

ТОМСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ



На правах рукописи

Максимов Вячеслав Иванович

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО-
И МАССОПЕРЕНОСА В ГРУППЕ СОВРЕМЕННЫХ И
ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ**

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
доктора физико – математических наук

1.3.14. – Теплофизика и теоретическая теплотехника

Томск – 2025

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет»

Научный консультант: **Кузнецов Гений Владимирович**

доктор физико-математических наук, профессор, Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет», научно-образовательный центр И.Н. Бутакова, профессор.

Официальные оппоненты: **Пахомов Максим Александрович**

доктор физико-математических наук, профессор РАН, институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе Сибирского отделения Российской академии наук, главный научный сотрудник.

Рудяк Валерий Яковлевич

доктор физико-математических наук, профессор, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин)», главный научный сотрудник.

Бубенчиков Алексей Михайлович

доктор физико-математических наук, профессор, Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский Томский государственный университет», профессор.

Защита состоится «25» ноября 2025 г. в 15:00 часов на заседании диссертационного совета ДС.ТПУ.04 Национального исследовательского Томского политехнического университета по адресу: 634034, г. Томск, пр. Ленина, д. 43, уч. корпус 3, ауд.122.



С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке Томского политехнического университета и на сайте dis.tpu.ru при помощи QR-кода.

Автореферат разослан « » _____ 2025 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета ДС.ТПУ.04
к.т.н., доцент



Д.В. Гвоздяков

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Актуальность темы, связанной с задачами теплотехники, обусловлена быстрым развитием промышленных технологий и возрастающими требованиями к энергоэффективности, экологической безопасности и устойчивости производственных процессов. При разработке новых и модернизации современных теплотехнических систем возникает много сложных задач, обусловленных необходимостью более детального управления тепловыми режимами с использованием информации о распределённых во времени и в пространстве характеристик теплообменных процессов (температур в первую очередь).

Одной из ключевых проблем энергетики является тепловое загрязнение водоемов-охладителей тепловых и атомных электростанций. Прогнозирование теплового режима таких водоемов необходимо для оценки их влияния на экосистемы и оптимизации работы энергетических объектов. Однако используемые в настоящее время модели зачастую недостаточно адекватны реальным процессам, что приводит в конечном итоге к неэффективному использованию ресурсов и ухудшению экологической обстановки. Разработка более полных математических моделей, учитывающих не только нестационарность, но и распределение по пространственным координатам основных характеристик процессов теплопереноса и взаимодействие с окружающей средой таких водоёмов, становится важной задачей настоящего времени.

Не менее актуальной в последние годы является проблема использования низкопотенциальных источников тепла, таких как природные и искусственные водоемы, для теплонасосных установок (ТНУ). Проблема заключается в очень низких неблагоприятных для работы тепловых насосов температур во многих регионах России в зимнее время. В условиях холодного климата, эффективное применение ТНУ возможно только по результатам решения задач прогнозирования тепловых режимов таких установок. Разработка математических моделей, позволяющих моделировать работу таких систем, может значительно повысить их энергоэффективность и расширить область применения.

Особое внимание в последние годы уделяется вопросам теплопереноса в резервуарах для хранения сжиженного природного газа (СПГ). С ростом объемов производства и использования СПГ возникает необходимость в создании методов прогностического моделирования, которые позволят предотвращать аварии и минимизировать экологические риски при работе с СПГ. Исследование процессов смешанной конвекции и стратификации криогенных жидкостей в таких резервуарах является важным шагом в этом направлении.

Одной из актуальных задач настоящего времени является разработка энергоэффективных систем отопления на базе газовых инфракрасных излучателей (ГИИ) для промышленных и общественных зданий. Но современные подходы к

расчету тепловых режимов при работе таких систем лучистого нагрева не описывают сложные процессы сопряженного теплообмена, что снижает глубину прогнозирования и, соответственно, оценки эффективности работы таких систем. Разработка новых методов моделирования, учитывающих неоднородность и нестационарность температурных полей, формирующихся при работе ГИИ, может позволить обосновать эффективность работы таких систем и снизить энергопотребление при обеспечении регламентных тепловых режимов локальных рабочих зон крупногабаритных производственных помещений.

Решение перечисленных выше задач теплотехники, а также многих других, до последнего времени проводится, в основном, с использованием относительно простых математических моделей в виде систем алгебраических или обыкновенных дифференциальных уравнений. Такие модели применяются при одном основополагающем допущении об отсутствии (или малых значениях) градиентов температур по всем пространственным координатам. Такое допущение существенно ограничивает возможности анализа энергоэффективности подавляющего большинства конкретных теплотехнических систем и её повышения. Так, например, отсутствие достоверных данных о градиентах температур вблизи поверхностей с которых отводится (или к которым подводится) теплота существенно ограничивает возможности прогноза основных характеристик любой теплотехнической системы.

На основании вышеизложенного можно сделать вывод, что актуальность темы обусловлена необходимостью решения сложных задач теплотехники, связанных с повышением энергоэффективности, экологической безопасности и устойчивости большой группы теплотехнических систем. Разработка математических моделей в виде систем уравнений математической физики, методов решения соответствующих краевых задач и прогнозирования в конечном итоге тепловых режимов является важным шагом на пути к созданию более совершенных и экологически безопасных теплотехнологий. Тематика работы соответствует приоритетному направлению научно-технологического развития «Высокоэффективная и ресурсосберегающая энергетика» и важнейших наукоемких технологий «Технологии создания высокоэффективных систем генерации, распределения и хранения энергии (в том числе атомной)».

Степень разработанности. Математическое моделирование в промышленной теплоэнергетике является важным инструментом для анализа, оптимизации и прогнозирования процессов, связанных с генерацией, передачей, хранением и использованием тепловой энергии. Степень разработанности данного направления можно охарактеризовать как достаточно высокую, однако оно продолжает активно развиваться в связи с появлением новых технологий, материалов и более жестких требований к энергоэффективности.

Исторически математическое моделирование в теплоэнергетике базируется на фундаментальных законах термодинамики, теплопередачи и

гидрогазодинамики. Но для описания тепловых процессов в энергетических системах в основном применяются относительно простые математические модели, основой которых являются системы алгебраических или обыкновенных дифференциальных уравнений. Такие модели не учитывают распределения основных характеристик тепловых процессов – температур по пространственным координатам, что как становится очевидным в настоящее время необходимо во многих практически значимых случаях, что обусловлено необходимостью решения задач энергоэффективности и энергосбережения.

Разработка математических моделей в виде систем уравнений математической физики, методов решения соответствующих краевых задач и прогнозирования в конечном итоге распределений основной характеристики тепловых режимов в пространстве является важным шагом на пути к созданию более совершенных и экологически безопасных теплотехнологий.

Цель диссертационного исследования – заключается в создании теоретических основ теплопереноса в объектах и системах промышленной теплоэнергетики на базе математических моделей в виде систем уравнений математической физики, обеспечивающих возможность анализа полей температур и других важных характеристик тепловых процессов.

Для достижения этой цели были поставлены и решены следующие задачи, решение которых иллюстрирует необходимость применения математических моделей в виде систем уравнений математической физики для решения практически значимых теплотехнических задач:

- Математическое моделирование естественной и смешанной конвекции в водоемах-охладителях тепловых и атомных электростанций с локальными источниками тепловыделения в условиях неоднородного теплообмена на внешних границах области решения;
- Установление основных закономерностей процессов сопряженного теплопереноса в областях с локальными источниками энергии и массы в условиях существенной нестационарности в водоемах - охладителях;
- Анализ масштабов влияния теплоотвода на внешних границах водоема на основные характеристики нестационарных процессов переноса массы, импульса и энергии;
- Математическое моделирование сопряженного теплопереноса в локальных рабочих зонах производственных помещений с газовым инфракрасным излучателем и системой воздухообмена;
- Установление основных закономерностей процессов конвективно-кондуктивного теплопереноса в локальных рабочих зонах промышленных помещений с оборудованием, газовым инфракрасным излучателем и системой воздухообмена;
- Анализ влияния месторасположений оборудования, излучателя, а также системы воздухообмена на тепловой режим в локальной рабочей зоне;

- Определение энергоэффективности и способов её повышения при использовании газовых инфракрасных излучателей для создания регламентных тепловых режимов локальных рабочих зон и сравнение с традиционными конвективными системами отопления;
- Математическое моделирование теплопереноса в резервуарах-хранилищах мазутного топлива с локальным источником тепловыделения;
- Установление основных закономерностей процессов конвективного теплопереноса в закрытом резервуаре мазутного топлива с локальным источником тепловыделения;
- Математическое моделирование теплопереноса в резервуарах-хранилищах сжиженного природного газа с локальными источниками ввода и вывода массы и неоднородного теплообмена на внешних границах;
- Анализ влияния условий теплообмена на внешних границах, интенсивности ввода и вывода массы, а также геометрических параметров резервуаров на характеристики процессов теплопереноса в хранилищах сжиженного природного газа;
- Математическое моделирование конвективного теплообмена в водных системах – низкопотенциальных источников тепла с локальным теплообменником испарителем теплового насоса – локальным стоком тепла в условиях неоднородного теплообмена на внешних границах области решения;
- Анализ влияния мест расположения участков ввода и вывода жидкости и испарителя теплового насоса на гидродинамику и теплообмен в водной системе – источнике низкопотенциального тепла.
- Обоснование эффективности использования математических моделей в виде систем уравнений математической физики для решения задач сопряженного теплопереноса в замкнутых и полукрытых областях с распределёнными источниками тепловыделения и учетом кондуктивно-конвективно-радиационного теплообмена в условиях работы систем и устройств промышленной теплотехники.

Научная новизна:

1. Сформулированы математические модели и численно решены задачи естественной и смешанной конвекции в областях прямоугольной формы с локальными источниками тепловыделения в условиях неоднородного теплообмена с внешней средой объектов промышленной теплотехники: водоемах-охладителях тепловых электрических станций, крупногабаритных помещениях с локальной рабочей зоной и радиационным источником тепла, резервуарах для хранения мазута, водоемах с испарителем теплонасосной установки, хранилищах сжиженного природного газа.

2. По результатам численного анализа показано влияние неоднородного

теплообмена на внешних границах на тепловой режим водоема-охладителя тепловой электрической станции.

3. Установлено по результатам математического моделирования влияние взаимного расположения теплового излучателя и элементов оборудования, их теплофизических характеристик, а также системы воздухообмена на тепловые режимы локальных рабочих зон производственных помещений.

4. Установлены основные закономерности конвективного теплопереноса в резервуарах для хранения мазута с локальным источником тепловыделения.

5. По результатам моделирования нестационарных режимов сопряженной естественной конвекции в низкотемпературных хранилищах сжиженного природного газа при различных условиях теплообмена на внешних границах обоснован пространственный характер распределений температур.

6. На основании анализа влияния мест расположения участков ввода и вывода жидкости на гидродинамику и теплообмен в малогабаритном промежуточном водоеме сточных вод с расположенным в нем испарителем теплового насоса показана целесообразность использования неоднородных моделей теплопереноса для обоснования эффективности работы теплонасосных установок.

В результате проведенных исследований разработаны теоретические положения, совокупность которых можно квалифицировать как научное достижение в области исследования сопряженного конвективно-кондуктивного теплопереноса в системах обеспечения регламентного теплового режима теплоэнергетических и промышленных объектов с локальными источниками энергии в условиях внешнего неоднородного теплообмена. Обоснована эффективность использования разработанных математических моделей в виде систем уравнений математической физики для решения задач теплопереноса во многих типичных объектах промышленной теплотехники.

Теоретическая и практическая значимость работы определяется обоснованием целесообразности описания процессов теплопереноса в условиях работы систем и устройств промышленной теплоэнергетики с использованием математического аппарата в виде систем нелинейных нестационарных уравнений в частных производных. Полученные результаты служат научной основой для решения прикладных задач, связанных с проблемами проектирования как эффективных систем обеспечения тепловых режимов объектов теплотехники, так и оптимальных схем размещения оборудования в них.

Разработан вычислительный комплекс, обеспечивающий решение задач сопряженного теплопереноса в замкнутых и полукрытых областях с распределенными источниками тепловыделения и учетом кондуктивно-конвективного и радиационного теплообмена, позволяющий проводить прикладные исследования. Получены 3 свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ.

Методы исследования

При проведении численного моделирования взаимосвязанных процессов сопряженного теплопереноса с учетом фазовых переходов и взаимодействия с окружающей средой использованы методы решения дифференциальных уравнений в частных производных (конечных элементов; конечных разностей, переменных направлений, прогонки, итераций). Алгоритмы решения систем нелинейных нестационарных дифференциальных уравнений в частных производных с соответствующими начальными и граничными условиями реализованы с использованием неравномерных пространственных разностных сеток и процедуры проверки закона сохранения энергии в области решения задачи на каждом шаге по времени. Программная реализация алгоритмов численного решения краевых задач выполнена в пакете математического моделирования MATLAB с использованием разработанных оригинальных программных кодов. Также использовался коммерческий пакет численного моделирования физических процессов COMSOL Multiphysics для верификации оригинальных программных кодов, построения адаптивных сеток для областей со сложной геометрией, а также моделирования процессов теплопереноса в них. Экспериментальные исследования выполнены с использованием лабораторных стендов, созданных в Томском политехническом университете.

На защиту выносятся:

1. Новый подход к моделированию режимов естественной и смешанной конвекции при решении задач переноса массы, импульса и энергии в объектах промышленной теплотехники с теплопроводными стенками конечной толщины и локальными источниками тепла и массы.

2. Обоснована целесообразность численного анализа режимов смешанной конвекции в технологических водоемах в рамках моделей прямоугольных областей при наличии источников ввода и вывода массы и локальных источников энергии с учетом неоднородного теплообмена на границах области решения с использованием математической модели в виде системы уравнений математической физики.

3. Показано влияние неоднородного теплообмена на внешних границах, а также режимов работы системы воздухообмена на тепловой режим и конвективно-радиационный теплоперенос в производственных помещениях при работе газовых инфракрасных излучателей.

4. Установлены преимущества численного моделирования нестационарного сопряженного конвективного теплообмена в изотермических и низкотемпературных резервуарах хранилищах мазута и сжиженного природного газа с использованием математических моделей в виде систем уравнений математической физики.

5. Обоснована целесообразность использования математической теории теплопереноса на основе системы дифференциальных уравнений в частных производных в замкнутых областях с источниками ввода и вывода массы и стока

тепла в условиях работы теплонасосных установок.

Достоверность основных положений и выводов

Степень достоверности результатов численного моделирования подтверждается использованием хорошо апробированных численных методов теплофизики, механики жидкости и газа, выполнением принципов верификации физических и математических моделей, применением тестированных численных технологий, проверкой консервативности разностных схем, путем проведения сравнительного анализа экспериментальных и полученных при численном моделировании результатам. Эксперименты проводились на сертифицированном оборудовании, обеспечивающем низкий уровень систематических погрешностей.

Работа выполнена при финансовой поддержке: РФФИ № 05-02-98006-р_объ_а, РНФ 20-19-00226, гранта Президента Российской Федерации для государственной поддержки ведущей научной школы Российской Федерации НШ-7538.2016.8.

Апробация результатов исследования.

Основные положения и результаты диссертации докладывались на IV и IX Всероссийской научной конференции с международным участием «Теплофизические основы энергетических технологий» (Томск 2013, 2020), Международной молодежной научной конференции «Тепломассообмен в системах обеспечения тепловых режимов энергонасыщенного технического и технологического оборудования» (Томск 2021, 2022, 2023), V, VI и VII Всероссийских научных конференциях "Теплофизика и физическая гидродинамика" (Сочи 2020, 2021, 2022), Международной научно-технической конференции «Современные направления и перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении» ICMTMTE (Севастополь, Республика Крым 2021, 2022), XXXI, XXXVI, XXXVII и XXXVIII Сибирском теплофизическом семинаре (Новосибирск 2014, 2020, 2021, 2022), Четвертой и Восьмой Российской национальной конференции по теплообмену РНКТ (Москва 2022), XVI Минском международном форуме по тепломассообмену к 70-летию Института тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова НАН Беларуси, 110-летию со дня рождения академика А.В. Лыкова, 90-летию со дня рождения академика Р.И. Солоухина (Минск 2022), V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Энерго- и ресурсоэффективность малоэтажных жилых зданий» (Новосибирск 2022), XIX, XXI Международной конференции по Вычислительной механике и современным прикладным программным системам ВМСППС (Алушта, Республика Крым 2009, 2015, 2019, 2021), II международный семинар энергосберегающих технологий (Томск 2001), II семинар вузов Сибири и Дальнего Востока по теплофизике и теплоэнергетике (Томск 2002), 5, 6, 8 и 12 Всероссийской научно – технической конференции «Энергетика, экология, надежность, безопасность» (Томск 2002, 2003), Пятой всероссийской конференции

«Фундаментальные и прикладные проблемы современной механики» (Томск 2006), Всероссийском семинаре кафедр вузов по теплофизике и теплоэнергетике (Красноярск, Сиб. фед. ун-т) VIII Всероссийском семинаре ВУЗов по теплофизике и энергетике (Екатеринбург 2013), Международном симпозиуме «Неравновесные процессы в сплошных средах» (Пермь 2017), Международной научно-технической конференции «Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии (XIX и XX Бенардосовские чтения)» (Иваново 2017, 2019), Международной научной конференции «Энерго-ресурсоэффективность в интересах устойчивого развития» (Томск 2018). Также сделан доклад на очередном ежегодном заседании Национального комитета РАН по тепломассообмену (НКТМ РАН) в Объединенном институте высоких температур РАН, г. Москва, 16 декабря 2021 г.

