

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТОМСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

На правах рукописи

Максимов Вячеслав Иванович

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

Специальность 1.3.14. – Теплофизика и теоретическая теплотехника

**Диссертация
на соискание ученой степени
доктора физико – математических наук**

**Научный консультант:
доктор физико – математических наук,
профессор Кузнецов Гений Владимирович**

Томск – 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
ГЛАВА 1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИ РЕШЕНИИ ЗАДАЧ ПРОМЫШЛЕННОЙ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ.....	20
1.1 Моделирование теплопереноса в условиях естественной, вынужденной и смешанной конвекции в замкнутых полостях с учетом теплообмена с внешней средой.....	20
1.2 Газовые инфракрасные излучатели в системах отопления.....	30
1.3 Тепловой режим резервуаров с локальным подогревом топлива для хранения мазута.....	38
1.4 Современные методы моделирования тепловых режимов хранилищ сжиженного природного газа.....	44
1.5 Анализ современного состояния исследования процессов теплообмена в водоемах с использованием тепловых насосов.....	53
Выводы по первой главе.....	57
ГЛАВА 2. ПРОГНОЗ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОДОЕМОВ.....	59
2.1. Физическая и геометрическая модели.....	59
2.2. Математическая модель.....	62
2.3 Тестовые задачи.....	65
2.4 Численные исследования основных закономерностей смешанной конвекции вязкой несжимаемой жидкости в водоеме в условиях сопряженного теплообмена.....	71
2.4.1 Анализ влияния местоположения каналов ввода и вывода жидкости при различных режимах конвекции на гидродинамику водоема.....	72
2.4.2 Численный анализ влияния условий теплообмена на внешнем контуре рассматриваемой области на характеристики процесса теплопереноса.....	76
2.4.3 Влияние интенсивности теплоотвода на трех границах внешнего контура на смешанную конвекцию в водоеме-охладителе.....	78
2.4.4 Влияние внешних условий на свободной поверхности на гидродинамику и тепловой режим промышленного водоема.....	81
2.4.5 Анализ влияния процесса испарения на свободной поверхности жидкости на тепловой режим водоема-охладила.....	83
2.5. Математическое моделирование процессов биологического загрязнения технологических водоемов тепловых электрических станций.....	87
Выводы по второй главе.....	90
ГЛАВА 3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ЛОКАЛЬНЫХ РАБОЧИХ ЗОНАХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ С ГАЗОВЫМ ИНФРАКРАСНЫМ ИЗЛУЧАТЕЛЕМ.....	92
3.1. Анализ преимуществ систем обеспечения теплового режима локальных рабочих зон на основе газовых инфракрасных излучателей по сравнению с традиционными конвективными системами отопления.....	92
3.1.1 Методика экспериментов.....	92
3.1.2 Результаты экспериментов.....	95
3.1.3 Физическая и математическая постановка задачи.....	99
3.1.4 Численный анализ эффективности использования газовых инфракрасных излучателей при создании локальных тепловых зон в крупногабаритных помещениях.....	102
3.2 Теплоперенос в локальной рабочей зоне с работающим излучателем.....	108
3.3 Анализ применения современных строительных материалов в качестве ограждающих конструкций.....	114
3.4. Анализ влияния взаимного расположения инфракрасного излучателя и элементов оборудования на тепловые режимы производственного помещения.....	118
3.5. Влияние системы воздухообмена на температурный режим локальной рабочей зоны крупногабаритного помещения при работе газового инфракрасного излучателя.....	136

3.6 Методы интенсификации теплообмена в помещении при работе системы воздухообмена и газового инфракрасного излучателя.....	149
Выводы по третьей главе.....	159
ГЛАВА 4. ТЕПЛОПЕРЕНОС В РЕЗЕРВУАРЕ ДЛЯ ХРАНЕНИЯ МАЗУТА НА ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ С ЛОКАЛЬНЫМ ПОДОГРЕВОМ ТОПЛИВА	163
4.1 Теплоперенос в резервуаре - хранилище мазутного топлива с локальным источником тепловыделения	163
4.2 Влияние месторасположения локального источника тепловыделения на температурный режим резервуара - хранилища мазута.....	166
4.3 Численный анализ влияния конфигурации элементов локального источника тепловыделения на температурный режим резервуара - хранилища мазутного топлива	169
Выводы по четвертой главе.....	181
ГЛАВА 5 ТЕПЛОПЕРЕНОС В ХРАНИЛИЩАХ СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА	184
5.1 Анализ влияния теплопритоков на внешних границах на конвективный теплоперенос в резервуаре-хранилище сжиженного природного газа	185
5.2 Влияние теплоизоляции одной из границ на тепловой режим хранилища СПГ	190
5.3 Анализ влияния теплоизоляции одной из границ хранилища на тепловой режим СПГ при различных тепловых потоках через боковые границы.....	193
5.4 Анализ влияния нарушенной тепловой изоляции на теплоперенос в хранилищах СПГ.....	195
5.5 Моделирование смешанной конвекции в резервуарах-хранилищах сжиженного природного газа с участками ввода и вывода массы	205
5.6 Влияние значений теплопритоков на внешних границах резервуаров-хранилищ СПГ на тепловой режим при наличии участков ввода и вывода газа	210
5.7 Влияние скорости входного потока газа на структуру течения в резервуарах-хранилищах СПГ	215
5.8 Анализ влияния размеров резервуаров СПГ на тепловой режим энергоносителя.....	221
Выводы по пятой главе.....	227
ГЛАВА 6. ТЕПЛОПЕРЕНОС В СИСТЕМЕ «ЖИДКОСТЬ –ТЕПЛООБМЕННИК ИСПАРИТЕЛЬ ТЕПЛОВОГО НАСОСА»	229
6.1 Экспериментальное исследование теплонасосной установки с дополнительным источником тепла в камере испарителя	229
6.1.1 Описание экспериментальной установки	229
6.1.2 Результаты эксперимента	230
6.2 Экспериментальные исследования работы теплонасосной установки в условиях образования льда испарителя.....	234
6.2.1 Экспериментальная установка.....	234
6.2.2 Методика проведения экспериментальных исследований	235
6.2.3 Результаты экспериментальных исследований.....	236
6.3 Математическое моделирование смешанной конвекции жидкости, окружающей испаритель теплонасосной установки	240
6.4 Математическое моделирование смешанной конвекции жидкости в водоеме с теплонасосной установкой при различных условиях теплообмена на свободной поверхности.....	249
Выводы по шестой главе	257
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	260
Список использованной литературы.....	263

Введение

Задачи теплотехники, возникающие при развитии технологий промышленности, весьма сложны, разнообразны и многочисленны [1, 2]. Это объясняется широтой комплекса технических проблем, а также сложными, как правило, механизмами теплопереноса процессов, характерных для производства, хранения, транспорта, распределения и использования теплоты.

Масштабы современной теплотехники таковы, что её взаимодействие с окружающей средой имеет не только локальный, но и глобальный характер [1, 3, 4]. При оценке воздействия энергетики на природу, поиске мер ограничения негативных последствий этого воздействия, а также для создания оптимальных по критериям защиты окружающей среды тепловых систем необходим анализ большого числа процессов. Так, например, в теплоэнергетике и атомной энергетике существенное значение имеет прогноз теплового режима водоемов-охладителей, в которые производится сброс теплой воды, прошедшей через конденсаторы турбин. Такой прогноз важен как для оценки теплового загрязнения водной среды, так и оценки температур воды, забираемой на конденсаторы. При прямоточной схеме водоснабжения превышение температуры воды на водозаборе над естественной связано, в основном, с попаданием части отработавшей воды в водозабор, и при малом расстоянии между водосбросом и водозабором обычно слабо зависит от теплоотдачи в атмосферу [5]. При оборотной схеме, реализуемой, в частности, на водохранилищах-охладителях, температура забираемой воды, в основном, определяется теплоотдачей в атмосферу. Чаще всего встречаются промежуточные ситуации, когда вода частично охлаждается за счет теплоотдачи как в атмосферу, так и в грунт [5–7].

Вследствие неизотермичности, как правило, процессов переноса, во-первых, меняются условия движения воды в водоеме т.к. возникает разность плотностей, обусловленная разностью температур воды; во-вторых, возникают задачи прогнозирования температурного режима водоема, определения температуры воды и переноса результатов с модели на натуру при конкретных условиях теплоотдачи во внешнюю среду.

При проектировании водоемов-охладителей ТЭС и АЭС и выборе их технологических параметров возникает необходимость анализа тепловых режимов объектов, представляющих собой полость, заполненную несжимаемой жидкостью при наличии источников ввода и отвода массы, значимых градиентов температур и теплообмена по внешнему контуру полости [1, 5–8]. Для эффективного охлаждения воды, такие водоемы имеют обширную свободную поверхность и небольшую глубину (3...7 м). В таких условиях реализуется режим смешанной конвекции жидкости, осложненный теплоотводом с внешних границ области анализа. Во многих практически значимых случаях этот теплоотвод играет важную роль в формировании теплового режима объекта и течений воды. До последнего времени оценки теплового режима воды в водоёмах-охладителях ТЭС проводились, в основном, с использованием относительно простых

моделей [9, 10] в виде систем алгебраических уравнений или обыкновенных дифференциальных уравнений. Моделирование же таких течений с использованием математических моделей в виде систем уравнений в частных производных, описывающих влияние внешней среды на характер течения и температурное поле объекта не проводилось.

В дополнение к вышеизложенному следует подчеркнуть, что средняя температура воды (независимо от времени года) в водоемах - охладителях достигает 25...30 °С [6], как правило. По этим причинам в водоемах-охладителях ТЭС возникают условия, которые в значительной мере определяют их гидробиологическое состояние – с одной стороны ускоряются биологические процессы, с другой – создаются селективные условия для выживания определенных групп организмов [11, 12]. Дисбаланс поступления и выноса органических веществ из водоема-охладителя приводит к усиленному развитию отдельных представителей гидробионтов и зарастанию водной растительностью [11–14]. В экосистеме водоема ежегодно увеличиваются площади зарастания такой растительностью, а также цветения воды представителями сине-зеленых водорослей. Вследствие вышеперечисленных процессов эффективность таких водоемов-охладителей заметно снижается и возникает объективная необходимость принятия дополнительных мер для борьбы с бактериями и водорослями, а также проведения мероприятий по очистке водоемов, что приводит, как правило, к временной остановке технологического процесса [15]. В то же время интенсивная борьба с бактериями также приводит к экологическому загрязнению окружающей среды.

Для прогноза развития сообществ фитопланктона и бактериальных сообществ водоемов необходимо использование методов математического моделирования тепловых режимов последних. Использование таких методов для анализа пресноводных экосистем получило широкое распространение [7, 16, 17]. Тем не менее, моделей экосистем водохранилищ известно сравнительно немного [14, 16]. Исследования затрудняются тем, что очень часто искусственные водоемы ТЭС представляют собой экосистемы, не достигшие состояния гомеостаза, находящиеся в стадии развития и подвержены постоянному антропогенному воздействию [7, 14]. В этой ситуации математические модели, позволяющие не только прогнозировать экодинамику водоемов, но и проверять конкретные альтернативные гипотезы относительно принципов функционирования их экосистем, приобретают особую ценность. При разработке математических моделей возникает необходимость анализа комплекса факторов, определяющих условия функционирования водных экосистем и описывающих следующие процессы [14]:

1. Экологические, описывающие биогидрохимические круговороты веществ и энергии в экосистемах.

2. Гидрологические, характеризующие перенос воды, биоты и растворенных веществ в водоемах в зависимости от скорости их поступления с водосбора и процессов внешнего водообмена.

3. Гидродинамические, определяющие структуру потоков и распределения веществ в экосистемах.

4. Антропогенные, задающие нагрузки на водоемы (воздействие на них в результате деятельности ТЭС).

5. Гидрометеорологические, характеризующие условия перемешивания водных масс и их переноса внутри водоемов в результате природных процессов.

В настоящее время математических моделей такого уровня в России и за рубежом нет.

Многие естественные и искусственные технологические водоемы России обладают достаточными энергетическими ресурсами- их можно использовать, например, в качестве низкопотенциального источника тепла для систем ТНУ в отопительные сезоны (весна, осень, зима). Но такие установки в настоящее время почти не используются на территории Российской Федерации. Одной из причин невостребованности теплонасосных технологий в РФ, возможно, является то, что до настоящего времени не разработана теория, обеспечивающая возможность прогностического моделирования характеристик работы ТНУ в условиях типичных для отопительного сезона низких (отрицательных) температур воздуха над поверхностью водоемов – низкопотенциальных источников теплоты для теплонасосных установок. В последнее время по результатам экспериментальных исследований [18] установлено, что при отрицательных температурах воздуха и, соответственно, низких температур воды в водоеме (например, не более 286 К) происходит обледенение трубок испарителя, погруженных в водоем с непроточной водой. В то же время такие водоемы принято считать наиболее перспективными по целому ряду объективных причин [19–23] для применения теплонасосных установок.

Анализ основных закономерностей процесса образования льда на трубках испарителя в таких водоемах и выявление основных факторов, влияющих на скорость его формирования (а также изменение в этих условиях характеристик работы системы теплонасосной установки) представляет достаточно важную для практики задачу, решение которой позволит не только прогнозировать тепловое состояние элементов ТНУ, но и выработать рекомендации по улучшению энергоэффективности таких систем при их использовании в холодное время года. Экспериментальное изучение всего многообразия возможных вариантов систем «водоем – ТНУ» практически затруднительно. Наиболее реальным является разработка математической модели, обеспечивающей прогноз характеристик работы ТНУ в условиях РФ.

При решении такого рода задач целесообразно учитывать особенности течения жидкости в режиме смешанной конвекции. Известны результаты численного моделирования, сопряженного конвективно-кондуктивного теплопереноса в прямоугольной газовой области при наличии источника тепловыделения [24–27]. Но моделирование конвективных течений в водоемах в условиях сложного теплообмена с окружающей средой, а также притоков и стоков тепла, до настоящего времени не проводилось. Поэтому практически значимым является математическое моделирование смешанной конвекции вязкой несжимаемой жидкости в области с локальным стоком тепла и с источниками ввода и вывода массы с целью выделения условий и характеристик эффективной работы теплонасосных установок.

С учетом растущего интереса к использованию сжиженного природного газа (СПГ) как альтернативного источника энергии в условиях глобального перехода на более чистые источники энергии процессы теплообмена в резервуарах-хранилищах СПГ в последние годы становятся всё более значимыми. Изучение теплопереноса в хранилищах сжиженного природного газа имеет большое значение при моделировании и анализе физических процессов, связанных с получением СПГ, его хранением и транспортировкой [28–30]. В последнее время происходит интенсивное увеличение объемов производства СПГ и, соответственно, растет количество разного рода хранилищ и резервуаров. В связи с достаточно частыми авариями с СПГ возникает проблема охраны окружающей среды. Это приводит к тому, что необходим анализ условий возникновения аварий в хранилищах СПГ. Соответственно, создание методов прогностического моделирования процессов теплопереноса в резервуарах СПГ актуальная задача.

Значимым для понимания физических механизмов переноса массы и энергии в резервуарах прямоугольной формы является анализ влияния положения участков ввода и вывода на характер течения и, соответственно, теплообмена в хранилищах СПГ. Также важным является анализ влияния условий теплообмена на внешних границах области на поля гидродинамических характеристик и температур. В условиях современных энергетических технологий, где эффективное управление тепловыми режимами становится критически важным, исследование этих процессов позволяет оптимизировать эксплуатацию хранилищ и повысить их безопасность.

Задачи смешанной конвекции в резервуарах-хранилищах сжиженного природного газа ранее не решались. Результаты такого исследования необходимы для прогнозирования стратификации жидкости с последующим внезапным перемешиванием (ролловер) и предотвращением аварийной ситуации на таких объектах.

Развитие теплотехники [2] создаёт реальные предпосылки использования, например, для обеспечения теплового режима промышленных объектов, новых технических устройств, систем и технологий [31, 32]. В настоящее время возрастает объективная потребность в установке

энергоэффективных автономных систем лучистого отопления (как электрических, так и газовых) в производственных помещениях и общественных зданиях.

Решение задач создания регламентного микроклимата в локальных рабочих зонах производственных помещений и экономии топливно-энергетических ресурсов при использовании газовых инфракрасных излучателей (ГИИ) неразрывно связано с необходимостью изучения процесса сложного теплопереноса в областях с многослойными ограждающими конструкциями, кровлей и габаритным оборудованием.

Относительная малочисленность работ в этом направлении обусловлена тем, что такое исследование, являющееся сложным само по себе, в случае учета большей части факторов, влияющих на формирование температурных полей объекта теплоснабжения, сопряжено с необходимостью преодоления математических трудностей, связанных с решением задач сложного теплопереноса.

До настоящего времени не разработаны методы расчёта систем лучистого отопления на базе современной теории теплопереноса, учитывающие весь комплекс процессов в локальной рабочей зоне. Необходима общая теория, опирающаяся на результаты экспериментальных исследований основных закономерностей теплопереноса в условиях работы высокотемпературных ГИИ.

Принимая во внимание широкую сферу возможных приложений, задачи разработки новых методов прогнозирования тепловых режимов объектов теплоснабжения с локальными радиационными источниками нагрева с учётом основных значимых факторов является весьма актуальной.

До последнего времени основой методов расчёта тепловых режимов объектов, нагреваемых инфракрасными газовыми излучателями [33–35], были балансные математические модели [36–39]. При этом, как правило, не учитывались неоднородность и нестационарность температурных полей объекта, теплоотвод в ограждающие конструкции [38]. В то же время установлено влияние этих факторов на температурные поля в условиях сопряжённого теплопереноса [40–42]. В современной же литературе слабо представлены результаты моделирования процессов сопряжённого теплопереноса в воздушной среде в производственных помещениях. Известные результаты решения задач свободной конвекции с учетом теплоотвода по внешнему контуру области моделирования [40–43] получены для условий, существенно отличающихся от условий нагрева инфракрасными излучателями. Используемые до настоящего времени подходы к анализу тепловых режимов объектов с системами теплоснабжения на базе ГИИ [38, 44] не учитывают конвекцию и теплоотвод в ограждающие конструкции. При этом возникает вопрос о целесообразности решения задачи конвективного теплопереноса с учетом

теплоотвода в ограждающие конструкции. Последнее обусловлено тем, что как правило, локальные рабочие зоны выбираются таким образом, чтобы избежать больших потерь теплоты за счет ее отвода из зоны нагрева, т.е. вблизи вертикальных ограждающих конструкций (стен). Для практики представляет интерес анализ возможности применения моделей сопряженного теплообмена [40] при описании температурных полей объектов с системами отопления на базе ГИИ.

Кроме того, практически значимым является анализ целесообразности моделирования температурных полей в зоне нагрева ГИИ с использованием сложных моделей в виде нестационарных дифференциальных уравнений в частных производных [45–47].

