на основе математического моделирования и экспериментального испытания. При заданных условиях максимальное относительное расхождение значений температуры $\delta T(x, \tau) = 6\%$ обнаружено в пространственной точке с координатой $x = 0,3$ м в момент времени $\tau = 60$ секунд (рисунок 3.11 и 3.12), вызванное, вероятно, сложностью описания реального процесса перемещения греющей воды в межтрубном пространстве для определения коэффициента теплоотдачи греющей воды. При наступлении стационарного теплового режима с момента времени $\tau > 300$ секунд расхождение значений температуры не превышает 5 %.

Максимальное значение относительной погрешности мощности ТОА, определённой экспериментально, составило $\varepsilon_Q(\tau) = 8\%$ (рисунок 3.14). Мощность теплообменного аппарата, определённая в ходе экспериментального испытания, больше значения мощности, определённого при математическом моделировании. Максимальное расхождение составило $\delta Q(\tau) = 5\%$ (рисунок 3.15). Среднее расхождение в течение первых 10 минут после включения составило 3,5 %.

Математическая модель, соответствующая расчетной модели, – основа, на базе которой планируется разрабатывать программное обеспечение для расчета тепловой работы утилизационного ТОА.

Математическая модель, успешно прошедшая процедуру валидации, необходима для исследования влияния различных условий эксплуатации ТОА на выбор его рациональной конфигурации (габаритов) с целью разработки инженерной методики расчета утилизационных теплообменных аппаратов для использования в душе.

ГЛАВА 4. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ, ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ, ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ И РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ УТИЛИЗАЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

4.1 Актуальность исследования условий при локальной утилизации теплоты сточных вод, отводимых от душевых устройств, на основе утилизационного ТОА

В главе 1 приведена информация, что компактные теплообменники для локальной утилизации теплоты стоков распространены на рынках некоторых стран [73]. При этом данные устройства представлены в виде серийных изделий разных типоразмеров, отличающихся площадью теплообменной поверхности и, следовательно, потенциальным энергетическим эффектом.

Данный подход производителей не учитывает конкретные условия эксплуатации водоразборного устройства, что не позволяет корректно рассчитать энергетический эффект от внедрения энергосберегающего мероприятия, а также способствует выбору устройства с нерациональным типоразмером. Вообще, при обсуждении вопроса характеристики ТОА следует всегда говорить про выбор рациональных параметров для каждого конкретного случая, но не идеальных параметров.

В рамках данной работы исследуется конструкция такого теплообменного устройства в общем виде для выявления закономерностей влияния различных факторов на эффективность утилизации теплоты сточных вод.

Так как все водоразборные устройства работают в разном режиме и при разных условиях эксплуатации, то актуальна проблема определения рациональных параметров утилизационного ТОА для каждого конкретного случая. Выбор рациональных параметров напрямую влияет на энергетическую эффективность устройства, экономический и экологический эффект. Основной особенностью такого теплообменника является то, что он работает только во время использования

душевой. В момент включения (после относительно продолжительного неиспользования душевой) вода в межтрубном пространстве и внутри труб имеет температуру, равную температуре внутреннего воздуха в помещении. Следовательно, некоторую часть времени работы устройство работает при нестационарном тепловом режиме и данный факт необходимо учитывать для корректного расчета энергетического эффекта.

В рамках данной работы к условиям эксплуатации утилизационного теплообменного аппарата предлагается отнести:

- температуру потоков обеих сред в начальный момент времени $T(x, \tau = 0)$, $^{\circ}\text{C}$;
- длительность и частоту отдельного использования душевой в течение расчетного периода, τ_0 , с;
- температуру нагреваемой среды на входе в ТОА, $T'_2 = t_x$, $^{\circ}\text{C}$;
- массовый расход греющей и нагреваемой среды, G_1 и G_2 , кг/с;

К характеристикам утилизационного теплообменного аппарата предлагается отнести:

- среднюю мощность ТОА в течение отдельного использования душевой;
- количество полезно утилизированной тепловой энергии в течение отдельного использования душевой;
- относительное снижение требуемой тепловой энергии для работы душевой при использовании локальной утилизации теплоты сточных вод;
- тепловую инерцию теплообменника (количество времени с момента включения устройства, необходимое для достижения теплообменником стационарного режима работы);
- геометрические параметры ТОА (количество трубок с нагреваемой средой, площадь поверхности теплообмена, расстояние между соседними трубками с нагреваемой средой);
- теплофизические параметры ТОА (коэффициент теплопроводности материала труб с нагреваемой водой).

Для исследования влияния всех этих факторов на эффективность работы утилизационного теплообменного аппарата необходимо смоделировать теплопередачу между средами при разных условиях работы и разных параметрах самого устройства. Данные для моделирования представлены в таблице 4.1. Моделирование происходит на основе математической модели, представленной в главе 2.

Также, важным фактором, который необходимо учитывать при планировании внедрения локальной утилизации теплоты сточных вод, является инвестиционная политика в отношении объекта теплоснабжения, на стороне которого предполагается реализация энергосберегающего мероприятия. В рамках данного подхода могут быть установлены конкретные временные рамки для срока окупаемости, точные цифры относительно необходимого значения экономии тепловой энергии, топлива или снижения выбросов тонн условного топлива. Данные факторы также относятся к условиям, в которых реализуется энергосберегающее мероприятие и их необходимо учитывать при его планировании.

Условия эксплуатации, режимные и геометрические параметры представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Технические характеристики ТОА

Параметр	Расчетное значение параметра
Длина труб, L , м	0,5; 1; 1,5; 2; 2,5
Количество труб, шт	10
Диаметр трубы, d , м	0,010; 0,015; 0,02; 0,025; 0,032
Расстояние между соседними трубами с нагреваемой средой, d_h , м	$0,25d_h, 0,5d_h, d_h,$ $1,5d_h, 2d_h,$
Габариты корпуса ТОА (длина, ширина, высота), м	2 / 0,3 / 0,15
Расчетная площадь поверхности теплообмена, m^2	1,15
Массовый расход греющей и нагреваемой среды, G , кг/с	0,1; 0,12; 0,14; 0,16; 0,18

Продолжение таблицы 4.1

Температура нагреваемой среды на входе в ТОА, $t_x, {}^{\circ}\text{C}$	5; 10; 15; 20
Температура греющей среды на входе в ТОА, $t_r, {}^{\circ}\text{C}$	40
Температура потоков сред в начальный момент времени $T_1(x,0) = T_2(x,0), {}^{\circ}\text{C}$	18; 20; 22; 24; 26; 28
Длительность отдельного использования душевой, $\tau_0, \text{с}$	420
Теплопроводность материала труб, $\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	17

На рисунке 4.1 представлено распределение температуры внутри потока нагреваемой среды в разные моменты времени τ после начала работы душевой, полученное на основе математического моделирования, при заданных условиях, а именно: температура обоих потоков сред в начальный момент времени $T(x,0) = 20 {}^{\circ}\text{C}$; длительность отдельного использования душевой $\tau_0 = 420$ секунд; температура нагреваемой среды на входе в ТОА $t_x = 15 {}^{\circ}\text{C}$; температура греющей среды на входе в ТОА $t_r = 40 {}^{\circ}\text{C}$; массовый расход греющей и нагреваемой среды $G_1 = G_2 = 0,14 \text{ кг}/\text{с}$; длина труб с нагреваемой средой $L = 1,5 \text{ м}$; расстояние между соседними трубами с нагреваемой средой, $0,5d_{\text{h}}$, м; диаметр трубы, $d = 0,021 \text{ м}$.

Для аналитического расчета принимается, что в начальный момент времени (в момент начала использования душевой) температура внутри нагреваемого и греющего потока сред одинакова и равна температуре внутреннего воздуха в помещении, в котором располагается теплообменник. После включения устройства (начала использования душевой) наблюдается нестационарный режим тепловой работы теплообменника, сменяющийся условно стационарным. Графики распределения температуры (4) и (5) на рис. 4.1 практически одинаковы, следовательно, для данных условий эксплуатации установившийся тепловой режим работы наступает в интервале от 4 до 5 минут после начала использования устройства.

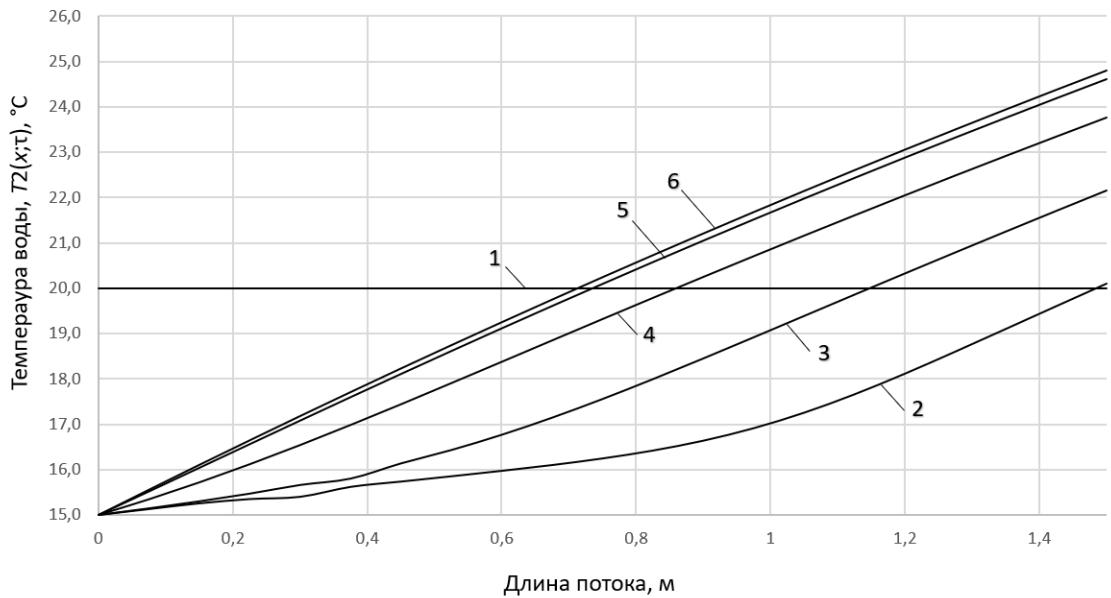


Рисунок 4.1. – Распределение температуры внутри потока нагреваемой среды в разные моменты τ : 1 – $\tau = 0$ с; 2 – $\tau = 60$ с; 3 – $\tau = 120$ с; 4 – $\tau = 180$ с; 5 – $\tau = 240$ с; 6 – $\tau = 300$ с.

При децентрализованной системе ГВС (в случае, когда вода для душевой нагревается в проточном газовом или электрическом водонагревателе) массовый расход греющей воды равен массовому расходу нагреваемой воды (массовый расход сточных вод равен массовому расходу воды, использующейся в душевой), а общее количество тепловой энергии, необходимое для работы душевой в течение 7 минут, определяется по формуле:

$$E = G \cdot \tau_0 \cdot c_p \cdot (t_g - t_x), \quad (4.1)$$

где G – массовый расход нагреваемой среды в теплообменном аппарате, кг/с; c_p – теплоемкость воды Дж/(кг·К); $t_g = 40$ – температура нагреваемой воды (на выходе из водонагревателя), °C; $t_x = 15$ – температура нагреваемой воды на входе в водонагреватель, °C; $\tau_0 = 7 \cdot 60 = 420$ – длительность отдельного использования душа, с.

На основе полученных данных о распределении температуры внутри потока во времени (рис. 4.1) определяется мощность теплообменного аппарата в каждый момент времени τ по формуле:

$$Q(\tau) = G \cdot c_p (T_2''(\tau) - T_2'), \quad (4.2)$$

где G – массовый расход нагреваемой среды в теплообменном аппарате, кг/с; c_p – теплоемкость воды Дж/(кг·К); $T_2''(\tau)$ – температура нагреваемой воды на выходе из теплообменного аппарата в момент времени τ , °C; T_2' – температура нагреваемой воды на входе в теплообменный аппарат в момент времени τ , °C.

При использовании душевой в течение 7 минут количество полезно утилизированной теплоты, идущей на нагрев холодной воды, определяется на основе значения мощности ТОА в каждый момент времени его работы согласно выражению:

$$B = \int_0^{\tau_0} Q(\tau) d\tau, \quad (4.3)$$

где $Q(\tau)$ – мощность ТОА в момент времени τ , Вт; τ_0 – длительность отдельного использования душа, с.

Средняя мощность ТОА во время использования душевой определяется по выражению $\bar{Q} = (B/\tau_0)$, Вт.

Относительное снижение требуемой тепловой энергии для разового приема душа при использовании теплообменного аппарата определяется согласно выражению: $\varphi = (B/E) \cdot 100\%$.

На основе математического моделирования и формул (4.1-4.3) определены характеристики тепловой работы ТОА при массовом расходе сред $G = 0,14$ кг/с, начальном распределением температуры в обоих потоках $T_2(x,0) = T_1(x,0) = 20$ °C, длительности отдельного использования душевой $\tau_0 = 420$ секунд, длиной труб с нагреваемой средой $L = 1,5$ метра, температуре обоих теплоносителей на входе в ТОА $t_r = 40$ °C и $t_x = 15$ °C. Прочие данные для моделирования взяты из табл. 4.1. Результат расчета представлен в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Характеристики тепловой работы ТОА

Температура нагреваемой воды на входе в ТОА, t_x , °C	Тепловая инерция, $\Delta\tau$, с	Необходимое количество теплоты, E , кДж	Количество полезно утилизированной теплоты, B , кДж	Экономия теплоты, φ , %
15	240-300	6203	2066	33

Из данных, представленных в таблице 4.2, видно, что при заданных условиях эксплуатации и данной конфигурации ТОА тепловая инерция (время, необходимое для достижения стационарного режима работы теплообменником) имеет значение в интервале от 240 до 300 секунд, абсолютное и относительное снижение необходимого количества тепловой энергии для отдельного использования душевой составило $B = 2066$ кДж и $\phi = 33\%$ соответственно.

Полученные данные позволяют рассчитать энергетический, экономический и экологический эффект. Также, на их основе можно сделать вывод, что данную конфигурацию ТОА нерационально использовать при длительности отдельного использования душевой менее 240 секунд, так как в этом случае устройство будет работать всегда при нестационарном тепловом режиме, а значит в процессе эксплуатации никогда не достигнет максимальной располагаемой мощности. Именно предварительное моделирование, полная и актуальная информация об условиях эксплуатации устройства позволяет подобрать рациональную конфигурацию устройства и рассчитать потенциальный эффект от энергосберегающего мероприятия.

Исследуем влияние отдельных условий эксплуатации, режимных параметров и параметров ТОА на характеристики его работы с целью выявить значимость оказываемого воздействия. Искомые данные необходимы для разработки методики проектирования утилизационных ТОА с рациональными параметрами в каждом конкретном случае.

4.2 Влияние условий эксплуатации утилизационного теплообменного аппарата на эффективность его работы

Согласно нормам температуры для общественных и административных зданий допустимое значение температуры воздуха в ванной комнате может находиться в диапазоне от 18 °C до 28 °C, а в ванных комнатах жилых зданий в диапазоне от 18 °C до 26 °C [74].