Диссертация соответствует паспорту специальности 1.3.14. «Теплофизика и теоретическая теплотехника» по пунктам:

5. Экспериментальные и теоретические исследования однофазной, свободной и вынужденной конвекции в широком диапазоне свойств теплоносителей, режимных и геометрических параметров теплопередающих поверхностей.

6. Экспериментальные исследования, физическое и численное моделирование процессов переноса массы, импульса и энергии в многофазных системах и при фазовых превращениях.

9. Разработка научных основ и создание методов интенсификации процессов тепло- и массообмена и тепловой защиты.

Личный вклад автора. При выполнении работ по теме диссертации автор лично разработал математические модели сопряженных задач теплопереноса в преобразованных переменных, вычислительную методику для реализации этих задач, принимал непосредственное участие в постановке задач, получении, обработке и анализе результатов исследований, подготовке статей и докладов на конференциях. Автор также проводил планирование, подготовку и экспериментальные исследования, статистическую обработку экспериментальных данных, анализ и обобщение теоретических и экспериментальных результатов.

На различных этапах в проведении исследований участвовали студенты и аспиранты Томского политехнического университета: Демьянович Н. В., Птухин И.Н., Лютцева Е.В., Шестаков И.А., Толстолицкая А.А. Именов А.А., Скляренок К. А., Фоменко Ю.В., Карина Е.А., Бурцев В.В., Подкладов К.А., Салихов Ф.Ю. Всем им автор выражает глубокую благодарность. Автор считает своим приятным долгом выразить признательность и поблагодарить научного консультанта – доктора физико-математических наук, профессора Кузнецова Геня Владимировича.

Публикации

Результаты работы опубликованы в 3 монографиях и более чем в 150 научных трудах, в том числе в 33 статьях в изданиях, рекомендованных ВАК. В

международных рецензируемых изданиях, индексируемых базами данных Scopus и Web of Science, опубликованы 25 статей. Получено 3 свидетельства о регистрации программ для ЭВМ.

Структура и объем диссертации

Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы из 341 наименований. Основной текст диссертации содержит 302 страниц, включая 187 рисунков и 17 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дано обоснование актуальности темы исследований; сформулированы цель и задачи диссертационного исследования; определены научная новизна, теоретическая и практическая значимость работы; описаны применяемые в работе методы исследования; приведены положения, выносимые на защиту; описаны степень достоверности и апробация результатов; охарактеризован личный вклад автора.

Первая глава отражает современное состояние моделирования теплопереноса в условиях естественной, вынужденной и смешанной конвекции в замкнутых полостях, как в России, так и за рубежом. Рассмотрено моделирование теплопереноса в условиях естественной, вынужденной и смешанной конвекции в замкнутых полостях с учетом теплообмена с внешней средой. Установлено, что теплоперенос при свободной конвекции в полостях является предметом многих исследований, но в большинстве этих работ не решались сопряженные задачи или использовались идеализированные граничные условия. Кондуктивный же перенос тепла в стенках может значительно влиять на интенсивность конвекции, но это часто в работах не учитывается. Комплекс задач, связанных с сопряженным конвективно-кондуктивным теплопереносом, является актуальным и требует дальнейшего изучения, особенно в условиях смешанной конвекции и в сложных геометрических конфигурациях.

Показано, что в строительной теплофизике многие задачи анализа тепловых режимов объектов теплоснабжения решаются с использованием относительно простых моделей в виде систем обыкновенных дифференциальных уравнений, не учитывающих возможную пространственную неоднородность температурных полей области нагрева (Болотских Н.Н., 2009; Редько А.Ф., Болотских Н.Н., 2010; Суринов Ю.А., 1948, 1997, 1975).

Выделены основные проблемы, возникающие при использовании мазута в качестве топлива. Известные к настоящему времени инженерные методики (АО «Нефтепродуктпроект», 1995) не позволяют с достаточной степенью достоверности определить затраты энергии, времени и теплоносителя на нагрев большого объема мазута в резервуарах хранения, т.к. такие методики были разработаны давно с большим запасом по затратам энергии и не учитывали

возможный пространственный характер распределения температуры в условиях локального нагрева больших объемов.

Явление "ролловера" в хранилищах СПГ активно изучается зарубежными специалистами уже более 30 лет (Pereira C., S. A.H., K. S., 2014; Bennacer R., El Ganaoui M., Leonardi E., 2006; Cheng H., Ju Y., Fu Y., 2019; Conrado C., Vesovic V.; Hubert A. et al., 2019; Huerta F., Vesovic V., 2019; Khelifi-Touhami M.S. et al., 2010; Kurlle Y.M., Wang S., Xu Q., 2017; Miana M. et al., 2016; Migliore C., Salehi A., Vesovic V., 2017; Migliore C., Tubilleja C., Vesovic V., 2015; Roh S. et al., 2013; Saleem A. et al., 2018; Sharafian A., Herrera O.E., Mérida W., 2016; Withers M.R. et al., 2014). Но, пока для прогнозирования теплового состояния резервуаров хранилищ СПГ используются методики, основанные на балансных моделях или с использованием относительно простых математических постановок (без учета фактора турбулентности, с граничными условиями первого рода на внешних границах области решения). Практически отсутствуют численные исследования по влиянию нарушений изоляции, а также условий ввода и вывода жидкости на гидродинамику и тепловой режим низкотемпературного хранилища СПГ.

Проведён анализ использования теплонасосных установок в условиях России. Установлено, что до настоящего времени не разработана общая теория теплопереноса в малой окрестности трубок испарителя в условиях низкой температуры среды, обеспечивающая возможность прогностического моделирования теплового состояния трубок испарителя, заполненных рабочей жидкостью, и выбора технологических и конструктивных параметров систем теплоснабжения на основе ТНУ.

В заключении главы 1 представлены основные недоработки методов математического моделирования теплопереноса, используемых пока в промышленной теплоэнергетике. В большинстве моделей не используются сопряженные постановки, что приводит к постановке идеализированных граничных условий. Это ограничивает прогностический потенциал моделей и их практическое применение. Для повышения надежности математического моделирования требуется в большинстве задач учитывать как вынужденную, так и естественную конвекцию, а также взаимодействие с окружающей средой. Это позволит более адекватно предсказывать характеристики систем в реальных условиях их работы и применять более эффективные инженерные решения. До последнего времени при решении практических задач теплотехники в основном используются балансные модели, обеспечивающие, в лучшем случае, оценки зависимостей осреднённых в пространстве характеристик основных теплофизических процессов от времени. Крайне редко используются постановки теплотехнических задач в виде систем уравнений математической физики.

Вторая глава посвящена постановке и решению задачи теплопереноса в условиях смешанной конвекции жидкости в водоеме – охладителе с локальными источниками ввода и вывода массы и теплоотводом по всем внешним границам.

Сформулирована математическая модель для описания процессов теплопереноса в несжимаемой вязкой жидкости в водоеме с двумя вертикальными и одной горизонтальной стенками конечной толщины и одной свободной поверхностью, с двумя участками ввода и вывода жидкости (рисунок 1). При постановке задачи принято, что температура вводимой жидкости существенно превышает начальную температуру среды и считается известной. Массовый приход также является известной величиной. На внешних границах области заданы неоднородные граничные условия второго рода. Жидкость считается вязкой, теплопроводной, режим течения ламинарным. Задача рассматривается в нестационарной постановке в связи с учетом способности материала твердых стенок аккумулировать тепло и значительными перепадами температур между вводимой в водоем воды, воздухом и начальной температурой твердых стенок и воды.

Исследуемый процесс в рамках сформулированной физической модели описывается системой нестационарных уравнений Навье-Стокса и энергии для жидкости и уравнениями теплопроводности для стенок. При записи этой системы уравнений и соответствующих краевых условий использовались основные положения механики сплошной среды (Блох А.Г., 1962; Гебхарт Б. и др., 1991; Кочин Н.Е., Кибель И.А., Розе И.В., 1963; Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М., 1986; Лойцянский Л.Г., 1978; Лыков А.В., 1961, 1967, 1978; Пасконов В.М., Полежаев В.И., Чудов Л.А., 1984; Соковишин Ю.А., Мартыненко О.Г., 1982; Чепмен С., Каулинг Т., 1960).

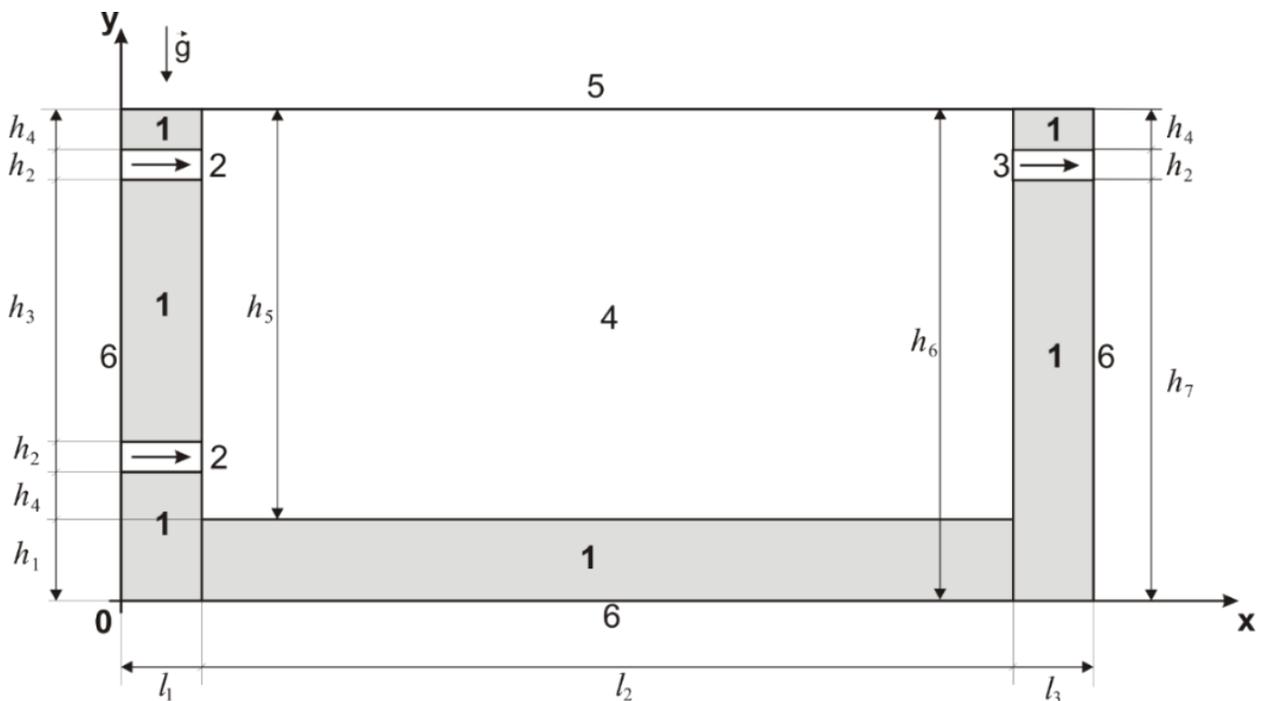


Рисунок 1 – Область решения задачи: 1) твердая стенка; 2, 3) участки ввода и вывода жидкости; 4) жидкость; 5) свободная поверхность жидкости; 6) внешние границы стенок.

Безразмерные уравнения Навье-Стокса и энергии в приближении Буссинеска в переменных «вихрь скорости – функция тока – температура» для течения несжимаемой жидкости в режиме смешанной конвекции и уравнения теплопроводности для твердых стенок имеют вид:

$$\frac{\partial \Omega}{\partial \tau} + U \frac{\partial \Omega}{\partial X} + V \frac{\partial \Omega}{\partial Y} = \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 \Omega}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial Y^2} \right) + \frac{\text{Gr}}{\text{Re}^2} \left(\frac{\partial \Theta}{\partial X} \right), \quad (1)$$

$$\frac{\partial \Theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \Theta}{\partial X} + V \frac{\partial \Theta}{\partial Y} = \frac{1}{\text{Re} \cdot \text{Pr}} \left(\frac{\partial^2 \Theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial Y^2} \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} = \Omega, \quad (3)$$

$$\frac{1}{\text{Fo}} \frac{\partial \Theta}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 \Theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial Y^2}, \quad (4)$$

здесь

$\text{Gr} = \frac{g\beta L^3 \Delta T}{\nu^2}$ - число Грасгофа; β - температурный коэффициент объемного расширения; g – ускорение, создаваемое массовыми силами; ν - коэффициент кинематической вязкости жидкости; $\text{Re} = \frac{2V_{in}L}{\nu}$ - число Рейнольдса; $\text{Pr} = \frac{\nu}{a_f}$ - число Прандтля; $\text{Fo} = \frac{a_w t_0}{L^2}$ - число Фурье; a - коэффициент теплопроводности (f - для жидкости, w - для твердых стенок);

Принято, что в начальный момент времени жидкость неподвижна и имеет одинаковую температуру во всей области анализа. На внешних границах области заданы неоднородные граничные условия. Неоднородность обусловлена различными теплофизическими характеристиками сред и условиями теплообмена на границах области решения. Отток массы с верхней границы за счет испарения не учитывается, так как интенсивность этого процесса не настолько велика, чтобы он мог изменить конфигурацию полости заполненной водой, или её размеры. На внешнем контуре рассматриваемой области (кроме свободной поверхности жидкости) задаются граничные условия второго рода. На верхней границе рассматриваемой области задано условие третьего рода для твердой стенки и условие свободной поверхности для жидкости. На внутренних границах раздела твердой стенки и жидкости приняты условия четвертого рода и условия прилипания. На участке ввода массы скорость принималась постоянной, на выходе выполнялись условия симметрии по продольному направлению.

Для решения системы уравнений (1 – 4) использовался метод конечных разностей (Пасконов В.М., Полежаев В.И., Чудов Л.А., 1984).

Основные численные исследования были проведены при следующих

значениях безразмерных и размерных величин: $Pr=7,1$, $100 \leq Re \leq 1000$, $10^3 \leq Gr \leq 10^5$, $T_0=293$ К, $300 \leq T_{in} \leq 343$ К, $273 \leq T_e \leq 293$ К.

Проведено тестирование разработанного метода и алгоритма решения задачи. На рисунке 2 показаны результаты вычисления значений функции ω в центре области и их сравнение с результатами, полученными в (Saeidi S.M., Khodadadi J.M., 2006).

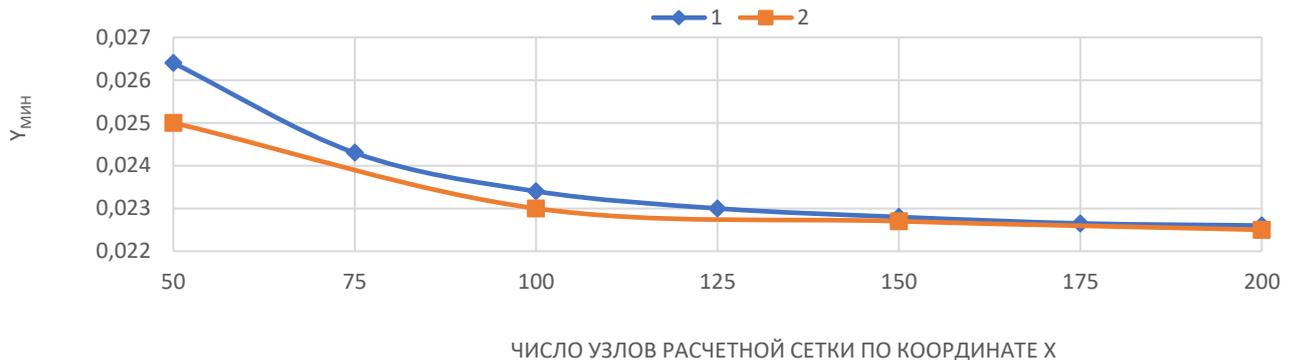


Рисунок 2 – Зависимость минимального значения функции ω в центре области от размера расчетной сетки. 1- результаты, полученные в (Saeidi S.M., Khodadadi J.M., 2006), 2- результаты, полученные в данной работе.

Приведенные сравнения показывают достаточно хорошее соответствие полученных значений характеристик результатам работы (Saeidi S.M., Khodadadi J.M., 2006). Анализируя итоги этого тестирования, следует подчеркнуть, что используемые в качестве тестовых результаты авторов (Saeidi S.M., Khodadadi J.M., 2006) опубликованы в 2006 году в одном из самых авторитетных международных журналах.

Наибольший интерес для выводов о масштабах и роли сопряженного теплообмена в формировании гидродинамической картины течения и температурных полей в водоеме представляет анализ интенсивности теплоотвода с внешнего контура. Сравнение результатов численного анализа (рисунок 3) для плоских моделей конвекции показывает, что неучёт термогравитационных эффектов приводит к значительным отклонениям как локальных, так и интегральных характеристик течения.