Общая теория сопряженного теплообмена, разработанная еще авторами [48–50], до настоящего времени не применяется широко при решении типичных задач промышленной теплоэнергетики и тепловой защиты. Во многом это обусловлено, с одной стороны, трудностями численного решения уравнений Навье-Стокса для газов или жидкостей, являющихся теплоносителями (или охладителями) в каких-либо теплотехнических системах. В современной литературе отсутствуют результаты моделирования процессов сопряженного теплообмена, протекающих в воздушной среде в крупногабаритных производственных помещениях. Обоснованный же выбор технологических решений по рациональному нагреву отдельных участков таких помещений (локальных рабочих зон) затруднен без анализа процессов формирования возможно неоднородных и нестационарных температурных полей локальной рабочей зоны. Поэтому необходимо физическое и математическое моделирование процессов теплопереноса в замкнутых прямоугольных областях с радиационными источниками ввода энергии на одной из границ.

Ранее при анализе систем отопления на базе газовых инфракрасных излучателей в основном оценивалась средняя температура в помещении [51]. Влияние каких-либо характеристик материалов ограждающих конструкций не анализировалось. Но использование материалов с определённой степенью черноты может интенсифицировать или минимизировать теплообмен за счет излучения.

В тоже время есть основания для гипотезы, что расположение любого оборудования должно оказывать влияние на температуру локальной рабочей зоны, так как теплота, поступающая от ГИИ, осуществляет нагрев открытых поверхностей этого оборудования, в результате чего возникают локальные циркуляционные потоки нагретого от этих поверхностей воздуха [52, 53]. Естественная же циркуляция (свободная конвекция воздушных масс) может оказывать достаточно значимое влияние на температурные поля [52, 53]. Термогравитационная конвекция в значительной степени определяет комфортные тепловые условия для рабочей зоны.

Но если в этой зоне находится работающий – основной объект теплоснабжения, то на тепловой комфорт последнего может влиять в значимой степени не только мощность источника теплоты – ГИИ. Важную роль играет пространственная ориентация газового инфракрасного обогревателя относительно рабочей зоны, к которой подводится теплота. Температура поверхности одежды работающего в условиях использования газовых инфракрасных обогревателей будет зависеть не только от температуры воздуха в рабочей зоне и интенсивности термогравитационной конвекции. Также при лучистом нагреве важнейшей характеристикой процесса может быть поток лучистой энергии, подводимый непосредственно к поверхности одежды работающего и направление этого потока. При работе ГИИ температуры поверхности одежды могут существенно отличаться от аналогичного значения этой температуры в условиях только конвективного нагрева. Но пока не опубликовано информации о температурных полях поверхности одежды работающего, хотя эти характеристики в условиях не только лучистого, но и конвективного нагрева определяют регламентные требования (условия) к системе подвода теплоты.

Следует отметить, что несмотря на значимость проблемы лучистого отопления, пока нет достоверных экспериментальных данных по температурным полям участков поверхности одежды и тела работающего (открытых и закрытых одеждой) в условиях работы таких систем.

Кроме того, изучены достаточно детально только процессы переноса теплоты при работе систем лучистого нагрева (например, [52–55]) в режиме естественной конвекции. Но использование ГИИ светлого типа, при работе которого в окружающую среду поступают продукты сгорания газа, требует использование системы воздухообмена [56], работа которой приводит к возникновению режима смешанной конвекции. Нагрев же поверхностей теплоотвода обеспечивается главным образом лучистым переносом теплоты [57], источником которого является ГИИ [58]. Помещенное в зону влияния ГИИ оборудование также нагревается и вследствие конвективного теплообмена частично передает теплоту обтекающему его воздуху [52].

Принимая во внимание широкую сферу возможных приложений, задачи разработки новых методов прогнозирования (существенно более детальных) тепловых режимов объектов теплоснабжения с локальными источниками нагрева и охлаждения с учётом основных значимых факторов являются значимыми для многих отраслей промышленности.

На основании анализа перечисленных выше задач теплотехники, а также ряда других (транспорт, хранение, перегрузка мазута на предприятиях энергетики, например) можно сделать вывод, что повышение эффективности работы многих объектов и систем теплотехники возможно только при более детальном анализе температурных полей последних (распределений

температур во времени и в пространстве). Решение же задач определения распределенных во времени и в пространстве температур объектов промышленной теплоэнергетики возможно только в результате решений краевых задач математической физики.

Цель диссертационной работы 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 по пространственным координатам. 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 работы.

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.

Исследования выполнялись при поддержке РФФИ № 05-02-98006-р_объ_a «Математическое моделирование процесса теплопереноса в объектах теплоснабжения с учетом взаимодействия с окружающей средой», РНФ 20-19-00226 «Моделирование тепловых режимов объектов теплоснабжения при совместной работе газовых инфракрасных излучателей и приточно-вытяжной вентиляции в условиях интенсивного конвективно-кондуктивного и

радиационного теплообмена», грант Президента Российской Федерации для государственной поддержки ведущей научной школы Российской Федерации НШ-7538.2016.8.

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. Представление изложенных в диссертационной работе и выносимых на защиту результатов, полученных в совместных исследованиях, согласовано с соавторами.

Основные положения, выносимые на защиту:

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.

Степень достоверности результатов проведенных исследований

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 результатов. Эксперименты проводились на сертифицированном оборудовании, обеспечивающем низкий уровень систематических погрешностей (не более 0,03%). Обработка результатов экспериментов проводилась в соответствии с апробированными методами математической статистики [59–61].

Апробация работы. 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 «Тепломассоперенос 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» ISMTMTE (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.

Публикации. Основные результаты диссертации представлены в трудах вышеперечисленных конференций, опубликованы в 3 монографиях и более чем в 150 научных трудах, в том числе в 33 статьях в изданиях, рекомендованных ВАК и 25 статей в международных рецензируемых изданиях, индексируемых базами данных Scopus и Web of Science: Energies [62, 63], Renewable Energy [64], Thermal Science and Engineering Progress [65], Инженерно-физический журнал (Journal of Engineering Physics and Thermophysics) [55, 66–70], Advanced Materials Research [71], Thermal Science [72], Известия Томского Политехнического Университета. Инжиниринг георесурсов (Bulletin of the Tomsk Polytechnic University, Geo Assets Engineering)

[27, 57, 73–81], Chemical and Petroleum Engineering [82], Сибирский журнал индустриальной математики (Journal of Applied and Industrial Mathematics) [83], International Journal of Thermal Sciences [54], Известия высших учебных заведений. Физика [84], Промышленная теплотехника [85], Journal of Engineering Thermophysics [86], Известия РАН. Энергетика [87, 88], Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского Государственного политехнического университета [89], Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики [90, 91], Прикладная механика и техническая физика (Journal of Applied-Mechanics and Technical Physics) [92, 93], Энергосбережение и водоподготовка [94], Энергетик [95], Промышленная энергетика [96]. Получено 3 свидетельства о регистрации программ для ЭВМ.

Содержание работы.

Первая глава отражает современное состояние моделирования теплопереноса в условиях естественной, вынужденной и смешанной конвекции в замкнутых полостях, как в России, так и за рубежом. Рассмотрены современные постановки задач естественной, вынужденной и смешанной конвекции в замкнутых полостях с учетом сопряженного теплообмена. Приведены основные аспекты и проблемы использования газовых инфракрасных излучателей в системах отопления. Рассмотрены методы прогнозирования тепловых режимов резервуаров с локальным подогревом топлива для хранения мазута. Проанализированы современные методы моделирования тепловых режимов хранилищ сжиженного природного газа. Проведен анализ современного состояния исследования процессов теплообмена в водоемах с использованием теплового насоса.

Вторая глава посвящена постановке и решению задачи теплопереноса в условиях смешанной конвекции жидкости в водоеме охладителю с локальными источниками ввода и вывода массы и теплоотводом по всем внешним границам. Представлены физическая, геометрическая и математическая постановки плоской задачи. Приведены результаты тестирования используемого численного алгоритма по результатам решения менее сложных задач, установлено достаточно хорошее согласование с работами других авторов. Приведены поля гидродинамических характеристик и температур в исследуемой области, проанализированы особенности рассматриваемых процессов. Результаты численных исследований получены для режимов смешанной конвекции при числах Грасгофа до 10^7 . Получены распределения гидродинамических характеристик и температур, характеризующие основные закономерности рассматриваемого процесса. Выделены циркуляционные течения в различных зонах области решения, обусловленные влиянием источников ввода и вывода массы и неоднородностью теплоотвода с внешнего контура прямоугольной полости. Показано, что математические модели нестационарного сопряженного конвективно-кондуктивного теплопереноса в виде уравнений

Навье-Стокса для жидкости и уравнением теплопроводности для стенок в переменных «вихрь – функция тока» позволяют получить неоднородные поля температур и скоростей во всей области решения, описывающие тепловое и гидродинамическое состояние рассматриваемой среды.

В третьей главе приведены результаты численного моделирования и экспериментальных исследований сопряженного теплопереноса в системах с радиационным источником нагрева. Проведен анализ влияния взаимного расположения инфракрасного излучателя и элементов оборудования, а также системы воздухообмена на тепловые режимы производственных помещений. Обоснованы методы интенсификации теплообмена в помещении при совместной работе системы воздухообмена и газового инфракрасного излучателя. Показано, что при установке дополнительных ограждающих конструкций на границе локальной рабочей зоны и изменении радиационных параметров их поверхностей, а также условий работы системы воздухообмена можно управлять тепловым режимом локальной рабочей зоны, тем самым повышая энергоэффективности использования газовых инфракрасных излучателей.

Четвёртая глава посвящена анализу теплопереноса в резервуарах для хранения мазута с локальным подогревом топлива. Проведён анализ нестационарного режима хранения и нагрева мазута с использованием модели теплопереноса, учитывающей теплопроводность, естественную конвекцию, локальный нагрев и теплоотвод через теплопроводные и аккумулирующие тепло стенки. Выявлено, что месторасположение источника тепловыделения существенно меняет гидродинамический и тепловой режим резервуара с мазутным топливом. Установлено, что математическое моделирование в рамках сформулированной постановки даёт возможность выявить оптимальные 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.

В пятой главе представлены результаты численного решения задач конвективного теплопереноса в низкотемпературных хранилищах сжиженного природного газа. Проведен анализ влияния основных значимых параметров теплоизоляции и геометрических размеров резервуара на тепловой режим низкотемпературного энергоносителя. Выявлено, что интенсивность теплообмена на внешних границах и конфигурация резервуара-хранилища сжиженного природного газа, а также скорости входного потока и расположение каналов ввода существенно влияют на режимы течения жидкости в исследуемой области. Установлено, что для прогноза теплового состояния сжиженного природного газа в хранилищах СПГ необходимо использовать математические модели, описывающие режим смешанной конвекции, так как в таких резервуарах в зависимости от внешних условий может реализовываться все три режима течений (естественной, смешанной, вынужденной конвекции).

Шестая глава посвящена анализу работы теплонасосной установки при использовании в качестве низкопотенциального источника энергии водной среды с использованием математических моделей естественной и смешанной конвекции. Установлено влияние мест расположения участков ввода и вывода жидкости, а также расположения стока тепла на теплоперенос в малогабаритном промежуточном водоеме сточных вод с расположенным в нем испарителем теплового насоса. По результатам анализа установлено, что сформулированная модель теплопереноса в открытом проточном водоеме - низкопотенциальным источником энергии с помещённым в него испарителем теплового насоса, может быть использована для усовершенствования методики проектирования систем теплоснабжения на базе теплонасосных установок, размещенных в малогабаритных водоемах сточных вод – источников низкопотенциальной теплоты.

В заключении подведены основные итоги проведенных исследований.

ГЛАВА 1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИ РЕШЕНИИ ЗАДАЧ ПРОМЫШЛЕННОЙ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ

1.1 Моделирование теплопереноса в условиях естественной, вынужденной и смешанной конвекции в замкнутых полостях с учетом теплообмена с внешней средой

Следует отметить, что рассматриваемая в данной диссертации научно-техническая проблема привлекает всё больше и больше внимания в последние годы.

Теплоперенос при свободной конвекции в полостях является предметом многих исследований (например, [9, 10, 97–104]). Однако в большинстве этих работ не решались сопряженные задачи, при постановке которых учитывалось бы влияние на конвекцию в жидкости, заполняющей полость, изменяющихся условий теплообмена с внешней средой. Во многих случаях использовались идеализированные граничные условия - задавались значения плотности теплового потока или температуры на нагреваемых или охлаждаемых жидкостью стенках, которые принимались адиабатическими или идеально теплопроводящими. В некоторых задачах такой подход был оправдан, но во многих случаях кондуктивный перенос тепла в материале стенок необходимо учитывать так как он может существенно влиять на интенсивность естественной или смешанной конвекции [42, 50, 105–114].

Типичный подход к моделированию теплопереноса в условиях естественной конвекции в каверне с вертикальными изотермическими стенками, имеющими разную температуру, приведён в [99]. Безразмерные уравнения неразрывности, энергии и движения решались методом конечных элементов с помощью двух программных продуктов FlexPDE (PDESolutions Inc.) и FEMLAB (Comsol). На границах каверны задавались разные температуры и условие «прилипания» для газа. Исследования проводились при числах Прандтля $Pr=0,71$, Релея $10^3 \leq Ra \leq 10^5$ для различных геометрических размеров каверны. Выделены и проанализированы основные циркуляционные течения в рассматриваемой области. Установлено существенное влияние чисел Релея на числа Нуссельта при различных размерах вертикальных стенок. В [99] пренебрегалось взаимодействием между конвекцией в газе, заполняющим полость, и теплопроводностью ограждающих стенок, использовались идеализированные граничные условия [50, 97, 98].

Совместный конвективно-радиационный теплоперенос в каверне, с прямоугольным телом в её центре, рассматривался в [104]. Решены уравнения неразрывности, энергии и движения методом конечных объемов. Исследования проводились при числах $Pr=0,71$ и Ra от 10^3 до 10^8 . Было выявлено заметное влияние числа Релея на интенсивность конвективно-радиационного теплопереноса, а также зависимость числа Нуссельта от площади радиационного излучения при

высоких числах Релея. Основные недостатки этой работы те же, что и в рассмотренной выше – не учитывалось взаимодействие между конвекцией в газе, заполняющем полость, и теплопроводностью окружающих стенок (теплоотвод в окружающую среду).

В [115] численно решена задача теплопереноса в условиях смешанной конвекции воды в квадратной полости с движущейся верхней границей вблизи точки инверсии плотности. Изучалось влияние скорости движения верхней границы и экстремума плотности воды на структуру конвективных течений в стационарном состоянии и на характеристики теплообмена. Расчеты проводились для трех значений числа Грасгофа ($10^4; 1,5 \cdot 10^4; 2 \cdot 10^4$), при этом число Рейнольдса варьировалось в диапазоне от 0 до 300. Показана эволюция стационарных решений при изменении числа Re . Установлено, что для такой постановки в диапазоне чисел Re от 43,25 до 56,15 (для $Gr=1,5 \cdot 10^4$) существуют два различных типа стационарных решений, которым соответствуют разные значения Nu . Тот или иной тип решения получается в зависимости от начального приближения для полей скорости, температуры и давления. Результаты, полученные в [115] в редких случаях имеют практическое применение в связи с тем, что граничные условия первого рода, используемые при постановке задачи, практически не встречаются в технических приложениях.

Известны результаты численного моделирования процессов тепломассопереноса при наличии продольной неоднородности обтекаемой конструкции [116]. Исследование проведено с использованием сопряженной математической модели, включающей уравнения фильтрации и теплопереноса в обтекаемой стенке и уравнения пограничного слоя на ее поверхности. Решены задачи, в которых учитывалась неоднородность теплофизических свойств и проницаемость стенки. Основное внимание уделено анализу влияния продольной неизотермичности поверхности на характеристики теплообмена. Проведен численный анализ влияния определяющих параметров задачи на коэффициенты неизотермичности при ламинарном и турбулентном режимах течения. Варьировались теплофизические характеристики и толщина обтекаемой конструкции, граничные условия на ее внутренней поверхности, месторасположение точки разрыва теплофизических характеристик, параметры газа в набегающем потоке. Показано, что наиболее существенными факторами, влияющими на коэффициенты неизотермичности, являются масштабы разрывов коэффициентов теплопроводности и объемной теплоемкости стенки, интенсивность теплообмена на ее внутренней границе (если имеет место отвод тепла по внутренней границе отличие решения от квазиизотермического возрастает вследствие усиления неравномерности нагрева внешней поверхности), давление газа в набегающем потоке. Недостатком работы является то, что учитывалась только вынужденная конвекция, а влиянием

естественной конвекции пренебрегли. Но учитывать естественную конвекцию в этой задаче необходимо, так как она должна значительно влиять на гидродинамику.

Решение задачи переноса седиментов в Мобилском заливе (США) представлено в [117]. Решение получено конечно-разностными методами на равномерной прямоугольной сетке в нерегулярной области. Приведены результаты тестовых расчетов для некоторых ветровых режимов. При аппроксимации уравнений гидродинамики использованы неявные схемы с противопотоковой аппроксимацией конвективных членов, а полученные системы разностных уравнений решаются с помощью неполного разложения Холесского. При аппроксимации уравнения конвекции-диффузии используется неявная схема с центрально-разностной аппроксимацией конвективных членов, а полученная система уравнений решена итерационным методом. В гидродинамических расчетах на тех участках расчетной области, где втекает река, ставятся граничные условия первого рода. На участках, соответствующих «Основному» проливу и проливу Нерона, граница остается открытой, и значения неизвестных находятся в данных ячейках из условия неразрывности среды. Значения скорости течения в устье реки получаются из значения среднего расхода воды. Проведены расчеты для различных ветровых режимов в случае залпового выброса вещества и в случае постоянного источника загрязнения. Выявлено что основное влияние на гидродинамику водоема оказывают входящий поток и скорость ветра над поверхностью водоема. Но в [117] не проводилось моделирование смешанной конвекции по всей глубине водоема и, соответственно, не учитывался теплообмен между жидкостью и грунтом, что могло бы привести к образованию дополнительных течений в жидкости, которые в свою очередь могли существенно повлиять на гидродинамику водоема в целом.

В большинстве известных исследований [50, 97–99, 103, 104, 106, 115, 118, 118–120] теплопереноса в условиях свободной или вынужденной конвекцией в ячейках и полостях стенки принимались изотермическими, либо на них в виде граничного условия задавалась постоянная плотность подводимого теплового потока, благодаря чему исключалась необходимость учета влияния теплопроводности стенок и теплообмена излучением между ними. На адиабатической стенке как правило задавали линейное изменение температуры. Рядом авторов установлено [42, 50, 108, 110], что кондуктивный перенос тепла в изолированной (снаружи) стенке вызывает отклонение распределения температуры от профиля, соответствующего строго адиабатическому случаю, и препятствует тем самым получению в эксперименте действительно адиабатического граничного условия в таких жидкостях как воздух. Из анализа [42, 110] можно сделать вывод, что во всех рассмотренных случаях граничные условия IV рода могут приводить к стабилизации или дестабилизации течения жидкости и к соответствующим значительным изменениям коэффициента теплоотдачи. Свободная конвекция в полости может также привести к

кондуктивному переносу тепла в окружающих стенках [42, 110]. Тем не менее, в [42, 110] не рассматривалось влияние граничных условий четвертого рода на смешанную конвекцию.