На основе математического моделирования и формул (4.1-4.3) определены характеристики тепловой работы ТОА при массовом расходе сред $G = 0,14$ кг/с, температуре теплоносителей на входе в ТОА $t_r = 40$ °C и $t_x = 15$ °C, длительности отдельного использования душевой $\tau_0 = 420$ секунд, длине труб с нагреваемой средой $L = 1,5$ метра, но разном начальном распределении температуры в обоих потоках $T(x,0)$. Прочие данные для моделирования взяты из таблицы 4.1. Результат расчета представлен в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Характеристики тепловой работы ТОА

Температура обоих потоков теплоносителей в начальный момент времени, $T(x,0)$, °C	Тепловая инерция, $\Delta\tau$, с	Необходимое количество теплоты, E , кДж	Количество полезно утилизированной теплоты, B , кДж	Экономия теплоты, φ , %
18	295	6203	1985	32
20	290	6203	2066	33
22	290	6203	2133	34
24	285	6203	2208	36
26	280	6203	2282	37
28	270	6203	2357	38

Таким же путём определены характеристики тепловой работы ТОА при температуре теплоносителей на входе в ТОА $t_r = 40$ °C и $t_x = 15$ °C, температуре потоков сред в начальный момент времени $T_1(x,0) = T_2(x,0) = 20$ °C, длительности отдельного использования душевой $\tau_0 = 420$ секунд, длине труб с нагреваемой средой $L = 1,5$ метра, но разном массовом расходе сред G , кг/с. Прочие данные для моделирования взяты из таблицы 4.1. Результат расчета представлен в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Характеристики тепловой работы ТОА

Массовый расход сред теплоносителей, G , кг/с	Тепловая инерция, $\Delta\tau$, с	Необходимое количество теплоты, E , кДж	Количество полезно утилизированной теплоты, B , кДж	Экономия теплоты, ϕ , %
0,1	360	4431	1870	42
0,12	325	5317	1982	37
0,14	300	6203	2067	33
0,16	290	7090	2135	30
0,18	260	7976	2189	27

Определены характеристики тепловой работы ТОА при температуре теплоносителей на входе в ТОА $t_r = 40$ °C и $t_x = 15$ °C, температуре потоков сред в начальный момент времени $T_1(x,0) = T_2(x,0) = 20$ °C, массовом расходе сред $G = 0,14$ кг/с, длине труб с нагреваемой средой $L = 1,5$ метра, но разной длительности отдельного использования душевой t_0 . Прочие данные для моделирования взяты из таблицы 4.1. Результат расчета представлен в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Характеристики тепловой работы ТОА

Длительность отдельного использования душевой, t_0 , с	Тепловая инерция, $\Delta\tau$, с	Необходимое количество теплоты, E , кДж	Количество полезно утилизированной теплоты, B , кДж	Экономия теплоты, ϕ , %
60	-	886	195	22
120	-	1772	411	23,2
180	-	2659	691	26
240	290	3545	1024	28,88
300	290	4431	1370	30,92
360	290	5317	1723	32,4
420	290	6203	2067	33,32
480	290	7090	2410	34
540	290	7976	2766	34,68
600	290	8862	3116	35,16

Продолжение таблицы 4.5

660	290	9748	3463	35,52
720	290	10634	3811	35,84
780	290	11521	4161	36,12
840	290	12407	4516	36,4
900	290	13293	4865	36,6

На основе данных в таблице 4.5 составлен рисунок 4.2, на котором представлены графики зависимости количества необходимой тепловой энергии для работы душевой, полезно утилизированной теплоты и относительной экономии теплоты от длительности использования душевой.

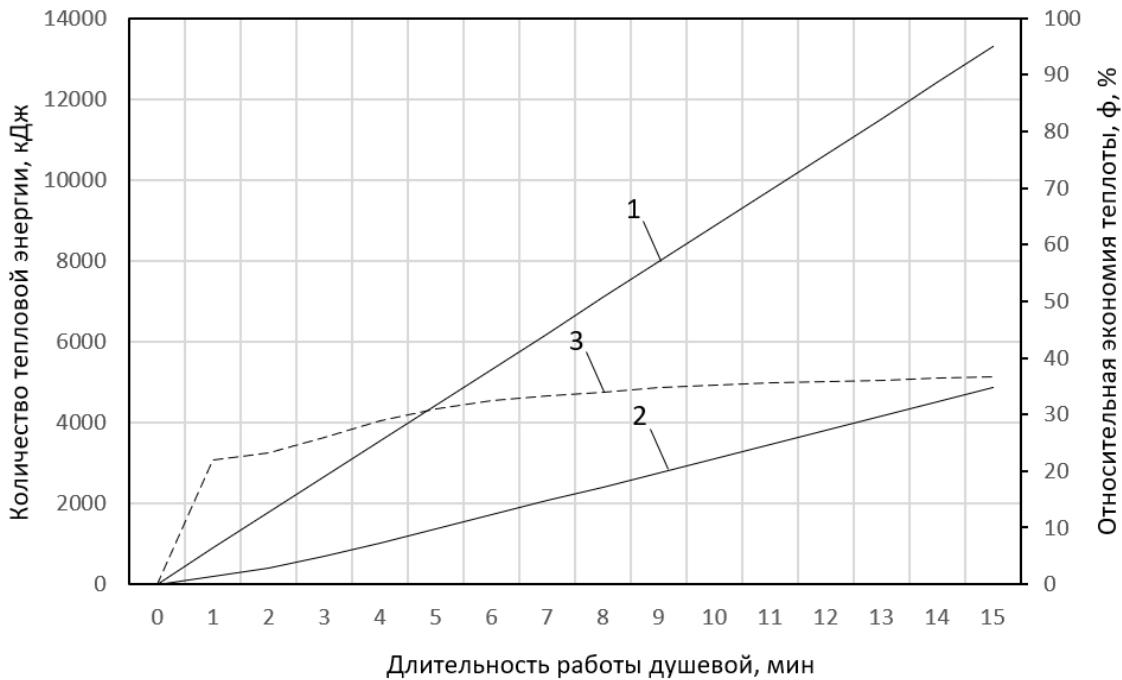


Рисунок 4.2. – Зависимость необходимой тепловой энергии для работы душа и сэкономленной тепловой энергии от длительности работы душа: 1 – требуемое количество тепловой энергии для работы душевой, E , кДж; 2 – сэкономленное количество тепловой энергии, B , кДж; 3 – относительное снижение требуемой тепловой энергии, ϕ , %

Определены характеристики тепловой работы ТОА при температуре потока греющего теплоносителя на входе в ТОА $t_g = 40$ °C, температуре потоков сред в начальный момент времени $T_1(x,0) = T_2(x,0) = 20$ °C, массовом расходе сред $G = 0,14$

кг/с, длительности отдельного использования душевой $\tau_0 = 420$ секунд, длине труб с нагреваемой средой $L = 1,5$ метра, но разной температуре нагреваемого теплоносителя на входе в ТОА t_x . Прочие данные для моделирования взяты из таблицы 4.1. Результат расчета представлен в таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Характеристики тепловой работы ТОА

Температура нагреваемой воды на входе в ТОА, t_x , °C	Тепловая инерция, Δt , с	Необходимое количество теплоты, E , кДж	Количество полезно утилизированной теплоты, B , кДж	Экономия теплоты, ϕ , %
5	275	8685	3184	37
10	280	7444	2625	35
15	280	6203	2067	33
20	280	4963	1509	30

4.3 Влияние геометрических параметров ТОА на эффективность его работы

К геометрическим параметрам ТОА предлагается отнести количество труб с нагреваемой средой в пучке, их длину, диаметр и расстояние между двумя соседними трубками с нагреваемой средой. Так как все трубы с нагреваемой средой находятся на одном высотном уровне, то предлагается при проектировании устройства в каждом случае использовать всё доступное пространство для их размещения, другими словами – проектировать теплообменник с максимальной располагаемой шириной, обусловленной доступным физическим пространством. Исследования показали, что таким образом обеспечивается минимальный массовый расход в отдельно взятой трубке с нагреваемой водой, что повышает эффективность теплопередачи. В таблице 4.4 уже представлены данные о влиянии массового расхода сред на характеристики ТОА.

Исследуем влияние длины и диаметра труб на характеристики ТОА при постоянном значении количества труб с нагреваемой средой в пучке.

Определены характеристики тепловой работы ТОА при температуре обоих потоков теплоносителей на входе в ТОА $t_r = 40$ °C и $t_x = 15$ °C, температуре потоков

сред в начальный момент времени $T_1(x,0) = T_2(x,0) = 20$ °C, массовом расходе сред $G = 0,14$ кг/с, длительности отдельного использования душевой $\tau_0 = 420$ секунд, но разной длиной труб с нагреваемой средой L . Прочие данные для моделирования взяты из таблицы 4.1. Результат расчета представлен в таблице 4.7.

Таблица 4.7 – Характеристики тепловой работы ТОА

Длина труб с нагреваемой средой в ТОА, L , м	Тепловая инерция, $\Delta\tau$, с	Необходимое количество теплоты, E , кДж	Количество полезно утилизированной теплоты, B , кДж	Экономия теплоты, φ , %
0,5	70	6203	985	16
1	210	6203	1663	27
1,5	300	6203	2067	33
2	360	6203	2342	38

Определены характеристики тепловой работы ТОА при температуре обоих потоков теплоносителей на входе в ТОА $t_r = 40$ °C и $t_x = 15$ °C, температуре потоков сред в начальный момент времени $T_1(x,0) = T_2(x,0) = 20$ °C, массовом расходе сред $G = 0,14$ кг/с, длительности отдельного использования душевой $\tau_0 = 420$ секунд, длиной труб с нагреваемой средой $L = 1,5$ метра, но разном диаметре труб с нагреваемой средой d . Прочие данные для моделирования взяты из таблицы 4.1. Результат расчета представлен в таблице 4.8.

Таблица 4.8 – Характеристики тепловой работы ТОА

Внутренний диаметр труб с нагреваемой средой, d , м	Тепловая инерция, $\Delta\tau$, с	Необходимое количество теплоты, E , кДж	Количество полезно утилизированной теплоты, B , кДж	Экономия теплоты, φ , %
0,01	210	6203	1097	18
0,015	260	6203	1543	25
0,02	300	6203	2067	33
0,025	345	6203	2248	36
0,032	390	6203	2506	40

На рисунке 2.1 представлен поперечный разрез исследуемого теплообменного аппарата, на котором указано расстояние между двумя исследуемыми трубками с нагреваемой средой. Для расчетов данное расстояние принимается равным половине наружного диаметра трубы d_h . Так как в разработанной математической модели теплопередача между средами представляется в виде теплообмена между двумя отдельными потоками (один поток находится внутри другого), то при изменении этого параметра изменяется объём воды в рассматриваемом единичном потоке греющего теплоносителя. При увеличении расстояния между соседними трубками, объём греющей среды в отдельном потоке сточной воды будет увеличиваться, а при уменьшении расстояния объём греющей воды будет уменьшаться.

Определены характеристики тепловой работы ТОА при температуре обоих потоков теплоносителей на входе в ТОА $t_r = 40^\circ\text{C}$ и $t_x = 15^\circ\text{C}$, температуре потоков сред в начальный момент времени $T_1(x,0) = T_2(x,0) = 20^\circ\text{C}$, массовом расходе сред $G = 0,14 \text{ кг/с}$, длительности отдельного использования душевой $\tau_0 = 420 \text{ секунд}$, длиной труб с нагреваемой средой $L = 1,5 \text{ метра}$, диаметре труб с нагреваемой средой $d = 0,021 \text{ м}$, но разном расстоянии между соседними трубками с нагреваемой средой. Прочие данные для моделирования взяты из таблицы 4.1. Результат расчета представлен в таблице 4.9.

Таблица 4.9 – Характеристики тепловой работы ТОА

Расстояние между соседними трубками с нагреваемой средой, $d_h, \text{м}$	Тепловая инерция, $\Delta\tau, \text{с}$	Необходимое количество теплоты, $E, \text{кДж}$	Количество полезно утилизированной теплоты, $B, \text{кДж}$	Экономия теплоты, $\varphi, \%$
$0,25d_h$	280	6203	2184	35
$0,5d_h$	300	6203	2060	34
d_h	290	6203	2084	34
$1,5d_h$	290	6203	2109	34
$2d_h$	290	6203	2124	34

4.4 Влияние теплофизических параметров ТОА на эффективность его работы

Теплофизическими параметрами в данном случае является коэффициент теплопроводности материала труб с нагреваемой водой. Водопроводные металлические трубы могут изготавливаться из стали или меди. Определены характеристики тепловой работы ТОА при температуре обоих потоков теплоносителей на входе в ТОА $t_g = 40^\circ\text{C}$ и $t_x = 15^\circ\text{C}$, температуре потоков сред в начальный момент времени $T_1(x,0) = T_2(x,0) = 20^\circ\text{C}$, массовом расходе сред $G = 0,14 \text{ кг/с}$, длительности отдельного использования душевой $\tau_0 = 420$ секунд, длиной труб с нагреваемой средой $L = 1,5$ метра, диаметре труб с нагреваемой средой $d_{\text{вн}} = 0,021 \text{ м}$, но с разным материалом труб (из меди и нержавеющей стали). Прочие данные для моделирования взяты из табл. 4.1. Результат расчета представлен в табл. 4.10.

Таблица 4.10 – Характеристики тепловой работы ТОА

Коэффициент теплопроводности материала труб с нагреваемой средой, $\lambda_{\text{ст}}$, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	Тепловая инерция, $\Delta\tau$, с	Необходимое количество теплоты, E , кДж	Количество полезно утилизированной теплоты, B , кДж	Экономия теплоты, ϕ , %
17 (нержавеющая сталь)	300	6203	2067	33
380 (меди)	280	6203	2146	35

4.5 Анализ результатов исследования влияния условий эксплуатации и параметров ТОА на его характеристики его работы

Результаты моделирования тепловой работы утилизационного теплообменника показывают, что все исследуемые в работе условия эксплуатации и параметры самого устройства влияют на характеристики ТОА. Проанализируем результаты моделирования с целью выделить параметры и условия эксплуатации, оказывающие наиболее существенное влияние на характеристики ТОА, а также

особенности этого влияния. Это необходимо для того, чтобы при разработке методики проектирования утилизационного теплообменного аппарата обладать информацией о том, какие данные об условиях эксплуатации ТОА и режиме работы водоразборного устройства необходимо указывать точно, а какие есть возможность взять из нормативной, справочной литературы, так как их влияние сравнительно мало.

Влияние температуры нагреваемой среды на входе в ТОА на характеристики теплообменника

Особое внимание следует уделить влиянию температуры нагреваемой воды на эффективность утилизации теплоты (таблица 4.6). Относительное значение экономии теплоты при разном значении температуры нагреваемого теплоносителя на входе в ТОА меняется незначительно (при $t_x = 5$ °C относительная экономия $\phi = 37\%$, а при $t_x = 20$ °C относительная экономия $\phi = 30\%$). Но в абсолютных значениях экономия теплоты различается существенно (при $t_x = 5$ °C абсолютная экономия теплоты $B = 3184$ кДж, а при $t_x = 20$ °C значение составляет $B = 1509$ кДж). Тепловая инерция ТОА практически не меняется: при $t_x = 5$ °C время достижения стационарного теплового режима устройством составил $\Delta\tau = 275$ секунд, а при $t_x = 5$ °C тепловая инерция составила $\Delta\tau = 280$ секунд.