На основании проведённых численных исследований можно сделать вывод о том, что, при моделировании конвективно-кондуктивного теплопереноса в прямоугольной области, при наличии градиента температур более десяти градусов, необходимо учитывать термогравитационную конвекцию.

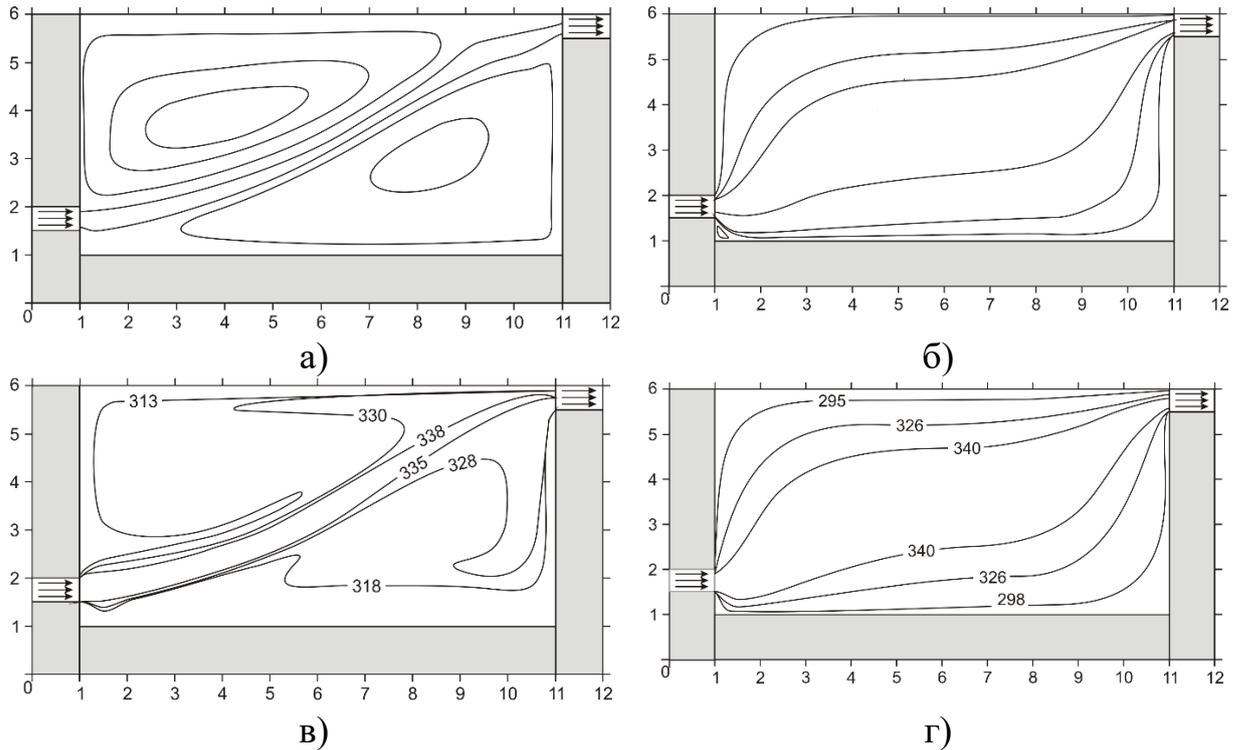


Рисунок 3 – Структура течения (а,б), поле температур (в,г) для режимов смешанной (а,в) и вынужденной (б,г) конвекции (размеры в м).

Проведён численный анализ влияния условий теплообмена на внешнем контуре рассматриваемой области на характеристики процесса теплопереноса (рисунок 4).

Сделан вывод о том, что теплоотвод по внешнему контуру в рассмотренных режимах умеренной интенсивности составляет не менее 20% от теплоотвода вследствие испарения жидкости и играет заметную роль в формировании теплового режима водоема. Регулируя интенсивность теплообмена на границах области, можно управлять тепловым режимом жидкости при реализации режима смешанной конвекции в условиях ввода и отвода массы в области ограниченных размеров.

Полученные результаты показывают возможность использования уравнений Навье-Стокса в переменных «вихрь скорости – функция тока» для моделирования достаточно сложных по своему характеру течений при умеренных значениях чисел Рейнольдса в режиме смешанной конвекции и при неоднородном теплообмене на внешних границах области решения.

Установлено, что для тепловых режимов работы водоёмов – охладителей перепады температур по пространственным координатам достигают 35 градусов при средней температуре по водоёму 331 К.

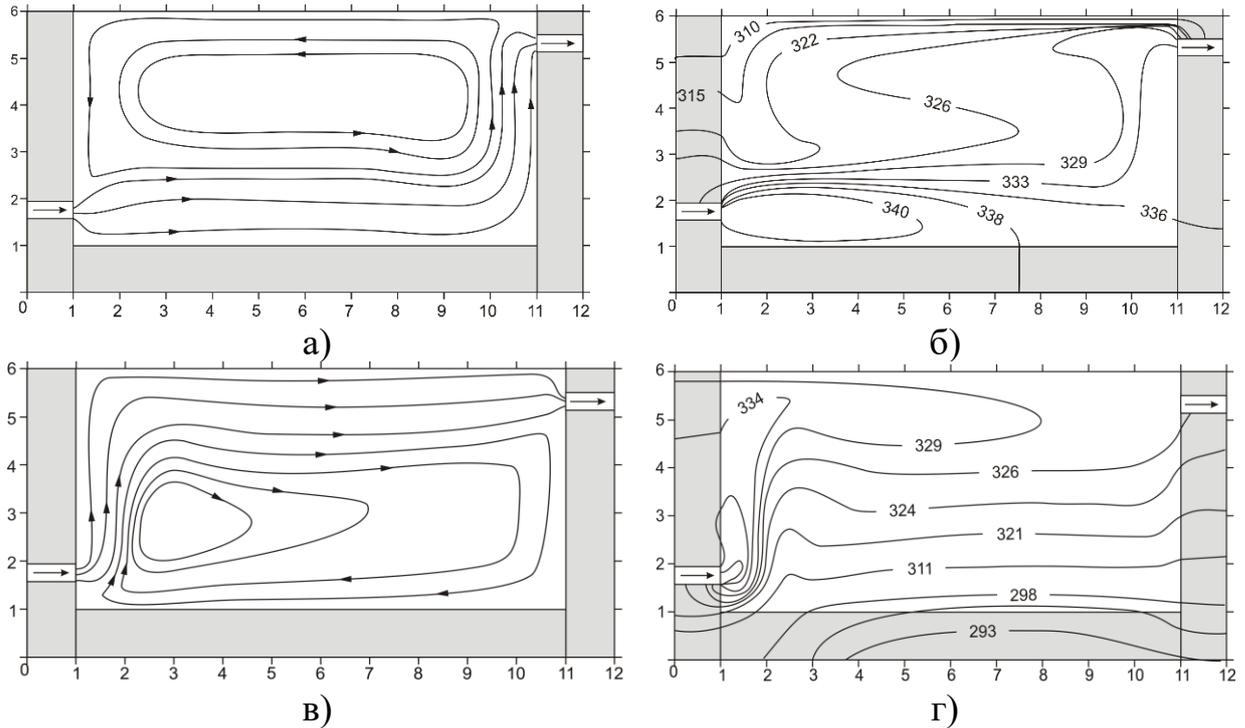


Рисунок 4 – а,в) - структура течения, б,г) - поле температур для режима смешанной конвекции. а,б) - внешний контур, за исключением верхней свободной границы, теплоизолирован, в,г) - на нижней границе внешнего контура происходит теплоотвод $q=3 \text{ Вт/м}^2$, а левая и правая границы теплоизолированы. Размеры приведены в м, температуры – в К

Проведено математическое моделирование процессов биологического загрязнения технологических водоемов тепловых электрических станций. Анализировалось развитие наиболее типичных представителей фитопланктона пресноводной экосистемы сине-зелёных водорослей. Они же являются и основными биологическими загрязнителями водоемов-охладителей тепловых электростанций (Мордухай-Болтовской Ф.Д., 1975). Для моделирования развития бактерий в водоеме использовали полуэмпирические уравнения (Страшкраба М., Гнаук А., 1989). На рисунке 5 приведена установленная в результате численного моделирования температур в водоеме фотосинтетическая способность фитопланктона (P/P_{top}) в типичном водоеме-охладителе ТЭС Западно-Сибирского региона в различные времена года. Видно, что активное развитие планктона начинается в весенний период и достигает своего максимума летом. Это связано с тем, что в весенне-летний период достигается максимальная годовая солнечная активность и оптимальная температура жидкости в водоеме. В осенний же период фотосинтетическая активность планктона падает и достигает своего минимума зимой. Но необходимо отметить, что даже в зимний период в определённых зонах технологических водоемов сохраняются условия для развития биопланктона.

Соответственно остаётся достаточно высокой и вероятность его попадания в охладительные тракты основного оборудования ТЭС.

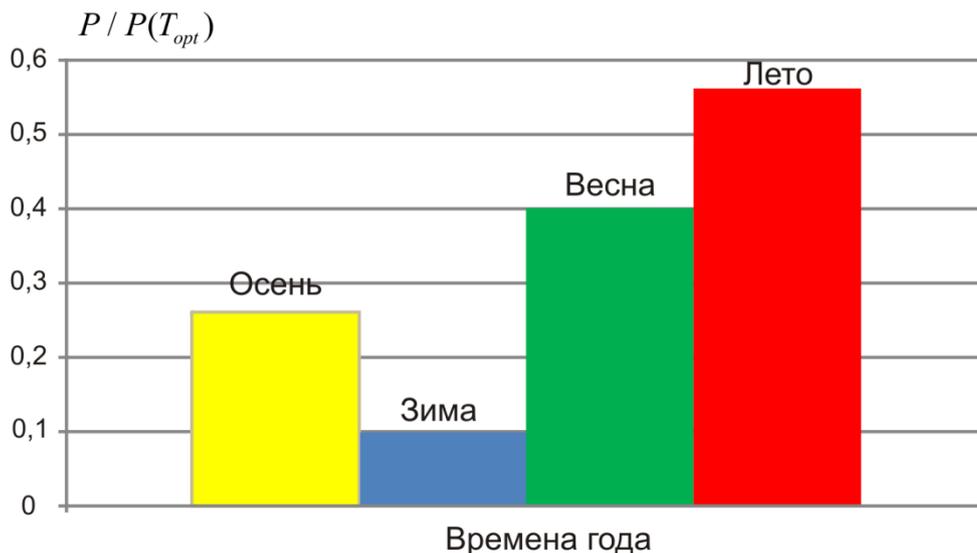


Рисунок 5 – Фотосинтетическая способность фитопланктона в водоеме-охладителе в различные времена года.

В связи с этим полученные результаты дают основания для вывода о необходимости реализации профилактических мероприятий по борьбе с биологическим загрязнением водоемов-охладителей ТЭС не только летом, но и зимой. Эта работа должна проводиться в локальных зонах наиболее благоприятных условий существования водорослей или биоорганизмов, положение которых можно установить в результате применения разработанной в диссертации модели, обеспечивающей возможность прогноза распределений температур в водоёме. Такой анализ может существенно повысить надёжность энергетических систем и агрегатов тепловых электрических станций.

В третьей главе приведены результаты численного моделирования и экспериментальных исследований сопряженного теплопереноса в системах с радиационным источником нагрева. Проведён анализ энергоэффективности газовых инфракрасных излучателей как основных элементов систем обеспечения теплового режима локальных рабочих зон для крупногабаритного помещения, обогреваемого газовым инфракрасным излучателем. Для достижения поставленной цели использовалась экспериментальная установка, основными элементами которой являются: 1) газовый инфракрасный излучатель – ГИИ-5 светлого типа производства фирмы «Сибшванк» с номинальной тепловой мощностью 5 кВт, 2) источник газа; 3) модель объекта теплоснабжения; 4) термопары типа хромель–алюмель (толщина спая 0,08 мм) размещались на поверхности пола и ориентировались по двум координатным направлениям (рисунок 6), 5) аналого-цифровой преобразователь (АЦП) 16-канального, 32-

битного изотермического модуля измерения температуры NI-9214 б) персональная электронно-вычислительная машина (ПЭВМ).

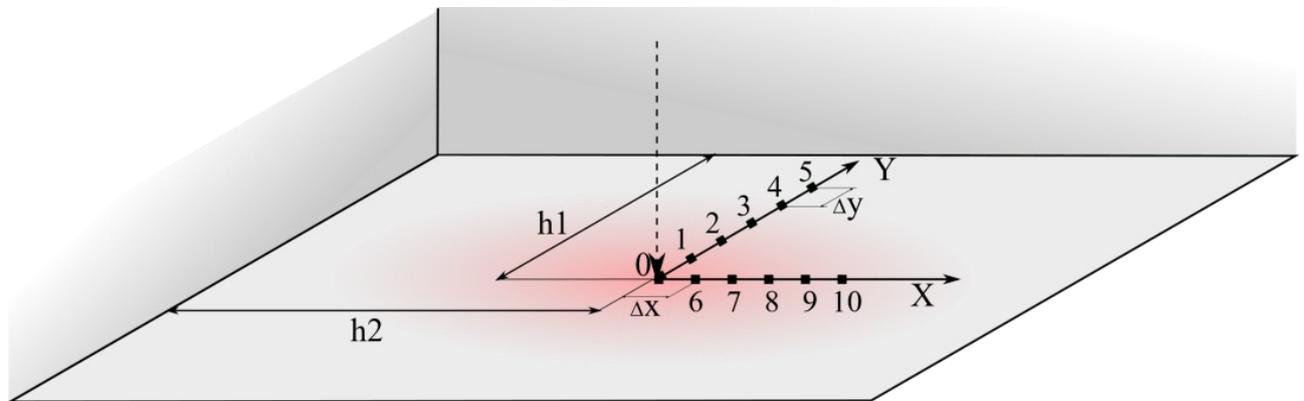


Рисунок 6 – Схема размещения термопар в области проведения экспериментов

Эксперименты проводились в двух закрытых помещениях с габаритными размерами $10.2 \times 4.9 \times 4.4$ и $8.7 \times 6.0 \times 3.4$ м. Стены помещения кирпичные толщиной 70 см с пластиковыми оконными проемами. Размеры бокса, в котором проводились исследования, были выбраны средними, чтобы обеспечить возможность объективной интерпретации результатов экспериментов как для небольших, так и для очень больших производственных помещений.

Установленные в экспериментах типичные зависимости температур в точках расположения спаев термопар на поверхностях пола от времени представлены на рисунке 7.

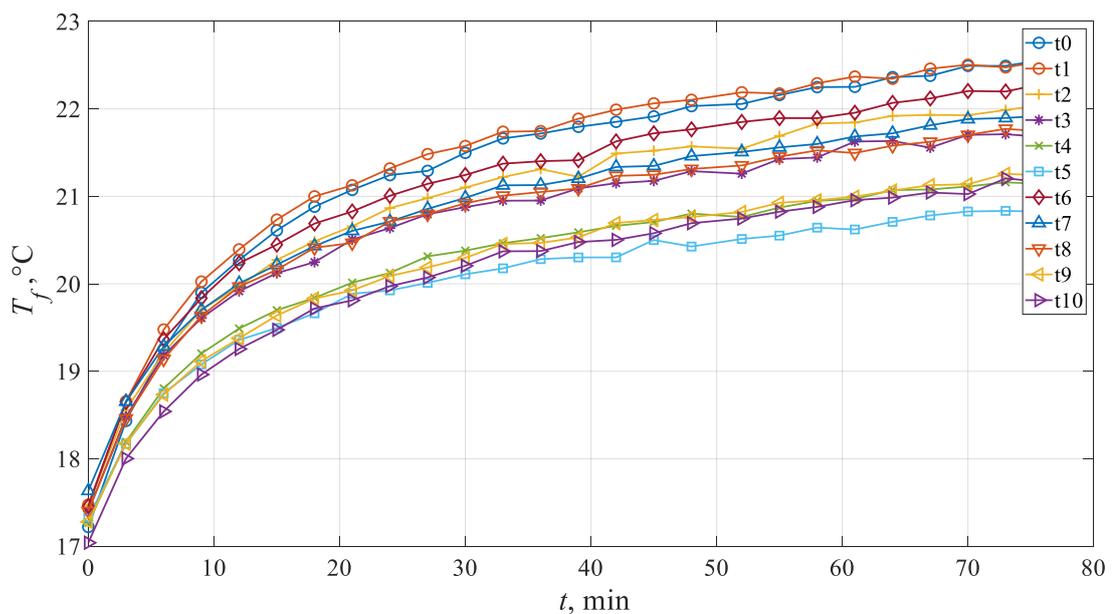


Рисунок 7 – Изменения с ростом времени температур в десяти точках поверхности пола (покрытого керамической плиткой).

Все приведенные на рисунке 7 зависимости $T_f(t)$ являются в некоторой степени немонотонными – отклонения в несколько десятых долей градуса на интервалах времени в несколько минут достаточно типичны для большинства показаний термопар. Такой вид зависимостей $T_f(t)$ косвенно подтверждает, скорее всего, турбулентный характер термогравитационного течения воздуха вблизи поверхности пола. Установленные в экспериментах закономерности позволяют обосновать гипотезу, что перенос энергии в системе «излучатель – воздух – напольное покрытие» происходит, скорее всего, за счет всех трех механизмов теплопереноса. Также сделан вывод о том, что изменение, например, геометрических характеристик крупногабаритных помещений (объёма) на 20 % практически не должно влиять на распределение температур локального участка поверхности пола, нагреваемого ГИИ.