Установлено [121, 122], что граничные условия IV рода на всех границах оказывают значительное влияние на теплоперенос при свободной конвекции в полостях. В [123] обнаружено, что имеет место также влияние ограничивающих твердых стенок на условия возникновения свободной конвекции в полости. Численный анализ свободной конвекции в прямоугольной полости, окруженной одномерными теплопроводящими и излучающими стенками, выполнен в [102]. Изучение влияния толщины и теплопроводности стенок на теплоотдачу при свободной конвекции в наклонных прямоугольных полостях проведено в [111]. Цель этих исследований состояла в получении информации об эффективности применения ячеистых структур для снижения конвективных потерь тепла в плоскопластинчатых солнечных коллекторах. В [101] представлен численный анализ влияния теплопроводности стенки на свободную конвекцию в двумерной прямоугольной полости.

Результаты математического моделирования аэродинамических и тепловых процессов в помещениях для ряда схем подвода и отвода воздуха представлены в [123]. Рассмотрены модельные помещения в форме куба, внутри которых есть (или отсутствуют) препятствия и источники тепла. Для описания термо- и аэродинамических процессов использованы уравнения стационарного трехмерного изотермического (или неизотермического) движения газа, соответствующие $k-\varepsilon$ модели турбулентности. Выявлены критерии подобия процессов теплообмена. На их основе выполнено детальное численное исследование влияния определяющих параметров задачи на локальные и усредненные характеристики полей скорости и температуры. Моделирование аэродинамических и тепловых процессов в помещениях проведено без учета взаимодействия между конвекцией в газе, заполняющей полость, и теплопроводностью окружающих стенок. Не учитывалось, что на внешних границах помещения в большинстве случаев осуществляется теплообмен с окружающей средой. Но, эти факторы могут существенно влиять на конвективные течения в помещении [42, 50, 106, 108–111, 113, 114, 114, 124].

Интересные результаты численного и экспериментального исследований теплопереноса в условиях свободной конвекции в плоскопараллельной прямоугольной полости со стенками, имеющими конечную теплопроводность, изложены в [108]. Толщины вертикальных и горизонтальных стенок варьировались, но они были изготовлены из одного и того же материала. Принято, что в начальный момент стенки полости и заполняющая ее жидкость имеют постоянную и одинаковую во всех точках температуру, причем жидкость неподвижна. Горизонтальные стенки, образующие полость, предполагаются теплоизолированными с

наружной стороны. В определённый момент времени для наружных поверхностей двух вертикальных стенок задается скачкообразное изменение температуры до постоянных, но различных значений, остающихся неизменными вплоть до установления стационарного состояния. При проведении анализа [108] предполагалось, что теплофизические свойства стенок и жидкости не зависят от температуры, а режим течения является ламинарным. Жидкость считалась ньютоновской, несжимаемой и удовлетворяющей приближению Буссинеска. Движение жидкости и теплоотдача в полости приняты двумерными, теплообмен излучением между стенками - пренебрежимо малым по сравнению с конвективным теплообменом, а жидкость абсолютно прозрачной для теплового излучения. Во всех экспериментах температуру наружной поверхности холодной стенки поддерживали равной -5°C . Температурный напор между боковыми стенками изменялся от 34 до 68°C , $Pr = 0.71$; $Ra = 10^6$. Максимальная температура на рабочем участке была ограничена теплопроводностью материала стенок и теплообменом излучением между стенками.

Экспериментальные данные [108] и результаты численного решения свидетельствуют об очень сильном влиянии теплопроводности стенки на теплоперенос свободной конвекцией в полости с отношением сторон сечения, равным единице. Кондуктивный перенос тепла в стенках полости может привести (в зависимости от местоположения в полости) к стабилизации или дестабилизации свободно-конвективного течения. Свободная конвекция вызывает кондуктивный перенос тепла в горизонтальных стенках полости. Процесс кондуктивного теплопереноса в стенках приводит в случае рассмотренной геометрии полости и принятых значениях отношения коэффициентов теплопроводности не только к уменьшению среднего температурного напора между стенками полости, но и к частичной стабилизации течения и снижению коэффициента теплоотдачи в режиме свободной конвекции.

Решение задачи вынужденной конвекции в прямоугольной области с различным геометрическим расположением источников ввода и вывода массы представлено в [118]. Конвективное течение описывается двумерными нестационарными уравнениями Навье-Стокса в приближении Буссинеска. На границах прямоугольной области ставились условия «прилипания», а на границах источников ввода и вывода массы задавались соответствующие массовые скорости. Исследования проводились при числах $Re=10-500$, $Pr=5$. Было установлено, что при высоких числах Рейнольдса и малом расстоянии между источниками ввода и вывода массы возрастают скорости вращения потока, также выявлены варианты оптимального расположения источников ввода и вывода относительно друг друга для уменьшения завихренности потока в рассматриваемой области. Но в [118] рассматривалась только

вынужденная конвекция. Можно предположить, что учет сил естественной конвекции может привести к существенным изменениям гидродинамики и теплового режима каверны [10].

Интегральные методы решения сопряженных задач теплообмена при одностороннем или двухстороннем обтекании поверхностей для условий вынужденной и естественной конвекции приведены в [125]. Получены решения ряда задач сопряженного теплообмена для поверхностей различного типа. Выявлено влияние условий и режимов течения, теплофизических свойств материалов, геометрии поверхности и других факторов на сопряженный теплообмен. Проведено сравнение результатов решения группы задач с данными расчетов, полученных при использовании упрощенных моделей, которые не учитывают влияние неизотермичности поверхности или используют усредненные значения коэффициентов теплоотдачи. Показаны количественные и качественные отличия между локальными и интегральными характеристиками теплообмена рассматриваемых объектов, полученными при сопряженной и упрощенных постановках задачи.

Решение сопряженной осесимметричной задачи естественной конвекции в частично заполненном жидкостью вертикальном цилиндрическом баке с теплопроводной стенкой проведено ещё в [100, 102]. Извне к боковой поверхности бака подводится постоянный во времени и равномерно распределенный по поверхности тепловой поток. В стенке бака на разной высоте на одинаковом расстоянии друг от друга расположены локальные стоки тепла. Стоки моделируются горизонтальными сечениями, в которых поддерживается постоянная температура. Задача решалась в предположении, что перепады температуры поперек стенки пренебрежимо малы. Конвективное течение и теплообмен внутри бака описывались [100, 102] двумерными нестационарными уравнениями Навье-Стокса в приближении Буссинеска. Нестационарное уравнение теплопроводности для стенки записывалось в рамках модели одномерного теплопереноса. Показано, что величина числа Грасгофа, при которой становится существенным влияние конвекции, зависит от значений безразмерной высоты бака, безразмерного расстояния между стоками. Влияние конвекции усиливается с увеличением безразмерного расстояния между стоками тепла, т.е. с увеличением характерного размера области влияния конвекции. Отмечено, что изменение безразмерной высоты не оказывает существенного влияния на процессы, протекающие в баке. Но в [125] рассматривались режимы только вынужденной и естественной конвекции, но не рассматривался режим смешанной конвекции, которая в практических случаях встречается чаще.

В [126] приводится описание задачи определения гидродинамических параметров течения в Азовском море и Таганрогском заливе. Движение воды в море моделируется движением двухслойной жидкости, где толщина верхнего слоя определяется толщиной перепада уровня

воды. Задача решается конечно-разностными методами на равномерной прямоугольной сетке. Получена картина течений в Азовском море и Таганрогском заливе при различных ветровых ситуациях. Проанализировано влияние строительства гидротехнических сооружений на режимы течений. Движение воды представлено как движение двухслойной жидкости: верхнего слоя воды, толщина которого определяется величиной перепада уровня жидкости, а движение происходит под действием ветра, и всего оставшегося нижнего слоя. Движение слоя жидкости описывалось системой уравнений Навье-Стокса. На твердой границе ставились условия первого рода для компонент скорости. Это либо условие «прилипания», либо условие проникновения на тех участках границы, где находятся устья рек. На свободной поверхности задавалась скорость перемещения границы. Выявлены основные закономерности движения масс воды в Азовском море, Таганрогском заливе и в реке Дон. Показаны картины течения на глубине 10 метров при западном ветре 7 м/с. Установлено, что при сильных продолжительных ветрах уровень воды в низовьях Дона может повышаться на 2-3 метра. Все это приводит, как отмечалось выше, к изменению гидродинамики и теплового режима водоема. Но при решении задачи [126] рассматривался случай только вынужденной конвекции, также не учитывался теплообмен жидкости с грунтом.

Принципы построения математической модели, описывающей динамику вод в проточном нестратифицированном водохранилище, излагаются в [7]. Динамика вод и изменение их химического состава в процессе смешения в реках и их притоках описывались системой нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных, которые обычно называют уравнениями Сен-Венана. На боковых твердых границах водоема задавались условия «прилипания», а на условно открытой боковой границе водоема задаются фиксированные компоненты вектора скорости движения воды. Приведены численный метод и алгоритмы расчета, результаты проверки эффективности использования модели для изучения динамики вод в Ивановском водохранилище и имитационных расчетов перемещения загрязненной воды, а также изменения концентрации канцерогенного вещества. Анализ результатов интерполяции позволил выявить недостатки отражения реальной формы ложа водоема. Недостаточное число точек сетки не отражало русловую ложбину Волги на дне водохранилища, что искажало расчетную структуру течений. Установлено, что в реальной ситуации поступления загрязняющих веществ в водоем вряд ли возможен быстрый и надежный прогноз стока, поэтому в любом случае на практике приходится использовать постоянные расходы воды.

Математическая модель и методика численного решения задачи тепловой конвекции в замкнутом помещении в условиях сопряженного теплообмена приведены в [109]. В качестве

области решения рассмотрено помещение с оконным проемом и отопительным прибором, на границах выставлялись условия, учитывающие лучистые тепловой поток.

Для определения теплового потока через окно использовалась [109] модель теплопереноса многослойной оконной системе. На границах раздела сред (слоев) задавалось условие равенства температур и тепловых потоков. Схема реализации алгоритма решения сопряженной задачи теплообмена помещения состояла в следующем: сначала решается задача естественной конвекции в приближении Буссинеска в трехмерной постановке и определяется пространственное поле температуры в помещении, затем решается задача теплообмена через оконную систему, при этом в воздушных прослойках решается двумерная система уравнений конвекции, а в слоях остекления рассчитывается одномерное распределение температуры по формуле, полученной аналитически. Сопряжение полей температуры внутри оконной системы осуществляется с помощью граничных условий IV рода. На границе оконной системы с помещением используется граничное условие III рода. Теплоперенос через остальные ограждающие конструкции не рассматривался, что не позволяет учитывать влияние окружающей среды на температуру в помещении в результате теплопередачи через твердые стенки, но учет этого эффекта приводит к интересным результатам [101, 109].

Следует особо отметить, что суточные колебания температур внешней среды даже на уровне 10-15 °С, изменения скорости ветра, реализуемые в течение 3-5 дней, обуславливают нестационарный режим теплопереноса в ограждающих конструкциях и, соответственно, нестационарные температурные поля даже при фиксированных параметрах источника тепловыделения [101, 108]. Последнее наглядно подтверждается на практике при регламентном изменении интенсивности подачи теплоносителя на объекты теплоснабжения даже при суточном изменении условий как по температуре внешней среды, так и по интенсивности теплообмена [101, 108].

Установлено, что локальное и среднее числа Нуссельта могут оказаться недостаточными для обобщения результатов экспериментального или аналитического исследования процессов сопряженного теплообмена (например, [108, 113]), так как они зависят не только от свойств жидкости и характеристик течения в полости, но и от интенсивности кондуктивного теплопереноса в стенках.

Первые попытки анализа конвективного течения в квадратной каверне, когда все четыре стенки имеют конечную толщину и определенный коэффициент теплопроводности, были предприняты достаточно давно [111]. На внешней стороне области решения стенки в [111] задавали постоянную температуру, внутренний тепловой источник равномерно распределен в полости. Проведен анализ ламинарного плоского конвективного течения ньютоновской, вязкой,

несжимаемой жидкости, удовлетворяющей приближению Буссинеска. Для описания этого явления использованы нестационарные двумерные уравнения Навье-Стокса и уравнение энергии для жидкости (а также уравнение теплопроводности для стенок каверны) в безразмерных переменных "скорость – давление – температура". В результате решения сформулированной краевой задачи показано сильное влияние кондуктивного теплопереноса в стенках на конвективное течение в полости. Также отмечается, что при использовании реальных значений относительных коэффициентов теплопроводности и температуропроводности численный анализ приводит к более низким значениям температуры внутри полости по сравнению с несопряженной задачей. Структура течения и поле температуры для сопряженной постановки существенно отличаются от аналогичных полей для несопряженной постановки задачи.

Численное исследование процесса сопряженного конвективно-кондуктивного теплопереноса в прямоугольной замкнутой области, заполненной жидкостью и несколькими равномерно распределенными теплопроводными квадратными твердыми блоками, проведено в [114]. На вертикальных стенках полости принято различная постоянная температура, а горизонтальные стенки - теплоизолированы. Подобного рода конфигурации являются типичными в различных технических приложениях, таких как: плотины электрических станций, контроль над теплообменом с окружающей средой (например, процессы теплопереноса внутри зданий), обработка материалов (сушка), обработка пищевых продуктов (выпекание) и электроника (теплоперенос между миниатюрными элементами электронных устройств).

Решение сопряженной задачи конвективно-кондуктивного теплообмена в каналах высокоэнергетических установок (ВЭУ) представлено в [127]. Решение задачи в газовой фазе проведено с помощью интегральной теории тепломассообмена. Одномерная задача кондуктивного теплопереноса в материале стенки решена методом конечных разностей. Исследовано влияние материала и геометрии стенки на степень "сопряженности" задачи. Проведенное исследование позволяет сделать вывод о том, что число Брьюна (B_r) не отражает всех тонкостей процессов теплообмена в ВЭУ, и в ряде случаев анализ сопряженности на основании числа B_r может приводить к обратным выводам. Тем не менее, для простых случаев число B_r может быть использовано для предварительной оценки в роли качественного критерия сопряженности.

На основе нестационарной двумерной математической модели течения холодной воды в канале с изотермическими верхней и нижней стенками исследовалось влияние угла наклона канала на течение и теплоперенос [128]. Температура воды на входе соответствовала температуре инверсии плотности 4°C , верхняя стенка холоднее нижней, причем значения температур обеих стенок отличалась от 4°C на одинаковую величину. Результаты численных расчетов

представлены при $Pr=11.5$, $Gr=3 \cdot 10^4$, $Re=10$ для 5 углов наклона канала к горизонту ($\rho=90^\circ$, 45° , 0° , -45° , -90°). Установлено, что при движении жидкости вверх вихри (или области с обратным течением) движутся вдоль канала у центральной линии, а уменьшение угла наклона приводит к обратным течениям у стенок канала. Вследствие этого в направленном вверх канале сопротивление течению (трение о стенки канала) возрастает в несколько раз, а в направленном вниз канале – уменьшается в несколько раз по сравнению со случаем, когда $Gr=0$. Так, например, сопротивление в канале, направленном вертикально вверх, отличается от сопротивления течению в горизонтальном канале более чем в 10 раз. Кроме того, получено, что тепловой поток на стенках канала принимает наибольшее значение в горизонтальном канале [128]. Благодаря естественной конвекции течение в каналах принимает периодические структуры, периоды которых зависят от угла наклона канала [128]. Проведенный спектральный анализ изменений характеристик течения показал также, что течение в горизонтальном канале, более сложное, чем в вертикальных каналах.

В [129] представлены результаты численного исследования смешанной конвекции холодной воды (число Прандтля $Pr=11.59$) в плоскопараллельном канале с изотермическими стенками. Число Грасгофа выбрано $Gr=3 \cdot 10^4$, число Рейнольдса $Re=10$, отношение длины исследуемого участка канала к его высоте $l/d=40$. Расчеты проводились методом контрольного объема с помощью алгоритма SIMPLER. Получено, что для горизонтального канала тепловой поток больше, чем в наклонных каналах, а для канала направленного вверх, тепловой поток больше, чем в канале направленного вниз. Движение жидкости в вертикальных каналах отличается строгой периодичностью. Спектральный анализ колебаний показал сложное непериодическое течение в канале с верхним расположением. В несколько раз возрастет сопротивление движению жидкости при увеличении угла наклона канала.

Необходимо отметить, что функция тока и линии тока являются очень эффективными и широко используемыми инструментами для визуализации течения жидкости. Для визуализации процесса переноса тепла используются понятия тепловой функции и тепловых линий, которые были впервые введены в [130]. По мнению многих исследователей, использование тепловых линий является лучшим способом визуализации процесса теплопереноса по сравнению с традиционным методом построения поля изотерм. Использование тепловых линий в основном ограничивается процессом естественно-конвективного теплопереноса с достаточно простыми граничными условиями [131]. Для того чтобы оценить возможности использования линий тока и тепловых линий для визуализации процессов конвективного теплопереноса, данный подход был распространен на более сложные явления: сопряженный конвективно-кондуктивный теплоперенос и смешанная конвекция.

Проведенный анализ результатов исследования сопряженного конвективно-кондуктивного теплопереноса показал, что такие исследования является достаточно актуальной и в то же время сложной задачей, о чем говорилось в работах [111, 119].

Известные результаты [100–102, 108, 109, 113, 120, 130–133], несмотря на относительно простые постановки решённых задач, наглядно демонстрируют существенную роль кондуктивного теплопереноса в элементах твердого материала при формировании теплового состояния исследуемого объекта.

Проанализированные результаты исследований отражают современный этап развития численного моделирования сопряженного конвективно-кондуктивного теплопереноса. Эти работы еще раз подтверждают, что в большей мере проводится анализ плоских задач при отсутствии каких-либо внутренних температурных неоднородностей, при этом теплообмен с внешней средой или не учитывается (условия теплоизоляции), или учитывается опосредованно (только за счет задания постоянной температуры на границе).

Анализ сопряженного конвективно-кондуктивного теплообмена в замкнутых полостях посвящено относительно малое число работ [106, 107, 109, 119]. Все они связаны с исследованием режимов естественной или вынужденной конвекции.

До настоящего времени отсутствуют публикации по численному моделированию смешанной конвекции в ограниченных по размерам полостях в рамках сопряженных постановок. Нет публикаций результатов решений задач по сопряженному теплообмену в водоемах со свободной поверхностью.

Также отсутствуют экспериментальные данные о закономерностях сопряженного конвективно-кондуктивного теплопереноса в режиме смешанной конвекции в прямоугольных резервуарах или водоемах.

В связи с вышесказанным, можно сделать вывод, что комплекс задач настоящей работы, является новым и отражает взаимосвязь большого числа факторов, которые не рассматривались ранее.

1.2 Газовые инфракрасные излучатели в системах отопления

Система отопления призвана обеспечивать комфортные температурные условия для людей [134]. Наряду с этим важно учитывать санитарно-гигиенические нормы в местах трудовой деятельности. На производственных объектах необходимо создавать и поддерживать микроклимат, соответствующий как потребностям работников, так и требованиям технологических процессов.