Так как рассматриваемый параметр зависит от времени года (климатической зоны) [75], то данный факт объясняется необходимостью использования большего количества тепловой энергии для обеспечения нужд ГВС в холодный период года и, следовательно, потенциально большей абсолютной экономией теплоты. При малой разнице в относительной экономии тепловой энергии в летний и зимний период года наблюдается разница в абсолютном значении экономии теплоты более чем в два раза. Отсутствие разницы в тепловой инерции можно объяснить существенным влиянием начального распределения температуры внутри потоков и расположением труб с нагреваемой средой на постоянной основе в толще воды, которая даже в момент работы душевой выполняет функцию греющей среды с температурой, равной температуре внутреннего воздуха в помещении, в котором располагается ТОА.

Влияние длины труб с нагреваемой средой на характеристики ТОА

При увеличении длины труб в пучке увеличивается площадь поверхности теплообмена, время теплообмена между средами и объём воды в межтрубном пространстве внутри теплообменника. Тепловая инерция зависит от быстроты нагрева воды в межтрубном пространстве до постоянной температуры – в начале работы душевой наблюдается теплообмен при температуре греющей воды, равной температуре внутреннего воздуха в помещении, в котором располагается устройство. Далее, наблюдается стадия работы при нестационарном тепловом режиме с постоянно увеличивающейся температурой греющей среды, а после неё устройство достигает условно стационарного теплового режима, и температура греющей среды во времени не меняется. При увеличении габаритов ТОА увеличивается объём воды в межтрубном пространстве и при постоянном массовом расходе среды, вероятно, должно увеличиваться время стадии работы при нестационарном тепловом режиме.

Данное предположение подтверждается результатами моделирования (таблица 4.7): при увеличении длины труб существенно возрастает тепловая инерция устройства. При $L = 0,5$ м экономия тепловой энергии $\varphi = 16\%$; $B = 985$ кДж; $\Delta\tau = 70$ секунд, а при $L = 2$ м экономия тепловой энергии $\varphi = 38\%$; $B = 2342$ кДж; $\Delta\tau = 360$ секунд. Отдельное внимание стоит уделить факту, что с увеличением площади теплообменной поверхности на 33% при помощи увеличения длины труб (с 1,5 до 2 метров) относительная экономия тепловой энергии возрастает всего на 5% (с 33% до 38%). Данное увеличение площади поверхности теплообмена (повышение материоемкости устройства) нерационально в отношении эффекта, который оно даёт.

Влияние длительности отдельного использования душевой на характеристики ТОА

Длительность отдельного использования душевой – это параметр, который необходимо учитывать при расчете эффекта от энергосберегающего мероприятия. Эти данные позволяют точно рассчитать, какое количество времени

теплообменник при заданной конфигурации будет работать при нестационарном и стационарном тепловом режиме.

Данные, представленные в таблице 4.5, показывают, какое количество тепловой энергии есть возможность полезно использовать в зависимости от длительности использования душевой.

Анализ графиков на рис. 4.2 показывает важность учета фазы работы теплообменника при нестационарном тепловом режиме для корректного определения энергетического эффекта. Видно, что после определенного времени работы душевой (4-5 минут) количество полезно утилизированной тепловой энергии составляет $B \approx 33\%$ и не возрастает со временем. Это максимальное располагаемое значение экономии теплоты для данного устройства и заданных условий эксплуатации. В случае использования теплообменника с такими параметрами в душевой, которая работает менее 4 минут, теплообменник всегда будет работать при нестационарном тепловом режиме и, следовательно, во время работы не будет достигать максимальной располагаемой мощности.

Влияние массового расхода теплоносителей на характеристики ТОА

Существенное влияние на эффективность утилизации также оказывает массовый расход сред. При $G = 0,1$ кг/с экономия тепловой энергии $\phi = 42\%$; $B = 1870$ кДж, а при $G = 0,18$ кг/с экономия тепловой энергии $\phi = 27\%$; $B = 2189$ кДж. Тепловая инерция с увеличением массового расхода сред уменьшается: при $G = 0,1$ кг/с тепловая инерция составляет $\Delta\tau = 360$ секунд, а при $G = 0,18$ кг/с тепловая инерция составляет $\Delta\tau = 260$ секунд.

Обратим внимание на то, что абсолютное значение экономии тепловой энергии отличается несущественно, но значения относительной экономии отличаются между собой более, чем на 30 %. В реальной ситуации, конечно, стоит в первую очередь ориентироваться на потенциальный эффект в абсолютных значениях. Конкретно в данном примере явно видно влияние тепловой инерции устройства: при малом значении массового расхода (скорости теплоносителей) удается увеличить длительность теплообмена между средами, но при сравнительно высокой скорости теплоносителей ТОА достигает стационарного теплового

режима быстрее, что позволяет ему работать на максимальной располагаемой мощности. В этом случае пара параметров «массовый расход – длительность отдельного использования душевой» имеют особое значение, так как являются одновременно и уникальными параметрами для каждого водоразборного устройства, и оказывают существенное влияние на выбор рациональных параметров ТОА.

Влияние начального распределения температуры в потоках теплоносителей на характеристики ТОА

В меньшей степени оказывает влияние на тепловую работу устройства начальное распределение температуры: при $T_1(x,0) = T_2(x,0) = 18$ °С экономия тепловой энергии $\varphi = 32\%$; $B = 1985$ кДж, а при $T_1(x,0) = T_2(x,0) = 28$ °С экономия тепловой энергии $\varphi = 38\%$; $B = 2357$ кДж.

Закономерно, что в одинаковых условиях, отличающихся только начальной температурой греющей среды, большее количество теплоты будет сообщено холодной воде при наибольшей начальной температуре греющей воды. Так как область возможных значений температуры внутреннего воздуха сравнительно мала (согласно нормативной литературе), то и разница в абсолютных и относительных значениях сэкономленной тепловой энергии несущественна.

Влияние диаметра труб с нагреваемой средой на характеристики ТОА

При увеличении диаметра труб с нагреваемой средой уменьшается скорость потока воды внутри данных труб, что увеличивает длительность теплообмена между двумя средами. Таким образом, при увеличении диаметра труб с нагреваемой средой абсолютная и относительная экономия тепловой энергии возрастает: при $d = 0,01$ м экономия тепловой энергии $\varphi = 18\%$; $B = 1097$ кДж, а при $d = 0,032$ м экономия тепловой энергии $\varphi = 40\%$; $B = 2506$ кДж.

Влияние расстояния между соседними трубками с нагреваемой средой на характеристики ТОА

Расстояние между соседними трубками в теплообменном аппарате влияет на габариты устройства – в частности, его ширину. Физический смысл увеличения расстояния между трубками (при неизменном их количестве) заключается в

увеличении объёма греющей среды. Из данных, представленных в таблице 4.9 видно, что при увеличении расстояния между соседними трубками с $0,25d_{\text{h}}$ до $2d_{\text{h}}$ происходит несущественное уменьшение относительной экономии теплоты с 35 % до 34 %. Абсолютная экономия тепловой энергии также практически не меняется.

Данный факт, вероятно, объясняется тем, что наружная поверхность труб с холодной водой обменивается теплотой только с водой, её непосредственно омывающей. Общий объём воды в потоке греющей среды не участвует в процессе теплообмена по причине сравнительно малой длительности теплообмена между элементарными взаимодействующими объёмами сред. Также, изменение расстояния между соседними трубками практически не влияет на скорость греющей среды.

Влияние теплотехнических характеристик теплообменника на рекуперативные характеристики ТОА

На основе математического моделирования были получены данные о влиянии материала труб с нагреваемой средой с разным коэффициентом теплопроводности на характеристики ТОА. Результаты моделирования представлены в таблице 4.10: при использовании в качестве материала труб нержавеющей стали с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{\text{ст}} = 17 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ экономия тепловой энергии $\varphi = 33 \%$; $B = 2067 \text{ кДж}$, а при использовании в качестве материала труб меди с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{\text{ст}} = 380 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ экономия тепловой энергии $\varphi = 35 \%$; $B = 2146 \text{ кДж}$.

Видно, что при такой существенной разнице между коэффициентами теплопроводности материалов абсолютная и относительная экономия тепловой энергии остаются практически одинаковыми. Данное обстоятельство объясняется малым влиянием данного параметра на теплопередачу между средами.

4.6 Выводы по четвертой главе

Исследовано влияние условий эксплуатации теплообменника и режима работы водоразборного устройства на эффективность утилизации теплоты рекуперативным ТОА.

В ходе математического моделирования получены данные о влиянии разных условий эксплуатации на такие характеристики работы ТОА, как тепловая инерция устройства, абсолютная и относительная экономия тепловой энергии в рамках отдельного использования душевой. Анализ результатов показал, что все параметры, составляющие условия эксплуатации, оказывают разную степень влияния на эффективность отбора теплоты сточных вод. Принято решение условно разделить параметры эксплуатации теплообменника на две группы: оказывающие существенное влияние и не оказывающие существенное влияние.

Данный подход обоснован тем, что исследование условий эксплуатации проводилось с целью выявления параметров, имеющих существенное влияние на характеристики ТОА и, следовательно, необходимо знать их точное значение при разработке энергосберегающего мероприятия [76].

К условиям эксплуатации, которые оказывают существенное влияние на характеристики ТОА, относятся:

- массовый расход теплоносителей в ТОА;
- длительность отдельного использования душевой;
- количество отдельных использований душевой за расчетный период;
- длина труб с нагреваемой средой;
- диаметр труб с нагреваемой средой;
- температура нагреваемой среды на входе в ТОА.

К условиям эксплуатации, которые не оказывают существенное влияние на характеристики ТОА, относятся:

- температура потоков сред в момент включения водоразборного устройства (температура воздуха в помещении, в котором располагается ТОА);
- расстояние между соседними трубками с нагреваемой средой;
- металл, из которого изготавливаются трубы с нагреваемой средой.

ГЛАВА 5. ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

5.1 Алгоритм инженерной методики проектирования ТОА с рациональными параметрами для локальной утилизации теплоты сточных вод

Методика проектирования утилизационного ТОА необходима для выбора устройства с рациональными параметрами для конкретных условий эксплуатации. Критерий рациональности в каждом конкретном случае может быть разный, и может зависеть от множества факторов: физическое пространство, доступное для размещения утилизационного ТОА; объём доступных капитальных затрат для реализации энергосберегающего мероприятия; конкретные требования к сроку окупаемости, энергетическому, экологическому эффекту; отдельные особенности инвестиционной, экологической или экономической политики, реализуемой в отношении объекта теплоснабжения [77, 78].

Предлагается следующий алгоритм инженерной методики по проектированию ТОА с рациональными параметрами для локальной утилизации теплоты сточных вод:

1. Определение доступных средств для реализации энергосберегающего мероприятия. Определение доступного физического пространства для размещения утилизационного ТОА. Задание требуемого срока окупаемости энергосберегающего мероприятия (требуемого энергетического или экологического эффекта).

Локальная утилизация теплоты сточных вод, отводимых от душевых устройств, – это энергосберегающее мероприятие. Оно требует предварительного расчета с целью определения потенциального эффекта и срока окупаемости. Объём средств для его реализации, а также требования, предъявляемые к инвестициям в проекты по использованию вторичных энергетических ресурсов, для каждого объекта энергопотребления будут разные, так как в данный момент нет единой

программы по реализации подобных мероприятий в рамках Российской Федерации. На данный момент внедрение подобных энергосберегающих мероприятий – это действия, в результате которых ожидается конкретный экономический или социальный эффект, поэтому от планируемых показателей результата и следует начинать проектирование рекуперативного ТОА.

2. Определение расчетных геометрических параметров ТОА, режимных параметров, условий эксплуатации водоразборного устройства и задание температур греющей и нагреваемой среды на выходе из ТОА.

Обратим внимание на то, что при проектировании теплообменника для локальной утилизации теплоты сточных вод необходимо иметь конкретные данные по следующим условиям эксплуатации:

- массовый расход теплоносителей в ТОА;
- длительность отдельного использования душевой;
- количество отдельных использований душевой за расчетный период;
- температура нагреваемой и греющей среды на входе в ТОА.

На основе данных, представленных в главе 4, можно заключить, что представленные выше условия эксплуатации имеют существенное влияние на эффективность рекуперации теплоты теплообменником и не могут быть заменены данными из справочной литературы. Их необходимо определить в ходе непосредственного обследования объекта энергопотребления, в отношении которого планируется проводить энергосберегающее мероприятие.

Расчетное значение диаметра труб с нагреваемой средой в ТОА

Так как распространенным диаметром труб для прокладки внутренней части водопровода является диаметр $d = 0,02$ м, то именно данное значение диаметра используем при расчете. В рамках разработки рекомендаций можно предложить использовать трубы с нагреваемой средой внутри ТОА с таким же диаметром, как диаметр труб, из которых выполнена внутридомовая часть водопроводных сетей в части подводок к водоразборным устройствам. Данный подход может снизить общее гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата за счет отсутствия расширения или сужения проходного сечения трубопровода.

Режимные особенности работы водоразборного устройства (душевой)

После долго неиспользования водоразборного устройства (душевой) температура обеих сред внутри ТОА будет равна температуре воздуха в помещении, в котором устройство располагается. При этом, как показали исследования, наблюдается период работы теплообменника при нестационарном тепловом режиме.

Но, если рассматривать несколько последовательных использований душевой, период нестационарного теплового режима в работе теплообменника наблюдается только при первом использовании водоразборного устройства. В авторской публикации приведены результаты исследования, подтверждающие, что в последующих использованиях душевой неустановившийся тепловой режим практически отсутствует, если температура греющей среды в межтрубном пространстве условно равна температуре поступающей в корпус ТОА горячей сточной воды.

Для расчета предположим, что в момент начала работы душевой обе среды внутри ТОА имеют температуру, равную температуре внутреннего воздуха в помещении, в котором устройство располагается. То есть в каждом отдельном случае будет наблюдаться период работы устройства при нестационарном тепловом режиме. Данное допущение снизит расчетный потенциальный эффект от энергосберегающего мероприятия, но важно рассмотреть наименее эффективный возможный вариант использования душевой.

Выбор габаритов теплообменного аппарата

При выборе габаритов устройства необходимо учитывать доступное физическое пространство для его размещения с позиции эргономичности регулярного обслуживания, монтажа и демонтажа. Представленные на рынке в настоящий момент типоразмеры подобных устройств часто располагаются под ванной или душевым поддоном для экономии места. Данное обстоятельство косвенно влияет на высоту теплообменника – пользование ванной или душевым поддоном должно оставаться эргономичным после расположения под ними рекуперативного ТОА.

При выборе длины и ширины теплообменника предлагается использовать всё доступное пространство. Данный подход обоснован тем, что при увеличении ширины устройства увеличивается количество трубок с нагреваемой средой. При увеличении количества трубок снижается массовый расход в отдельной взятой трубе, что приводит к повышению эффективности теплообмена.

Высота теплообменного аппарата не оказывает влияния на площадь поверхности теплообмена или время теплообмена. Увеличение данного параметра влияет на объём греющей среды в межтрубном пространстве, что увеличивает тепловую инерцию устройства. В экспериментальном испытании высотный уровень греющей среды в теплообменнике составил значение 0,1 метра, у уже существующих устройств высотный уровень греющей среды в теплообменнике имеет значение не более 0,15 метра. С учетом этого предлагается принять расчетное значение высотного уровня греющей воды в корпусе ТОА 0,1 метра. Высота устройства должна быть больше высотного уровня греющей воды на 0,05-0,1 метра.