На основании анализа результатов исследований сделан вывод что использование систем обеспечения теплового режима на базе ГИИ для локального обогрева рабочей зоны в закрытых помещениях является энергоэффективным и экономичным. При этом часть теплоты (70 %), излучаемой ГИИ, расходуется на нагрев пола в локальной обогреваемой рабочей зоне, который в рассматриваемом случае является своеобразным аккумулятором энергии. Анализ результатов показывает, что для обоснованного выбора параметров таких нагревательных приборов будет недостаточно простых балансных моделей, применяемых, например, в строительной теплофизике. Конструкторская проработка систем теплоснабжения локальных рабочих зон крупногабаритных производственных помещений возможна только с использованием моделей на базе систем нестационарных дифференциальных уравнений в частных производных, учитывающих пространственный (или, как минимум, плоский) теплоперенос в области нагрева.

С целью обоснования эффективности использования газовых инфракрасных излучателей в качестве основных элементов систем обеспечения регламентного теплового режима производственных помещений проведены экспериментальные исследования и математическое моделирование теплопереноса в замкнутой области с инфракрасным источником теплоты как без оборудования, так и с объектами, имитирующими оборудование (рисунок 8).

Методика проведения экспериментальных исследований, экспериментальное оборудование и методика обработки результатов аналогичны, описанным в начале этой главы. Отличие заключается в том, что в помещении расположен дополнительный элемент – выносная горизонтальная панель, имитирующая оборудование.

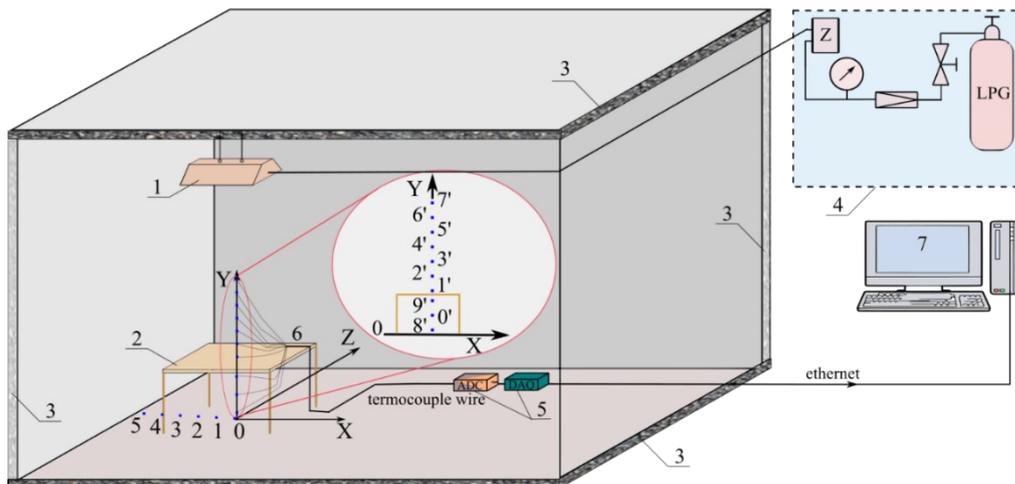


Рисунок 8 – Схематичное изображение области проведения экспериментов и расположения термодпар: 1 – ГИИ, 2 – выносная горизонтальная панель, 3 – ограждающие конструкции, 4 – запорно-регулирующая арматура системы газоснабжения, 5 – аналого-цифровой преобразователь (NI 9214) и система сбора и передачи данных (DAQ 9181), 6 – термодпары (0' – 10' номера термодпар), 7 – компьютер.

Типичные результаты измерений температур в характерных точках и сечениях приведены на рисунке 9. Установлено, что размещение панели в зоне прямого воздействия ГИИ (рисунок 9, б) оказывает существенное влияние на прогрев воздушных масс, находящихся как выше, так и ниже её.

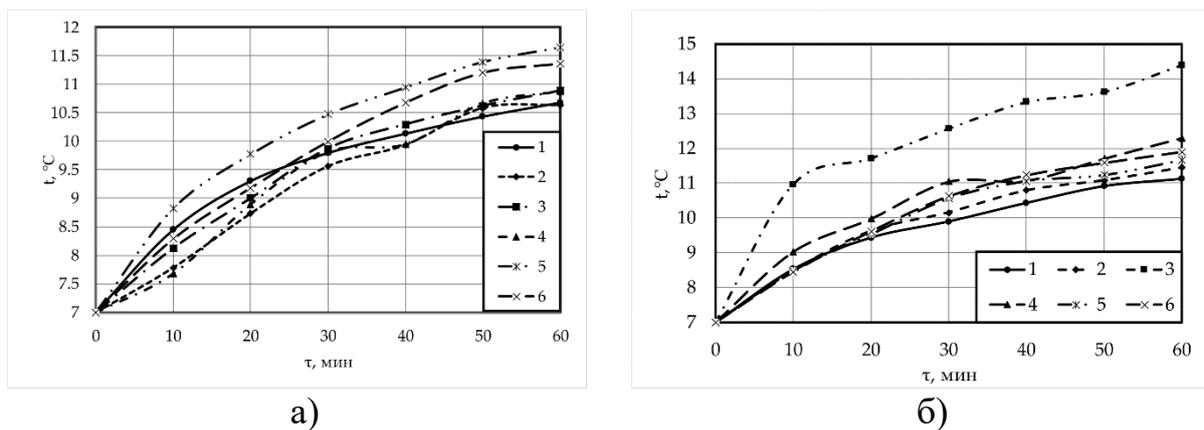


Рисунок 9 – Изменения температур воздуха с ростом времени в точках расположения термодпар (1 – 0.05 м; 2 – 0.2 м; 3 – 0.8 м; 4 – 1.2 м; 5 – 1.6 м; 6 – 2 м) на оси симметрии ГИИ: а – свободное помещение, б – панель расположена на высоте 755 мм от пола.

Математическое моделирование проведено в рамках двумерного приближения (рисунок 8). Рассматривалась прямоугольная область размерами 5 ×

4.4 м, ограниченная полом, стенами и потолком (ограждающие конструкции). Конвективно-кондуктивный перенос теплоты в рамках принятой физической модели описывался уравнением энергии (Batchelor G.K., 2000; Bird R.B., Stewart W.E., Lightfoot E.N., 2007):

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial \tau} + \rho c_p (\vec{u} \cdot \nabla) T = \nabla \cdot (\kappa \nabla T), \quad (5)$$

где ρ , t , T , c_p , ν , κ , - соответственно, плотность, время, температура, удельная изобарная теплоемкость и коэффициент теплопроводности.

Векторное поле скоростей \vec{u} определялось из решения системы уравнений движения и неразрывности несжимаемого газа в приближении Буссинеска (Tritton D.J., 1988):

$$\rho \frac{\partial \vec{u}}{\partial \tau} + \rho (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = \nabla \cdot [-p \vec{I} + \vec{K}] + (\rho - \rho_0) \vec{g}, \quad (6)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0, \quad (7)$$

где p , \vec{I} - давление и символ единичного тензора; ρ_0 , \vec{g} - начальная плотность и ускорение свободного падения; $\vec{K} = (\mu + \mu_T)(\nabla \cdot \vec{u} + (\nabla \cdot \vec{u})^T) - \frac{2}{3}(\mu + \mu_T)(\nabla \cdot \vec{u})\vec{I} - \frac{2}{3}\rho k \vec{I}$ - тензор напряжений вязкого трения с учетом турбулентной (индекс «Т») составляющей, а μ - коэффициент динамической вязкости.

При моделировании турбулентного течения воздуха использовалась « $k - \varepsilon$ » модель, в которой кинетическая энергия турбулентности (k) и скорость диссипации (ε) определяются уравнениями (Kuzmin D., Mierka O., Turek S., 2007; Wilcox D.C., 1998):

$$\rho \frac{\partial k}{\partial \tau} + \rho (\vec{u} \cdot \nabla) k = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) (\nabla \cdot k) \right] + P_k - \rho \varepsilon, \quad (8)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial \tau} + \rho (\vec{u} \cdot \nabla) \varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) (\nabla \cdot \varepsilon) \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k + C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (9)$$

Решения уравнений (3.22)–(3.23) использовались для вычисления $\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$. В уравнениях (3.22)–(3.23) оператор имеет вид $P_k = \mu_T \left[\nabla \cdot \vec{u} : (\nabla \cdot \vec{u} + (\nabla \cdot \vec{u})^T) - \frac{2}{3}(\nabla \cdot \vec{u})^2 \right] - \frac{2}{3}\rho k \nabla \cdot \vec{u}$. В соответствии с общей теорией приняты значения констант: $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$.

Потоки излучения рассчитывались с использованием зональной модели (Siegel R., Howell J.R., 2002) при прямом интегрировании потоков между всеми составляющими замкнутой системы поверхностей при определяемых внутри этой системы угловых коэффициентах.

В качестве начальных условий принимались значения температур T_0 и нулевые значения компонентов скорости перемещения воздуха по всей области. На нижней поверхности ГИИ задавалась постоянная для всего времени его работы температура излучающей поверхности.

В качестве граничных условий для уравнения (5) использованы условия адиабатичности на внешних границах области решения, так как при ограниченном времени работы ГИИ ограждающие конструкции, как правило, не успевают прогреться по всей толщине.

В качестве граничных условий для системы уравнений (6) – (7) на границах раздела «газ – твердая поверхность» приняты условия прилипания (Tritton D.J., 1988; Wilcox D.C., 1998).

Вблизи твердых поверхностей вязкие эффекты преобладают над турбулентными, поэтому применялся метод пристеночных функций (Wilcox D.C., 1998).

Для решения системы уравнений (5–9) с соответствующими начальными и граничными условиями использовался метод конечных элементов в рамках модулей «The Heat Transfer in Fluids Interface» и «The Turbulent Flow, k-ε Interface» программной среды COMSOL Multiphysics. Параметры радиационного теплового потока определялись модулем «Surface-to-Surface Radiation».

На рисунке 10 приведены вычисленные в результате решения задачи поля температур и скоростей для помещения, свободного от оборудования, в области нагрева газовым инфракрасным излучателем после достижения стационарных значений основных характеристик процесса.

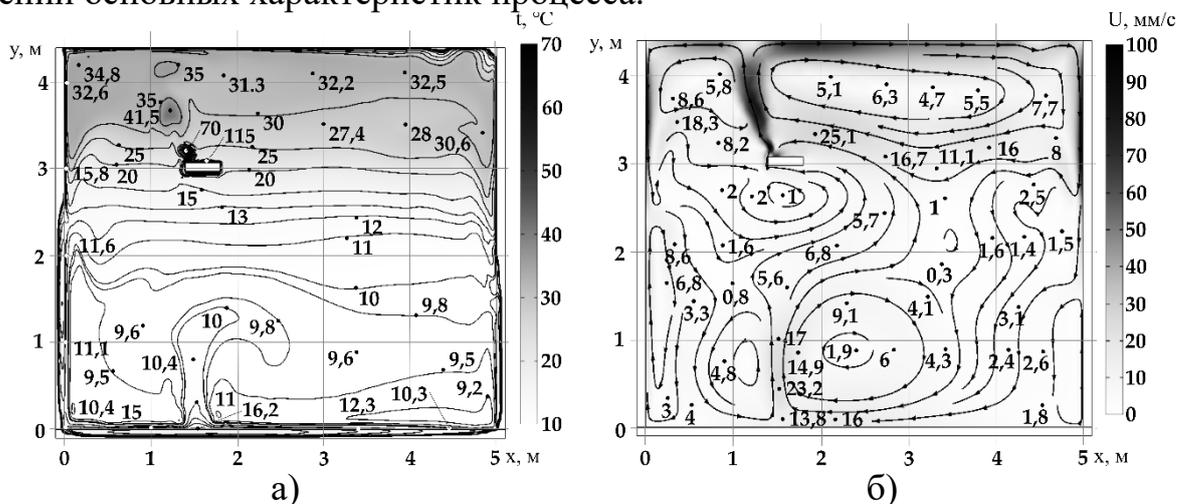


Рисунок 10 – а) Поля (положения характерных изотерм) температур, б) линии тока для области, свободной от оборудования через $t = 60$ минут работы ГИИ.

На рисунке 10, б хорошо видны вихревые структуры, формирующиеся в результате подвода потока излучения к поверхности пола и нагрева воздуха непосредственно ГИИ вследствие теплопроводности.

На рисунке 11 приведены поля температур и скоростей при положении панели на высоте $Y_{Тб} = 755$ мм с центром на проекции оси симметрии газового инфракрасного излучателя.

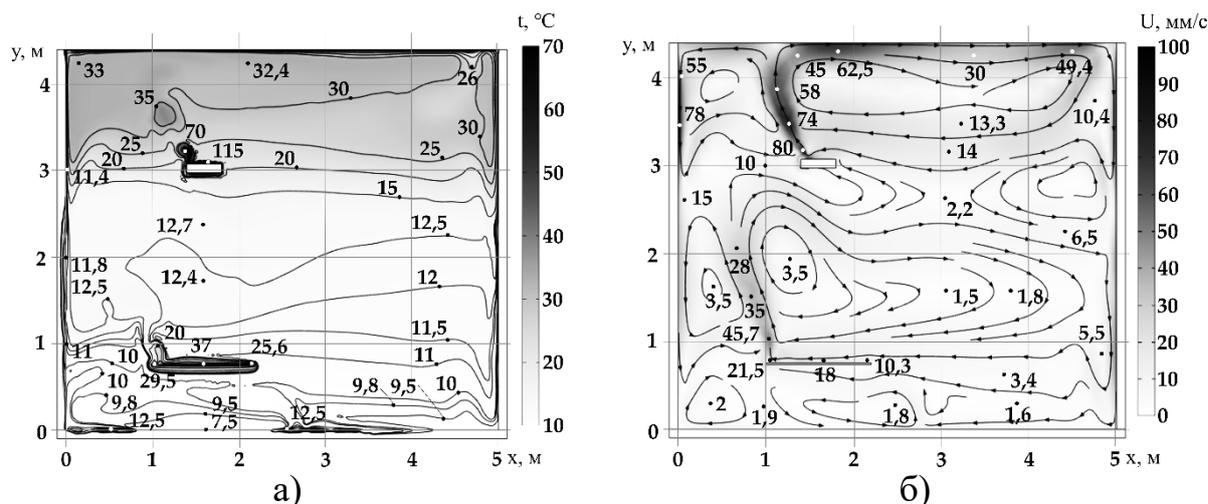


Рисунок 11 – Поля температур (а) и линии тока (б) в области с оборудованием ($X_{Тб} = 1600$ мм, $Y_{Тб} = 755$ мм) в зоне действия ГИИ ($t = 60$ минут).

Сравнение рисунков 10 и 11 дает основание для вывода о том, что прогрев воздуха вблизи панели, имитирующей оборудование, может достаточно существенно изменять структуру течения, и, соответственно, температурный режим в рассматриваемой области. Горизонтальная панель выполняет роль экрана, препятствующего распространению теплоты (рисунок 10), и при этом нагревающегося до температур около 36 °С.

На рисунке 12 представлены распределения температур по высоте помещения на оси симметрии ГИИ при установке панели и без неё, полученные экспериментально и в результате математического моделирования.

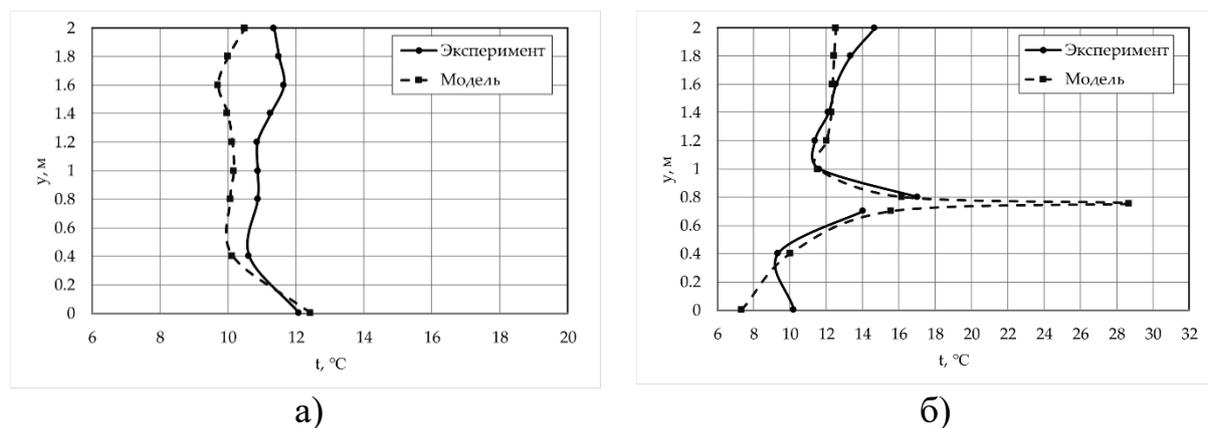


Рисунок 12 – Распределения экспериментальных и теоретических значений температур воздуха по координате Y на оси симметрии ГИИ ($t = 60$ минут): а – нет панели, б – панель высотой 755 мм.