Использование лучистых источников энергии для обеспечения заданных тепловых режимов в зданиях и сооружениях в России представлено в научных трудах таких

исследователей, как В.Н. Богословский [134, 135], А.К. Родин [33, 136], С.А. Оцеп [137], А.Е. Малышева [138], а также зарубежных специалистов – А. Мачкаши [139], А. Кольмара, В. Лизе [140], Р. Брокерта [141], Л. Банхиди [142], и П. Фангера [143]. Большинство этих работ посвящено изучению панельно-лучистых отопительных систем.

Основным препятствием использования источников лучистой энергии являлась высокая стоимость оборудования и монтажа [137]. Было установлено, что при обустройстве промышленных одноэтажных зданий затраты на установку лучевых обогревательных панелей превышали расходы на воздушные отопительные системы в 4 раза, а на комбинированные вентиляционно-отопительные установки - в 2 раза [137]. Другим сдерживающим фактором было распространённое мнение [139] о неэффективности использования лучевого обогрева в помещениях с повышенными требованиями к вентиляции (особенно на рабочих местах). Это объяснялось тем, что при высоких скоростях воздушных потоков конвективные теплопотери невозможно компенсировать только за счёт лучистой энергии. В таких случаях требовалась дополнительная подача подогретого воздуха, что значительно увеличивало капитальные затраты на обустройство как лучистой системы, так и системы воздухообмена. Также существенной причиной использования лучистого отопления являлась недостаточная проработка методик расчёта теплового воздействия на персонал. Существующие нормативы (включая диаграммы Кренко [137]) содержали завышенные оценки, что приводило к установке отопительных приборов с недостаточной теплоотдачей, неспособных компенсировать фактические теплопотери.

Современные исследования позволили преодолеть эти ограничения. Доказана возможность значительной (30-40%) экономии энергозатрат при комбинировании лучевого обогрева с вентиляционными системами [135]. Усовершенствованы методы расчёта теплового режима рабочих мест, что обеспечивает более точную оценку теплового комфорта персонала. Хотя некоторые вопросы остаются нерешёнными, достигнутый прогресс существенно расширил область применения лучевых отопительных систем.

С.А. Оцеп [137] и Л.А. Тилин [144] разработали методику определения оптимальных соотношений температуры воздуха и радиационной температурой при обеспечении теплового комфорта человека с учетом теплового баланса человеческого организма. Однако, как отметил В.Н. Богословский [135], отсутствие экспериментального подтверждения этих расчетов привело к завышению рекомендуемых температурных значений по сравнению с реально комфортными условиями.

Е.А. Насоновым [145] была предложен подход позволяющий анализировать неравномерность распределения лучистой энергии по отклонениям значений плотности

теплового потока от среднего по помещению. Критерии теплового комфорта основывались на экспериментальных данных Ф. Кренко [146] и А. Миссенара [147], проведенных для систем отопления общественных зданий.

В работах Н.К. Пономаревой [148], А.Е. Малышевой [138] показана возможность понижения температуры воздуха без ущерба для теплового комфорта при использовании лучистых источников энергии в системах отопления. Такие температурные режимы вместе с более равномерным вертикальным распределением температур позволяют достичь существенной экономии тепловой энергии по сравнению с традиционными конвективными системами [134].

Научные исследования по оценке микроклиматических параметров при использовании лучистого отопления развивались в двух основных направлениях. Одно из направлений было связано с поиском оптимального соотношения между радиационной температурой и температурой воздуха при создании комфортной зоны для работающего. Второе направление основывалось на определении предельно допустимого значения интенсивности теплового потока на уровне головы человека. Следует отметить, что большинство исследований проводилось для непромышленных помещений [147, 149–151] при минимальной скорости движения воздуха без учета факторов физической активности и теплоизоляционных свойств одежды.

Среди существующих методик оценки влияния теплового излучения на человека особого внимания заслуживает подход, разработанный П. Фангером [143], получивший широкое признание в западноевропейских странах. В основе этого метода лежат многочисленные эксперименты, проведенные в условиях климатической камеры, и детальный анализ теплового баланса человеческого организма. Результатом исследований стали специальные номограммы, позволяющие определять комбинации параметров температуры и скорости воздуха, обеспечивающие тепловой комфорт для различных уровней физической нагрузки и типов одежды. В физиолого-гигиенических исследованиях [143] основным критерием оценки теплового комфорта служили субъективные ощущения испытуемых. Хотя метод Фангера не устанавливает четких границ для возможных сочетаний радиационной температуры и температуры воздуха, практические ограничения на их экстремальные значения все же существуют. Л. Банхиди [142] указывал на применимость метода Фангера для проектирования лучистого отопления стационарных рабочих мест в промышленных зданиях, однако подчеркивал отсутствие натуральных испытаний, подтверждающих точность таких расчетов. Как отмечает Л. Банхиди [142], многие специалисты рекомендуют ограничивать перепад температур между уровнем головы и ног человека величиной не более 2°C. Исследования К. Туркевича [152] выявили существенный недостаток метода: использование усредненных по высоте помещения

значений температуры и скорости воздуха может приводить к значительным погрешностям при оценке теплового режима.

Особенностью потолочных радиационных систем является повышение температуры поверхности пола. Как продемонстрировал А. Мачкаши [153], это способствует выравниванию температурного поля по высоте помещения, обеспечивая практически постоянную температуру воздуха во всей рабочей зоне.

В работе С.А. Оцепа [137] представлена простая математическая зависимость, устанавливающая взаимосвязь между комфортными значениями температуры воздуха и температурой помещения при различных уровнях теплоотдачи человека. Однако её практическое применение демонстрирует существенное расхождение с действующими в России нормативными требованиями, давая завышенные значения расчетной температуры.

Более совершенный методологический подход к оценке тепловых условий разработан В.Н. Богословским [135, 154]. В его исследованиях сформулированы два ключевых критерия теплового комфорта, основанных на предположении, что тепловое состояние человека преимущественно определяется температурой воздуха и окружающих поверхностей. Данное допущение особенно актуально для помещений с потолочными радиационными системами отопления.

Первый критерий оптимального теплового режима устанавливает взаимосвязь между температурой воздуха и радиационной температурой, обеспечивающую комфортное тепловое состояние человека в центральной части обслуживаемой зоны. Данное условие, представленное в виде формулы, гарантирует полную отдачу явного тепла организмом без ощущения дискомфорта, выведенное из анализа теплового баланса организма [154] и подтверждено экспериментальными исследованиями Н.К. Пономаревой [148]. Вторым критерием теплового комфорта, разработанным В.Н. Богословским [134, 135, 154], регламентируются допустимые температурные показатели нагретых и охлажденных поверхностей при нахождении человека на границах обслуживаемой зоны. Данное условие было получено путём анализа:

1. Лучистого теплообмена на уровне головы человека
2. Случая расположения человека непосредственно под центром излучающей панели
3. Условий при средней температуре внутренних поверхностей $+18^{\circ}\text{C}$

Эти критерии особенно важны при проектировании радиационных систем отопления, так как учитывают особенности тепловосприятия человека в различных точках обслуживаемой зоны.

Значительный вклад в изучение лучистых систем отопления внес Давлятчин Р.Р. [155], впервые исследовавший воздействие теплового излучения газовых инфракрасных излучателей (ГИИ) на теплотехнические характеристики ограждающих конструкций производственных

зданий. В указанной работе [155] подробно проанализированы особенности формирования теплового режима при использовании "светлых" газовых инфракрасных обогревателей. Данная система обладает рядом преимущественных характеристик по сравнению с традиционными конвективными системами:

1. Энергетическая эффективность - позволяет создавать комфортные условия при более низких температурах воздуха в помещении;
2. Равномерность обогрева - обеспечивает стабильное распределение температур по высоте помещения;
3. Гибкость применения - допускает организацию локальных зон обогрева;
4. Быстродействие - система выходит на рабочий режим за 15-20 минут после включения [155];
5. Отсутствие тепловой инерции - позволяет оперативно регулировать температурный режим.

Эти уникальные эксплуатационные качества делают газовые инфракрасные системы перспективным решением для организации отопления промышленных объектов. Исследование [155] особенно ценно тем, что впервые дало научное обоснование теплотехническим процессам, происходящим при использовании данного типа отопительных систем. Достижение оптимальных микроклиматических параметров возможно за счет регулирования характеристик воздушной среды и температурного режима ограждающих конструкций. Фундаментальным принципом создания благоприятной среды служит равномерное распределение температурных показателей и тепловых потоков во всех направлениях [156].

Проведенный анализ научных исследований свидетельствует, что в строительной теплофизике при моделировании тепловых режимов объектов теплоснабжения широко применяются упрощенные балансовые модели, представленные системами обыкновенных дифференциальных уравнений. Однако подобные подходы [157–161] не учитывают пространственную неоднородность температурных полей в зоне обогрева. В частности, исследования [157, 158] не принимают во внимание влияние восходящих конвективных потоков на формирование температурного распределения в помещении, что существенно искажает реальную картину теплообмена.

Основные ограничения существующих методик:

1. Игнорирование пространственной вариативности температурных полей
2. Отсутствие учета естественной конвекции воздуха
3. Упрощенное представление процессов теплообмена
4. Недостаточное отражение реальных физических процессов

Эти факторы свидетельствуют о необходимости разработки более совершенных математических моделей, адекватно описывающих сложные термодинамические процессы в отапливаемых помещениях.

Существующие методики определения требуемой тепловой мощности систем лучистого отопления классифицируются на три основные категории:

1. Эмпирические методы, основанные на практическом опыте проектирования и эксплуатации. Типичным представителем является подход Поллмана Ф. [162], где расчет ведется по площади обогреваемого пола. Однако такие методы имеют ограниченную применимость, так как разработаны для:

- конкретных климатических зон;
- определенных архитектурных решений;
- специфических конструкций излучающих панелей.

2. Модифицированные балансовые методы, включающие традиционный расчет теплопотерь с введением корректирующих коэффициентов. Среди них:

- метод С.А. Оцепа [137];
- подход Г. Скунка [163], использующий пониженные коэффициенты теплообмена;
- Алгоритмы [138, 146, 154, 164], основанные на комплексных показателях с эмпирическими коэффициентами.

3. Аналитические методы, использующие более совершенные подходы, разработанные ведущими специалистами [134–136, 144, 154, 165–168]. В их основе лежит решение системы уравнений, описывающих лучистый теплообмен, конвективные процессы и интегральный тепловой баланс поверхностей ограждений.

Особенностью аналитических методов является учет пространственной неоднородности температурных полей и реальных физических процессов теплообмена в помещении, что обеспечивает наиболее точные результаты расчетов:

1. Упрощенная методика С.Н. Шорина [169].

- Замена интегральных уравнений лучисто-конвективного теплообмена алгебраическими уравнениями.
- Основные допущения: использование средних угловых коэффициентов лучистого обмена, постоянство температур на поверхностях, неизменность коэффициентов конвективного теплообмена.
- Применяется для однородных ограждающих конструкций.

2. Комплексная модель В.Н. Богословского [134, 135, 154]

- Включает систему взаимосвязанных уравнений: теплового баланса поверхностей, теплообмена элементарных поверхностей, баланса настилающихся струй, свободных конвективных потоков, теплового баланса воздуха.
- Для невентилируемых помещений система упрощается, но остается сложной для аналитического решения.

3. Геометрически упрощенная модель М.И. Киссина [165]

- Расчетная схема: здание как прямоугольный параллелепипед, система из шести уравнений теплового баланса, учет основных поверхностей ограждений.
- Позволяет получить приближенное решение при ограниченных исходных данных

4. Численный подход Ю.Л. Табунщикова [170]

- Реализован в алгоритме компьютерного расчета нестационарных тепловых режимов
- Основные положения: использование уравнений лучисто-конвективного теплообмена, допущение о равномерности температуры воздуха в помещении и возможность моделирования динамических процессов.

Эти подходы демонстрируют эволюцию методов расчета - от упрощенных аналитических до комплексных численных моделей, применяемых в современных компьютерных расчетах. Каждый метод имеет свою область применения в зависимости от требуемой точности и имеющихся исходных данных.

А.М. Листовым [171] разработана методика, предполагающая разделение всех поверхностей помещения на три функциональные категории:

1. Нагревательные поверхности (отопительные панели);
2. Пассивные поверхности (внутренние ограждения);
3. Охлаждающие поверхности (наружные ограждения).

Для каждой категории поверхностей используется система уравнений лучисто-конвективного теплообмена и теплового баланса воздуха в помещении. Для практических расчетов эта система сводится к одному уравнению, описывающему теплообмен между нагретой поверхностью и остальными поверхностями помещения. Решение полученного уравнения возможно двумя способами:

1. Метод эквивалентного коэффициента теплопередачи (по А.Н. Сканави [167]).
 - Основан на концепции эквивалентного помещения.
 - Вся внутренняя поверхность делится на отопительную поверхность и необогреваемую поверхность.
 - Используется обобщенный коэффициент теплопередачи для всех ограждений.
2. Метод коэффициента полной облученности (по В.Н. Богословскому [134, 135, 154]).

- Основан на решении задачи лучистого теплообмена между нагретой и холодной поверхностями;
- Адиабатические поверхности (внутренние ограждения) рассматриваются как отражающие;
- Учитывает прямое излучение от панели и косвенное (вторичное) излучение через отражения;
- Вводится специальный коэффициент "полной облученности" для наружных ограждений.

Оба метода позволяют существенно упростить расчеты при сохранении приемлемой точности, что делает их практичными для инженерных расчетов систем лучистого отопления.

Однако, существующие методики [165, 167, 171] обладают рядом существенных недостатков:

- Они применимы только для встроенных панельных систем в жилых и общественных зданиях, но не учитывают особенности подвесных излучателей, расположенных на высоте 2–8 м.
- Используемые модели основаны на упрощенных балансовых подходах с обыкновенными дифференциальными уравнениями (ОДУ), что не позволяет корректно описывать пространственную неоднородность температурных полей.

Проведенный анализ существующих методик расчета систем лучистого отопления выявил ряд существенных ограничений, связанных с их узкой применимостью, упрощенными моделями теплообмена и недостаточной экспериментальной проверкой. Основные проблемы заключаются в следующем:

- Ограниченность моделей – большинство методик разработаны для встроенных панельных систем и не учитывают особенности подвесных излучателей, а также пространственную неоднородность температурных полей.
- Недостаточный учет физических процессов – преобладание интегральных балансовых методов приводит к игнорированию конвективного теплообмена и сложных термодинамических взаимодействий.
- Отсутствие унифицированных подходов – отсутствие единых нормативных методик для разных типов помещений и открытых пространств затрудняет корректное проектирование систем ИК-обогрева.

Для устранения этих недостатков необходимы перспективные направления исследований, включающие:

1. Разработку усовершенствованных физико-математических моделей, учитывающих совместное действие радиационного и конвективного теплообмена, а также пространственное распределение температур.

2. Создание более точного математического аппарата на основе уравнений в частных производных и современных численных методов.
3. Экспериментальную верификацию моделей с проведением натурных испытаний и корректировкой расчетных алгоритмов по реальным данным.

Реализация этих направлений позволит разработать более точные и универсальные методы расчета, обеспечивающие эффективное проектирование систем лучистого отопления с учетом реальных условий эксплуатации. Это, в свою очередь, повысит энергоэффективность и комфортность микроклимата в различных типах помещений и открытых пространств.

1.3 Тепловой режим резервуаров с локальным подогревом топлива для хранения мазута

Основное назначение мазутного хозяйства тепловой электрической станции или котельной – обеспечение бесперебойной подачи к котлам подогретого и отфильтрованного мазута в необходимом количестве и с соответствующими давлением и вязкостью. Так как котельные установки должны удовлетворять требованиям надёжности, экономичности и безопасности, то все эти требования справедливы и для мазутного хозяйства [172, 173]. Но ряд требований для мазутных хозяйств ТЭС и котельных имеют свою специфику. Это, прежде всего, требование надёжности системы подготовки и подачи топлива к котлам. Оно заключается в создании таких условий, которые сделали бы невозможным даже кратковременное прекращение подачи топлива, что особенно важно для мазутных хозяйств тепловых электростанций, снабжающим технологическим паром крупные объекты химической и нефтехимической промышленности. Поскольку мазутное хозяйство ТЭС и котельных – это целый комплекс сооружений, аппаратов и трубопроводов, требующий значительных капиталовложений при строительстве и потребляющий значительную долю энергии «собственных нужд» станции или котельной, то роль мазутного хозяйства как системы хранения и подготовки жидкого топлива очень велика. Основной проблемой при эксплуатации мазутных хозяйств остаются значительные затраты энергии на подогрев при хранении мазута и подготовке его к сжиганию. До 50 % расхода энергии электростанции на собственные нужды приходится на мазутное хозяйство [172].

В [174] рассмотрены основные проблемы, возникающие при использовании мазута в качестве топлива. Описаны методы устранения этих недостатков. Например, применение специальных резервуаров для транспортировки и хранения мазута. В некоторых случаях техническое состояние системы мазутоподготовки не позволяет прогреть мазут до необходимой для сжигания температуры (не менее 90°C). Типичные используемые форсунки не обеспечивают необходимого распыла мазута, что приводит к большому химическому и механическому недожогу топлива, а в итоге к его перерасходу. При разогреве мазута в железнодорожных цистернах «открытым» паром

на 1 т мазута расходуется до 100 кг пара, обводнение мазута при этом достигает 10%. По данным ВТИ сжигание мазута с такой влажностью приводит к перерасходу около 0,75% сухого мазута за счет тепла, идущего на испарение влаги, и дополнительного расхода энергии на тягу. Кроме того, при этом снижается надежность работы котельной установки. Выявлен ряд проблем, возникающих при хранении и эксплуатации мазутного топлива:

1. Недостаточный подогрев мазута перед сжиганием (не обеспечивающий снижения вязкости до нормативной величины), что ухудшает распыление топлива форсунками и влечет рост потерь тепла в результате механической и химической неполноты сгорания;
2. Неудовлетворительное состояние или отсутствие тепловой изоляции стальных наземных резервуаров, паро- и мазутопроводов вызывает значительные потери тепла в окружающую среду.

Современные технологии подготовки мазута к сжиганию способствуют повышению скорости полимеризации асфальтеносмолистых включений. Полимеризация асфальтеносмолистых включений приводит к росту коксования и появлению отложений на поверхностях нагрева подогревателей мазута, котлов. В результате появления отложений ухудшается эффективность работы подогревателей, увеличиваются потери тепла с уходящими газами, вследствие снижения коэффициента теплопередачи и появления дополнительного расхода топлива [173, 175]. Неоднородность состава, переменная вязкость и плотность перекачиваемой среды приводят к появлению нерасчетных, предельно допустимых нагрузок в топливных насосах, которые начинают работать в неустойчивом пульсирующем режиме. Это приводит к снижению напорных характеристик с большими перепадами давления в топливоподающем трубопроводе и, как следствие, к снижению устойчивости и надежности работы всей топливоподающей системы мазутного хозяйства котельной [173, 175, 176].