Расстояние между соседними трубками с нагреваемой средой примем равным половине от наружного диаметра трубок с холодной водой ($0,5d_n$).

3. Определение расчетных капитальных затрат на проведение энергосберегающего мероприятия (цена материалов, логистические услуги, монтажные работы).

4. Определение среднего коэффициента теплопередачи между греющей и нагреваемой средой через стенку труб в ТОА.

На основе алгоритма расчета и формул, представленных в пункте 2.3 второй главы, рассчитывается коэффициент теплопередачи между греющей и нагреваемой средой через стенку труб.

5. Определение гидравлического сопротивления теплообменного аппарата с выбранными геометрическими характеристиками.

6. Определение характеристик теплообменного аппарата: тепловая инерция устройства, абсолютная и относительная экономия тепловой энергии в рамках отдельного использования душевой.

На основе математического моделирования и формул 4.1-4.3 определяется абсолютная экономия тепловой энергии и относительное снижение необходимой тепловой энергии для разового использования душевой с заданными условиями эксплуатации.

7. Определение потенциального энергетического и экологического эффекта за расчетный период.

При наличии информации о количестве отдельных использований душевой за расчетный период есть возможность определить общее количество полезно использованной тепловой энергии и на основе данного значения определить количество сэкономленных тонн условного топлива. В авторской статье, посвященной исследованию эффективности локальной утилизации теплоты точных вод, представлен пример расчета данных величин. Также, пример расчета энергетического и экологического эффекта за расчетный период представлен в пункте 5.2 данной работы.

8. Определение расчетного срока окупаемости энергосберегающего мероприятия.

На основе данных о капитальных затратах и энергетическом эффекте за расчетный период (п.3 и п.6 алгоритма методики расчета) определяется срок окупаемости энергосберегающего мероприятия.

9. Сравнение расчетного срока окупаемости, энергетического и экологического эффекта с требуемыми показателями результата (при их наличии).

10. Если сравнение в п.8 показало, что расчетные показатели результата удовлетворяют требуемым показателям (расчетный срок окупаемости меньше требуемого, энергетический и экологический расчетный эффект больше требуемого), то рекомендуется уменьшить расстояние между соседними трубками с нагреваемой средой и повторить расчет, начиная с п.2.

Данное действие приведет к увеличению площади теплообменной поверхности путем увеличения количества трубок с нагреваемой средой в пучке. Таким образом уменьшится скорость потока холодной воды в отдельно взятой трубке, что приведет к повышению эффективности теплообмена.

11. Если сравнение в п.8 показало, что расчетные показатели результата удовлетворяют требуемым показателям, то рекомендуется уменьшить расчетную длину труб с нагреваемой средой и повторить расчет, начиная с п.2.

Исследования показали, что при увеличении площади поверхности теплообмена возрастает абсолютная и относительная экономия тепловой энергии (возрастает количество полезно использованной тепловой энергии, отобранной у удаляемых сточных вод). Но при определенном значении площади поверхности теплообмена дальнейшее её увеличение приводит к несущественному увеличению эффективности теплообмена. Например, в таблице 4.7 представлены данные, на основе которых можно сделать вывод о том, что дальнейшее увеличение длины трубок с нагреваемой средой в пучке (то есть увеличение площади поверхности теплообмена) не приводит к существенному росту экономии тепловой энергии. Можно заключить, что данное увеличение площади поверхности теплообмена (повышение материалоемкости устройства) нерационально по отношению к эффекту, который оно даёт.

12. После варьирования геометрических параметров ТОА, анализируя полученный результат расчета, производится решение о принятии полученных в ходе математического моделирования параметров ТОА условно рациональными [79].

5.2 Пример инженерной методики проектирования ТОА с рациональными параметрами для локальной утилизации теплоты сточных вод

Условие. Спроектировать утилизационный ТОА с рациональными параметрами для водоразборного устройства с заданными режимными параметрами и условиями эксплуатации. Горячее водоснабжение осуществляется при помощи проточного электрического водонагревателя, в течение суток происходит три отдельных использования душевой, а длительность зимнего и

летнего периода года составляет 4 и 8 месяцев соответственно. Прочие данные для расчета представлены в табл. 5.1

Таблица 5.1 Условия эксплуатации и режимные параметры водоразборного устройства (душа)

Параметр	Расчетное значение параметра
Доступное физическое пространство для размещения (длина, ширина, высота), м	1,5 / 0,4 / 0,15
Массовый расход греющей и нагреваемой среды, G , кг/с	0,14
Температура нагреваемой среды на входе в ТОА в зимний период года, $t_x, {}^{\circ}\text{C}$	5
Температура нагреваемой среды на входе в ТОА в летний период года, $t_x, {}^{\circ}\text{C}$	15
Средняя температура нагреваемой среды на входе в ТОА в течение года, $\bar{t}_x, {}^{\circ}\text{C}$	8
Температура греющей среды на входе в ТОА, $t_r, {}^{\circ}\text{C}$	40
Температура потоков сред в начальный момент времени $T_1(x,0) = T_2(x,0), {}^{\circ}\text{C}$	20
Длительность отдельного использования душевой, $t_0, \text{с}$	420
Частота использования душевой в течение расчетного периода (в течение календарного года)	1095

Для примера обозначим **требуемый срок окупаемости** в размере 2,5 лет при отсутствующих требованиях к энергетическому и экологическому эффекту.

Определение расчетных геометрических параметров ТОА

Для прокладки части водопровода внутри здания в области подводки к водоразборным устройствам часто используется диаметр $d = 0,02 \text{ м}$. Используем данное значение диаметра при расчете.

При выборе длины и ширины теплообменника предлагается использовать всё доступное пространство, то есть расчетная длина устройства составит 1,5 метра, а расчетная ширина 0,4 метра. Примем в качестве расчетного значения высотного уровня греющей среды внутри корпуса ТОА значение 0,1 м.

Расстояние между соседними трубками с нагреваемой средой примем равным половине от наружного диаметра трубок с холодной водой ($0,5d_{\text{н}}$). Толщина стенки трубы с нагреваемой средой $\delta = 0,003$ метра.

Примем расчетным значением температуры греющей и нагреваемой среды на выходе из ТОА $t_1'' = 18$ °С и $t_2'' = 30$ °С соответственно.

Определение капитальных затрат на проведение энергосберегающего мероприятия

Объём капитальных затрат на энергосберегающее мероприятие состоит из затрат на покупку материалов, логистические услуги и монтажные работы. В настоящее время цена материалов для сборки устройства с расчетными параметрами составляет 6000 рублей, логистические услуги в каждом конкретном случае будут разные, но для расчета предлагается определить цену за данные услуги в размере 1000 рублей, цена монтажных работ по сборке устройства составляет 5000 рублей. Объём капитальных затрат для реализации энергосберегающего мероприятия составляет 12000 рублей.

Определение коэффициента теплопередачи между греющей и нагреваемой средой

На основе алгоритма расчета, представленного в пункте 2.3 второй главы определяется коэффициент теплопередачи между теплоносителями, разделенными стенкой.

Определение коэффициента теплоотдачи нагреваемой среды внутри труб

Значение объёмного расхода в отдельно взятой трубе $v = 0,000014$ м³/с.

Скорость потока в трубе с нагреваемой водой составила $w_2 = 0,04$ м/с.

Значение числа Рейнольдса составило $Re = 840$, значение числа Прандтля составило $Pr_{ж2} = 7$, значение числа Нуссельта составило $Nu = 31$.

Среднее значение коэффициента теплоотдачи по длине потока $\bar{\alpha}_2 = 1240$ Вт/(м²·К).

Определение коэффициента теплоотдачи греющей среды в межтрубном пространстве

Определение коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве производится путем расчета коэффициента теплоотдачи греющей среды при свободной конвекции и вынужденной конвекции. После сравнения полученных значений наибольшее значение коэффициента теплоотдачи используется для расчета коэффициента теплопередачи.

Скорость потока греющей среды составила $w_1 = 0,01$ м/с.

Расчет коэффициента теплоотдачи греющей среды при свободной конвекции.

При расчете коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции в первом приближении предварительно определяется разность температур $|t_1 - t_c| \approx |t_1 - t_2|/2 = 5$ °C.

Значение числа Грасгофа составило $Gr_d = 218650$, значение числа Прандтля составило $Pr_{ж1} = 5,5$, значение числа Нуссельта составило $Nu = 31,5$.

В первом приближении значение коэффициента теплоотдачи греющей среды при свободной конвекции $\alpha_1 = 548$ Вт/(м²·К).

Уточненное значение разности температур составило $|t_1 - t_c| = 3,5$ °C.

Производим расчет коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве во втором приближении с уточненным значением разности температур.

Значение числа Грасгофа составило $Gr_d = 153125$, значение числа Прандтля составило $Pr_{ж1} = 5,5$, значение числа Нуссельта составило $Nu = 15,15$.

Во втором приближении значение коэффициента теплоотдачи греющей среды при свободной конвекции $\alpha_1 = 432$ Вт/(м²·К).

Так как относительная разница между коэффициентами теплоотдачи, определенными в первом и втором приближении, составила более 5%, то производим дальнейшее уточнение разности температур $|t_1 - t_c|$.

Уточненное значение разности температур составило $|t_1 - t_c| = 2,6$ °C.

Производим расчет коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве в третьем приближении с уточненным значением разности температур $|t_1 - t_c|$.

Значение числа Грасгофа составило $Gr_d = 113750$, значение числа Прандтля составило $Pr_{ж1} = 5,5$, значение числа Нуссельта составило $Nu = 14,05$.

В третьем приближении значение коэффициента теплоотдачи греющей среды при свободной конвекции $\alpha_1 = 396 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Так как относительная разница между коэффициентами теплоотдачи, определенными в первом и втором приближении, составила более 5%, то производим дальнейшее уточнение разности температур $|t_1 - t_c|$.

Уточненное значение разности температур составило $|t_1 - t_c| = 1,95 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Производим расчет коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве в четвертом приближении с уточненным значением разности температур $|t_1 - t_c|$.

Значение числа Грасгофа составило $Gr_d = 85312$, значение числа Прандтля составило $Pr_{ж1} = 5,5$, значение числа Нуссельта составило $Nu = 13,1$.

В четвертом приближении значение коэффициента теплоотдачи греющей среды при свободной конвекции $\alpha_1 = 377 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Относительная разница между коэффициентами теплоотдачи, определенными в третьем и четвертом приближении, составила менее 5%. Коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве при свободной конвекции, определенный в четвертом приближении, принимается в качестве расчетного.

Расчет коэффициента теплоотдачи греющей среды при вынужденной конвекции.

Значение коэффициента теплоотдачи при вынужденной (искусственной) конвекции рассчитывается, как для случая омывания потоком жидкости горизонтальной пластины при расчетных условиях (формулы 2.20-2.22).

Значение числа Рейнольдса составило $Re = 1020$, значение числа Прандтля составило $Pr_{ж1} \approx Pr_{ж1} = 5,5$, значение числа Нуссельта составило $\bar{Nu}_l = 37$.

Значение коэффициента теплоотдачи греющей среды при вынужденной конвекции $\alpha_1 = 14,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Сравнение полученных значений коэффициента теплоотдачи показало, что коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции имеет большее значение, чем коэффициент теплоотдачи при вынужденной конвекции. Значение данного коэффициента теплоотдачи $\alpha_1 = 377 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ используется для определения коэффициента теплопередачи.

Расчетное значение коэффициента теплопередачи при теплообмене между теплоносителями через стенку трубы составило $k = 278 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Определение гидравлического сопротивления теплообменного аппарата

Гидравлические потери, вызванные установкой теплообменного аппарата в сеть горячего водоснабжения, определяются по формуле:

$$\Delta p = 2\Delta p_{\text{кол}} \cdot \Delta p_{\text{тр}}, \quad (5.1)$$

где $\Delta p_{\text{кол}}$ – потери давления при прохождении потока жидкости через коллектор, Па; $\Delta p_{\text{тр}}$ – потери давления при движении потока жидкости по трубам внутри ТОА, Па.

Потери давления при прохождении потока жидкости через коллектор определяются по формуле:

$$\Delta p_{\text{кол}} = \frac{\xi_{\text{кол}} \cdot w_2^2}{2g}, \quad (5.2)$$

где $\xi_{\text{кол}}$ – коэффициент местного сопротивления коллектора; w_2 – скорость потока нагреваемой среды (внутри труб), м/с; g – ускорение свободного падения, $\text{м}^2/\text{с}$.

Коэффициент местного сопротивления для коллектора определяется по формуле:

$$\xi_{\text{кол}} = \frac{0,5 \cdot L \cdot D_r \cdot \xi_{\text{тр}}}{D \cdot D_{\text{г.н.}}}, \quad (5.3)$$

где $\xi_{\text{тр}}$ – коэффициент сопротивления трения участка; L – общая длина коллектора, м; $D_{\text{г.н.}} = 4F/\Pi_{\text{н}}$ – гидравлический диаметр, м; $\Pi_{\text{н}}$ – периметр сечения трубопровода, м; F – площадь поперечного сечения трубопровода, м^2 ; D – диаметр поперечного сечения, м.

Потери давления при прохождении потока жидкости через трубы внутри ТОА определяются по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}} \cdot L \cdot \rho \cdot w_2^2}{8R_{\text{г}}}, \quad (5.4)$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент сопротивления трения участка; L – общая длина коллектора, м; w_2 – скорость потока нагреваемой среды (внутри труб), м/с; ρ – плотность нагреваемой среды, $\text{кг}/\text{м}^3$; $R_{\text{г}}$ – гидравлический радиус, м.

Определение характеристик теплообменного аппарата

На рис. 5.1 представлено распределение температуры внутри потока нагреваемой среды в разные моменты времени τ после начала работы душевой, полученное на основе математического моделирования, при расчетных условиях.