Установлено хорошее соответствие температурных полей (отклонения T составляют не более 2 °С), полученных в результате математического

моделирования и экспериментов (рисунок 12), что свидетельствует о физической адекватности принятой модели теплопереноса в рассматриваемых условиях и возможности использования разработанной модели для анализа характеристик теплопереноса с учетом геометрических особенностей расположения горизонтальной панели, имитирующей оборудование.

По результатам экспериментального и теоретического изучения процессов переноса тепла в локальных рабочих зонах крупногабаритных помещений с системой обогрева на базе газовых инфракрасных излучателей установлена возможность существенного влияния оборудования на тепловой режим этих зон. Сравнение результатов, полученных при численном и физическом моделировании, даёт основание для вывода о возможности использования сформулированной математической модели для анализа характеристик теплопереноса с учетом геометрических особенностей расположения оборудования в помещении. Анализ результатов численного моделирования показал достаточно значимое влияние положения оборудования относительно излучающей поверхности ГИИ и пола на интенсивность и направление движения потоков воздуха, обусловленных термогравитационной конвекцией. В свою очередь интенсивный конвективный перенос теплоты приводит к росту температур воздуха в рабочей зоне.

Проведён численный анализ влияния системы воздухообмена на температурный режим локальной рабочей зоны крупногабаритного помещения при работе газового инфракрасного излучателя. Результаты численного анализа показывают, что движение в режиме смешанной конвекции воздушных масс, которые являются основным инструментом формирования температурного поля в локальной рабочей области, характеризуется восходящими потоками нагретого воздуха от поверхностей, на которые приходится основная доля лучистых потоков теплоты, и нисходящими потоками менее нагретого воздуха. По результатам экспериментального и теоретического изучения процессов переноса тепла в локальных рабочих зонах помещения при совместной работе газового инфракрасного излучателя и системы воздухообмена установлено, что режим конвективного теплообмена (естественный, смешанный) в помещении оказывает существенное влияние на структуру течений и температурный режим воздушных масс в помещении.

В заключении сделан вывод о том, что конструкторская проработка систем локального теплоснабжения рабочих зон крупногабаритных производственных помещений возможна только с использованием моделей на базе систем нестационарных дифференциальных уравнений в частных производных, учитывающих пространственный (или, как минимум, плоский) теплоперенос в области нагрева т. к. балансные модели на основе систем алгебраических уравнений или обыкновенных дифференциальных уравнений (применяемых, например, в строительной теплофизике) не описывают распределений температур и тепловых потоков в воздушном пространстве локальной рабочей зоны в условиях

сопряженного теплопереноса вследствие конвекции и теплопроводности.

Четвёртая глава посвящена анализу теплопереноса в резервуарах для хранения мазута с локальным подогревом топлива. Проведён анализ нестационарного режима нагревания мазута с использованием модели теплопереноса, учитывающей теплопроводность, естественную конвекцию, локальный нагрев и теплоотвод через теплопроводные и аккумулирующие тепло стенки. Задача установления тепловых режимов резервуаров с мазутом имеет много общего с задачей свободной конвекции в полости с проводящими стенками и локальным источником энергии. Особенности теплопереноса при движении мазута являются его высокая плотность и зависимость вязкости от температуры.

Рассматривается резервуар для хранения мазута прямоугольной формы с горизонтальными и вертикальными стенками конечной толщины и источником тепла с заданной температурой поверхности на нижней границе. В начальный момент температура топлива больше начальной температуры стенок и окружающей среды. Предполагается, что на границах «жидкость - твердая стенка» выполняются условия идеального контакта, на внешних границах - условия отвода тепла в окружающую среду. Сформулированная задача в плоской постановке описывается системой двухмерных нестационарных уравнений Навье-Стокса, уравнением энергии для жидкости (мазут) и уравнением теплопроводности для железобетонной стенки резервуара, по аналогии с главой 2.

Численные исследования были проведены при значениях: $T_0=293$ К, $253 \leq T_e \leq 293$ К, $100 \leq q \leq 150$ кВт/м². Диапазоны изменения размерных характеристик были выбраны из условия соответствия диапазону изменений параметров при эксплуатации таких систем в реальных условиях.

На рисунке 13 представлены типичные результаты численных исследований в виде изолиний функции потока и температурных полей.

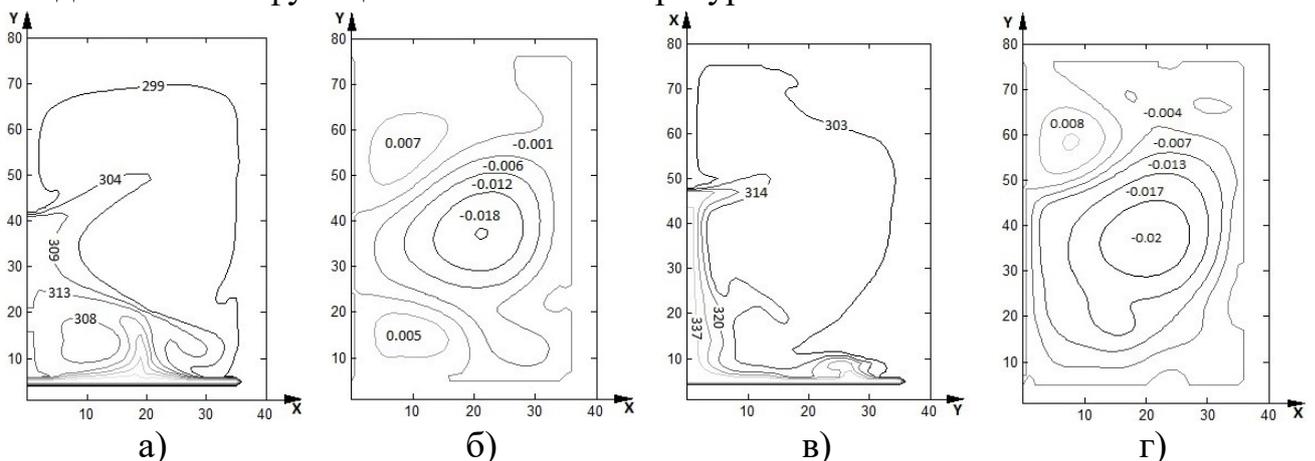


Рисунок 13 – Распределение температуры (а, в) и изолинии функции тока (б, г) при $q=100$ кВт/м² (а, б), $q=150$ кВт/м² (в, г) в момент времени 60 мин.

С целью обоснования целесообразности использования математической модели в виде системы уравнений математической физики для определения

температурных полей рассчитаны средние по объёму резервуара температуры мазута в рамках такой модели балансным методом (рисунок 14). Хорошо видно, что зависимость средней по объёму резервуара температуры мазута, рассчитанной с использованием математической модели в виде системы дифференциальных уравнений в частных производных, от времени существенно нелинейная, в отличие от зависимости полученной в результате расчёта балансным методом.

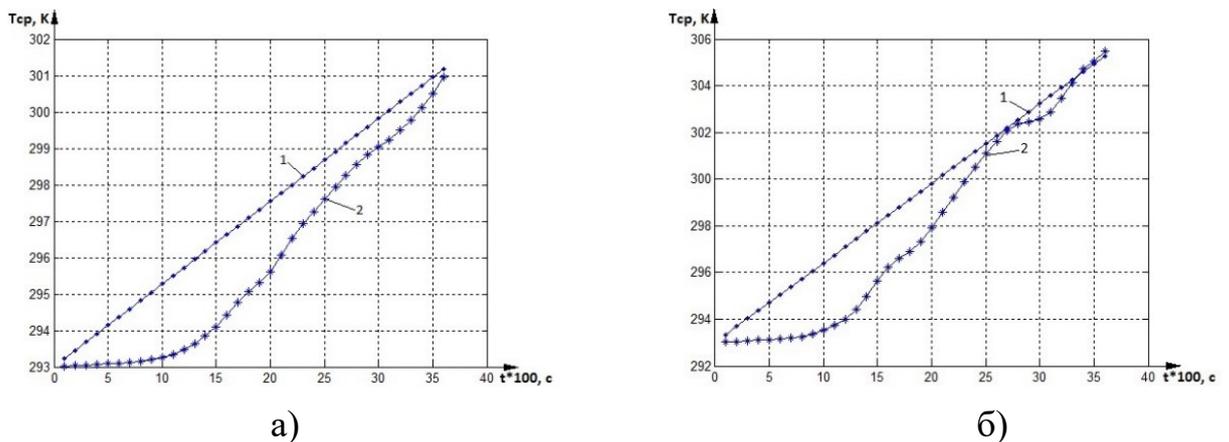


Рисунок 14 – Зависимости средней по объёму резервуара температуры мазута от времени, рассчитанные балансным методом (1) и с использованием математической модели (2) $q=100$ кВт/м² (а), $q=150$ кВт/м² (б).

Проведен анализ влияния месторасположения локального источника тепловыделения на температурный режим резервуара - хранилища мазута. Выбор параметров нагрева проводился в рамках двухмерного осесимметричного подхода к описанию течения несжимаемой ньютоновской жидкости. На внешней поверхности резервуара принят конвективный теплообмен с окружающей средой.

В ходе численного моделирования теплового режима мазутохранилища выявлено, что при локальном нагреве мазута (с нижней границы резервуара) и наличии теплоотводе в окружающую среду через его стенки может возникать существенный температурный перепад по высоте хранилища. Так, например при тепловом потоке 150 кВт/м² в течении 4000 с в нижней части резервуара мазут нагревается до 337 К а в верхней всего лишь до 303 К, несмотря на то, что происходит движение жидкости в результате термогравитационной конвекции. Это движение малоинтенсивно из-за высокой вязкости ненагретого мазута, которая сильно зависит от температуры в этом температурном диапазоне, что приводит к слабому перемешиванию жидкости в резервуаре и, соответственно, к медленному выравниванию температурного поля во всём объёме. Этот процесс увеличивает время прогрева резервуара с мазутом до значения температуры, необходимой для транспортировки топлива к топочным устройствам, хотя жидкость в нижней части резервуара уже прогрелась до необходимой температуры.

Математическое моделирование в рамках сформулированной постановки

даёт возможность выявить рациональные тепловые режимы нагрева мазута в хранилище до необходимой для его транспортировки температуры, оценить локальный перегрев топлива, времена его нагрева и, соответственно, затраты энергии на его транспорт.

Также проведён численный анализ влияния конфигурации элементов локального источника тепловыделения на температурный режим резервуара - хранилища мазутного топлива. Проведены численные исследования теплообмена в хранилищах мазута, снабженного локальным нагревателем для термоподготовки топливного мазута к использованию в системах топливосжигания.

Рассматриваются процессы тепломассообмена в конструкции, схематично представленной на рисунке 15. Для конкретных расчетов теплообменник из набора лежащих в одной плоскости труб-торов (I) последовательно в целях сокращения времени единичных расчетов заменяется пластиной (II) или набором пластин (III, IV).

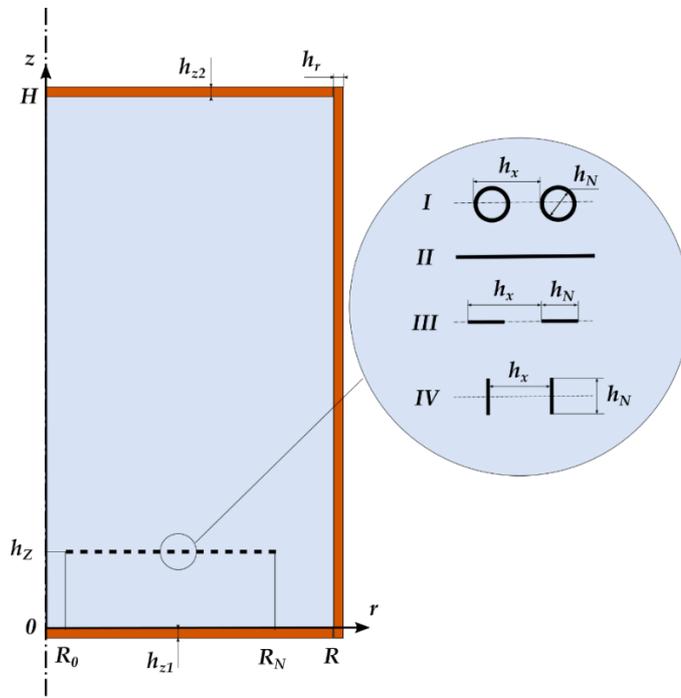


Рисунок 15 – Схема рассматриваемой области. I, II, III и IV – варианты геометрии используемого при моделировании нагревателя.

Представленные на рисунке 16 результаты моделирования для всех вариантов нагревателя на высоте $h_z=3.5$ м подтверждают тенденцию наибольшего соответствия исходному варианту (I) нагревателя в виде соосных вертикальных цилиндрических поясков (IV).

Для всех рассматриваемых вариантов установлено достаточно удовлетворительное временное соответствие возникновения таких формирований, прогрева и установления к 100-ой минуте квазистационарного температурного поля, которое затем медленно изменяется с ростом времени. Анализ результатов,

представленных на рисунке 16, показывает, что все тенденции, которые показаны выше, сохраняются и при изменении соотношений для габаритных размеров, хотя и с некоторыми особенностями. Установлено, что максимальные величины скоростей движения мазута имеют некоторое соответствие с результатами моделирования при исходной геометрии резервуара. Высокое расположение нагревателя способствует более быстрому прогреву зоны над ним и снижению интенсивности свободно- конвективного движения. Увеличение высоты резервуара увеличивает расстояние до его верхнего дна от нагревателя, повышает влияние теплопотерь через стенки и интенсифицирует свободноконвективные течения, что наиболее явно проявляется в области оси симметрии резервуара.

Как показывает анализ, при используемых параметрах и начальной температуре $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ приближение изотермы $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ к дну резервуара увеличивает тепловые потери через него в почву примерно в 10 раз. Чересчур высокое расположение нагревателя оставляет слой непрогретого мазута у дна и приводит к существенному увеличению его вязкости вплоть до значений при которых остаток не извлекается.

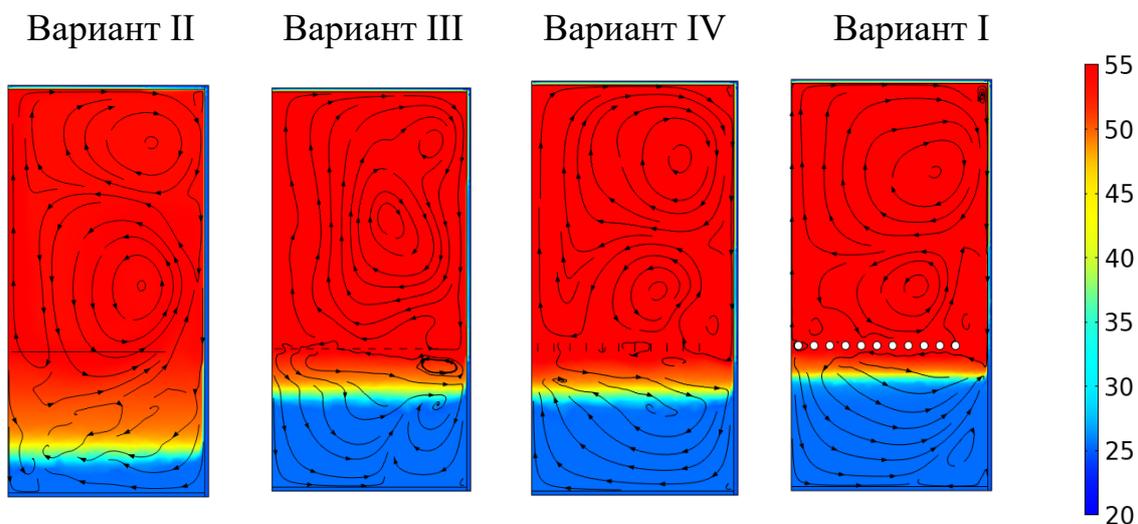


Рисунок 16 – Поля температур ($^{\circ}\text{C}$) и линии тока, сформированные к 120 минуте нагрева, $h_z=3.5\text{ м}$.

Результаты проведённых исследований показали, что математическое моделирование с использованием системы нестационарных уравнений в частных производных даёт возможность выявить рациональные тепловые режимы нагрева мазута в хранилище до необходимой для его транспортировки температуры, оценить локальный перегрев топлива, времена его нагрева и, соответственно, затраты энергии на транспорт мазута.