Кроме того, неоднородность состава мазута является причиной нарушения не только гидродинамических, но и тепловых процессов, происходящих в теплообменных аппаратах мазутного хозяйства, к повышенной коксуемости мазута, к снижению качества его распыливания, ухудшению функционирования горелочных устройств, к снижению качества процесса горения топлива в топках котлов. Это в конечном итоге приводит к снижению экономичности, надежности, ухудшению экологии, к уменьшению межремонтного цикла котельного агрегата в целом [175].

Известные к настоящему времени инженерные методики [177] 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 [178].

З.И. Геллером и его коллегами в 1966 – 1969 гг. [179, 180] одними из первых проведены теоретические и экспериментальные исследования процессов теплопереноса при хранении топлива в резервуарных парках мазутных хозяйств ТЭС. В результате исследований получены данные по естественному охлаждению и нагреву мазута в резервуарах хранения. Дальнейшие исследования в области хранения и подготовки мазута на ТЭС проводились коллективом авторов под руководством член-корр. РАН Ю.Г. Назмеева [173, 181–183] в 2000-х годах. Проведены исследования процессов теплопереноса при хранении жидкого органического топлива и нефтепродуктов в резервуарах, оснащенных системами циркуляционного подогрева. Разработаны модели и получены результаты моделирования тепловых и гидродинамических процессов для затопленных стесненных и свободных струй вязкой жидкости в заполненных резервуарах хранения. В настоящее время в зарубежной литературе встречаются работы, посвященные исследованию процессов, происходящих в резервуарах [184, 185]. В основном эти исследования посвящены анализу струйных течений в резервуарах небольшого объема в зависимости от угла наклона насадка и его диаметра, в том числе рассматриваются перемешивание различных жидкостей. Рассматриваются различные среды – вода, вязкие и двухфазные жидкости. В Е. Bumrungthaichaichan [184] применена модель струйного перемешивания жидкости в резервуаре. Рассмотрен резервуар небольшого объема, заполненный водой. Использовались стационарные уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу (RANS) с моделью турбулентности “Realizable k- ϵ ”. Проведены численные исследования для резервуара с насадкой, расположенной на дне резервуара, в программной среде ANSYS FLUENT CFD. При моделировании струйного течения были рассмотрены различные скорости на выходе из насадка.

В работе С. Shanawashkhan, Р. Kalaichelvi [185] проведено численное моделирование гидродинамических характеристик при моделировании резервуара смешения для двухфазных сред. В резервуаре представлено два сопла – для воды и воздуха, соответственно. Выбор конфигурации сопла для струи воды обусловлен ранее проведенными исследованиями авторов. Моделирование проводилось для различных скоростей струи воздуха и углов наклона сопел. Отмечается, что в отечественной и зарубежной литературе крайне мало работ посвященных моделированию и исследованию подогрева жидкого органического топлива в резервуарах хранения [184–186].

В [186] проведено моделирование тепловых и гидродинамических процессов при циркуляционном подогреве мазута в резервуаре хранения. Представлены результаты численных исследований в виде распределения тепловых и гидродинамических характеристик в резервуаре. Получены зависимости температуры мазута на выходе из резервуара и среднеобъемной

температуры мазута в резервуаре от времени нагрева и режима работы мазутоподогревателя. Установлено, что температура мазута увеличивается практически линейно, однако наблюдается некоторая точка излома линий. Это объясняется тем, что в начальный период подогрева, который составляет 4 – 10 ч для различных режимов работы мазутоподогревателя, горячий мазут из насадков непосредственно поступает на выход резервуара, прогревая лишь придонные области мазута в резервуаре. А с течением времени за счет конвективного теплообмена и смешения мазута в резервуаре прогреваются более высокие слои. Проведенные исследования показали, что интенсивность подогрева мазута в резервуаре хранения сильно зависит от режима работы мазутоподогревателя. Определено [186] время выхода резервуара с мазутом из режима «холодного» хранения на режим «горячего» хранения с целью подачи горячего мазута на котлы. Полученные результаты позволяют оценить время подогрева и оптимальный режим работы мазутоподогревателя при подогреве мазута в резервуаре хранения. Это так называемое время выхода резервуара из режима «холодного» резерва на режим «горячего» резерва, когда средняя температура мазута в резервуаре, который далее поступает на сжигание в котел, должна быть равной 363 К.

Исследования процессов теплопереноса при ламинарном течении плоской затопленной свободной струи мазута проводилась в [187, 188]. Основная система уравнений [187] базируется на фундаментальной системе дифференциальных уравнений энергии, уравнений движения и неразрывности. Целью численного эксперимента [187] является определение поля температур в расчетной области в различные моменты разогрева топлива. Течение в трубе и теплообмен описываются системой уравнений, включающей уравнения Навье-Стокса для несжимаемой жидкости в трехмерной постановке. Расчет проводится в программном комплексе FlowVision [187]. В качестве расчетной области рассматривается резервуар с мазутом марки М 100 объемом 100 м³, заполненный на 85%. Начальная температура мазута принимается 60 °С (рекомендуемая температура перекачки мазута из приемных емкостей в основные). По полученному в результате численного моделирования полю температур в расчетной области сделан вывод о том, что температурное поле в резервуаре равномерно и нет застойных областей.

В [188] проведено математическое моделирование и представлены результаты численных исследований процессов теплопереноса при нагреве больших объемов мазута в резервуарах хранения ТЭС. При установившемся режиме подогрева мазута в резервуаре, как и в других задачах, возникает область возвратных течений подогретого мазута с одной и той же температурой. При безразмерном времени $t^* = 1,25 \times 10^6$ практически весь объем исследуемой области резервуара прогревается. Так как на дне резервуара выдерживаются тепловые граничные условия третьего рода, то это приводит к охлаждению придонных слоёв мазута. Проведены

исследования происходящих тепловых процессов в резервуарах хранения мазута для зимнего и летнего периодов хранения за различные интервалы времени. Получены распределения полей температуры при течении плоской затопленной свободной струи мазута в резервуарах хранения (рисунок 1.1). В этой области возникает зона возвратных течений подогретого мазута с одной и той же температурой. Но нагретый и холодный мазут неспособны смешиваться друг с другом из-за высокой вязкости последнего. Теплоперенос в этой области происходит не за счёт конвекции, а за счёт теплопроводности.

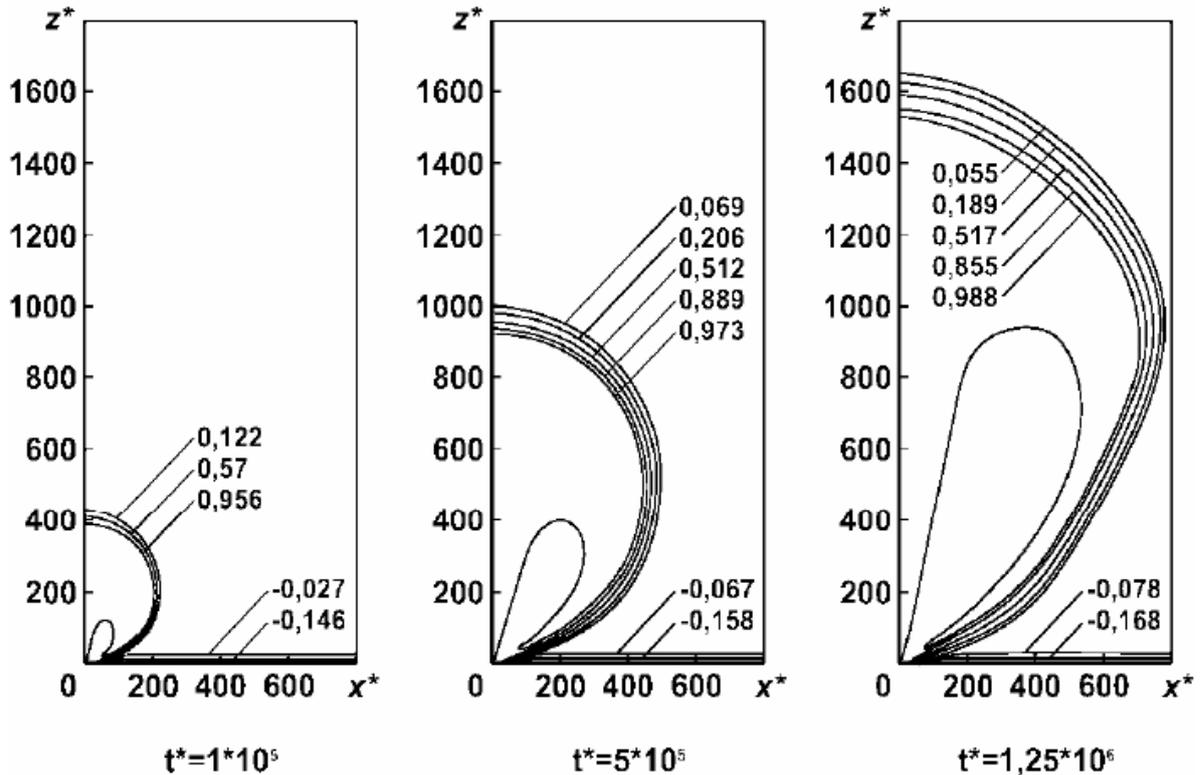


Рисунок 1.1 – Линии постоянных значений безразмерной температуры при граничных условиях третьего рода на днище резервуара для летнего периода года в различные моменты времени [188]

В [189] представлено инженерное решение, позволяющее существенно снизить материальные затраты на подогрев мазута на тепловой электростанции, а также сделать систему подогрева более надежной и менее энергоемкой. Рассмотрены методики расчетов входных и выходных параметров подводящего трубопровода и расчета площади поверхности теплообмена змеевика. Основным уравнением этих методик расчета является уравнение теплового баланса. Процесс конвективной теплопередачи описан с помощью известных критериальных зависимостей [190–193]. Приведены расходы пара в зависимости от температуры окружающего

воздуха и скорости ветра, а также созданы номограммы определения температуры теплоизоляции резервуара.

В [194] представлены результаты исследований процессов струйного перемешивания и нагрева сырой нефти и мазута М100 в резервуаре емкостью 2000 м³. Установлено, что создаваемые за счет струи потока мазута циркуляционные течения участвуют в процессе вымывания донных отложений в резервуаре (рисунок 1.2), т.к. их присутствие приводит к снижению емкости бака, ускоряет коррозионные процессы, повышает время технологических операций, блокирует сливные линии резервуаров. Установлено время, необходимое для удаления со дна отложений, а также нагрева резервуара до оптимальной температуры.

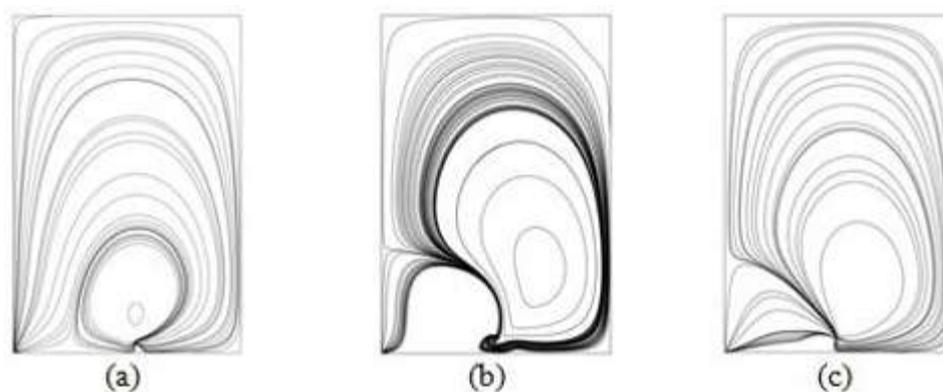


Рисунок 1.2 – Линии тока в резервуаре с мазутом: а) $\theta=15^\circ$; б) $\theta=75^\circ$; в) $\theta=125^\circ$ [194]

В [188], установлено, что для определения основных проектных показателей работы установок для хранения жидкого топлива имеет смысл пользоваться инженерными методиками расчета как более простыми в применении и дающими достоверные результаты, в то время как при выполнении оптимизации конструкции таких установок имеет смысл использовать методы численного моделирования. Учитывая то, что методы численного моделирования требуют больших затрат, необходимо получать аппроксимирующие зависимости для основных конструктивных (высота и диаметр резервуара, толщина утепляющего слоя) и режимных (расход греющего и нагреваемого топлива) характеристик [188].

Современные инженерные методики не позволяют с необходимой для практики достоверностью определять затраты энергии, времени и теплоносителя на нагрев большого объема мазута в резервуарах хранения, т.к. такие методики были разработаны с большим запасом по затратам энергии и не учитывали возможный пространственный характер распределения температуры в условиях локального нагрева больших объемов.

Установлено, что тепловой режим резервуара – хранилища мазута сильно зависит от режима работы мазутоподогревателя как от интенсивности теплового потока, так и от его геометрического размещения, а также потерь тепла в окружающую среду. Также ранее было

установлено, что в нижней части резервуара мазут не нагревается, формируется застойная зона. Это связано с тем что в резервуаре формируются конвективные течения которые способствуют неравномерному перемешиванию мазута. Мазут имеет достаточно большую вязкость при низкой температуре. Это может вызывать локальный перегрев мазута, что приведёт к ухудшению его свойств. Использование математического моделирования конвективных течений в таких резервуарах позволило бы получить значения температур во всём объёме резервуара, выявить локальный зоны перегрева и недогрева мазута, а также спрогнозировать распространение тепла.

1.4 Современные методы моделирования тепловых режимов хранилищ сжиженного природного газа

В энергетической отрасли обыкновенный природный газ, который охлаждают при температуре сжижения $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$ для транспортировки и хранения в жидком виде называют СПГ, или сжиженный природный газ. Такой газ хранят в специальных резервуарах, называемых изотермическими, при температуре близкой к температуре кипения (данная температура поддерживается из-за испарения СПГ) [195].

Одной из серьезных технологических проблем, которой уделяется большое внимание, является проблема стратификации СПГ в хранилищах [196]. Она возникает, как правило, при закачке без перемешивания нового СПГ в уже частично заполненный резервуар, в котором хранится СПГ с характеристиками (компонентный состав, плотность, температура и др.), отличными от характеристик закачиваемого продукта. В результате расслоения происходит постепенный перегрев нижнего слоя относительно состояния насыщения при рабочем давлении в резервуаре и последующее резкое самопроизвольное смещение ("переворачивание") слоев с интенсивным парообразованием СПГ, во много раз превышающим номинально допустимое испарение. Явление получило название "ролловер" и трактуется по существу, как аварийный режим хранилища с реальной угрозой его разрушения.

Явление "ролловера" в хранилищах СПГ активно изучается зарубежными специалистами уже более 30 лет [29, 197–210]. Большинство случаев "ролловера" связано с расслоением при доливке в не полностью опорожненный резервуар СПГ иного состава. Отмечены случаи "ролловера" за счет саморасслоения СПГ вследствие преимущественного выкипания из него азота. В некоторых случаях "ролловер" был вызван резким падением барометрического давления. "Ролловер" наблюдался на резервуарах емкостью от 5 до 150 тыс. м³ различных типов и конструкций (см. рисунок 1.3). Расчетные пиковые давления резервуаров колебались при этом от 4 до 13 МПа. [211]

Более половины резервуаров, на которых наблюдались случаи "ролловера", эксплуатировались при постоянных (поддерживаемых) избыточных рабочих давлениях в

паровом пространстве, составляющих 0,4-0,6 от расчетного. Однако на ряде резервуаров (по технологической необходимости) давление варьировалось в процессе эксплуатации в диапазоне 0,2-0,95 от расчетного.

Один из первых документально зарегистрированных случаев "ролловера" [212] произошел в августе 1971 г. на приемном терминале СПГ в г. Специи (Италия) после слива сильно "выветренного" тяжелого СПГ из танкера в изотермический резервуар под слой более легкого СПГ, уже находившегося в резервуаре ранее. Через 18 ч после окончания слива давление в резервуаре стало самопроизвольно быстро расти и поднялось с 250 мм вод. ст. (рабочее значение) до 710 мм вод. ст., превысив на 210 мм максимально допустимое и создав реальную угрозу разрушения резервуара. Несмотря на определенные успехи, достигнутые в области математического прогноза физических явлений и разработки технологии предотвращения "ролловера", интерес к проблеме не ослабевает до настоящего времени [28, 213–218].

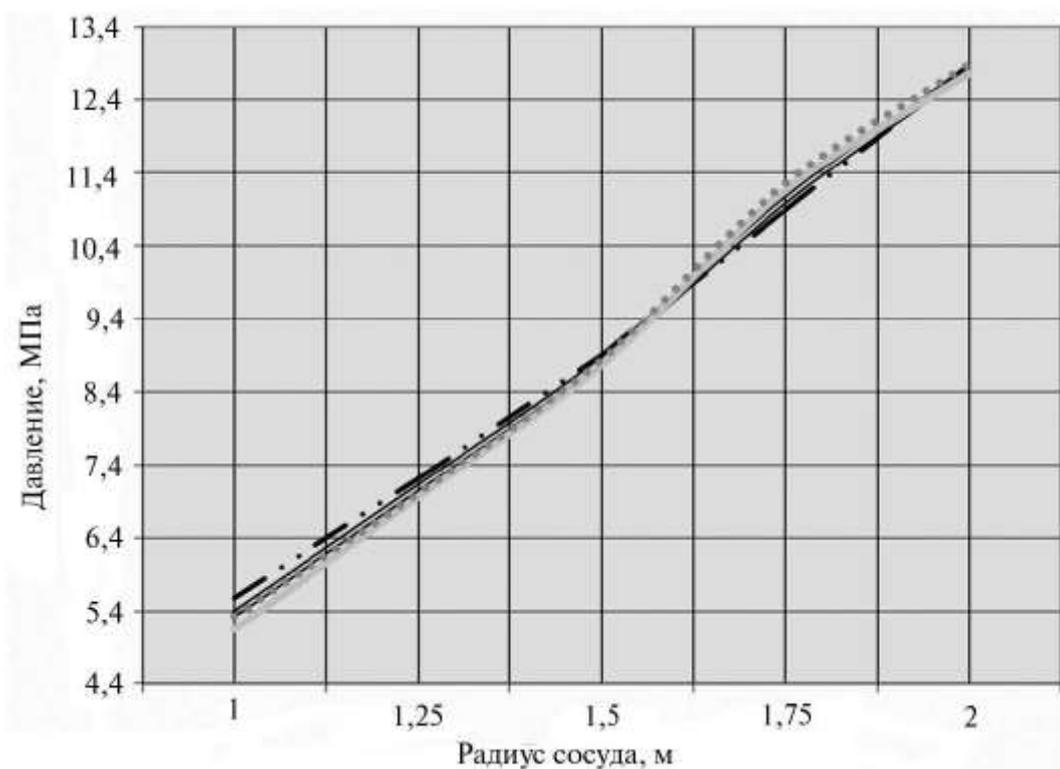


Рисунок 1.3 – Зависимость изменения пикового давления в хранилищах СПГ при “ролловере” от геометрических характеристик цилиндрических сосудов [211]

Первая математическая модель процесса "ролловера" была предложена М. Чэтерджи и Д. Гайст [219]. Разработанная Н. Чэтерджи и Д. Гайстом программа для ЭВМ позволяла с интервалом 0,05 ч вычислять температуру, состав и плотность каждого слоя. Дальнейшее исследование этого процесса было проведено А. Джермелесом [220]. Им так же рассматривалась не реальная, а эквивалентная бинарная смесь. Для определения плотности смеси по заданным

значениям состава и температуры использовался интерполяционный метод Г.Бойля. Модель А. Джермелеса реализована в виде вычислительной программы на ЭВМ; для случая «ролловера» в г. Специя. Следует подчеркнуть, что и модель М. Чэтерджи, Д. Гайста и модель А. Джермелеса, несмотря на относительно удовлетворительное согласование расчетов времени развития "ролловера" с данными наблюдений в г. Специи, имеют в основе своей существенные общие недостатки. Используемые в этих работах коэффициенты тепло- и массопереноса С.Тарнера по существу предопределяют необходимость эквивалентирования реального состава СПГ бинарной смесью. В результате фактически не учитывалось качественное влияние азота на характер изменения плотности СПГ и общее развитие процессов тепломассопереноса в резервуаре. В связи с этим замечанием непосредственный теоретический и практический интерес представляют результаты исследований процессов расслоения, проведенные Ю.Сугавара [216] для цилиндрических сосудов диаметром 0,5 м и высотой 0,4 и 0,8 м с дифференцированной системой обогрева (днище, стенка, днище + стенка). В качестве рабочих жидкостей использовались фреоны: R-II - "легкая" жидкость; смесь R-II и R-III - "тяжелая" жидкость (закачивалась снизу под слой "легкой"-жидкости). Ю. Сугавара предложена полуэмпирическая физико-математическая модель процесса «ролловера». Однако практическое использование полученных экспериментальных данных в приложении к СПГ затруднено ввиду неоднозначности математической модели массопереноса [216].