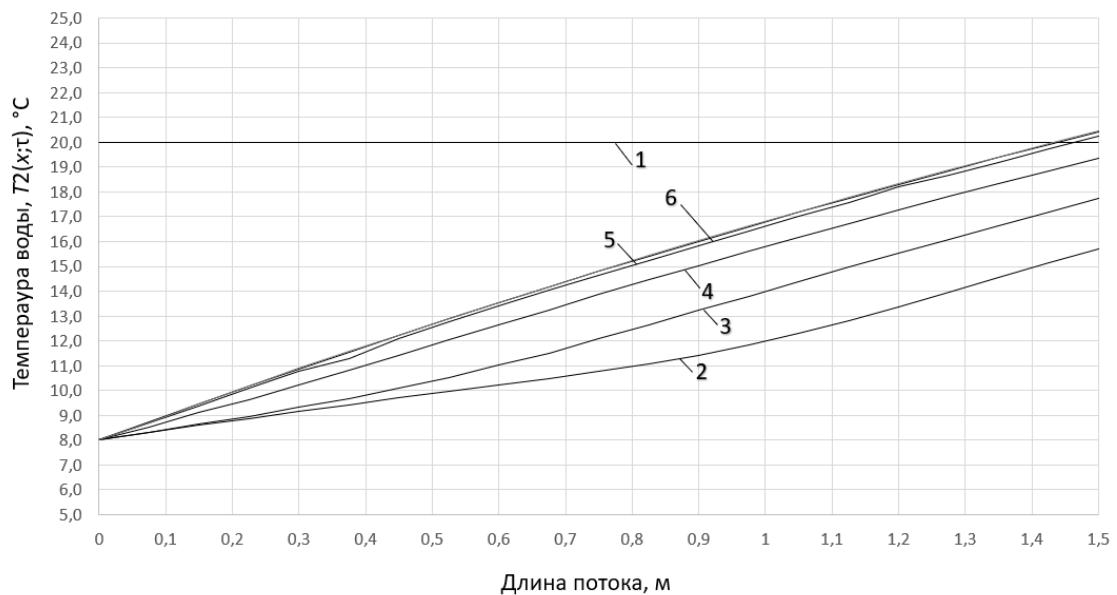


Рисунок 5.1. – Распределение температуры внутри потока нагреваемой среды в разные моменты τ : 1 – $\tau = 0$ с; 2 – $\tau = 60$ с; 3 – $\tau = 120$ с; 4 – $\tau = 180$ с; 5 – $\tau = 240$ с; 6 – $\tau = 300$ с

Анализ графиков показывает, что теплообменный аппарат достигает стационарного теплового режима через 180-240 секунд после начала работы душевой. В данном случае устройство работает примерно половину от всего времени работы при максимальной располагаемой мощности.

Среднее количество теплоты, необходимое для работы душевой в течение года, составило (формула 4.1) $E = 7865$ кДж.

Количество полезно утилизированной теплоты, идущей на нагрев холодной воды, во время отдельного использования душевой в течение года составило (формула 4.3) $B = 2704$ кДж. Относительная экономия тепловой энергии, рассчитанная, как $\phi = (B/E) \cdot 100\%$, составила 34%.

Определение энергетического и экологического эффекта от энергосберегающего мероприятия за расчетный период

В качестве расчетного периода для примера используем один календарный год. При известном количестве отдельных использований душевой в течение суток, определим необходимое количество тепловой энергии для использования душевой в данном режиме в течение года по формуле $E_{год} = E \cdot n$, где n – количество отдельных использований душевой за расчетный период. Данное значение составило $E_{год} = 8615$ мДж тепловой энергии. При относительной экономии в размере 34% абсолютная экономия тепловой энергии за год $B_{год} = 2928$ мДж [80, 81, 82].

При экономии 2928 МДж тепловой энергии экономия топлива, выраженная в тоннах условного топлива, составила в данном случае $T_{т.у.т.} = 0,099$ т.у.т. (при количестве энергии, выделяющейся при сгорании 1 тонны условного топлива, в размере 29,3 ГДж).

Определим значение СО₂-эквивалента для полученных значений сэкономленного топлива. При переводном коэффициенте 2,76 для каменного угля количество СО₂-эквивалента составило $0,099 \cdot 2,76 = 0,276$ т.

Определение экономического эффекта от энергосберегающего мероприятия (срок окупаемости)

В рассматриваемом случае для обеспечения нужд горячего водоснабжения используется электрический проточный водонагреватель. При допущении, что вся тепловая энергия сообщается потоку нагреваемой среды без тепловых потерь, количество необходимой тепловой энергии для работы душевой в заданном режиме составит 8615 мДж [83, 84]. Абсолютная экономия тепловой энергии составит 2928 мДж.

Цена 1 кВт·час электрической энергии (эквивалент 3,6 МДж тепловой энергии) составляет 6 рублей по действующим тарифам в Вологодской области. Таким образом за календарный год экономический эффект составит 4880 рублей.

Количество приемов душа, необходимое для того, чтобы окупить капитальные затраты на энергосберегающее мероприятие, определено по формуле:

$$n = \frac{K}{E \cdot \varphi \cdot m}, \quad (5.5)$$

где E – количество тепловой энергии, необходимое для нагрева воды в рамках разового использования душа, Дж; где φ – относительная экономия тепловой энергии, %; K – капитальные затраты на энергосберегающее мероприятие, руб; m – стоимость 1 Дж тепловой или электрической энергии, руб/Дж.

Количество приемов душа, необходимое для того, чтобы окупить капитальные затраты на энергосберегающее мероприятие составило $n = 3034$. При расчетном количестве отдельных использований душевой в течение года в размере $n_{\text{год}} = 1095$ срок окупаемости энергосберегающего мероприятия определяется по выражению $n/n_{\text{год}}$ и составит 2,4 года.

Определение рациональных параметров ТОА

Подобранные параметры теплообменного аппарата удовлетворяют требованиям по сроку окупаемости. В соответствии с п. 10 в алгоритме методики расчета утилизационного теплообменника исследуем характеристики работы ТОА при разной длине труб с нагреваемой средой. Для этого определим абсолютную и относительную экономию тепловой энергии при разном значении длины труб. Также, определим срок окупаемости энергосберегающего мероприятия при разной длине трубы и определим отношение отобранной тепловой энергии сточных вод к значению используемой для этого площади теплообменной поверхности по формуле:

$$j = \frac{B}{F_{\text{расч}}}, \quad (5.6)$$

где j – отношение количества отобранной тепловой энергии сточных вод в ТОА в рамках отдельного использования душевой к значению площади теплообменной поверхности, Дж/м²; B – количество полезно утилизированной теплоты в ТОА в рамках отдельного использования душевой, Дж; $F_{\text{расч}}$ – расчетная площадь теплообмена в ТОА, м². Результат расчета представлен в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Характеристики тепловой работы ТОА

Длина труб с нагреваемой средой в ТОА, L , м	Необходимое количество теплоты, E , кДж	Количество полезно утилизированной теплоты, B , кДж	Экономия теплоты, ϕ , %	Удельное количество отбираемой теплоты, j , Дж/м ²	Срок окупаемости, год
1,5	7865	2729	34,6	1582,03	2,41
1,4	7865	2605	33,1	1618,01	2,44
1,3	7865	2481	31,5	1659,53	2,47
1,2	7865	2357	29,9	1707,97	2,51
1,1	7865	2233	28,3	1765,22	2,55

На основе данных, представленных в таблице 5.2 можно сделать вывод, что наиболее эффективно устройство утилизирует тепловую энергию сточных вод при длине труб $L = 1,3$ м: при таком значении параметра удельное количество отбираемой теплоты с единицы площади теплообмена является максимальным из всех полученных. С учетом требуемого срока окупаемости энергосберегающего мероприятия данное значение длины труб может быть принято, как более рациональное.

В рамках обсуждения предложенной методики можно предположить, что окончательное решение об утверждении значения параметра рациональным принимает лицо, финансирующее энергосберегающее мероприятие или лицо, которому переданы административные функции относительно объекта теплоснабжения. Из данных в табл. 5.2 видно, что при уменьшении длины трубы срок окупаемости возрастает, но также возрастает эффективность процесса отбора теплоты. Ориентируясь только на требуемый срок окупаемости, данные параметры ТОА ($L = 1,2$ и $L = 1,1$) должны быть признаны недопустимыми по формальному признаку.

Можно сделать вывод, что при выборе рациональных параметров следует производить предметный анализ и объекта теплоснабжения, и результатов расчета

согласно предложенной методике, и плановых (требуемых) показателей результатов энергосберегающего мероприятия [85].

При выборе утилизационного теплообменника для объекта теплоснабжения с газовым проточным водонагревателем алгоритм методики не поменяется. Отличие будет заключаться только в учете тепловых потерь в водонагревателе и определении стоимость единицы тепловой энергии, полученной из данного вида топлива в рассматриваемой технике.

Проектирование утилизационного ТОА при централизованном горячем водоснабжении

В случае, когда на объекте теплоснабжения реализована централизованная система горячего водоснабжения, необходимо внести некоторые корректировки в алгоритм расчета теплообменного аппарата.

Содержание методики принципиально не отличается при централизованной и децентрализованной системе горячего водоснабжения, но получаемый эффект выражается не в прямой экономии энергии, а в снижении доли горячей воды, необходимой для приготовления единицы воды с комфортной температурой. Для приготовления единицы воды комфортной температуры необходимо в водоразборном устройстве произвести смешение двух потоков: холодного и горячего. Результирующая температура воды зависит от долей горячей и холодной воды и от их температуры.

При утилизации теплоты сточных вод, отводимых от душевой, осуществляется предварительный нагрев холодной воды. Таким образом, для приготовления единицы воды комфортной температуры при подогретой холодной воде нужно меньшее количество горячей воды. Именно в снижении доли горячей воды и выражается эффект от локальной утилизации теплоты стоков при централизованной системе ГВС.

Алгоритм расчета при централизованной системе ГВС аналогичен алгоритму при децентрализованной системе в части пунктов 1-5.

Энергетический эффект при локальной утилизации теплоты сточных вод в централизованной системе ГВС будет больше, чем в децентрализованной. Данный

факт объясняется тем, что при централизованной системе ГВС водяной эквивалент нагреваемой среды меньше, чем водяной эквивалент греющей среды. Так как при централизованной системе ГВС массовый расход холодной воды в ТОА меньше, чем массовый расход греющей воды в ТОА, то скорость в отдельно взятой трубке также будет меньше, чем при аналогичных условиях в децентрализованной системе ГВС. Именно скорость движения среды оказывает существенное влияние на энергетический эффект от утилизации теплоты стоков.

Необходимо смоделировать теплоотдачу в теплообменнике с учетом разных значений массовых расходов греющей и нагреваемой среды. Определим расчетное значение массового расхода нагреваемой среды. В централизованной системе ГВС для приготовления единицы воды комфортной температуры (40°C) необходимо в водоразборном устройстве произвести смешение потоков холодной и горячей воды. Пропорции, в которых необходимо произвести смешение определяются решением системы уравнений:

$$\begin{aligned} x + y &= 1; \\ T_g \cdot x + T_x \cdot y &= 40; \end{aligned} \tag{5.7}$$

где x и y – доли горячей и холодной воды, необходимые для получения единицы воды комфортной температуры; T_g и T_x – температура горячей и холодной воды в сети водоснабжения объекта теплоснабжения, $^{\circ}\text{C}$.

Для рассматриваемых условий эксплуатации средняя температура холодной воды в течение года на объекте потребления составляет $T_x = 8,3^{\circ}\text{C}$, а температура горячей воды T_g в течение года, согласно нормативной литературе, должна быть не менее 60°C .

В ходе решения системы уравнений (5.7) определены доли смешения: $x = 0,61$, $y = 0,39$. Так как расчетное значение массового расхода воды в душевой $G = 0,14$ кг/с, то массовый расход нагреваемой воды определяется по формуле:

$$G_{T_x} = G \cdot y, \tag{5.8}$$

где $G = 0,14$ – расчетное значение массового расхода воды в душевой, кг/с; y – доля холодной воды, необходимая для получения единицы воды комфортной температуры.

Массовый расход горячей воды, потребляемой из сетей ГВС, определяется по формуле:

$$G_{T_r} = G \cdot x, \quad (5.9)$$

где $G = 0,14$ – расчетное значение массового расхода воды в душевой, кг/; x – доля горячей воды, необходимая для получения единицы воды комфортной температуры.

На практике при локальной утилизации теплоты сточных вод температура холодной воды будет изменяться во времени (возрастать) до того момента, пока устройство не достигнет стационарного режима работы. При этом необходимая доля горячей воды для приготовления единицы воды с комфортной температурой также будет изменяться во времени (уменьшаться). В рамках упрощения алгоритма предлагается расчетное значение массового расхода холодной воды принять равным значению, которое определено в формуле 5.8.

Определение характеристик ТОА при использовании в централизованной системе ГВС и энергетического эффекта от энергосберегающего мероприятия

Результат математического моделирования теплопередачи в утилизационном ТОА при централизованной системе ГВС представлен на рисунке 5.2.

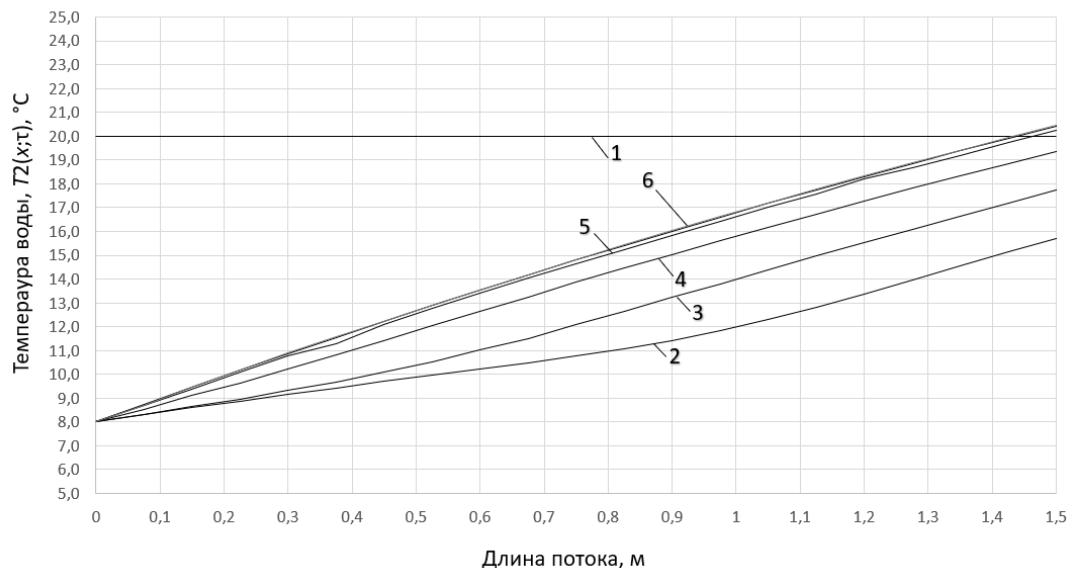


Рисунок 5.2. – Распределение температуры внутри потока нагреваемой среды в разные моменты τ : 1 – $\tau = 0$ с; 2 – $\tau = 60$ с; 3 – $\tau = 120$ с; 4 – $\tau = 180$ с; 5 – $\tau = 240$ с; 6 – $\tau = 300$ с

Количество необходимой тепловой энергии для разового использования душевой при централизованной системе ГВС определяется по формуле:

$$E' = G_{T_r} \cdot \tau_0 \cdot (T_r - T_x) \cdot c_p, \quad (5.10)$$

где G_{T_r} – массовый расход горячей воды в душевой, кг/с; c_p – теплоемкость воды Дж/(кг·К); $T_r = 60$ – температура горячей воды, поступающей в водоразборное устройство, °С; $T_x = 8,3$ – средняя температура холодной воды, поступающей в водоразборное устройство, в течение года, °С; $\tau_0 = 7 \cdot 60 = 420$ – длительность отдельного использования душа, с.

Количество теплоты, определенное по формуле 5.10, составило $E' = 7697$ кДж. На основе результатов математического моделирования и формул 4.2-4.3 определено количество полезно утилизированной теплоты в течение отдельного использования душевой при централизованной системе ГВС. Абсолютная экономия тепловой энергии составила $B = 1717$ кДж, относительная экономия тепловой энергии, определенная, как отношение $\varphi = (B/E') \cdot 100\%$, φ = составила 25,2 %.