В пятой главе представлены результаты численного моделирования процессов теплопереноса в хранилищах сжиженного природного газа. Проведен

анализ влияния основных значимых параметров теплоизоляции и геометрических размеров резервуара на тепловой режим низкотемпературного энергоносителя. Анализировалось течение вязкой несжимаемой криогенной жидкости и теплообмен в прямоугольной замкнутой области (рисунок 17). Предполагалось, что теплофизические свойства среды не зависят от температуры, а режим течения является ламинарным. На верхней границе задавалось условие свободной поверхности, где вследствие испарения жидкости осуществляется дополнительный отвод тепла, на остальных границах задавалась плотность теплового потока. Принято, что в начальный момент времени жидкость неподвижна и имеет одинаковую температуру во всей области анализа. Моделирование процесса свободно-конвективного теплопереноса осуществлялось в диапазоне изменения числа Грасгофа $Gr = 10^3 \div 10^6$, что соответствует ламинарному режиму течения. Сжиженный природный газ принят ньютоновской, несжимаемой и удовлетворяющей приближению Буссинеска жидкостью. Движение такой жидкости и теплоперенос принимаются двумерными, теплообмен излучением - пренебрежимо малым по сравнению с конвективным теплообменом. Процесс переноса тепла в области решения описывался системой нестационарных двумерных уравнений конвекции в приближении Буссинеска (Belov I.A., Isaev S.A., 2001).

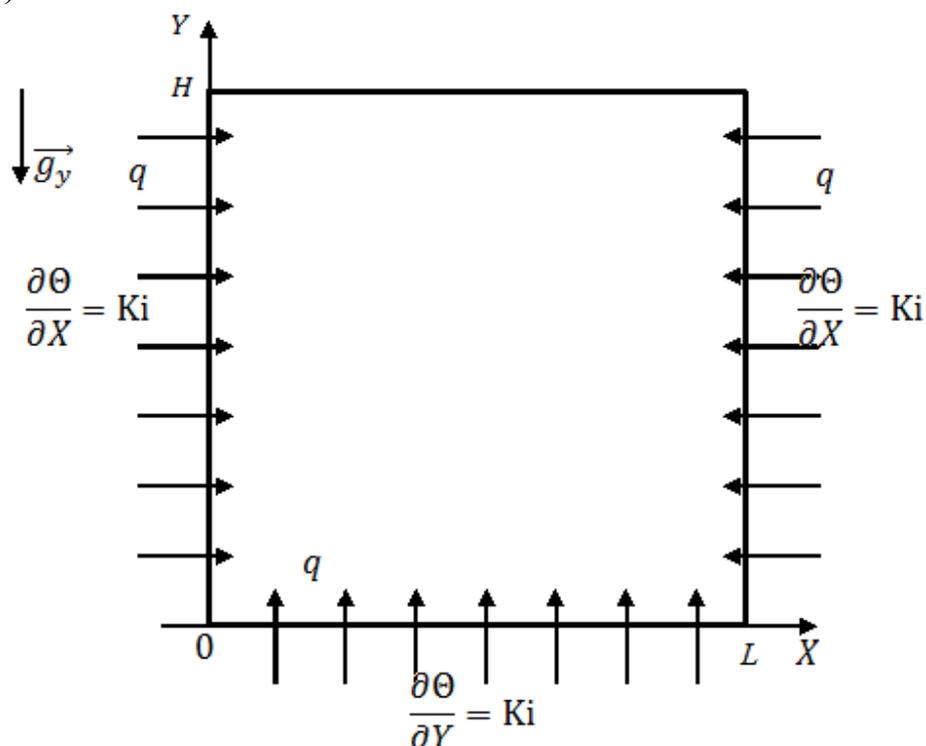


Рисунок 17 – Область решения рассматриваемой задачи

Система дифференциальных уравнений с соответствующими начальными и граничными условиями решалась методом конечных разностей, по аналогии с

главой 2. При постановке задачи принято, что интенсивность теплообмена на границах (рисунок 17) постоянна по всему периметру исследуемой области за исключением верхней границы, на которой дополнительно осуществляется теплоотвод вследствие испарения жидкости. В таких условиях нагретая жидкость, поднимаясь вверх вдоль вертикальных границ, увеличивает интенсивность теплообмена на периферийных граничных участках и при перемещении ближе к центру области, происходит её охлаждение. В результате снижается теплоотвод на этом участке границы области решения.

Проведён анализ влияния интенсивности теплообмена на границах низкотемпературного резервуара-хранилища на режимы конвекции сжиженного природного газа. Полученные теоретические следствия дают новую информацию, которая не только характеризует конвективный режим течения, но и является дополнительной для построения и апробации моделей естественной конвекции сжиженного природного газа.

Результаты показали возможность использования уравнений Навье-Стокса в переменных «вихрь скорости – функция тока» для моделирования достаточно сложных по своему характеру течений при умеренных значениях чисел Грасгофа в режиме естественной конвекции и при неоднородном теплообмене на внешних границах области решения. Выявлено значительное влияние интенсивности теплообмена на границах области решения на режим течения и распределение температуры в исследуемой жидкости. На основании полученных результатов сделан вывод, что регулируя интенсивность теплообмена на границах низкотемпературных резервуаров-хранилищ можно управлять тепловым режимом сжиженного природного газа вследствие естественной конвекции СПГ.

Также решена задача оценки влияния состояния теплоизоляции одной из сторон хранилища СПГ на тепловой режим. Проанализировано влияние теплового потока, проходящего через одну из боковых стенок на тепловое состояние СПГ. При анализе теплового режима хранилища сжиженного природного газа плотности теплового потока варьировались в диапазоне: $q=0.05 - 0.5$ Вт/м². Нарушение тепловой изоляции (образование трещины) моделировалось путем повышения теплового потока в локальной зоне на границе области решения. На рисунке 18 показаны типичные температурные профили. Наибольшее значение температуры в области около нижней границы имеет место в том случае, когда нарушение имело место на всей поверхности, а наименьшее при минимальном нарушении изоляции. Во всех случаях нарушений изоляции около верхней границы температуры выравниваются.

Установлено, что интенсивность теплообмена на границах области термогравитационной конвекции определяют не только абсолютные значения температур, но и характер самого конвективного течения. Контролируя условия теплопритока на границах хранилища СПГ, можно достаточно эффективно управлять течением, и, соответственно, полем температур в хранилище СПГ.

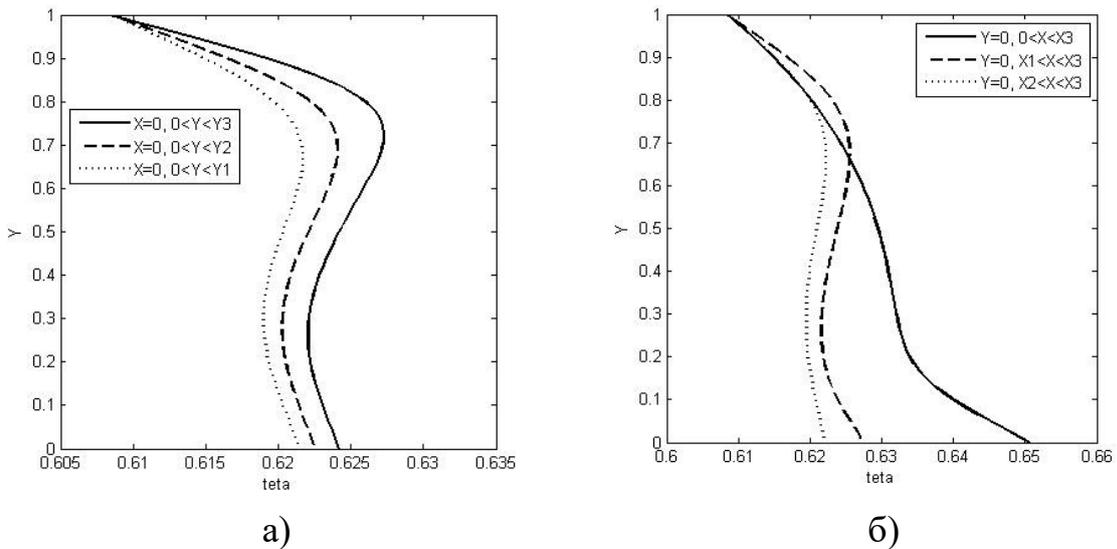


Рисунок 18 – Температурные профили в сечении $X=0.5$ при разных координатах трещины в слое теплоизоляции

Проведено моделирование смешанной конвекции в резервуарах-хранилищах сжиженного природного газа с участками ввода и вывода массы. Рассмотрены несколько вариантов расположений участков ввода и вывода жидкости, при которых существенно изменяется структура потока в резервуарах-хранилищах. Исследования были проведены при значениях безразмерных и размерных величин: $10^4 \leq Gr \leq 10^6$, $Re = 500$, $T_0 = 121$ К, $T_{in} = 113.15$ К, $T_e = 111.65$ К. Получены распределения гидродинамических параметров и температур, характеризующие основные закономерности рассматриваемого процесса (рисунок 19, 20).

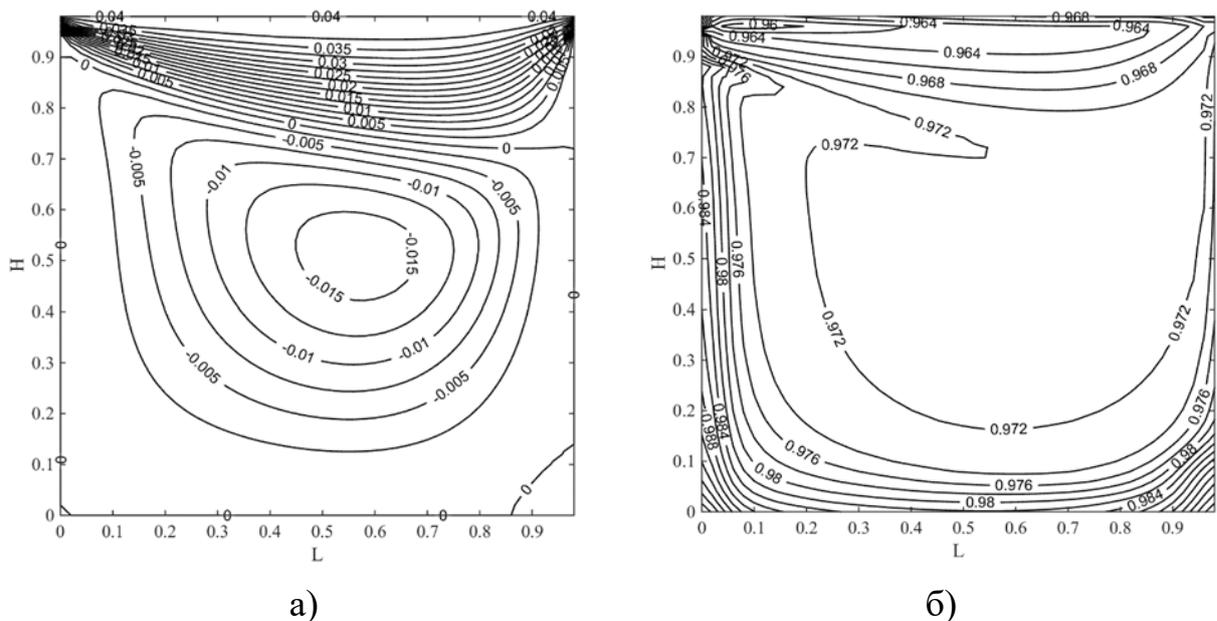


Рисунок 19 – Изолинии функции тока (а) и поле температур (б) ввод и вывод СПГ осуществляется в верхней части области решения, $Re=500$, $q = 0.2$ Вт/м².

Установлено, что изменение геометрического расположения участков ввода и вывода жидкости меняет картину течения в резервуаре достаточно существенно, а перепад температуры по высоте при смещении входного отверстия в нижнюю часть уменьшается (рисунок 20, б). Установлено, что изменяя координаты участков ввода и вывода жидкости можно регулировать тепловой режим резервуаров-хранилищ, что позволяет выявить застойные зоны и оценить эффективность системы низкотемпературного хранения сжиженных газов.

Полученные результаты показывают, что несмотря на отличие температурных полей в рассмотренных вариантах имеет место достаточно интенсивный массообмен между различными зонами хранилища СПГ.

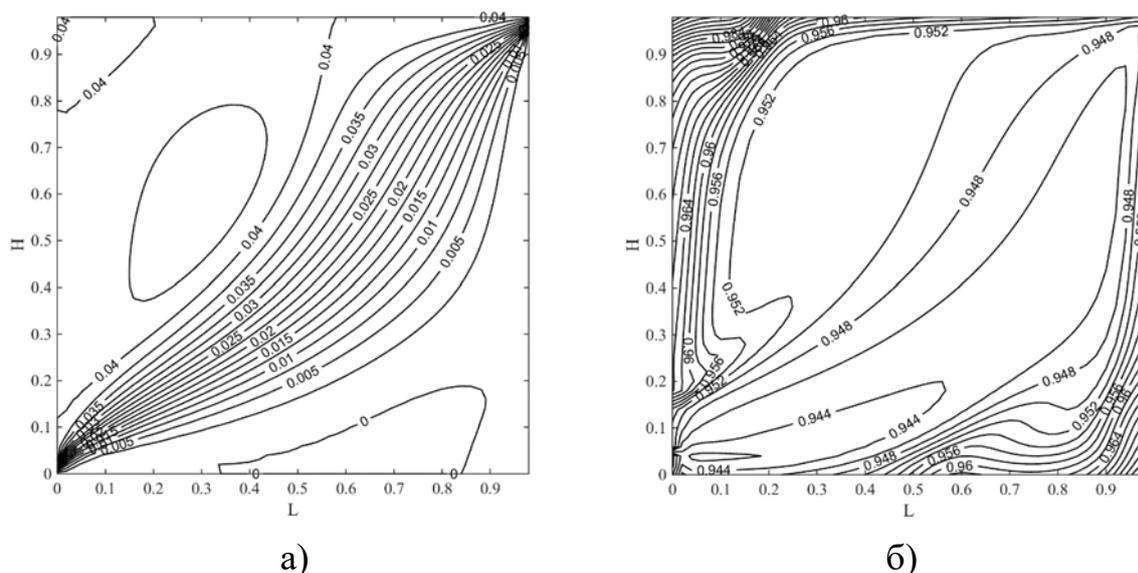


Рисунок 20 – Изолинии функции тока (а) и поле температур (б), ввод СПГ осуществляется в нижней части, вывод в верхней части области решения, $Re=500$, $q = 0.2 \text{ Вт/м}^2$.

Установлено, что интенсивность теплообмена на внешних границах резервуара-хранилища сжиженного природного газа существенно влияет на режимы течения жидкости в исследуемой области. Изменение теплового потока на одной из границ приводит к глобальному изменению структуры течения жидкости и, соответственно, теплового режима резервуара. Изменение профиля температуры в этом случае по вертикальному сечению рассматриваемой области может составлять около $2 \text{ }^\circ\text{C}$, что в большинстве случаев является критичным при эксплуатации низкотемпературных хранилищ СПГ. Также выявлено влияние скорости входного потока на структуру течения и поле температур в резервуарах-хранилищах сжиженного природного газа. Изменение скорости входного потока приводит к изменению структуры течения жидкости. Так, например, при скорости входного потока $V=0.01 \text{ м/с}$ в исследуемой области преобладают силы естественной конвекции, а при $V=0.1 \text{ м/с}$ уже смешанной. Дальнейшее повышение

значения скорости входного потока приводит к преобладанию вынужденного режима конвективных течений.

Установлено, что при моделировании конвективного теплообмена сжиженного природного газа в хранилищах СПГ возникает необходимость использования математических моделей, описывающих режим смешанной конвекции, так как в таких резервуарах в зависимости от внешних условий может реализовываться все три режима конвективных течений (естественный, смешанный, вынужденный) с перепадами температур до 2 градусов.

Проанализированы несколько достаточно типичных вариантов хранения СПГ в резервуаре с низкотемпературной теплоизоляцией при его различных продольных и поперечных размерах.

На рисунке 21 представлены зависимости массовой скорости испарения СПГ со свободной поверхности для трех рассмотренных вариантов конфигураций резервуара. С течением времени скорость испарения на свободной поверхности возрастает до определенного значения и при $t > 138$ ч не изменяется. При $l = 1$ м, $h = 1$ м происходит быстрый рост скорости испарения при времени 41 ч, так как в этот период времени происходит трансформация структуры течения (смена направления движения основного потока) и большая масса нагретой жидкости с повышенной температурой из нижних застойных угловых зон поступает к свободной поверхности (рисунок 19). Затем скорость испарения падает и становится постоянной. Установлено, что максимальная скорость испарения со свободной поверхности СПГ достигается при $l = 1$ м, $h = 0,5$ м.

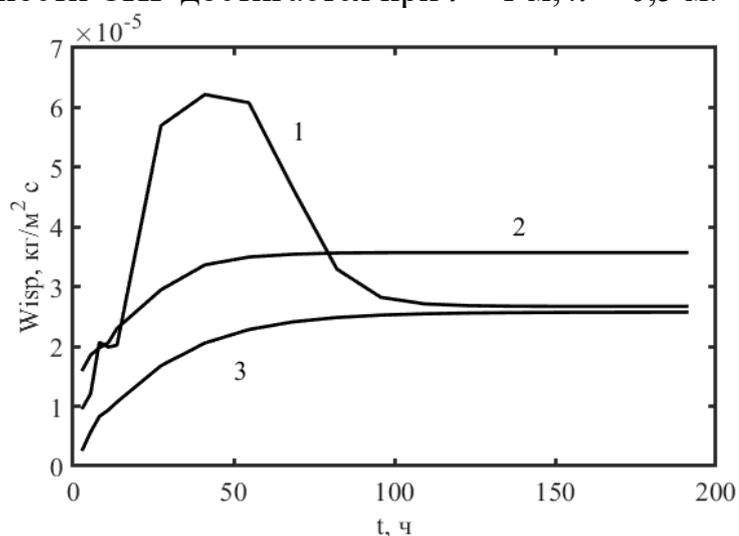


Рисунок 21 – Массовая скорость испарения (W_{isp}) со свободной поверхности при различных вариантах конфигурации резервуара СПГ: 1) $l = 1$ м, $h = 1$ м; 2) $l = 1$ м, $h = 0,5$ м; 3) $l = 0,5$ м, $h = 1$ м.