Следует отметить, что несмотря на теплоизоляцию, как правило, тепло поступает в бак-резервуар СПГ. Но теплоприход в целом небольшой и вызывает только поверхностное испарение. В основном притоки тепла возникают через боковые и нижние стенки резервуара, нагревая жидкость, которая поднимается наверх, где вследствие испарения и охлаждения в дальнейшем опускается вниз [207]. Это движение способствует образованию конвективных течений в резервуаре-хранилище СПГ (рисунок 1.4). Со временем возможны случаи температурной стратификации жидкости, что в дальнейшем может привести к «ролловеру». Возможны две причины возникновения стратификации: 1. Интенсивное испарение легкокипящего компонента вследствие чего охлажденный газ с меньшей плотностью находится в верхней части бака. 2. Подмешивание в резервуар-хранилище СПГ газа с другим составом и, соответственно, другой плотностью.

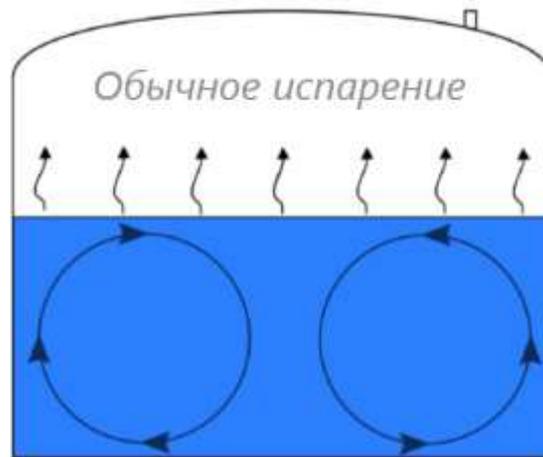


Рисунок 1.4 – Конвективные течения в резервуаре СПГ [207]

В этом случае конвективное движение жидкости прекращается и теплоприток из внешней среды через стенки сосуда нагревает жидкость в нижней части резервуара. Через некоторое время происходит так называемое «опрокидывание» (ролlover) жидкости в резервуаре, при этом нагретая жидкость устремляется вверх, где интенсивно испаряется с выделением большим количества газа и, соответственно, практически мгновенным повышением давления в резервуаре в десятки, сотни раз (рисунок 1.5) что, как правило, приводит к аварийной ситуации.

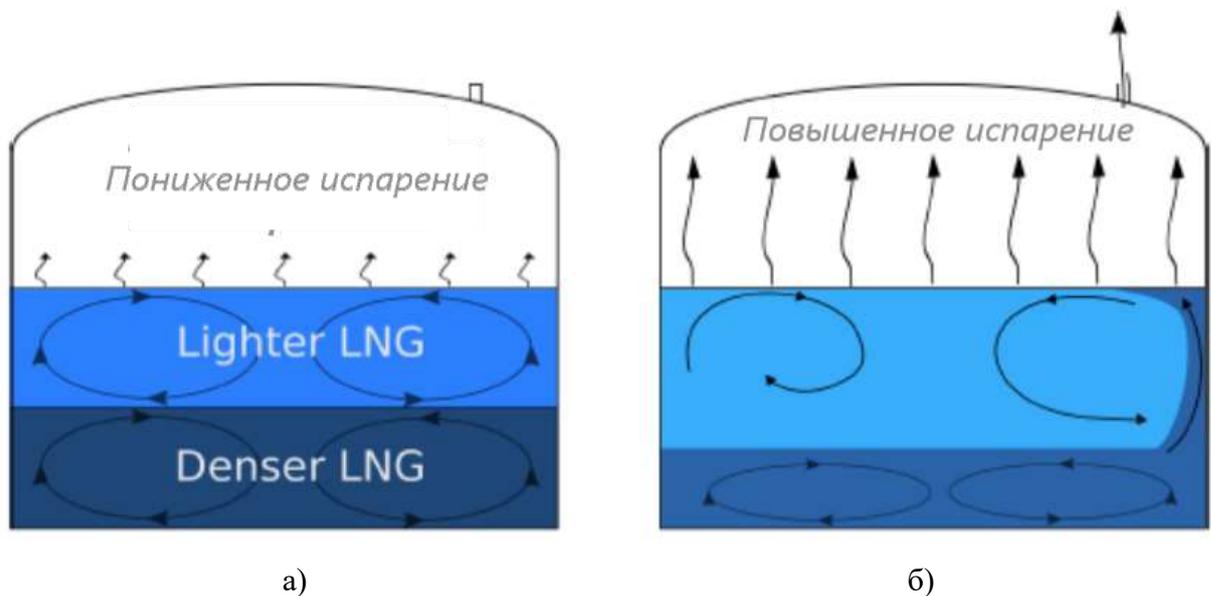


Рисунок 1.5 – Стратификация жидкости перед ролloverом (а) и во время ролloverа (б) [207]

Соответственно, анализ и прогностическое моделирование стратификации и последующего ролloverа в резервуарах СПГ очень актуально.

Первые работы по исследованию стратификации СПГ в резервуарах проводились экспериментально, в качестве исследуемой жидкости использовалась соленая вода [221, 222]. Были получены зависимости «устойчивости стратификации жидкости» от распределения температуры по высоте резервуара [221]. Полученные данные в дальнейшем были широко использованы в моделях прогнозирования параметров переноса в работах по прогнозированию стратификации различных жидкостей в том числе и СПГ.

Бергман [223], Терман [224], Казмерчак [225] и Крэппер [226] изучали эффект нагревания стратифицированной жидкости, состоящей из соленой воды. Во всех этих экспериментах наблюдался рост толщины нижнего слоя, а также образование промежуточных. Стратифицированная жидкость ведет себя аналогично опытам, в которых формировались течения, возникающие после приложения сдвигового напряжения. Установлено [223], что при формировании стратификации устанавливался ламинарный режим, при ролловере турбулентный с последующим затуханием возмущений. Выявлено [226], что конвективный режим и генерируемые течения оказывают сильное влияние на формирование стратифицированного состояния жидкости.

Мориока и Энья [222] и Арита [227] также экспериментально установили влияние интенсивности тепловых потоков на границах исследуемой области на формирование конвективных течений (рисунок 1.6). Выявлено, что чем больше интенсивность теплового потока тем меньше время для возникновения «ролловера» и его продолжительность.

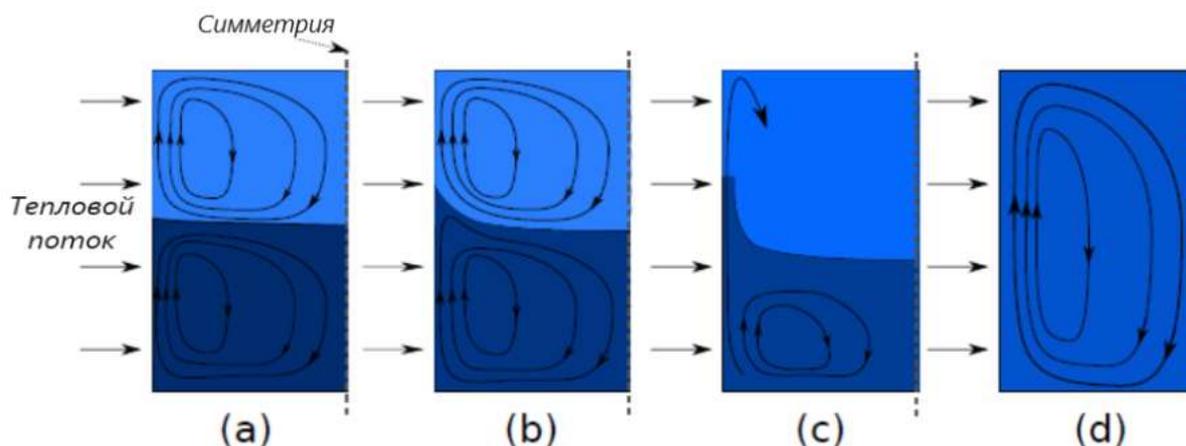


Рисунок 1.6 – Схема, иллюстрирующая структуру потоков жидкости на разных стадиях явления ролловера вблизи нагретой вертикальной стены: (a) – начальная стратификация, (b) – развитая конвекция, (c) – проникновение перегретого слоя, (d) – гомогенизированная жидкость [227]

Также установлено [227] что не только интенсивность теплового потока от поверхности стенки резервуара влияет на процесс формирования ролловера, но и конфигурация этих поверхностей (рисунок 1.7).

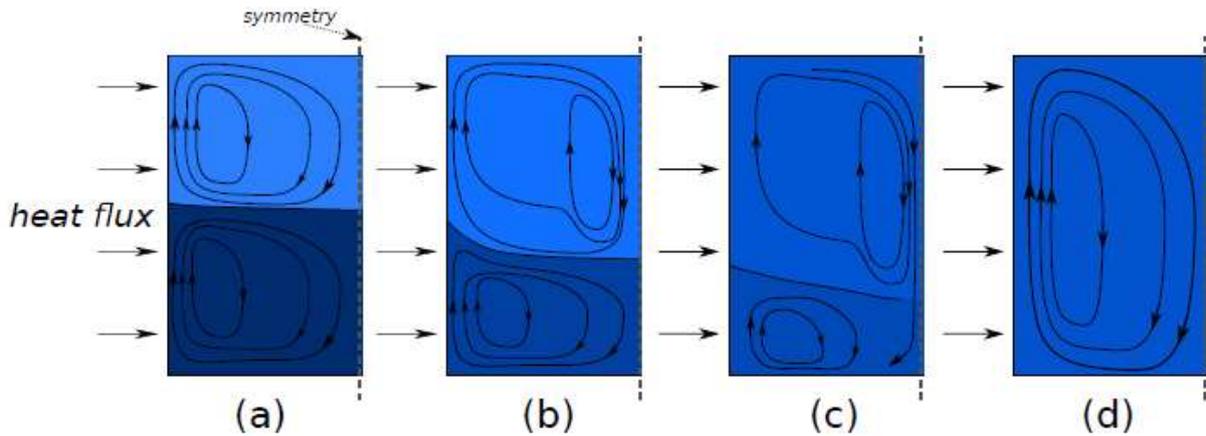


Рисунок 1.7 – Структуры потоков жидкости на разных этапах формирования «ролловера» вблизи нагретой вертикальной и нижней горизонтальной стенок: (a) – начальная стратификация, (b) – развитая конвекция, (c) – проникновение перегретого слоя, (d) – гомогенизированная жидкость [227]

Оказалось, что при постоянной интенсивности нагрева боковой и нижней стенок снижается время перемешивания жидкости. Этот неочевидный эффект оказался связан с изменением структуры конвективных течений (рисунок 1.5).

Чаттерджи и Гейст для анализа возможности предотвращения «ролловера» разработали [219] параметрическую модель основанную на тепловом и материальном балансе с использованием коэффициента теплопереноса между горизонтальными слоями жидкости. Этот коэффициент брался из зависимостей, полученных ранее экспериментально.

Последующие работы [28, 213–217, 220] посвящены улучшению этой балансной модели, которые также используют уточненные значения коэффициентов q_i , полученные эмпирическим путём.

Программное обеспечение для прогнозирования «ролловера», используемое в отрасли СПГ, основано на этих балансных моделях с параметрами, которые требуют эмпирических корреляций в зависимости от постановки задачи. От этих корреляций очень сильно зависят полученные результаты. Кроме того, использование таких моделей не даёт пространственную картину течений жидкости.

Использование же методов численного моделирования на основе решения уравнений Навье-Стокса [218, 228, 229] позволяет получить не только пространственную картину структуры течения жидкости, но и провести анализ влияния многих важных параметров, например геометрии резервуара или интенсивности теплопритока на внешних границах на тепловой режим резервуара СПГ.

Ши [218] разработал код, основанный на методе конечных объемов, способный моделировать пространственное поведение «ролловера». Использовались уравнения движения в приближении Буссинеска, а плотность зависела от температуры и концентрации растворенных газов. Однако отсутствие при моделировании фактора турбулентности ограничивает использование модели [218] до чисел $Ra=10^8$.

Мунаката и др. [229], а также Лемембре [228] использовали постановку Ши [218] и метод конечных разностей. Рассматривалась, осесимметричная задача. Предполагалось, что подогрев снизу был вторичным и поэтому учитывался только боковой подогрев.

Моделирование конвективного теплообмена в полномасштабном резервуаре для хранения СПГ (рисунок 1.8) представлено в [200]. Модель учитывает влияние статического давления и теплоты фазового перехода (испарение). Установлено, что интенсивное перемешивание происходит в течении 20 часов за счет естественной конвекции. Также было показано, что мелкомасштабные экспериментальные или численные исследования не могут воспроизвести полный динамический процесс.

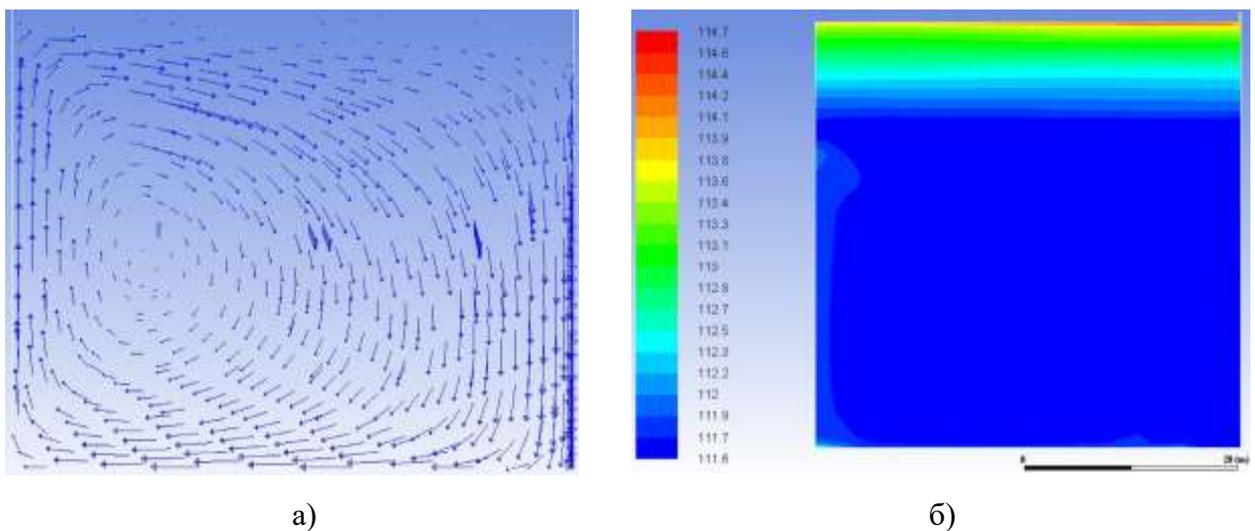


Рисунок 1.8 – Векторы скорости и поле температур в резервуаре для хранения СПГ, полученные авторами [200]

Авторами [201] проведено численное моделирование нестационарной естественной конвекции в резервуаре СПГ под давлением с использованием уравнений сохранения массы, импульса, энергии, турбулентной кинетической энергии и скорости турбулентной диссипации. Установлено, что циркуляция потока, а также теплообмен на границах резервуара сильно зависят от распределение температуры СПГ по вертикали.

Целью исследования [206] было численное моделирование стационарных процессов теплопереноса в вертикальной цилиндрической полости, заполненной СПГ. Вычисления основаны на двумерной модели, включающей уравнения неразрывности, движения и энергии в

цилиндрических координатах. Уравнения дискретизированы методом конечных объемов. Используется алгоритм SIMPLER. Проведено параметрическое исследование стационарного течения в ламинарном режиме. По вычисленным векторам скорости и температуры при $Ra=10^5$ проанализировано влияние размеров и соотношение сторон резервуара на характеристики процесса теплопереноса (рисунок 1.9).

Поскольку СПГ нагревается, как правило, вдоль вертикальной стенки вследствие тепловых утечек, нагретая жидкость движется вверх под действием выталкивающей силы и одновременно заставляет холодную жидкость опускаться вниз к нижней части полости, что приводит к испарению на свободной поверхности по закону Хашеми–Вессона [206]. При увеличении числа Рэлея скорость движения нагретой жидкости вверх увеличивается, интенсифицируется перемешивание и средняя температура в полости растёт. Для всех проанализированных случаев поток тепла вследствие испарения неоднороден на свободной поверхности и, что более важно, вблизи стены. По мере уменьшения соотношения сторон испарительный тепловой поток становится менее зависимым от числа Рэлея. Установлено [206] влияние соотношения сторон резервуара СПГ на скорости перемещения жидкости в нём.