Определение экологического эффекта от энергосберегающего мероприятия

В рамках отдельного использования душевой потенциальная абсолютная экономия тепловой энергии составляет 1717 кДж. За расчетный период величиной в один год при заданном режиме работы душевой (таблица 5.1) количество полезно утилизированной тепловой энергии составляет 1,88 ГДж.

При экономии 1,88 ГДж тепловой энергии экономия топлива, выраженная в тоннах условного топлива, составила в данном случае $T_{т.у.т.} = 0,064$ т.у.т. (при количестве энергии, выделяющейся при сгорании 1 тонны условного топлива, в размере 29,3 ГДж).

Определим значение СО₂-эквивалента для полученных значений сэкономленного топлива. При переводном коэффициенте 2,76 для каменного угля количество СО₂-эквивалента составило $0,064 \cdot 2,76 = 0,176$ т.

При наличии данных энергетический эффект может быть определен, как для отдельного водоразборного устройства, так и для группы водоразборных устройств, находящихся в рамках отдельного здания (сооружения). Таким образом имеется возможность определить потенциальный эффект от энергосберегающего мероприятия в рамках отдельного здания (сооружения) [82].

Определение экономического эффекта от энергосберегающего мероприятия (срок окупаемости)

В централизованной системе ГВС, в которой не используется локальная утилизация теплоты стоков, объёмные доли горячей и холодной воды для приготовления 1 м³ воды с комфортной температурой (40 °C) составляют $x = 0,61$ м³ и $y = 0,39$ м³. При действующих тарифах на горячее водоснабжение в размере 130 руб/м³ и холодное водоснабжение в размере 34 руб/м³ стоимость разового использования душевой составляет 5,3 рубля.

В централизованной системе ГВС, в которой используется локальная утилизация теплоты стоков, объёмные доли горячей и холодной воды для приготовления 1 м³ воды с комфортной температурой (40 °C) составляют $x = 0,38$ м³ и $y = 0,62$ м³. При действующих тарифах на горячее водоснабжение в размере 130 руб/м³ и холодное водоснабжение в размере 34 руб/м³ стоимость разового использования душевой составляет 4,17 рубля.

Таким образом, при разовом использовании душевой абсолютная экономия денежных средств составляет $e = 1,13$ рубля.

При капитальных затратах в размере $K = 12000$ рублей количество отдельных использований душевой, необходимых для окупаемости энергосберегающего мероприятия рассчитывается, как $n = K/e$, и составляет $n = 10619$. Для расчетных данных, представленных в таблице 5.1, срок окупаемости составит 9,69 лет.

Определение рациональных параметров ТОА

Пример расчета эффекта от локальной утилизации теплоты сточных вод в душевой при централизованной системе ГВС представлен для демонстрации особенностей расчета. Расчетный срок окупаемости не соответствует требуемому

сроку окупаемости. Проведем поиск более рациональных параметров путем варьирования длины труб с нагреваемой средой.

Результат расчета представлен в таблице 5.3.

Таблица 5.3 – Характеристики тепловой работы ТОА

Длина труб с нагреваемой средой в ТОА, L , м	Необходимое количество теплоты, E , кДж	Количество полезно утилизированной теплоты, B , кДж	Экономия теплоты, φ , %	Удельное количество отбираваемой теплоты, j , Дж/м ²	Срок окупаемости, год
1,5	7697	1935	25	1122	9,32
1,4	7697	1896	25	1177	9,45
1,3	7697	1845	24	1234	9,60
1,2	7697	1787	23	1295	9,76
1,1	7697	1717	22	1357	9,94
1	7697	1644	21	1429	10,54

На основе данных, представленных в таблице 5.4 можно сделать вывод, что наиболее эффективно устройство утилизирует тепловую энергию сточных вод при длине труб $L = 1$ метр: при таком значении параметра удельное количество отбираваемой теплоты с единицы площади теплообмена является максимальным из всех полученных.

Требуемого срока окупаемости, как в случае с расчетом эффекта от энергосберегающего мероприятия в децентрализованной системе ГВС, в примере расчета не задано.

При анализе полученных результатов от локальной утилизации теплоты сточных вод в душевой в централизованной системе ГВС видно, что срок окупаемости сравнительно большой и, вероятно, как инвестиционный проект не обладает высокой конкурентоспособностью по сравнению с энергосберегающими мероприятиями, доступными для проведения на данный момент в рамках отдельного объекта теплоснабжения. Срок окупаемости данного мероприятия в данном случае напрямую зависит от цены на тепловую энергию. В нашей стране тарифы на горячее водоснабжение сравнительно низкие относительно мирового

рынка, что является сдерживающим фактором для реализации и исследования локальной утилизации теплоты сточных вод, отводимых от конкретного водоразборного устройства.

5.3 Выводы по пятой главе.

1. Предложен алгоритм инженерной методики проектирования теплообменного аппарата для локальной утилизации теплоты сточных вод в системе централизованного и децентрализованного горячего водоснабжения при заданных условиях эксплуатации.

2. В технико-экономическом обосновании определен срок окупаемости энергосберегающего мероприятия на основе локальной утилизации теплоты сточных вод, отводимых от душевых, с учетом капитальных затрат и расчетного значения экономии денежных средств. Определено, что локальная утилизация теплоты сточных вод может быть конкурентоспособна экономически только при высокой цене на тепловую энергию или сравнительно длительном периоде работы водоразборного устройства в рамках расчетного периода.

3. Определен энергетический и экологический эффект от локальной утилизации теплоты сточных вод, получаемый в рамках отдельного водоразборного устройства с заданными условиями эксплуатации.

4. Определено, что для теплообменника для утилизации теплоты сточных вод возможен только выбор рациональных параметров в каждом конкретном случае. Выбор идеальных, унифицированных параметров невозможен по причине уникальности условий эксплуатации теплообменника и режимных особенностей конкретного водоразборного устройства.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В завершение исследования можно сделать следующие выводы:

1. Определены факторы, обуславливающие актуальность локальной утилизации теплоты сточных вод на основе рекуперативного теплообменного аппарата (ТОА). При локальной утилизации процесс теплообмена происходит при максимальном располагаемом температурном напоре и, следовательно, располагает наибольшим потенциалом для рекуперации теплоты из всех существующих способов полезного использования тепловой энергии хозяйственно-бытовых сточных вод. Приведены особенности, которые необходимо учитывать при тепловом и гидравлическом расчете утилизационного ТОА.

2. В ходе анализа существующих работ по утилизации теплоты сточных вод на основе локальной утилизации в непосредственной близости к водоразборному устройству выявлено, что в них отсутствует методика проектирования утилизационного теплообменного аппарата, учитывающая условия эксплуатации теплообменника и особенности режима работы водоразборного устройства. Кроме того, выявлено, что производители теплообменников, представленных в качестве коммерческого продукта на рынке, не учитывают условия эксплуатации конкретного водоразборного устройства и период работы теплообменника при нестационарном тепловом режиме. Также, в существующих работах не дано исчерпывающей информации по оказываемому влиянию условий эксплуатации на эффективность утилизации теплоты сточных вод.

3. Предложена математическая модель процесса теплопередачи между потоком нагреваемой среды, движущегося внутри труб в теплообменнике, и потоком греющей среды (сточных вод), движущегося внутри корпуса теплообменника. Математическая модель позволяет определять температуру потоков сред во времени и пространстве в зависимости от: температуры потоков в момент включения водоразборного устройства; температуры воздуха в

помещении, в котором находится теплообменник; температуры обоих потоков на входе в теплообменник; массового расхода сред; длительности отдельного использования душевой; геометрических и теплотехнических параметров теплообменного аппарата.

4. Предложенная математическая модель теплопередачи внутри утилизационного теплообменного аппарата успешно прошла процедуру валидации на экспериментальной установке «Исследование теплопередачи в утилизационном теплообменнике». В качестве критерия проверки выбрана температура в определенных пространственных точках потока в разные моменты времени после начала работы ТОА, определенная расчетным и экспериментальным путем. Погрешность расчета по сравнению с экспериментальными данными не превысила 5%.

5. На основе математической модели исследовано влияние геометрических (длина труб с нагреваемой средой, расстояние между соседними трубами в пучке), режимных (массовый расход греющей и нагреваемой среды, длительность отдельного использования душевой, количество отдельных использований душевой в течение расчетного периода), теплофизических (коэффициент теплопроводности труб с нагреваемой средой) параметров на характеристики теплообменного аппарата. Также, исследовано влияние условий эксплуатации теплообменника (температура потоков в момент начала работы водоразборного устройства, температура воздуха в помещении, в котором находится теплообменник, температура обоих потоков сред на входе в теплообменник). Даны рекомендации по рациональным геометрическим, теплофизическим и режимным параметрам работы утилизационного ТОА.

6. На основе проведенных исследований разработана инженерная методика, позволяющая определять характеристики утилизационного ТОА исследуемой конструкции [86] (приложение 6), количество полезно утилизированной тепловой энергии, тепловую инерцию устройства, относительную экономию тепловой энергии. Для реализации методики составлен алгоритм.

7. Выполнено технико-экономическое обоснование реализации локальной утилизации теплоты сточных вод в централизованной и децентрализованной системе водоснабжения, отводимых от душевой, на основе теплообменного аппарата с учетом капитальных затрат на энергосберегающее мероприятие и последующей экономии денежных средств от его внедрения. Определено, что для теплообменника для утилизации теплоты сточных вод возможен только выбор рациональных параметров в каждом конкретном случае. Выбор идеальных, унифицированных параметров невозможен по причине уникальности условий эксплуатации теплообменника и режимных особенностей конкретного водоразборного устройства.

8. Выполнен расчет энергетического и экологического эффекта от реализации локальной утилизации теплоты сточных вод, отводимых от душевой, получаемый в рамках отдельного водоразборного устройства с заданными режимными параметрами и условиями эксплуатации.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

ТОА – теплообменный аппарат

индекс «1» – обозначение параметров, относящихся к греющей среде

индекс «2» – обозначение параметров, относящихся к нагреваемой среде

S_1 и S_2 – площадь поперечного сечения потока греющей и нагреваемой среды соответственно, м^2

$d_{\text{н}}$ и $d_{\text{вн}}$ – наружный и внутренний диаметр трубы соответственно, м

d – диаметр трубы с нагреваемой средой, определяемый по формуле $d = (d_{\text{вн}} + d_{\text{н}})/2$, м

$t_1(x, \tau)$ – функция средней температуры (температуры смешения) по поперечному сечению потока греющей среды, $^{\circ}\text{C}$

$t_2(x, \tau)$ – функция средней температуры (температуры смешения) по поперечному сечению потока нагреваемой среды, $^{\circ}\text{C}$

τ – момент времени после начала использования водоразборного устройства (душевой), с

δ – толщина стенки трубы, в которой движется нагреваемая среда, м

α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи греющей и нагреваемой среды соответственно, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

w_x – проекция скорости потока среды на ось координат x , $\text{м}/\text{с}$

h – высотный уровень греющей воды внутри корпуса ТОА, м

L – длина стальной трубы с нагреваемой средой в ТОА, м

$\lambda(t)$ – значение коэффициента теплопроводности вещества при температуре вещества равном t , $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$

k – средний коэффициент теплопередачи по поверхности теплообмена, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$\rho(t)$ – значение плотности вещества при температуре вещества равном t , $\text{кг}/\text{м}^3$

$c_p(t)$ – значение теплоемкости вещества при температуре вещества равном t , $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$

$\nu(t)$ – значение кинематической вязкости вещества при температуре вещества равном t , $(\text{м}^2/\text{с}) \cdot 10^6$

$T1_i^n$ – значение сеточной функции температуры греющей среды в момент времени n в i -ой пространственной точке, $^{\circ}\text{C}$

$T2_i^n$ – значение сеточной функции температуры нагреваемой среды в момент времени n в i -ой пространственной точке, $^{\circ}\text{C}$

$\Delta x=L/m$ – расстояние между двумя соседними пространственными точками, м

m – количество пространственных точек в потоке среды

$\tau_{\text{конечное}}$ – длительность работы ТОА после включения, с

s – количество моментов времени (временных слоёв)

$\Delta\tau=\tau_{\text{конечное}}/s$ – величина временного отрезка, между двумя соседними моментами времени (между двумя соседними временными слоями), с

$(T_i^{n+1} - T_i^n)/\Delta\tau$ – алгебраическая запись первой производной функции температуры по времени, $^{\circ}\text{C}/\text{с}$

$(T_i^n - T_{i-1}^n)/\Delta x$ – алгебраическая запись первой производной функции температуры по координате, $^{\circ}\text{C}/\text{м}$

t_{Γ} – температура греющей среды, поступающей в ТОА, $^{\circ}\text{C}$

t_x – температура нагреваемой среды, поступающей в ТОА, $^{\circ}\text{C}$

$Q(\tau)$ – мощность теплообменного аппарата в момент времени τ , Вт

$Q_{\circ}(\tau)$ – опытное значение мощности ТОА в момент времени τ , $^{\circ}\text{C}$

G_1 и G_2 – массовый расход греющей и нагреваемой среды, $\text{кг}/\text{с}$

E – общее количество тепловой энергии, необходимое для работы душевой в течение расчетного периода, Дж

$\varphi=(B/E)\cdot100\%$ – относительное снижение требуемой тепловой энергии для разового приема душа при использовании теплообменного аппарата, $\%$

τ_0 – длительность отдельного использования душевой, с

$\bar{Q}=(B/\tau_0)$ – средняя мощность ТОА во время использования душевой определяется по выражению, Вт

$\Delta\tau$ – тепловая инерция теплообменного аппарата, с

$\overline{t_x}$ – средняя температура нагреваемой среды на входе в ТОА в течение года, $^{\circ}\text{C}$

t_1'' и t_2'' – расчетные значения температуры греющей и нагреваемой среды на выходе из ТОА, $^{\circ}\text{C}$

где $j = B/F_{\text{расч}}$ – отношение количества отобранной тепловой энергии сточных вод в ТОА в рамках отдельного использования душевой к значению площади теплообменной поверхности, $\text{Дж}/\text{м}^2$

K – капитальные затраты на энергосберегающее мероприятие, руб

Библиографический список

1. Кобылкин М. В. Разработка эффективного бытового малогабаритного рекуператора теплоты сточных вод / М.В. Кобылкин, А.В. Кобылкина, Ю.О. Риккер // Кулагинские чтения: техника и технологии производственных процессов: Материалы XX Международной научно-практической конференции. В 3-х частях, Чита, 30 – 4 ноября 2020 года. – 2020. – С. 128–132.
2. Кобылкина А. В. Математическое моделирование работы рекуператора теплоты «серых» стоков / А. В. Кобылкина, М. В. Кобылкин, Ю. О. Риккер // Приоритетные направления инновационной деятельности в промышленности : сборник научных статей V международной научной конференции в 2-х частях, Казань, 30–31 мая 2021 года. 2021. – С. 89–91.
3. Кобылкина А. В. Рекуперация теплоты стоков: экспериментальная оценка эффективности / А.В. Кобылкина, М.В. Кобылкин, Ю.О. Риккер // Энергетика в современном мире: Сборник статей X Всероссийской (с международным участием) научно-практической конференции, Чита, 09–10 декабря 2021 года. – 2021. – С. 101–105.
4. Кобылкина А.В. Экспериментальный стенд для моделирования работы рекуператора теплоты «серых» сточных вод / А.В. Кобылкина, М.В. Кобылкин, Ю.О. Риккер, И.С. Акимов // Кулагинские чтения: техника и технологии производственных процессов: Материалы XXI Международной научно-практической конференции. В 3-х частях, Чита, 29 ноября – 03 2021 года. – 2021. – С. 121–125.
5. Бурцев А.П. Теоретическая модель процессов тепломассообмена полимерного теплообменника для рекуперации тепла сточных вод / А.П. Бурцев, Н.С. Перепелица // STUDENT RESEARCH: сборник статей XII Международного научно-исследовательского конкурса, Пенза, 10 февраля 2021 года. – 2021. – С. 84–89.
6. Перепелица Н. С. Инновационная конструкция теплообменника для утилизации низкопотенциального тепла сточных вод / Н.С. Перепелица //

Ресурсосбережение и экология строительных материалов, изделий и конструкций: сборник научных трудов 3-й Международной научно-практической конференции, Курск, 01 октября 2020 года. – 2020. – С. 160–163.