Результаты численных исследований позволяют сделать вывод о значимом влиянии геометрических размеров хранилищ сжиженного природного газа на нестационарные температурные поля и скорости движения СПГ.

На основании результатов численных исследований можно сделать вывод, что наиболее интенсивные циркуляционные течения в сжиженном природном газе возникают в широких невысоких резервуарах. Использование хранилищ с таким соотношением сторон исключает стратификацию СПГ в них в условиях длительного хранения и, соответственно, возникновение явления «ролловер» (Kulitsa M., Wood D.A., 2018; Lukaszewski M.W. и др., 2013; Scurlock R.G., 2015; Hubert A. et al., 2019).

Установлено, что для моделирования конвективного теплообмена сжиженного природного газа в хранилищах СПГ возникает необходимость использования математических моделей, описывающих режим смешанной конвекции, так как в таких резервуарах в зависимости от внешних условий может реализовываться все три режима конвективных течений (естественный, смешанный, вынужденный).

Проведенные численные исследования процесса конвективного теплопереноса в резервуарах сжиженного природного газа при различных конфигурациях резервуаров дают новую информацию, которая не только характеризует интенсивность теплопереноса в таких резервуарах, но и может быть использована для усовершенствования методов их проектирования и повышения надежности эксплуатации.

Представленные результаты в силу общности постановки задачи могут быть использованы при анализе гидродинамики и конвективного теплопереноса сжиженного природного газа в технологическом оборудовании при его производстве, транспортировке и хранении. Таким образом, пятая глава представляет собой важный этап описания сложных процессов теплопереноса и конвекции в резервуарах СПГ. В ней приведены не только новые знания в этой области, но и предлагаются практические решения для повышения эффективности и безопасности хранения сжиженного природного газа.

Шестая глава посвящена анализу процессов теплопереноса вблизи теплонасосной установки при использовании в качестве низкопотенциального источника энергии водной среды с использованием математических моделей естественной и смешанной конвекции. На рисунке 22 представлена принципиальная схема используемой при проведении экспериментальных исследований теплонасосной установки. В качестве источника низкопотенциального тепла использовалась пресная вода с близкой к реальным условиям водоемов в регионах с холодным климатом температурой.

В экспериментах фиксировались температуры хладона в характерных точках теплового насоса. Измерение температуры осуществлялось цифровыми термопарами и фиксировалось многоканальным измерителем температуры. Также определялись подведенная к испарителю и отведенная в конденсатор теплота в первом случае, и подведенная к испарителю и отведенная в конденсатор теплота с дополнительным источником тепла в испарителе. Проведенные

экспериментальные исследования показали, что эффективность работы теплонасосной установки существенно зависит от интенсивности процесса теплопередачи между низкопотенциальным источником энергии и рабочим теплоносителем ТНУ. Проведены экспериментальные исследования работы теплонасосной установки в условиях образования льда на поверхности испарителя.

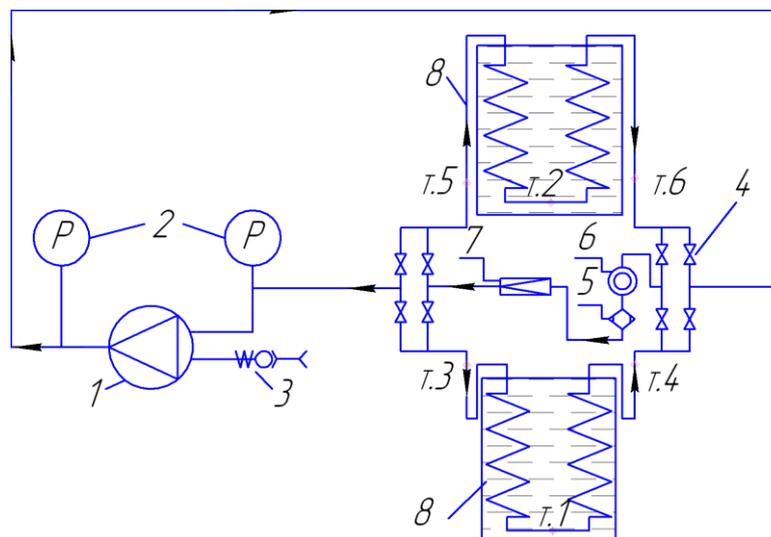


Рисунок 22 – Схема экспериментальной установки:

1–компрессор; 2–манометры; 3–штуцер заправочный; 4–вентиль; 5–фильтр-осушитель; 6–стекло смотровое; 7–трубка капиллярная; 8–теплообменник.

Результаты экспериментальных исследований иллюстрируют процесс кристаллизации воды на поверхности теплообменника. Кристаллизация оказывает существенное влияние на тепловой режим камеры испарителя теплового насоса. Образование слоя льда на поверхности испарителя приводит к неравномерному распределению температуры по объему жидкости в камере и к существенному снижению коэффициента теплоотдачи теплообменника. Так, например, обмерзание поверхности испарителя до толщины льда 5 мм на площади 10% приводит к уменьшению среднего коэффициента теплоотдачи на 27%.

Анализ результатов экспериментов позволяет сделать вывод, что даже при частичном обмерзании трубок испарителя ТНУ происходит существенное ухудшение процесса теплопередачи между хладагентом, протекающим в трубках испарителя, и омывающим их теплоносителем. Это приводит к смещению фронта испарения хладагента по длине трубки теплообменника, падению интенсивности теплопередачи в камере испарителя и соответствующему снижению эффективности работы всей теплонасосной установки в целом. Полученные результаты позволили сформулировать рекомендации по режимам работы ТНУ при полном и частичном обмерзании испарителя, а также сформулировать математическую модель процесса теплопереноса в области

вблизи испарителя теплового насоса.

Проведено численное моделирование смешанной термогравитационной конвекции в малогабаритном водоеме сточных вод с различными вариантами расположения участков ввода и вывода низкопотенциального теплоносителя и с находящемся в нем теплообменником-испарителем работающего теплового насоса. Исследование конвективного теплопереноса проведено для прямоугольной области с расположенным в ней теплообменником испарителем ТНУ и участками ввода и вывода жидкости. Верхняя граница области решения представляла собой свободную поверхность.

Процесс теплопереноса в жидкости для рассматриваемой физической модели описывается системой двумерных нестационарных уравнений Навье-Стокса в приближении Буссинеска с нелинейными граничными условиями (Kuznetsov G.V., Sheremet M.A., 2008; Sheremet M.A., Shishkin N.I., 2012). Задача решалась методом конечных разностей в безразмерной постановке как в главе 2.

В качестве примера рассмотрен имеющий большое практическое значение вариант использования энергии сточных вод как источник теплоты теплонасосных установок. Численный анализ основных закономерностей проведен при следующих параметрах: $Re = 1000$, $Gr = 10^6$, $Pr = 7.1$, температура окружающего воздуха в зимний $T_e = 258K$ и осенний $T_e = 278K$ периоды, температура входного потока $T_{in} = 313 K$ (рисунок 23).

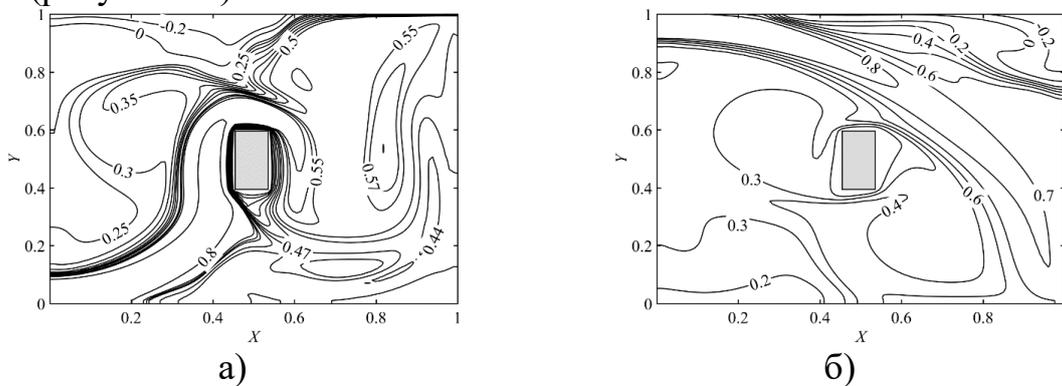


Рисунок 23 – Поля безразмерной температуры (а, б) в зимний период года при различных положениях источников ввода и вывода массы: а – ввод массы снизу, вывод сверху; б – ввод массы сверху, вывод снизу.

Выполняя анализ результатов численных исследований можно сделать вывод, исходя из основной задачи систем водоотведения – удаления сточных вод, что из двух вариантов расположения участков ввода и вывода стоков, соответствующих наиболее благоприятным условиям работы теплонасосной установки, предпочтительным является вариант с вводом в нижней части резервуара и выводом в верхней части. В этом случае обеспечиваются условия не только эффективной работы ТНУ, но также и минимальных по объему жидкости застойных зон в резервуаре.

Проведён анализ интенсивности теплообмена на поверхности испарителя по значениям среднего числа Нуссельта (Nu_{avg}). При анализе безразмерного коэффициента теплообмена на границах поверхности теплообменника-испарителя установлено, что теплообмен между жидкостью и теплообменником существенно зависит от расположения областей ввода и вывода массы (рисунок 24).

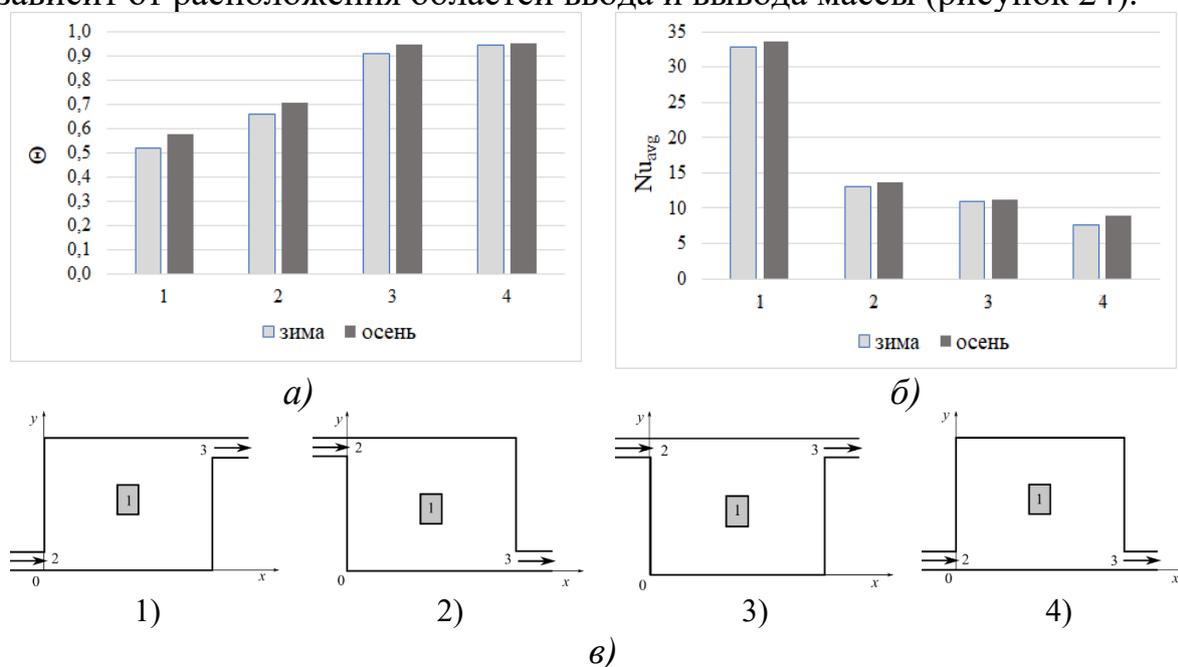


Рисунок 24 – Значения средних безразмерных температур на участке вывода жидкости (а) для осеннего и зимнего периодов и среднее число Нуссельта Nu_{avg} (б) на поверхности теплообменника-испарителя при различном расположении участков ввода и вывода массы (в).

По результатам численного анализа установлено, что теплообмен между испарителем теплового насоса и, например, сточной водой интенсифицируется в том случае, когда поверхность испарителя омывается основным потоком жидкости. Такой режим достигается при диагональном расположении участков ввода и вывода массы (варианты 1, 2), при этом ввод массы снизу, а вывод сверху предпочтителен, т.к. в этом случае число Нуссельта (рисунок 24 а, и вариант 1, рисунок 24 б) максимально. При этом жидкость достаточно хорошо охлаждается и на выходе из резервуара средняя температура жидкости минимальна (рисунок 24 а). В случае расположения ввода сверху и вывода снизу теплообмен между поверхностью испарителя и жидкостью снижается практически в три раза (рисунок 24 б), по сравнению с вариантом, рассмотренным выше, но средняя температура жидкости на выходе из водоема выше только на 25 %. Это связано с интенсивным теплообменом нагретой жидкости с окружающей средой на верхней свободной границе. Минимальная интенсивность теплообмена между поверхностью испарителя и водой имеет место при расположении источников ввода и вывода массы в нижней части резервуара (в четыре раза меньше по сравнению с

максимальным).

Результаты выполненных теоретических исследований дают основания для вывода о перспективности предложенного варианта использования теплонасосных установок. При такой конструктивно-компоновочной схеме возможна установка ТНУ не только вблизи природных водоемов, но и в любом районе города с системами водоотведения, с температурой сточных вод на 8-10 градусов больше температуры в естественных водоемах.

Проведено математическое моделирование смешанной конвекции жидкости в водоеме с теплонасосной установкой при различных условиях теплообмена на свободной поверхности. Исследовалось влияние условий на свободной поверхности жидкости на смешанную конвекцию в водоеме, в который сбрасываются технологические воды промышленных предприятий. Численное решение задачи проводилось при следующих значениях безразмерных величин и температур: $Re = 1000$, $Gr = 10^6$, $Pr = 7.1$, $T_e = 258K$, $T_{in} = 313 K$, $T_i = 274 K$.

Анализ результатов численного моделирования (рисунок 25) позволяет говорить об идентичности циркуляционных течений в водоеме при различных местоположениях теплообменника-испарителя теплового насоса в зимний период циркуляционным течениям осенью, тогда как численные значения температур значительно отличается. В зимний период года происходит интенсивный отвод энергии со свободной поверхности. Отток теплоты вглубь водоема практически не происходит, основной поток теплой воды сохраняет направление течения параллельно свободной поверхности.

Анализ влияния числа Рейнольдса на значения среднего числа Нуссельта на свободной поверхности жидкости проводился с использованием формулы (Kuznetsov G.V., Sheremet M.A., 2014):

$$Nu_{avg} = \int_0^1 \left| \frac{\partial \Theta}{\partial Y} \right|_{Y=1} dX$$

При анализе безразмерного коэффициента теплообмена на всех границах рассматриваемой области установлено, что теплообмен между жидкостью и окружающей средой осуществляется преимущественно через верхнюю (рисунок 23) свободную границу. При этом числа Нуссельта заметно отличаются в осенний и зимний периоды. Например, в осенний период при $Re = 1000$ (положение 2) $Nu_{avg} = 3,1$; в зимний период (положение 2) $Nu_{avg} = 3,5$.

Хорошо видно (рисунок 25), что с увеличением числа Re значения безразмерного коэффициента теплообмена для всех вариантов расположения теплообменника испарителя изменяются неоднозначно. Например, зависимость $Nu_{avg} = f(Re)$ для свободной границы области решения при центральном размещении теплообменника отличаются своей немонотонностью для двух различных периодов года (зависимости 2 на рисунке 25 а и б).

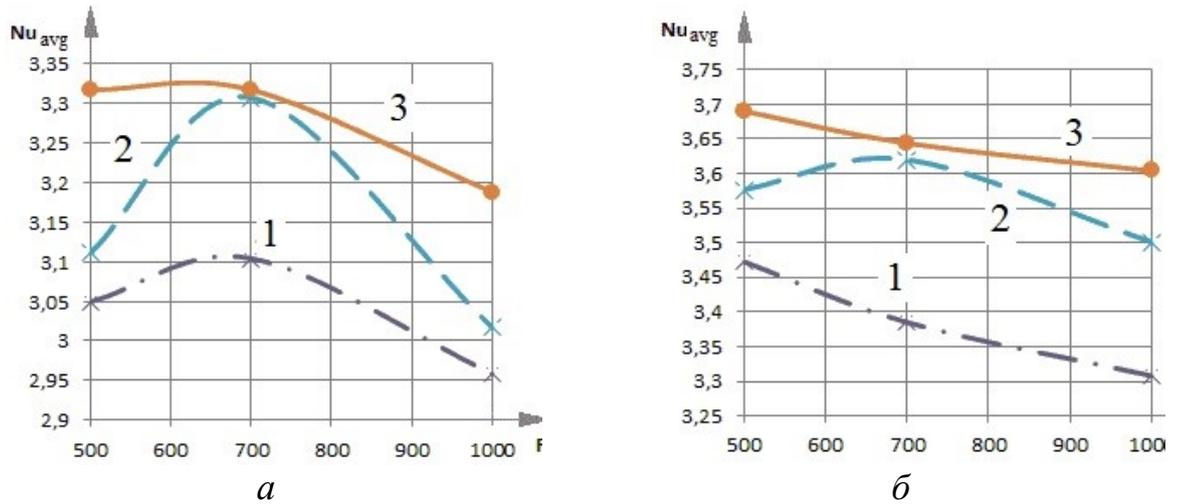


Рисунок 25 – Зависимость среднего числа Нуссельта Nu_{avg} на свободной поверхности от числа Рейнольдса при различном расположении теплообменника-испарителя теплового насоса для осеннего (а) и зимнего (б) периодов.

Различные температурные периоды также приводят к изменению структуры течений и температурных полей в водоеме с теплообменником-испарителем. Расположение теплообменника влияет на интенсивность теплообмена между жидкостью и испарителем. Можно сделать вывод, что при смене положения стока тепла в водоеме изменятся и температурные режимы. Соответственно, при различных временах года необходимо менять расположение теплообменника в пространстве водоема для увеличения интенсивности теплообмена и уменьшения вероятности его обмерзания.

Сформулированная модель смешанной конвекции жидкости в водоеме, используемом в качестве низкопотенциального источника энергии испарителя теплового насоса, с локальными участками ввода и вывода массы может быть использована для усовершенствования методики расчета тепловых режимов водоемов – источников низкопотенциальной теплоты.

Полученные результаты показывают возможность использования системы уравнений Навье-Стокса в переменных «вихрь скорости – функция тока» и энергии для моделирования достаточно сложных по своему характеру течений при умеренных значениях чисел Рейнольдса в режиме смешанной конвекции и при неоднородном теплообмене на внешних границах области решения. Показано, что перепады температур в области вокруг испарителя достигают 20 градусов.

В заключении сформулированы основные результаты и выводы диссертационной работы.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Сформулированы математические модели и численно решены задачи естественной и смешанной конвекции в областях прямоугольной формы с локальными источниками тепловыделения в условиях неоднородного теплообмена с внешней средой объектов промышленной теплотехники: водоемах-охладителях тепловых электрических станций, крупногабаритных помещениях с локальной рабочей зоной и радиационным источником тепла, резервуарах для хранения мазута, водоемах с испарителем теплонасосной установки, хранилищах сжиженного природного газа;
2. Разработан вычислительный комплекс, обеспечивающий решение задач сопряженного теплопереноса в замкнутых и полуоткрытых областях с распределенными источниками тепловыделения и учетом кондуктивно-конвективного и радиационного теплообмена, позволяющий проводить прикладные исследования.
3. По результатам математического моделирования естественной и смешанной конвекции в водоемах-охладителях с локальными источниками тепловыделения в условиях неоднородного теплообмена на внешних границах области решения в ламинарном приближении установлены основные закономерности процессов сопряженного теплопереноса в областях с локальными источниками энергии и массы в условиях существенной нестационарности. Показано, что для тепловых режимов работы водоёмов – охладителей перепады температур по пространственным координатам достигают 35 градусов при средней температуре по водоёму 331 К.
4. По результатам математического моделирования сопряженного теплопереноса в локальных рабочих зонах производственных помещений с газовым инфракрасным излучателем и системой воздухообмена установлено, что в отличие от традиционных подходов (балансных моделей) к анализу температурных полей без учета конвективных процессов, сформулированные модели обеспечивают существенно более детальное описание физики теплопереноса в условиях работы систем лучистого нагрева производственных помещений. Показано, что перепады температур по основным координатным направлениям в области анализа достигают 15 К при средней по объёму температуре 303 К. Установлены основные закономерности процессов конвективно-кондуктивного теплопереноса в промышленных помещениях с технологическим оборудованием, газовым инфракрасным излучателем и системой воздухообмена.
5. Проведено математическое моделирование теплопереноса в резервуарах-хранилищах мазутного топлива с локальным источником тепловыделения и установлены основные закономерности процессов конвективного теплопереноса в закрытом резервуаре мазутного топлива с локальным источником тепловыделения. По результатам анализа влияния параметров тепловыделяющих элементов на теплоперенос в резервуаре-хранилище мазутного топлива установлено, что при

локальном нагреве мазута и наличии теплопотерь в окружающую среду через его стенки может возникать существенный температурный перепад по высоте хранилища. Показано, что перепады температур достигают 34 К при средней по объёму температуре 305 К.

6. Проведено математическое моделирование конвективного теплопереноса в резервуарах-хранилищах сжиженного природного газа с локальными источниками ввода и вывода массы и неоднородного теплообмена на внешних границах и анализ влияния различных условий теплообмена на внешних границах, интенсивности ввода и вывода массы, а также геометрических параметров резервуаров на теплообмен в хранилище сжиженного природного газа. Установлено, что для моделирования конвективного теплообмена сжиженного природного газа в хранилищах СПГ возникает необходимость использования математических моделей, описывающих режим смешанной конвекции, так как в таких резервуарах в зависимости от внешних условий может реализовываться все три режима конвективных течений (естественный, смешанный, вынужденный). Показано, что в таких резервуарах СПГ перепады температур достигают 2 К.

7. По результатам математического моделирования конвективного теплообмена в жидкости, окружающей низкопотенциальные источники тепла с теплообменником (испарителем теплового насоса) и локальным стоком тепла в условиях неоднородного теплообмена на внешних границах области решения установлено влияние мест расположения участков ввода и вывода жидкости и испарителя теплового насоса на гидродинамику и теплообмен в водной системе – источнике низкопотенциального тепла. Показано, что перепады температур в области вокруг испарителя достигают 20 К.

8. Разработаны теоретические положения, совокупность которых можно квалифицировать как научное достижение в области сопряженного конвективно-кондуктивного теплопереноса в системах обеспечения теплового режима теплоэнергетических и промышленных объектов с локальными источниками энергии в условиях внешнего неоднородного теплообмена.

9. Обоснована целесообразность численного анализа процессов смешанной конвекции с использованием математической модели в виде систем уравнений математической физики в технологических водоемах ТЭС и АЭС, крупногабаритных производственных помещениях с газовыми инфракрасными излучателями, в хранилищах сжиженного природного газа и в резервуарах для хранения мазута, а также в системах «жидкость – теплообменник испаритель теплового насоса» в рамках моделей прямоугольных областей при наличии источников ввода и вывода массы и локальных источников энергии с учетом неоднородного теплообмена на границах области решения.

В завершении автор выражает искреннюю благодарность своему научному консультанту профессору Г.В. Кузнецову за помощь в проведении исследований и обсуждении полученных результатов, а также за моральную поддержку и теплоту

человеческих отношений.

ОСНОВНЫЕ ОПУБЛИКОВАННЫЕ РАБОТЫ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ
Публикации в рецензируемых научных изданиях, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора наук:

1. Кузнецов Г.В. Смешанная конвекция в прямоугольной области с локальными источниками ввода и вывода массы в условиях неоднородного теплообмена / Кузнецов Г.В., Максимов В.И. // Известия Томского политехнического университета – 2006. – Т. 309 – № 5 – С.114–118.
2. Кузнецов Г.В. Смешанная конвекция в прямоугольной области с локальными источниками ввода и вывода массы и неоднородным теплообменом на внешних границах / Кузнецов Г.В., Максимов В.И. // Известия вузов. Физика – 2006. – Т. 49 – № 6 – С.85–90.
3. Кузнецов Г.В. Математическое моделирование смешанной конвекции в сопряженной постановке в прямоугольной области / Кузнецов Г.В., Максимов В.И. // Промышленная теплотехника – 2006. – Т. 28 – № 6 – С.43–55.
4. Kuznetsov G.V. Mathematical modeling of convective-conductive heat transfer in a rectangular domain in a conjugate statement / Kuznetsov G.V., Maksimov V.I. // Journal of Engineering Thermophysics – 2007. – Т. 16 – № 4 – С.270–275.
5. Кузнецов Г.В. Численное исследование влияния условий неоднородного теплообмена на смешанную конвекцию в прямоугольной области с локальными источниками ввода и вывода массы / Кузнецов Г.В., Максимов В.И. // Известия РАН. Энергетика – 2008. – № 4 – С.112–118.
6. Кузнецов Г.В. Математическое моделирование процессов биологического загрязнения технологических водоемов тепловых электрических станций / Кузнецов Г.В., Литвак В.В., Максимов В.И. // Известия Томского политехнического университета [Известия ТПУ] – 2009. – Т. 314 – № 4 – С.16–20.
7. Кузнецов Г.В. Свободно-конвективный теплоперенос в отапливаемых с использованием газовых инфракрасных излучателей производственных помещениях / Кузнецов Г.В., Куриленко Н.И., Максимов В.И., Мамонтов Г.Я., Нагорнова Т.А. // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики – 2013. – № 1–2 – С.18–25.
8. Максимов В.И. Численное исследование сопряженной естественной конвекции в замкнутой области в условиях радиационного нагрева одной из границ / Максимов В.И., др. // Известия Томского политехнического университета [Известия ТПУ] – 2013. – Т. 323 – № 4 – С.66–71.
9. Kuznetsov G.V. Natural convection in a closed parallelepiped with a local energy source / Kuznetsov G.V., Maksimov V.I., Sheremet M.A. // Journal of Applied Mechanics and Technical Physics – 2013. – Т. 54 – № 4 – С.588–595.
10. Kuznetsov G.V. Heat transfer under heating of a local region of a large production

area by gas infrared radiators / Kuznetsov G.V., Kurilenko N.I., Maksimov V.I., Mamontov G.Ya., Nagornova T.A. // Journal of Engineering Physics and Thermophysics – 2013. – Т. 86 – № 3 – С.519–524.

11. Кузнецов Г.В. Анализ свободноконвективных режимов теплопереноса в замкнутой области при работе инфракрасных излучателей / Кузнецов Г.В., Куриленко Н.И., Максимов В.И., Мамонтов Г.Я., Нагорнова Т.А. // Известия академии наук «Энергетика» – 2014. – № 5 – С.37–44.

12. Kuznetsov G.V. Experimental Investigation of the Mixed Convection of a Gas in a Rectangular Enclosure with a Local Heat Source and Heat Removal at the Outer Boundaries / Kuznetsov G.V., Maksimov V.I. // Journal of Engineering Physics and Thermophysics – 2016. – Т. 89 – № 5 – С.1241–1246.

13. Kuznetsov G. Prognostic potential of free convection models for analysis of thermal conditions of heat supply objects / Kuznetsov G., Maksimov V., Nagornova T. // Thermal Science – 2018. – Т. 22 – № 1 Part B – С.545–556.

14. Кузнецов Г.В. Математическое моделирование теплопереноса в технологическом водоеме-охладителе / Кузнецов Г.В., Максимов В.И. // Известия Российской академии наук. Энергетика – 2019. – № 4 – С.98–107.

15. Максимов В.И. Математическое моделирование процессов теплопереноса при работе теплонасосных систем использования геотермальной энергии / Максимов В.И., Салум А. // Известия Томского политехнического университета [Известия ТПУ]. Инжиниринг георесурсов – 2019. – Т. 330 – № 4 – С.126–135.

16. Максимов В.И. Особенности использования геотермальной энергии с применением теплонасосных установок в условиях низких температур воздуха / Максимов В.И., Салум А. // Известия Томского политехнического университета [Известия ТПУ]. Инжиниринг георесурсов – 2019. – Т. 330 – № 2 – С.115–123.

17. Максимов В.И. Нестационарность процесса выработки теплоты при работе тепловых насосов в зимних условиях / Максимов В.И., Салум А. // Промышленная энергетика – 2019. – № 3 – С.46–53.

18. Kuznetsov G.V. Experimental and numerical study of heat transfer in production area heated by gas infrared source / Kuznetsov G.V., Kurilenko N.I., Maksimov V.I., Nagornova T.A. // International Journal of Thermal Sciences – 2020. – Т. 154 – С.106396.

19. Максимов В.И. Анализ преимуществ систем обеспечения теплового режима локальных рабочих зон на основе газовых инфракрасных излучателей по сравнению с традиционными конвективными системами отопления / Максимов В.И., Нагорнова Т.А., Куриленко Н.И., Волошко И.В. // Известия Томского политехнического университета [Известия ТПУ]. Инжиниринг георесурсов – 2021. – Т. 332 – № 9 – С.128–141.

20. Maksimov V.I. Analysis of the Effect of Geometric Ratio of Liquefied Natural Gas Storage Tank Sides on Thermal Conditions of the Tank / Maksimov V.I., Nagornova T.A. // Chemical and Petroleum Engineering – 2021. – Т. 56 – № 11–12 – С.972–978.

21. Kuznetsov G.V. Experimental determination of the worker's clothing surface temperature during the ceramic gas heater operation / Kuznetsov G.V., Maksimov V.I., Nagornova T.A., Voloshko I.V., Gutareva N.Yu., Kurilenko N.I. // *Thermal Science and Engineering Progress* – 2021. – Т. 22 – С.100851.
22. Вяткин А.В. Тепловые режимы локальных рабочих зон крупногабаритных помещений при использовании газовых инфракрасных излучателей / А. В. Вяткин, Б. В. Борисов, Г. В. Кузнецов, В. И. Максимов, Т. А. Нагорнова – Новосибирск: СО РАН, 2022.– с.с.
23. Borisov B.V. Analysis of the Influence of the Gas Infrared Heater and Equipment Element Relative Positions on Industrial Premises Thermal Conditions / Borisov B.V., Vyatkin A.V., Kuznetsov G.V., Maksimov V.I., Nagornova T.A. // *Energies* – 2022. – Т. 15 – № 22 – С.8749.
24. Борисов Б.В. Анализ диапазонов повышения энергоэффективности газового инфракрасного излучателя / Борисов Б.В., Вяткин А.В., Максимов В.И., др. // *Известия Томского политехнического университета [Известия ТПУ]. Инжиниринг георесурсов* – 2023. – Т. 334 – № 2 – С.70–80.
25. Borisov B.V. Mathematical Modeling of Heat Transfer in a Room with a Gas Infrared Emitter, an Air Exchange System, and a Local Fence of the Working Area / Borisov B.V., Vyatkin A.V., Kuznetsov G.V., Maksimov V.I., Nagornova T.A. // *Journal of Applied and Industrial Mathematics* – 2023. – Т. 17 – № 1 – С.15–24.
26. Borisov B.V. Formation of Regulative Thermal Regimes in an Industrial Room with a Radiant Heating System and Air Exchange / Borisov B.V., Vyatkin A.V., Kuznetsov G.V., Maksimov V.I., Nagornova T.A. // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics* – 2023. – Т. 96 – № 7 – С.1687–1696.
27. Borisov B.V. Concentration of CO₂ in the Local Working Area during the Joint Operation of a Gas Infrared Heater and an Air-Exchange System / Borisov B.V., Kuznetsov G.V., Maksimov V.I., Nagornova T.A., Salikhov F.Y. // *Energies* – 2023. – Т. 17 – № 1 – С.155.
28. Борисов Б.В. Сравнительный анализ двухмерного и трехмерного моделирования процессов теплопереноса при работе газового инфракрасного излучателя в помещении / Борисов Б.В., Вяткин А.В., Максимов В.И., др. // *Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов* – 2024. – Т. 335 – № 3 – С.61–69.
29. Borisov B. Analysis of Air Exchange System Influence on Thermal and Concentration Modes in the Local Working Area under Radiant Heating Conditions / Borisov B., Kuznetsov G., Maksimov V., Nagornova T., Salikhov F. // *Frontiers in Heat and Mass Transfer* – 2024. – Т. 22 – № 6 – С.1597–1612.
30. Kuznetsov G.V. Heat and Mass Transfer in a Local Enclosed Operating Zone Under Radiant Heating Conditions / Kuznetsov G.V., Borisov B.V., Maksimov V.I., Nagornova T.A., Salagaev S.O., Salikhov F.Yu. // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics* – 2024. – Т. 97 – № 7 – С.1688–1696.

31. Borisov B.V. Aeromechanics of the local zone of influence of a gas infrared emitter / Borisov B.V., Kuznetsov G.V., Maksimov V.I., Nagornova T.A., Salagaev S.O., Salikhov F.Yu. // Thermophysics and Aeromechanics – 2024. – Т. 31 – № 3 – С.431–435.
32. Борисов Б.В. Влияние системы воздухообмена на температурный режим локальной рабочей зоны крупногабаритного помещения при работе газового инфракрасного излучателя / Борисов Б.В., Вяткин А.В., Кузнецов Г.В., Максимов В.И., Нагорнова Т.А. // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов – 2025. – Т. 336 – № 2.
33. Borisov B.V. Generation of thermogravitational convection and convective diffusion in a radiation-heated region / Borisov B.V., Kuznetsov G.V., Maksimov V.I., Nagornova T.A., Salikhov F.Y. // Fluid Dynamics – 2025. – Т. 60:2.