7. Перепелица Н. С. О способах повышения эффективности работы теплообменников для утилизации низкопотенциального тепла сточных вод / Н.С. Перепелица // Ресурсосбережение и экология строительных материалов, изделий и конструкций: сборник научных трудов 3-й Международной научно-практической конференции, Курск, 01 октября 2020 года. – 2020. – С. 164–167. – EDN EUOYDD.

8. Аксенов А.К. Рекуператор теплоты сточной воды в душевой установке / А.К. Аксенов, А.А. Любинский // Аграрный научный журнал. – 2025. – № 5. – С. 88–93. – DOI 10.28983/asj.y2025i5pp88-93

9. Дегтярева В. П. Эффективность технологий по утилизации тепловой энергии сточных вод / В.П. Дегтярева // Избранные доклады 64-й университетской научно-технической конференции студентов и молодых ученых: Сборник докладов, Томск, 24 апреля 2018 года. – 2018. – С. 782–787.

10. Морозов Я. О. Обзор исследований эффективности работы теплообменных аппаратов в режимах утилизации теплоты низкопотенциальных источников энергии / Я.О. Морозов, Л.О. Яковлев // Энергетика в современном мире: Сборник статей X Всероссийской (с международным участием) научно-практической конференции, Чита, 09–10 декабря 2021 года. – 2021. – С. 144–148.

11. Юдин Р. И. Рекуперация тепла канализационных стоков / Р.И. Юдин // Международная научно-техническая конференция молодых ученых БГТУ им. В.Г. Шухова, посвященная 160-летию со дня рождения В.Г. Шухова, Белгород, 01–20 мая 2013 года. –2013. – С. 342–345.

12. Выборнов Д. В. Исследование проблем утилизации теплоты канализационных стоков жилых зданий / Д.В. Выборнов, З.В. Удовиченко, Н.В. Долгов // Энергетические системы. – 2021. – № 1. – С. 70-80. – DOI 10.3403/es.2021.1.006.

13. Патент на полезную модель № 178987 У1 Российская Федерация, МПК F28D 7/10, F28F 1/36. Система утилизации тепла сточных вод : № 2017121525 :

заявл. 19.06.2017 : опубл. 24.04.2018 / В. И. Милкин, А. Е. Шульженко, С. В. Соболева, Н. В. Калитенков ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Мурманский государственный технический университет» (ФГБОУ ВО «МГТУ»).

14. Патент на полезную модель № 216381 У1 Российская Федерация, МПК E03C 1/22, F28D 7/02. Рекуператор теплоты сточных вод : № 2022111237 : заявл. 25.04.2022 : опубл. 31.01.2023 / А. В. Кобылкина, М. В. Кобылкин, Ю. О. Риккер.

15. Патент № 2575955 С2 Российская Федерация, МПК F28D 7/02. Система рекуперации тепла, способ рекуперации тепла, применение такой системы и такого способа : № 2013120493/06 : заявл. 12.10.2011 : опубл. 27.02.2016 / Ж. А. Гарсия Мелису.

16. Патент № 2464500 С1 Российская Федерация, МПК F24D 3/08. Двухступенчатый регенератор теплоты для системы горячего водоснабжения: № 2011105870/12: заявл. 17.02.2011: опубл. 20.10.2012 / Е. А. Крюков.

17. A key review of non-industrial greywater heat harnessing / A. Mazhar, S. Liu, A. Shukla // Energies. – 2018. – Vol. 11(2). – doi.org/10.3390/en11020386.

18. Thermal effectiveness and NTU of horizontal plate drain water heat recovery unit – Experimental study / P. Jadwiszczak, E. Niemierka // International Communications in Heat and Mass Transfer. – 2023. – Vol. 147. doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2023.106938

19. Comprehensive Analysis of the State of Technology in the Field of Waste Heat Recovery from Grey Water / B. Piotrowska, B.; D. Sły's // Energies. – 2023. – Vol. 16. doi:[10.3390/en16010137](https://doi.org/10.3390/en16010137)

20. Analysis of the Life Cycle Cost of a Heat Recovery System from Greywater Using a Vertical «Tube-in-Tube» Heat Exchanger: Case Study of Poland / B. Piotrowska, D. Sły's // Resources. – 2023. – Vol. 12. doi.org/10.3390/resources12090100

21. Experimental Development of the Horizontal Drain Water Heat Recovery Unit / S. Kordana-Obuch, M. Starzec // Energies. – 2023. – Vol. 16. doi.org/10.3390/en16124634

22. Horizontal Shower Heat Exchanger as an Effective Domestic Hot Water Heating Alternative / S. Kordana-Obuch, M. Starzec // Energies. – 2023. – Vol. 16. doi.org/10.3390/en15134829
23. An assessment of the influence of local conditions on the economic and environmental sustainability of drain water heat recovery systems / A. Ravichandran, N. Diaz-Elsayed, S. Thomas [et.al.] // Journal of Cleaner Production. – 2021. – Vol. 279. doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.123589.
24. Impact of small tilt angles on the performance of falling film drain water heat recovery systems / R. Manouchehri, Carsen J. Banister, Michael R. Collins // Energy and Buildings. – 2015. – Vol. 102. P. 181–186. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.05.024>
25. An experimental analysis of the impact of unequal flow on falling film drain water heat recovery system performance / R. Manouchehri, Michael R. Collins // Energy and Buildings. – 2018. – Vol. 165. – P. 150–159. DOI: 10.1016/j.enbuild.2018.01.018
26. Shower water heat recovery in high-rise residential buildings of Hong Kong / L.T. Wong, K.W. Mui, Y. Guan // Applied Energy. – 2010. – Vol. 87. P. 703–709. doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.08.008.
27. Experimental development of the plate shower heat exchanger to reduce the domestic hot water energy demand / R. Vavricka, J. Bohac, T. Matuska // Energy and Buildings. – 2022. – Vol. 254. DOI: [10.1016/j.enbuild.2021.111536](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.111536)
28. Experimental study of the performance of heat recovery by a fin and tube heat exchange tank attached to the dishwasher greywater line / S. Selimli, T. Karabas, Y. Taskin [et.al] // Sustainable Energy Technologies and Assessments. – 2019. – Vol. 36. DOI: [10.1016/j.seta.2019.100552](https://doi.org/10.1016/j.seta.2019.100552).
29. On the performance of a vertical helical coil heat exchanger. Numerical model and experimental validation / J. Fernandez-Seara, C. Pineiro-Pontevedra, J. Alberto Dopazo // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Vol. 62. P. 680–689. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.09.054>.
30. Experimental characterization of a novel soft polymer heat exchanger for wastewater heat recovery / S. Lyu, C. Wang, C. Zhang, [et.al] // International Journal of

31. Новицкая М. П. Теплообменный аппарат для утилизации теплоты сточных вод домохозяйства / М.П. Новицкая // Комунальна та промислова енергетика. – 2018. – Т. 40, (№1). – С. 56–60.

32. Exploring energy efficiency and savings potential of a horizontal domestic drain water heat recovery system in high-rise apartment buildings / X. Zhang, K. N. Rhee, G. J. Jung [et al.] // Energy and Buildings. – 2024. – Vol. 325. DOI: [10.1016/j.enbuild.2024.115038](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2024.115038)

33. The potential for heat recovery from urban wastewater / S.F. Ali, A. Gillich // CIBSE-ASHRAE virtual technical symposium 2020, Virtual, London: CIBSE. – 2020.

34. Heat recovery from hot water drainage: CFD simulation, energy efficiency and exergoeconomic analysis of concentric tube heat exchangers / S. Ali, J. Faraj, M. Khaled // Journal of Building Engineering. – 2024. – Vol. 98. DOI: [10.1016/j.jobe.2024.111034](https://doi.org/10.1016/j.jobe.2024.111034).

35. The experimental study of thermal energy recovery from shower greywater / S. Selimli, I. A. M. Eljetlawi // Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects. – 2022. – Vol. 43. – P. 3032–3044. DOI: [10.1080/15567036.2020.1773972](https://doi.org/10.1080/15567036.2020.1773972)

36. Experimental Study on a Shower Waste Water Heat Recovery Device in Buildings / Y. Guo, Y. Cai, S. Liang [et.al.] // Applied Mechanics and Materials. – 2012. – Vol. 226–228. doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.226-228.2402.

37. Life-cycle impacts of shower water waste heat recovery: case study of an installation at a university sport facility in the UK / K. Ip, K. She, K. Adeyeye // Environ Sci Pollut Res. – 2018. – Vol. 25. doi.org/10.1007/s11356-017-0409-0

38. Efficient drain water heat recovery in horizontal domestic shower drains / A. McNabola, K. Shields // Energy and Buildings. – 2013. – Vol. 59. – P. 44–49. doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.12.026.

39. Comparison of two-prototype near-horizontal Drain Water Heat Recovery units on the basis of effectiveness / K. Pochwat, S. Kordana, M. Starzec [et.al.] // Energy. – 2019. – Vol. 179. P. 1196–1207. doi.org/10.1016/j.energy.2019.02.113.
40. Recovering heat from shower water – Design calculation and prototype / M. Ramadan, M. Khaled // The Second International Conference on Renewable Energy for Developing Countries REDEC 2014. – 2014. doi:10.1109/REDEC.2014.7038542.
41. Waste Heat Recovery Systems of Shampoo Drain Water from Barbershops / F. T. Sun, C. J. Li, R. X. Wang [et al.] // Applied Mechanics and Materials. – 2014. – Vol. 577. – P. 564–567. DOI: 10.4028/www.scientific.net/amm.577.564
42. A waste water heat exchanger for laundromats—technical and behavioral considerations / F. W. Chapin, H. D. Chapin, P. R. Armstrong // Journal of Heat Recovery Systems. – 1984. – Vol. 4. – P. 93–100. [doi.org/10.1016/0198-7593\(84\)90013-4](https://doi.org/10.1016/0198-7593(84)90013-4)
43. A new approach to numerical investigation of gfx and power-pipe drain water heat recovery (dwhr) systems in buildings / P. Akbarzadeh, A. A. Nejad, F. Movahed [et.al.] // Heat Transfer Research. – 2018. – Vol. 49(14). – P. 1339-1352. doi:10.1615/HeatTransRes.2018016060
44. The influence of consumer behavior on energy, greenhouse gas, and water footprints of showering / S. Shahmohammadi, Z. Steinmann, H. King [et.al] // Journal of Industrial Ecology. – 2019. – Vol. 23. – P. 1186–1195. DOI: 10.1111/jiec.12858
45. Гашо Е. Г. Энергетический переход и энергосбережение на новом этапе развития / Е. Г. Гашо // Энергетические системы. – 2023. – № 4. – С. 40–48. – DOI 10.34031/ES.2023.4.003.
46. Domestic hot water consumption pattern: Relation with total water consumption and air temperature / I. Meireles, V. Sousa, B. Bleys [et.al.] // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2022. – Vol. 157. doi.org/10.1016/j.rser.2021.112035
47. Васильев Г.П. Квартирная утилизация теплоты сточных вод / Г.П. Васильев, А.Н. Дмитриев, И.М. Абуев, И.А. Юрченко // Энергетик. – 2013. – № 12. – С. 30–33.
48. Матьякубов А. А. Использование тепла канализационных стоков как фактор заботы об окружающей среде / А.А. Матьякубов, М.Р. Оразбердиева, Т. Т.

Мамедова [и др.] // Вестник Сыктывкарского университета. Серия 2: Биология. Геология. Химия. Экология. – 2022. – № 3(23). – С. 72–77.

49. Распоряжение Правительства Российской Федерации от 09.06.2020 г. № 1523-р. Об Энергетической стратегии РФ на период до 2035 г.

50. Башмаков И.А. Потенциал экономии энергии в многоквартирных домах России и возможности его реализации Ч. 1. Современные тренды в регулировании повышения энергоэффективности зданий / И.А. Башмаков, В.И. Башмаков, К.Б. Борисов [и др.] // Энергосбережение. – 2023. – № 4. – С. 36–41.

51. Башмаков И.А. Потенциал экономии энергии в многоквартирных домах России и возможности его реализации Ч. 2. Оценка текущей ситуации и перспектив / И.А. Башмаков, В.И. Башмаков, К.Б. Борисов [и др.] // Энергосбережение. – 2023. – № 5. – С. 8–17.

52. Данилушкин И.А. Структурное представление процесса теплообмена при встречном направлении взаимодействующих потоков / И.А. Данилушкин, М.В. Лежнев // Вестник самарского государственного технического университета. сер. технические науки. 2007. – № 1(19). – С. 16–22.

53. Куницкий В. А. Математическое моделирование нестационарного теплообмена в теплообменном аппарате / В.А. Куницкий // Молодые исследователи - регионам: Материалы Международной научной конференции. В 3-х томах, Вологда, 20–21 апреля 2021 года. – 2021. – С. 327–328.

54. Куницкий В. А. Исследование нестационарных режимов работы утилизационного теплообменного устройства на основе математического моделирования / В.А. Куницкий, С.В. Лукин // Вестник Казанского государственного энергетического университета. – 2022. – Т. 14, № 4(56). – С. 69–79.

55. Пермяков, В. А. Теплообменное оборудование. Кожухотрубные теплообменные аппараты нового поколения для систем теплоснабжения: Учебное пособие / В. А. Пермяков, К. В. Пермяков. – Санкт-Петербург: Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, 2014. – 80 с.

56. Куницкий В. А. Использование теплообменного аппарата для рекуперации тепловой энергии сточной душевой воды / В.А. Куницкий // Вестник Вологодского государственного университета. Серия: Технические науки. – 2020. – № 1(7). – С. 19–22.
57. Куницкий В. А. Особенности модернизации сетей горячего водоснабжения на основе утилизации теплоты сточной воды, образующейся в душе / В.А. Куницкий, С.В. Лукин // Тинчуринские чтения - 2023 «Энергетика и цифровая трансформация»: Материалы Международной молодежной научной конференции. В 3-х томах, Казань, 26–28 апреля 2023 года. – 2023. – С. 410–413.
58. Куницкий В. А. Способ децентрализованного горячего водоснабжения с утилизацией теплоты воды, сливаемой из душевых устройств / В.А. Куницкий, С.В. Лукин // Вестник Вологодского государственного университета. Серия: Технические науки. – 2019. – № 4(6). – С. 54–57.
59. Исаченко, В. П. Теплопередача: учебник для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
60. Кутателадзе, С.С. Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе – М.-Л.: Машгиз, 1957. – 383 с.
61. Теплоэнергетика и теплотехника: справочная серия: в 4 кн. Кн. 2: Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: справочник / под общ. ред. А. В. Клименко и В. М. Зорина. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 564 с.
62. Цветков, Ф. Ф. Тепломассообмен: учебник для вузов / Ф. Ф. Цветков, Б. А. Григорьев. – М.: Издательский дом МЭИ, 2011. – 562с., ил.
63. Ривкин С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара: справочник / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М.: Энергия, 1980. – 423 с.
64. Волков А.И., Жарский И.М. Большой химический справочник - Мн.: Современная школа, 2005. – 608 с.
65. Коэффициенты теплопроводности нержавеющей стали 12Х18Н10Т в широком интервале температур / С. В. Станкус, И. В. Савченко, А. В. Багинский [и др.] // Теплофизика высоких температур. – 2008. – Т. 46, № 5. – С. 795-797.

66. Александров А.А. Термофизические свойства рабочих веществ теплоэнергетики: справочник / А.А. Александров, К.А. Орлов, В.Ф. Очков. – М.: Изд-во МЭИ, 2009. – 225 с.
67. Волков, Е. А. Численные методы: учебное пособие / Е. А. Волков; Е. А. Волков. – Изд. 5-е изд., стер. – Санкт-Петербург [и др.]: Лань, 2008. – 248 с. – (Учебники для вузов. Специальная литература). – ISBN 978-5-8114-0538-1.
68. Кирьянов, Д. Mathcad 15/ Mathcad Prime 1: 0 / Д. Кирьянов. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2012. – 432 с. – ISBN 978-5-9775-0746-2.
69. Самарский, А.А. Теория разностных схем: учебное пособие / А.А. Самарский – М.: Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», 1977. – 657 с.
70. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2023668810 Российской Федерации. Программа моделирования распределения температур внутри потоков нагреваемой и греющей сред в утилизационном теплообменном аппарате при стационарном и нестационарном тепловом режиме: № 2023667714 : заявл. 28.08.2023 : опубл. 04.09.2023 / В. А. Куницкий, С. В. Лукин; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Вологодский государственный университет».
71. Круглов Г. А. Экспериментальные исследования процесса теплообмена водоводяного теплообменника / Г.А. Круглов, М.В. Андреева // АПК России. – 2017. – Т. 24, № 3. – С. 667–670.
72. Куницкий В. А. Верификация нестационарной математической модели тепловой работы утилизационного теплообменного аппарата на основе экспериментального испытания / В.А. Куницкий, С.В. Лукин // Вестник Казанского государственного энергетического университета. – 2023. – Т. 15, № 3(59). – С. 57–69.
73. Куницкий В. А. Способ экономии электрической энергии, потребляемой водонагревателем, при помощи теплообменного аппарата / В.А. Куницкий // Автоматизация и энергосбережение машиностроительного и металлургического производства: технология и надежность машин, приборов и

оборудования: материалы XIV Международной научно-технической конференции, Вологда, 10 декабря 2019 года. – Вологда: Вологодский государственный университет, 2020. – С. 198–203.

74. ГОСТ 30494-2011. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. – Введ. 01.01.2013. – М.: Стандартинформ, 2013. – 19 с.

75. СП 131.13330.2020. Свод правил. Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-02-99*.

76. Лукин С. В. Анализ влияющих факторов на подбор теплообменного аппарата, утилизирующего теплоту сточных вод / С.В. Лукин, В.А. Куницкий // Энергоэффективные технологии в строительстве, энергетике и жилищно-коммунальном хозяйстве : Сборник научных трудов II научно-технической конференции студентов и аспирантов с международным участием, Ульяновск, 30 сентября 2022 года. – 2022. – С. 76–80.

77. Куницкий, В. А. Этапы разработки методики проектирования утилизационного теплообменного аппарата / В.А. Куницкий // Приборостроение и автоматизированный электропривод в топливно-энергетическом комплексе и жилищно-коммунальном хозяйстве: Материалы VIII Национальной научно-практической конференции, Казань, 08–09 декабря 2022 года. – 2023. – С. 977–978.

78. Лукин С. В. Анализ влияющих факторов на подбор теплообменного аппарата, утилизирующего теплоту сточных вод / С.В. Лукин, В.А. Куницкий // Энергоэффективные технологии в строительстве, энергетике и жилищно-коммунальном хозяйстве : Сборник научных трудов II научно-технической конференции студентов и аспирантов с международным участием, Ульяновск, 30 сентября 2022 года. – 2022. – С. 76–80.

79. Determination of the optimal heat exchanger configuration for wastewater heat recovery / O. Soloveva, S. Solovev, V. Kunitsky [et al.] // E3S Web of Conferences. International Scientific Conference Energy Management of Municipal Facilities and Environmental Technologies (EMMFT-2023). – 2023. – Vol. 458. – Р. 9–13 DOI: [10.1051/e3sconf/202345801024](https://doi.org/10.1051/e3sconf/202345801024)

80. Сухоцкий А. Б. Вторичные энергетические ресурсы. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: учебно-методическое пособие / А. Б. Сухоцкий. – Минск: Белорусский государственный университет, 2012. – 92 с. – ISBN 978-985-530-137-1.

81. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях: учебник для вузов / О.Л. Данилов, А.Б. Гаряев, И.В. Яковлев и др.; под ред. А.В. Клименко. – М.: Изд. дом МЭИ, 2011. – 424 с.

82. Куницкий В. А. Определение эффективности локальной утилизации теплоты сточных вод на основе теплообменного аппарата / В.А. Куницкий, С.В. Лукин // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. – 2024. – Т. 26. – С. 136–149.

83. Анализ потребления тепловой энергии на отопление многоквартирных домов, как способ повышения энергоэффективности в сфере ЖКХ [Электр. текст]. Аналитический центр при Правительстве РФ. Режим доступа: <https://ac.gov.ru/files/content/1290/16-12-13-analitika-zkh-3-pdf.pdf>. Дата обращения: 01.09.2025.

84. Власова А. А. Анализ структуры выработки и потребления тепловой энергии в России / А.А. Власова, П.Н. Тарасюк, П.А. Трубаев // научная конференция Образование, наука, производство, Белгород, 20–22 октября 2015 года / Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. – 2015. – С. 1225–1231.

85. Куницкий В.А. Характеристики теплообменника для локальной утилизации теплоты сточных вод при различных условиях эксплуатации / В.А. Куницкий, С.В. Лукин // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. – 2024. – Т. 26. – С. 176–186.

86. Куницкий В.А. Лукин С.В. Устройство для утилизации теплоты сточных вод, образующихся при использовании душевой. Патент РФ на полезную модель №223347. 14.02.2024. Бюл. №5. Доступно по: https://new.fips.ru/registers-doc-view/fips_servlet?DB=RUPM&DocNumber=223347&TypeFile=html. Ссылка активна на 01 сентября 2025 г.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Акт о внедрении в учебный процесс результатов научно-исследовательской работы

«УТВЕРЖДАЮ»
 Проректор по образовательной и воспитательной деятельности
 ФГБОУ ВО «Вологодский государственный университет»
 Виноградова С.Б.

2025



АКТ
 о внедрении в учебный процесс
 результатов научно-исследовательской работы, полученных в рамках подготовки
 докторской диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук, на кафедре
 электрооборудования ВоГУ

Мы, нижеподписавшиеся представители кафедры электрооборудования Института машиностроения, энергетики и транспорта, настоящим актом подтверждаем, что разработанные при написании докторской диссертации работы по теме полезного использования теплоты сточных вод, отводимых от душевых устройств, соискателем ученой степени кандидата технических наук по специальности 2.4.6 Теоретическая и прикладная теплотехника Куницким Вячеславом Андреевичем метод программного расчета теплопередачи внутри утилизационного теплообменного аппарата и мобильная стеновая установка «Исследование теплопередачи в утилизационном теплообменнике» внедрены в учебный процесс и применяются при проведении учебных дисциплин «Тепломассообменное оборудование предприятий» и «Тепломассообмен» для обучающихся по направлению подготовки 13.03.01 – «Теплоэнергетика и теплотехника» (профиль подготовки «Промышленная теплоэнергетика»).

Зав. кафедрой электрооборудования
 канд. техн. наук, доцент

Сергиевская И.Ю.

Доцент кафедры электрооборудования
 канд. техн. наук, доцент

Синицын А.А.

Старший преподаватель
 кафедры электрооборудования

Куницкий В.А.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Акт о внедрении в производственный процесс результатов научно-исследовательской работы



Дата 11.10.2024
№ 71-1093
На №
От

И.о. ректора
ФГБОУ ВО «Вологодский
Государственный университет»
В.В. Приятелеву

Вх-	п. ГИП	Пр №	З-з №
-----	--------	------	-------

Уважаемый Вячеслав Викторович!

Сообщаем Вам, что инженерная методика проектирования теплообменных аппаратов для локальной утилизации теплоты сточных вод, отводимых от душевых устройств, разработанная соискателем ученой степени кандидата технических наук по научной специальности 2.4.6 «Теоретическая и прикладная теплотехника» Куницким Вячеславом Андреевичем в рамках диссертационного исследования по теме локальной утилизации тепловой энергии хозяйственно-бытовых сточных вод может быть внедрена в проектную практику организации ООО «Северсталь-Проект».

Разработанная Куницким В.А. инженерная методика проектирования теплообменных аппаратов для локальной утилизации теплоты сточных вод позволяет определять оптимальные параметры теплообменных аппаратов для разных условий эксплуатации, а также энергетический, экономический и экологический эффект от рекуперации теплоты сточных вод на основе данных устройств.

С уважением,
Генеральный директор
ООО «Северсталь-Проект»

А.А. Моховиков

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ «Программа моделирования распределения температур внутри потоков нагреваемой и греющей сред в утилизационном теплообменном аппарате при стационарном и нестационарном тепловом режиме»



ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Протокол поверки средства измерения (контактного термометра)

СПРАВКА О ПОВЕРКЕ
№ С-ДТЖ/14-03-2022/139205536

Подтверждает, что на основании заявки № 9356 была произведена поверка средства измерения:

Термометр контактный цифровой ТК-5.06С, Рег. № 41002-19

наименование, тип, модификация, регистрационный номер в Федеральном информационном фонде по обеспечению единства измерений присвоенный при утверждении типа

Дата поверки: 14.03.2022

Заводской (серийный) номер 2102971

номер

в составе ЗПГУ.8.1000 2234456

проверено В полном объеме

наименование величин, диапазонов измерений, на которых поверено средство измерений

в соответствии с МП 207-021-2019

и на основании результатов первичной (периодической) поверки признано

не нужное зачеркнуто
соответствующим установленным метрологическим требованиям и пригодным к дальнейшему применению в объеме проведенной поверки.

Поверитель Султанов Ю. М.

Номер записи сведений в ФИФ



ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Протокол поверки средства измерения (расходомера)

ФБУ "ТЕСТ-С.-ПЕТЕРБУРГ" Аттестат аккредитации RA.RU.311483 от 29.12.2015 г.

190103, г.Санкт-Петербург, ул.Курляндская, д.1

Всего листов: 1. Лист 1.

МП 0246-1-2015 "Инструкция. ГСИ. Установки поверочные ВПУ-Энерго М. Методика поверки."
ФГУП "ВНИИР", 2015г.

ПРОТОКОЛ № 307 от 26 ноября 2021 г.
проверки установки поверочной типа ВПУ-Энерго М-00-00-0-03
Номер в Государственном информационном фонде 60661-15
зав.№ 020. 15. 1204 изготовитель ООО «РКС-Энерго», СПб. год выпуска 2021
принадлежащего

Условия поверки

Наименование параметра	Требования НД	Измеренные значения
Температура окружающей среды, °C	(10...30)	23,68
Относительная влажность воздуха, %	(30...80)	59
Атмосферное давление, кПа	(86...107)	101,4
Температура воды, °C	(10...30)	17,51

Средства поверки

Наименование, тип, заводской номер	Метрологические характеристики
Установка для поверки счетчиков жидкости STEP-MT-80/90-20 зав.№029	(0.006...90) м3/ч, ПГ±0.06%
Калибратор многофункциональный BEAMEX MC6 зав.№602380, 3.1.ZСП.0708.2015	(0.5...50000)Гц, ПГ±1 имп.

Результаты поверки

1. Внешний осмотр соответствует
2. Подтверждение соответствия программного обеспечения
Идентификационное наименование ПО VPU-Energo-P соответствует
- Номер версии (идентификационный номер) ПО 21.12.14 соответствует
3. Опробование соответствует
4. Определение метрологических характеристик
- 4.1. Определение диапазона расхода воспроизводимого установкой (0,016 - 3,0)м3/ч соответствует
- 4.2. Определение относительной погрешности расходомера-счетчика ПРТ DN15 № 151204

№ изм	Qном м3/ч	Время измерения, с	Эталонный объем, л	Измеренный объем, л	Относительная погрешность, %	Допуск %
1	0,016	1632,90	7,531	7,55	0,32	±0,75
2		1633,87	7,227	7,26	0,48	
3		1633,71	7,244	7,26	0,23	
1	1,5	93,86	38,095	38,11	0,04	±0,5
2		91,17	37,846	37,82	-0,07	
3		90,36	38,003	38,06	0,15	
1	3,0	66,26	57,915	57,99	0,13	±0,5
2		67,27	58,101	58,02	-0,14	
3		68,41	58,091	58,01	-0,14	

4.3. Определение погрешности при работе с частотно-импульсными выходными сигналами

частота, Гц	кол.имп.	Эталон	Показания ВПУ-Энерго	Погрешность, %
		имп		
20	20000	20000	0,00	
50	20000	20000	0,00	
100	20000	20000	0,00	

4.4. Определение суммарной относительной погрешности при измерении объемного расхода и объема

- 4.4.1. В диапазоне расходов (0,06 ... 3,0) м³/ч 0,15 %
- 4.4.2. В диапазоне расходов (0,016...0,06) м³/ч 0,48 %

Заключение:

Проверка выполнена. Результаты занесены в ФЕДЕРАЛЬНЫЙ ИНФОРМАЦИОННЫЙ ФОНД ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ ЕДИНСТВА ИЗМЕРЕНИЙ - ФГИС "АРШИН"

На основании результатов поверки установка признана пригодной к применению в качестве рабочего эталона 3 разряда Государственной поверочной схемы для средств измерений массы и объема жидкости в потоке, объема жидкости и вместимости при статических измерениях.
(Приказ Россстандарта №256 от 07.02.2018г.)

Поверитель:

Быков В.В.

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Патент на полезную модель №223347 «Устройство для утилизации теплоты сточных вод, образующихся при использовании душевой»

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ
№ 223347

Устройство для утилизации теплоты сточных вод,
образующихся при использовании душевой

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Вологодский государственный университет" (RU)*

Авторы: *Куницкий Вячеслав Андреевич (RU), Лукин Сергей Владимирович (RU)*

Заявка № 2023123275

Приоритет полезной модели **07 сентября 2023 г.**

Дата государственной регистрации
в Государственном реестре полезных
моделей Российской Федерации **14 февраля 2024 г.**
Срок действия исключительного права
на полезную модель истекает **07 сентября 2033 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов