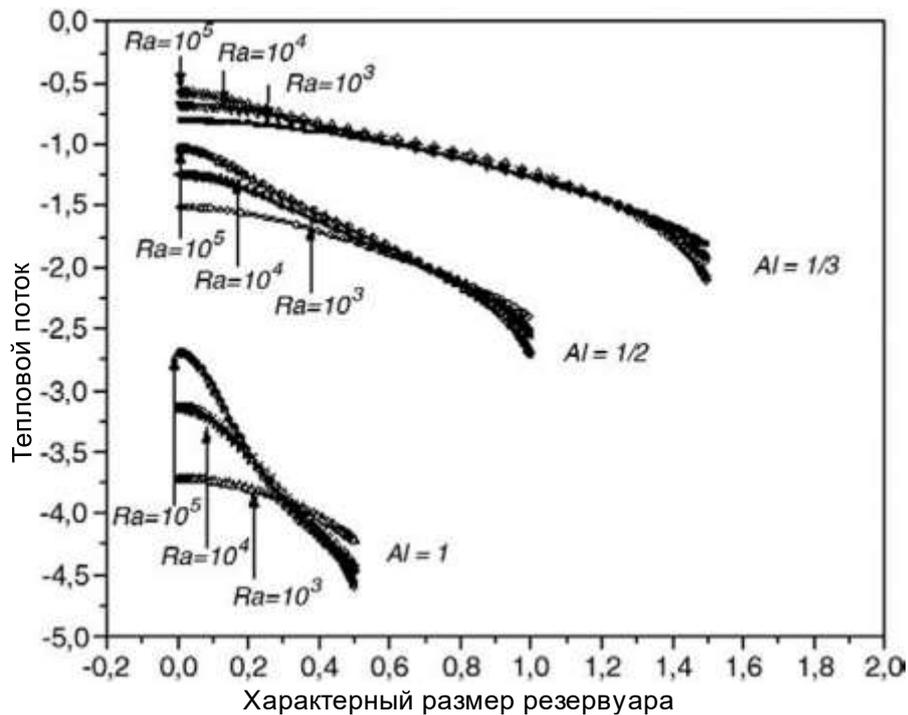


Рисунок 1.9 – Распределение безразмерного теплового потока в результате испарения жидкости на свободной поверхности при различных геометрических соотношениях сторон резервуара – хранилища СПГ [206].

Инструмент прогнозирования опрокидывания СПГ (RolloverFoam), был разработан [207] в рамках кода CFD с открытым исходным кодом OpenFOAM. Проверочное сравнение со средними экспериментальными данными показало относительно хорошие совпадения между

теоретическими и экспериментальными характеристиками с максимальными расхождениями менее 15% для времени пролонгации и пика скорости выкипания [207].

Кроме того, результаты решения задачи в пространственной постановке позволили лучше понять явление опрокидывания (рисунок 1.10). Установлено, что первоначальное название «ролловер», обычно используемое для обозначения быстрой гомогенизации СПГ с выделением большого количества выпарных газов, не отражает физических процессов, возникающих во время смешивания, поскольку ни в одном из исследованных случаев слои не перекатывались друг на друга. Вместо этого, быстрое перемешивание происходило за счет движения вниз границы раздела, которая отталкивается от свободной поверхности, аналогично наблюдениям Ши со смесями фреона [218]. Кроме того, в отличие от традиционных моделей с сосредоточенными параметрами, представленный метод может быть адаптирован для изучения опрокидывания в более сложных геометриях, такие как резервуары FLNG.

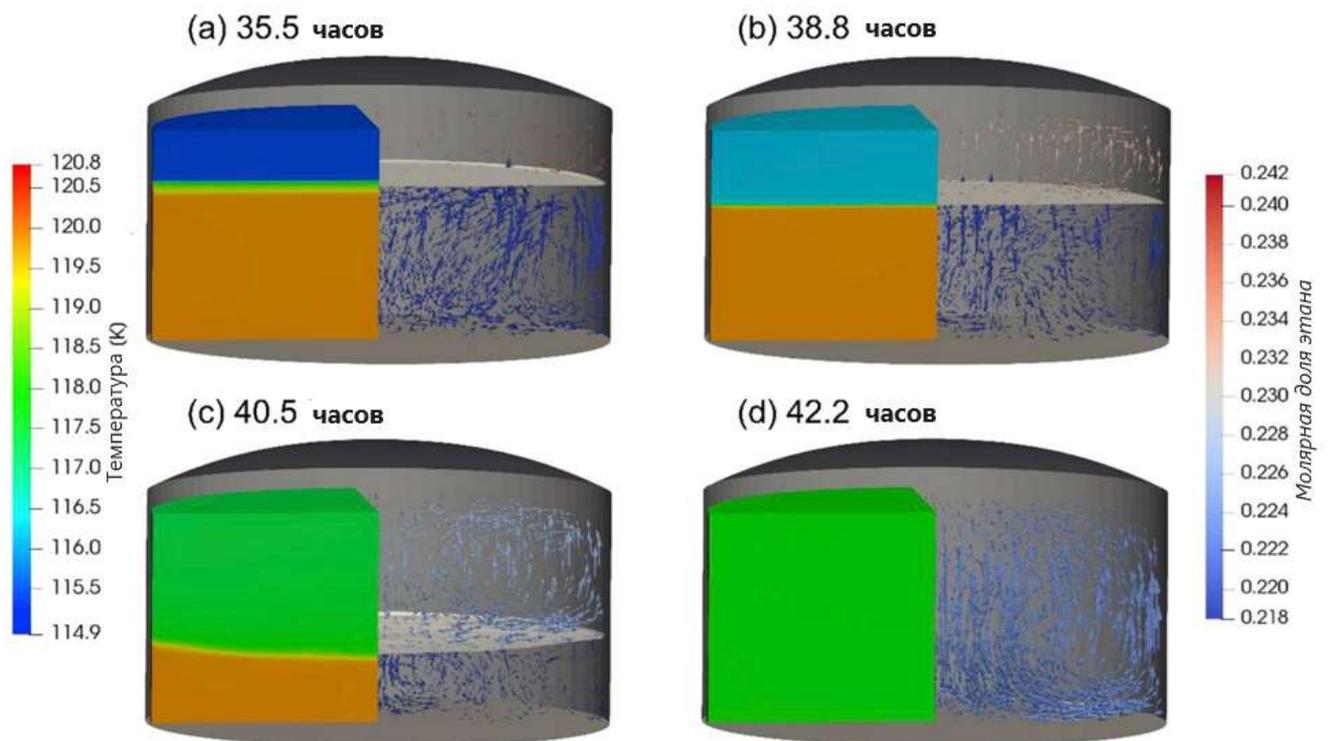


Рисунок 1.10 – Поля температуры (слева), молярной доли и скорости (справа) в центральном сечении резервуара СПГ [207]

В настоящее время в отрасли СПГ также растет интерес к использованию стратификации для сокращения количества испарившегося газа во время хранения СПГ [230, 231]. Метод, представленный в статье, может прогнозировать возникновение опрокидываний во время хранения стратифицированного СПГ.

На практике при условии, что известны состав слоев и их начальная температура, код CFD можно использовать для прогнозирования возникновения опрокидывания, принимая стандартное значение 15 Вт/м^2 для теплового потока, поступающего в резервуары для СПГ [232]. Но, предложенный в [232] метод математического моделирования нуждается в подтверждении дополнительными экспериментальными данными и может быть улучшен за счет использования более точных турбулентных моделей (с использованием уравнений Навье-Стокса осредненных по Рейнольдсу, метод моделирования крупных вихрей LES и др.), а в математическую модель, описывающую процесс испарения жидкости на свободной поверхности, добавить учет эффектов Соре и Марангони, но для этого требуется возможность их количественной оценки экспериментально [232].

Пока для прогнозирования теплового состояния резервуаров хранилищ СПГ используются методики, основанные на балансных моделях или с использованием простых математических формул (без учета фактора турбулентности, с простыми граничными условиями 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.

1.5 Анализ современного состояния исследования процессов теплообмена в водоемах с использованием тепловых насосов

Исследованию работы теплонасосных установок посвящено достаточное большое число работ (например [233–238]).

В [233] рассматривается целесообразность применения ТНУ на промышленных предприятиях России для теплоснабжения. Рассмотрены два объекта: городские очистные сооружения (АО «Нефтекамский водоканал», г. Нефтекамск, Башкортостан) и Кировский рудник (ОАО «Апатит», г. Кировск Мурманской области). Данные объекты располагаются в разных регионах России, имеют разные источники низкопотенциальной энергии (коммунальные сточные воды и вода системы охлаждения турбокомпрессоров), разные области применения (коммунальный сектор, промышленный объект) и разные виды тепловых нагрузок (отопление и горячее водоснабжение). Предложены приведенные ниже схемы теплонасосных систем отопления и горячего водоснабжения, соответственно (рисунки 1.11–1.12).

Подобные исследования проводились и на очистных сооружениях г. Владивостока [234], где ТНУ использует теплоту сточных вод для получения горячей воды, подаваемой в систему теплоснабжения района для подпитки. Принципиальная схема ТНУ, предлагаемой к внедрению на очистных сооружениях г. Владивостока, представлена на рисунке 1.13.

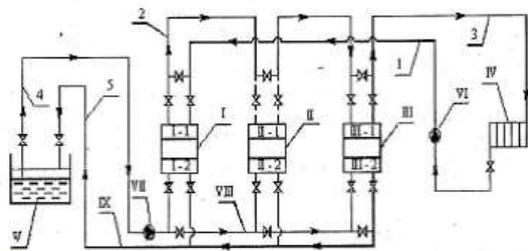


Рисунок 1.11 – Принципиальная схема теплонасосной системы отопления [233]

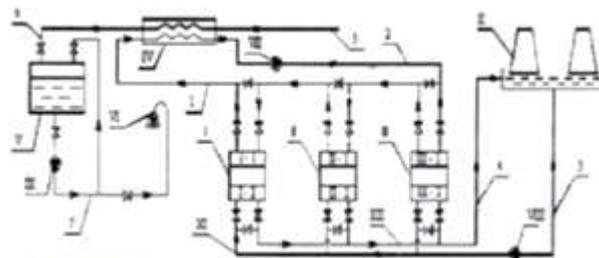


Рисунок 1.12 – Принципиальная схема теплонасосной системы горячего водоснабжения [233]

Достоинством предлагаемой в [234] системы является возможность подключения теплонасосной установки к новым очистным сооружениям без существенной реконструкции и изменения режима работы станции очистки сточных вод. Теплота, получаемая от теплонасосных установок, действующих на очистных сооружениях, может быть использована как на собственные нужды коммунального предприятия, так и реализована потребителям.

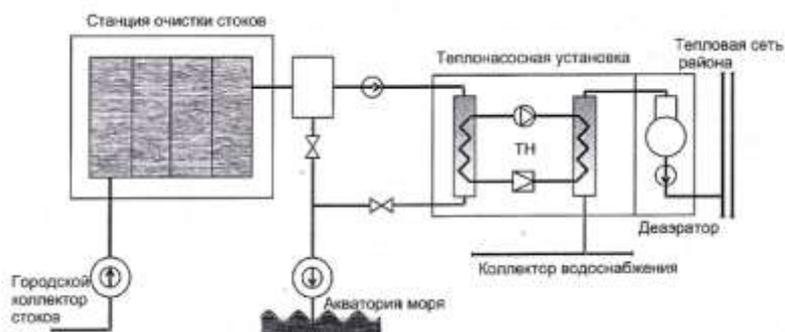


Рисунок 1.13 – Схема теплонасосной установки на очистных сооружениях [234]

Несмотря на значительную стоимость теплонасосных установок, проекты с их применением на городских очистных сооружениях являются инвестиционно привлекательными. Так, при оценке эффективности применения теплового насоса на очистных сооружениях г. Владивостока установлено, что расчетный срок окупаемости проекта не превышает 2,5 года. Применение тепловых насосов для утилизации теплоты сточных вод дает также ряд преимуществ не только экономического, но и экологического характера - за счет сокращения вредных выбросов на районных котельных и уменьшения теплового загрязнения морского побережья.

В [235] анализируются условия применимости теплового насоса для систем теплоснабжения (отопления и горячего водоснабжения) от низкопотенциального источника теплоты в виде сточных канализационных неочищенных вод в условиях городов и поселков Республики Татарстан (РФ) в сравнении с газовой котельной малой и средней теплопроизводительности, а также с ТЭЦ.

Следует иметь в виду, что с учетом капитальных затрат (на покупку и ввод в эксплуатацию ТНУ) стоимость одноступенчатой установки может быть значительной. В исследованиях [233–235] не ставилась задача расчета времени окупаемости установленных ТНУ, газовых котлов, электрических котлов.

Источником низкопотенциальной энергии для ТН может служить и отработавшая теплота АЭС, ТЭЦ. Например, в [236] предложена схема теплонасосного теплоснабжения, осуществляющая подачу теплоносителя от энергоисточника к потребителю по однотрубной схеме, использующая отработавшую теплоту АЭС, ТЭС и сбросное тепло промышленных энергоисточников.

Данная технология базируется на использовании специальных ТНУ большой мощности, использующих в качестве рабочего тела диоксид углерода, реализующих высокоэффективный цикл Лоренца, что обеспечивает высокую температур теплоносителя (100°C), достаточную для дальнего теплоснабжения. Диоксид углерода выбирается, потому что он обладает рядом преимуществ: негорюч, неядовит и доступен. Кроме того, он обладает уникальными термодинамическими и теплофизическими свойствами и позволяет создавать мощные и компактные агрегаты с малой удельной металлоемкостью и стоимостью.

Предлагаемая система обеспечивает высокоэффективную утилизацию отработавшей теплоты, что позволяет повысить энергетические, экологические и стоимостные показатели традиционной теплофикации и может быть применена как на действующих, так и вновь создаваемых электростанциях. Также исключается необходимость ввода компенсирующей электрической мощности при использовании газотурбинного привода компрессора ТНУ, что значительно улучшает технико-экономические показатели, включая экономию ядерного топлива на АЭС и газа на ТЭС. Кроме того, однотрубная схема с применением ТНУ, кроме электрической и тепловой энергии, обеспечивает потребителей технической (или питьевой - при дополнительной очистке) водой, что позволяет данной схеме не только интегрироваться в сложившуюся инфраструктуру тепло- и водоснабжения, но и повысить её надёжность.

Применение ТНУ для утилизации теплоты сбросных теплоносителей в системах энергоснабжения предприятий может обеспечивать значительную экономию топлива только при оптимальных режимах их работы и минимальных температурных напорах в теплообменных аппаратах. Достижимая экономия топлива при работе ТНУ существенно зависит от глубины охлаждения в ней утилизируемого «холодного» и степени нагрева горячего теплоносителей.

Применение ТНУ повышает экологичность ТЭС, так как способствует снижению тепловых и химических вредных выбросов в окружающую среду.

Разработке схем, позволяющих утилизировать низкопотенциальную теплоту на ПГУ-ТЭС с помощью ТН, уделяется внимание и в [238]. На примере Северо-Западной ТЭЦ проведен сравнительный анализ ИНПТ на ПГУ-ТЭС и оценен резерв экономии топлива за счет наиболее актуальных из них. Для применения в тепловых насосах на ПГУ-ТЭС предложено использовать: воду, охлаждающую конденсатор ПТ; продувочную воду градирни; обессоленную воду системы охлаждения турбогенератора; обратную сетевую воду.

Анализ расчетных и экспериментальных характеристик ПКТН и сопоставление их с характеристиками АБПТ показал, что с помощью ПКТН можно успешно осуществлять утилизацию теплоты источников с температурой 5,0... 10,0 °С, нагревая при этом воду в конденсаторе до 70,0...80,0 °С и выше, что значительно расширяет область применения ПКТН по сравнению с АБПТ.

Другой вид возобновляемого источника энергии, используемого в комбинации с ТНУ предлагается использовать в [237].

Рассматривается возможность комбинированной работы абсорбционного ТН с ВЭУ, расположенных непосредственно на теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) и включенных в основной цикл. Для этого абсорбционный ТН устанавливается на линии сброса охлаждающей воды из конденсатора паровой турбины для съема теплоты низкого потенциала.

По итогам анализа исследований можно сделать вывод, что применять теплонасосные установки целесообразно на промышленных предприятиях России. В качестве низкопотенциальных источников энергии можно использовать:

- коммунальные сточные воды;
- сбросное тепло промышленных энергоисточников;
- естественные водоемы.

Такие водоемы принято считать наиболее перспективными по целому ряду объективных причин [239–248] для применения теплонасосных установок, но до настоящего времени не разработана общая теория теплопереноса в малой окрестности трубок испарителя в условиях низкой температуры, обеспечивающая возможность прогностического моделирования теплового состояния трубок испарителя, заполненных рабочей жидкостью, и выбора технологических и конструктивных параметров систем теплоснабжения на основе ТНУ. Сущность проблемы использования ТНУ в России заключается в том, что в водоемах с неподвижной водой обледенение трубок испарителя в подавляющем большинстве реальных условий работы ТНУ неизбежно, а в водоемах с проточной водой много факторов, которые негативно влияют на работоспособность и эффективность эксплуатации теплонасосных установок. Использование, например, ТНУ, погруженных в прибрежные воды больших или малых рек невозможно не только

весной (ледоход) или осенью (ледостав), но даже зимой из-за образования ледяного покрова большой толщины (до метра). По этим причинам необходимы исследования, обеспечивающие создание прогностической базы для разработки систем теплоснабжения с использованием низкопотенциальных источников теплоты – водоемов и ТНУ. Экспериментальное изучение всего многообразия возможных вариантов систем «водоем – ТНУ» практически затруднительно. Наиболее реальным является разработка математической модели, обеспечивающей прогноз характеристик работы ТНУ в условиях РФ.

Выводы по первой главе

Глава 1 посвящена анализу современного состояния математического моделирования теплопереноса в промышленной теплоэнергетике, с акцентом на процессы естественной, вынужденной и смешанной конвекции в замкнутых полостях. В последние годы эта проблема привлекает всё больше внимания, однако многие исследования показывают недостатки в учете сложных взаимодействий между конвекцией и теплопроводностью стенок ограждающих конструкций.

Основные выводы:

1. **Недостатки использующихся в настоящее время моделей:** В большинстве моделей не используются сопряженные постановки, что приводит к использованию идеализированных граничных условий. Это ограничивает прогностический потенциал моделей и их практическое применение. Например, в исследованиях часто игнорируется влияние теплопроводности стенок на интенсивность конвекции, что может существенно влиять на результаты.
2. **Влияние режимных параметров:** Установлено, что числа Релея и Прандтля играют ключевую роль в определении интенсивности конвективных потоков и теплообмена. В частности, при высоких числах Релея наблюдается зависимость числа Нуссельта от площади радиационного излучения. Это подчеркивает необходимость более глубокого анализа влияния этих параметров на процессы теплообмена.
3. **Необходимость более детального подхода:** 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 точно предсказывать характеристики систем в реальных условиях и разрабатывать более эффективные инженерные решения

4. **Трудности задания адекватных граничных условий:** Исследования показывают, что использование идеализированных граничных условий может привести к значительным отклонениям в результатах моделирования. Например, кондуктивный перенос тепла может оказывать влияние на распределение температуры и гидродинамику в полостях. Это подчеркивает важность разработки более детальных моделей.
5. **Перспективы дальнейших исследований:** 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.

ГЛАВА 2. ПРОГНОЗ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОДОЕМОВ

Одна из важных задач прикладной теплотехники заключается в прогнозировании тепловых режимов водоемов-охладителей, которые являются одним из основных элементов электростанций и электроцентралей. Работа таких водоемов, как правило, открытых, проходит в условиях изменения температур внешней среды (воздуха) и интенсивности теплообмена. По этим причинам контроль температур в характерных точках водоема недостаточен для обеспечения регламентных характеристик воды. Необходим инструмент прогноза теплового состояния воды водоема в любое время года, для того чтобы можно было оперативно влиять на качество воды. Таким инструментом может быть вычислительный комплекс для моделирования сопряженного конвективного теплопереноса в замкнутых и полукрытых областях с распределенными источниками тепловыделения.

2.1. Физическая и геометрическая модели

Современные водоемы-охладители объектов теплоэнергетики имеют, как правило, форму параллелепипедов [5, 7]. Глубина, длина и ширина этих водоемов варьируется в широких диапазонах, исходя из задач объекта и масштабов использования водных ресурсов. В основном используются водоемы (или резервуары) с замкнутым циклом водооборота, но применяются и проточные [5]. В данной диссертации рассматривается достаточно типичная конфигурация водоема-охладителя ТЭС умеренных размеров с замкнутым циклом водоснабжения объекта.

Следует отметить, что в зависимости от целей основного объекта, условий работы и ограничений по качеству используемой воды внутренние границы таких водоемов или резервуаров представляют собой поверхности бетонных ограждающих конструкций или грунта. Представляется целесообразным решение сформулированной задачи для современных и перспективных схем реализации внешнего контура водоемов в бетонном исполнении. Но при этом надо иметь в виду, что влажный грунт имеет, как правило, существенно более высокую теплопроводность и теплоемкость. По этим причинам полученные в дальнейшем результаты представляют собой нижние оценки масштабов влияния изучаемых факторов на закономерности смешанного теплопереноса в замкнутых водоемах при теплоотводе по всему внешнему контуру.

Рассматривается течение и теплоперенос 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 2.1) [85].

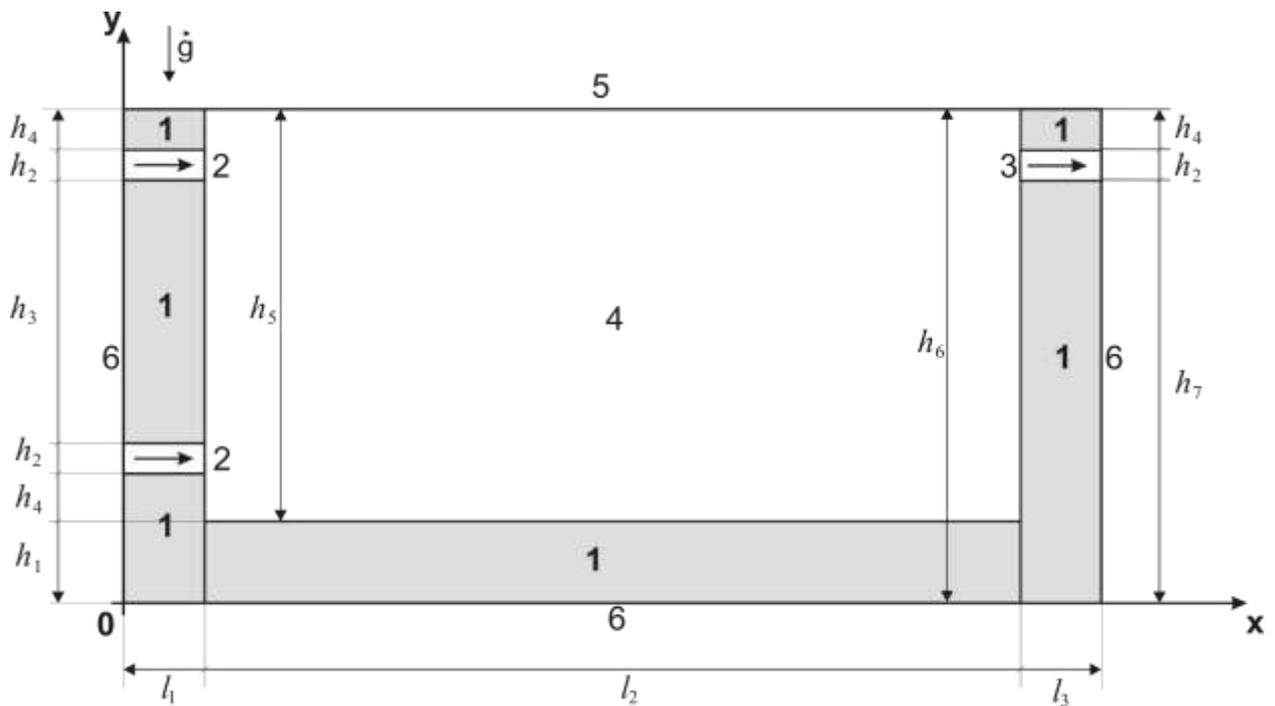


Рисунок 2.1 – Область решения задачи: 1) твердая стенка; 2, 3) участки ввода и вывода жидкости; 4) жидкость; 5) свободная поверхность жидкости; 6) внешние границы стенок

При постановке задачи принимается, 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. Неоднородность обусловлена различными теплофизическими характеристиками сред и условиями теплообмена на границах области решения. Жидкость считается вязкой, теплопроводной, режим течения ламинарным. Отток массы с верхней границы за счет испарения не учитывается. Все границы кроме участков ввода и отвода массы считаются непроницаемыми для жидкости. Теплофизические свойства жидкости и материалов твердых стенок не зависят от температуры.

Эти допущения позволяют значительно упростить решение и при этом не вносят в постановку задачи серьезных ограничений. Так, например, реальный диапазон изменения температуры воды в водоеме составляет не более 60 градусов. В таком диапазоне теплофизические характеристики рассматриваемой жидкости изменяются не более чем на 4%, что не может существенно сказываться на температурных полях исследуемой системы. Аналогичный вывод можно сделать для бетона и грунта, коэффициенты теплопроводности которых в этом интервале температур меняются незначительно.

Ламинарный режим течения также является наиболее типичным для достигаемых в рассматриваемой задаче значений чисел Рейнольдса и Грасгофа. Отток массы со свободной

поверхности водоема за счет испарений, как правило, осуществляется на практике, но интенсивность этого процесса не настолько велика, чтобы он мог изменить конфигурацию заполненной водой полости или её размеры. При решении задачи теплопереноса этот фактор в дальнейшем специально исследовался.

Задача рассматривается в нестационарной постановке в связи с учетом способности материала твердых стенок аккумулировать тепло и значительными перепадами температур между вводимой в водоём воды, воздухом и начальной температурой твердых стенок и воды. В общем случае возможны различные расположения отверстий для ввода и вывода жидкости. Рассматриваются наиболее типичные варианты (рисунок 2.1), реализация которых, приводит к формированию наиболее интересных для анализа структур течения жидкости. При постановке задачи также предполагается, что контакт на границах раздела «жидкость – твердая стенка» идеален, а условия теплообмена на внешних границах области решения не зависят от времени. Идеальность контакта жидкости и твердой стенки в рассматриваемой задаче является гораздо более обоснованной, чем, например, в аналогичных моделях для контакта двух твердых тел. Жидкость заполняет все элементы шероховатости бетона (или грунта) в реальности. Поэтому теплопередача через эту контактную поверхность практически незначительно отличается от идеальной. Также в реальной практике характерные времена изменения условий теплообмена на свободной поверхности технологических водоемов ТЭС много больше характерных времен переноса энергии в жидкости и за счет конвекции, и теплопроводности.

Особое значение в рассматриваемой задаче имеют граничные условия на внешних границах области решения (рисунок 2.1). Эти условия определяют интенсивность теплоотвода с внешних границ и могут достаточно существенно влиять на режим течения жидкости, и, соответственно, на интенсивность теплопереноса. Исходя из анализа различных вариантов реализации рассматриваемой схемы на практике можно на правой, левой и нижней границах области решения выставлять граничные условия различного рода. Для корректного использования условий четвертого рода необходимо расширить размеры области решения путем ввода дополнительных подобластей до значений x и y , при которых фронт прогрева в любых режимах не доходит до этих внешних границ. Такой подход существенно усложняет алгоритм решения задачи. Использование условий теплоизоляции на внешних границах области решения (рисунок 2.1) не является правомерным, так как в реальных условиях при различных градиентах температур всегда осуществляется сток тепла во внешнюю среду с этих границ. По этим причинам были выбраны граничные условия первого и второго рода на внешних границах.

Следует отметить, что на границах ограждающих стенок использование граничных условий второго рода при всей кажущейся формализации реального физического процесса может

быть обосновано достаточно аргументировано. Так, например, возможно решение рассматриваемой задачи для относительно малого интервала времени, но с учетом распространения тепла непосредственно в грунте. Из решения такой задачи можно определить диапазон возможных изменений теплового потока на границе «бетон-грунт». Эта характеристика будет меняться во времени очень медленно в связи с высокой энергоемкостью реального грунта. Соответственно, такое решение создает объективные условия для использования граничных условий второго рода на внешнем контуре водоема.

Также правомерным является использование в определённых режимах граничных условий первого рода вследствие высокой энергоемкости типичных грунтов. Последний вариант менее обоснован, по сравнению с первым, но также отражает некоторый комплекс условий, которые могут быть реализованы в малой окрестности водоема-охладителя ТЭС.

Необходимо отметить, что в реальных объектах ввод массы в водоем осуществляется из одного или нескольких каналов для горячей воды, расположенных на некотором расстоянии друг от друга. Поэтому в самом общем случае возможна реализация трехмерных распределений основных искомых функций (температур и компонент скоростей), но поперечная составляющая скорости в рассматриваемой задаче будет, безусловно, много меньше двух других компонент, соответствующих основной плоскости движения вводимой в резервуар горячей воды. Поэтому можно принять достаточно обоснованные допущения о возможности решения основной задачи в двумерной постановке с учетом основных факторов, влияющих на движение жидкости в горизонтальном и вертикальном направлениях.

2.2. Математическая модель

Принята двумерная постановка задачи. Исследуемый процесс в рамках сформулированной физической модели описывается системой нестационарных уравнений Навье-Стокса и энергии для жидкости и уравнением теплопроводности для стенок. При записи этой системы уравнений и соответствующих краевых условий использовались основные положения механики сплошной среды [49, 249–258].

Для приведения системы уравнений к безразмерному виду использовались следующие соотношения:

$$X = \frac{x}{L}, Y = \frac{y}{L}, \tau = \frac{t}{t_0}, U = \frac{u}{V_{in}}, V = \frac{v}{V_{in}}, \theta = \frac{T - T_0}{\Delta T}, \Psi = \frac{\psi}{\psi_0}, \Omega = \frac{\omega}{\omega_0},$$

$$\Delta T = T_{in} - T_0, \psi_0 = V_{in}L, \omega_0 = \frac{V_{in}}{L},$$

где x, y – размерные координаты; X, Y – безразмерные координаты, соответствующие x, y ; L – длина полости по оси x ; t_0 – масштаб времени; τ – безразмерное время; u, v – скорости по направлениям x, y соответственно; U, V – безразмерные скорости, соответствующие u, v ; V_{in} –

масштаб скорости (скорость потока на входе); Θ - безразмерная температура; T_0 – температура жидкости и твердого тела в начальный момент времени; T_{in} – температура жидкости входного потока; Ψ - функция тока; ψ_0 - масштаб функции тока; Ψ - безразмерный аналог Ψ ; Ω - вихрь скорости; ω_0 - масштаб вихря скорости; Ω - безразмерный аналог Ω .

Соответственно 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 будут иметь вид:

$$\frac{\partial \Omega}{\partial \tau} + U \frac{\partial \Omega}{\partial X} + V \frac{\partial \Omega}{\partial Y} = \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 \Omega}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial Y^2} \right) + \frac{\text{Gr}}{\text{Re}^2} \left(\frac{\partial \Theta}{\partial X} \right), \quad (2.2.1)$$

$$\frac{\partial \Theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \Theta}{\partial X} + V \frac{\partial \Theta}{\partial Y} = \frac{1}{\text{Re} \cdot \text{Pr}} \left(\frac{\partial^2 \Theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial Y^2} \right), \quad (2.2.2)$$

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} = \Omega, \quad (2.2.3)$$

$$\frac{1}{\text{Fo}} \frac{\partial \Theta}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 \Theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial Y^2}, \quad (2.2.4)$$

здесь

$$\text{Gr} = \frac{g \beta L^3 \Delta T}{\nu^2} - \text{число Грасгофа};$$

β - температурный коэффициент объемного расширения; g – ускорение, создаваемое массовыми силами; ν - коэффициент кинематической вязкости жидкости;

$$\text{Re} = \frac{2V_{in}L}{\nu} - \text{число Рейнольдса};$$

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

$$\text{Fo} = \frac{a_w t_0}{L^2} - \text{число Фурье};$$

a - коэффициент теплопроводности (f - для жидкости, w - для твердой фазы);

Начальные условия:

$$\Psi(X, Y, 0) = 0,$$

$$\Omega(X, Y, 0) = 0,$$

$$\Theta(X, Y, 0) = 0$$

Граничные условия:

- на внешнем контуре рассматриваемой области (кроме свободной поверхности жидкости)

$$\left| \begin{array}{l} Y = 0, 0 \leq X \leq \frac{l_1 + l_2 + l_3}{L}; \\ X = 0, 0 \leq Y \leq \frac{h_1 + h_5}{L}; \\ X = \frac{l_1 + l_2 + l_3}{L}, 0 \leq Y \leq \frac{h_7 + h_2 + h_4}{L}; \end{array} \right.$$

задаются граничные условия первого рода $\Theta = 0$ (1 вариант) либо граничные условия второго рода $\frac{\partial \Theta}{\partial n} = \text{Ki}$ (2 вариант);

- на верхней границе рассматриваемой области задано условие третьего рода для твердой стенки и условие свободной поверхности для жидкости:

$$\left| \begin{array}{l} \frac{\partial \Psi}{\partial Y} = 0, \tau_z = \frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2}, \\ \frac{\partial \Theta_f(X, Y)}{\partial Y} = \text{Bi} \cdot \Theta_f(X, Y) + \text{Bi} \cdot \frac{T_0 - T_e}{T_{in} - T_0} + K_i, \end{array} \right. \text{ при } Y = \frac{h_1 + h_5}{L}, \frac{l_1}{L} \leq X \leq \frac{l_1 + l_2}{L};$$

- на внутренних границах раздела твердой стенки и воды, параллельных оси OY принято:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Psi = 0, \frac{\partial \Psi}{\partial X} = 0, \\ \Theta_w = \Theta_f, \\ \frac{\partial \Theta_w}{\partial X} = \lambda_{w,f} \frac{\partial \Theta_f}{\partial X}, \end{array} \right. \text{ при } \left\{ \begin{array}{l} X = \frac{l_1}{L}, \frac{h_4}{L} \leq Y \leq \frac{h_1 + h_4}{L}, \frac{h_2 + h_2 + h_2}{L} \leq Y \leq \frac{h_2}{L}, \\ \frac{h_7 + h_2}{L} \leq Y \leq \frac{h_6}{L}; \end{array} \right.$$

- на внутренних границах раздела твердой стенки и воды, параллельных оси OX:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Psi = 0, \frac{\partial \Psi}{\partial Y} = 0, \\ \Theta_w = \Theta_f, \\ \frac{\partial \Theta_w}{\partial Y} = \lambda_{w,f} \frac{\partial \Theta_f}{\partial Y}, \end{array} \right. \text{ при } Y = \frac{h_4}{L}, \frac{l_1}{L} \leq X \leq \frac{l_1 + l_2}{L};$$

- участок ввода жидкости:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Theta = 1, \\ \frac{\partial \Psi}{\partial Y} = 1, \end{array} \right. \text{ при } \left\{ \begin{array}{l} X = \frac{l_1}{L}, \frac{h_1 + h_4}{L} \leq Y \leq \frac{h_1 + h_4 + h_2}{L}, \\ \frac{h_1 + h_2 + h_3 + h_4}{L} \leq Y \leq \frac{h_1 + 2h_2 + h_3 + h_4}{L}; \end{array} \right.$$

- участок оттока жидкости:

$$\left| \begin{array}{l} \frac{\partial \Theta(X, Y)}{\partial Y} = 0, \\ \frac{\partial \Psi}{\partial Y} = 1, \end{array} \right. \quad \text{при } X = \frac{l_1 + l_2}{L}, \frac{h_1}{L} \leq Y \leq \frac{h_1 + h_2}{L}$$

здесь $Ki = \frac{qL}{\lambda_w(T_{in} - T_0)}$ – число Кирпичева; $Bi = \frac{\alpha_k L}{\lambda_f}$ – число Био; $\tau_z = \frac{\tau_z L}{V_{in} \mu}$ – безразмерное касательное напряжение; $K_i = \frac{W Q_i L}{\lambda(T_{in} - T_0)}$ – безразмерное число испарения; τ'_z – касательное напряжение на свободной поверхности (5, рисунок 2.1); μ – динамическая вязкость жидкости; α_k – коэффициент теплообмена между внешней средой и рассматриваемой областью решения по границе $y = h_6$; T_e – температура окружающей среды; λ_w – коэффициент теплопроводности материала стенок; λ_f – коэффициент теплопроводности жидкости; $\lambda_{w,f} = \lambda_w / \lambda_f$ – относительный коэффициент теплопроводности; q – тепловой поток на внешних границах области решения (6, рисунок 2.1); $W = \frac{A(P_n - P'')}{\sqrt{\frac{2\pi R_g}{M} T_{pb}}}$ – массовая скорость испарения; Q_i – теплота фазового перехода; P_n – давление насыщения; P'' – парциальное давление испаряющихся компонентов; R_g – газовая постоянная; M – молекулярный вес; A – коэффициент аккомодации; T_{pb} – температура испарения.

Для решения системы уравнений (2.2.1 – 2.2.4) использовался метод конечных разностей [259].

2.3 Тестовые задачи

С целью обоснования достоверности полученных в дальнейшем результатов решена группа тестовых задач, менее сложных по сравнению с задачами диссертации.

2.3.1 Течение жидкости в выемке с движущейся крышкой.

Эта задача – одно из первых применений численных методов для решения уравнений Навье – Стокса [256]. Рассматривается течение жидкости в замкнутой квадратной области с размером L , вызываемое движением одной из её границ с некоторой скоростью V ; остальные границы области неподвижны. При безразмерной записи $2L$ и V используются в качестве масштабов длины и скорости:

$$\frac{\partial \Theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \Theta}{\partial X} + V \frac{\partial \Theta}{\partial Y} = \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 \Theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial Y^2} \right) \quad (2.3.1)$$

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} = \Omega \quad (2.3.2)$$

Искомые поля функции тока и вихря являются здесь функциями числа Рейнольдса $Re = 2VL/\nu$.

Граничные условия имеют вид:

$$y = 0,5, 0 < x < 0,5, \frac{\partial \psi}{\partial y} = 1, \psi = 0 \quad (\text{верхняя граница – крышка});$$

$$x = 0, 0 \leq y \leq 0,5, \psi = 0, \frac{\partial \psi}{\partial x} = 0 \quad (\text{левая граница});$$

$$x = 0,5, 0 \leq y \leq 0,5, \frac{\partial \psi}{\partial y} = 0, \psi = 0 \quad (\text{правая граница});$$

$$y = 0, 0 \leq x \leq 0,5, \psi = 0, \frac{\partial \psi}{\partial x} = 0 \quad (\text{нижняя граница});$$

В качестве начального условия можно использовать, например, такой режим: при $t=0$ жидкость во всем поле неподвижна, а верхняя крышка внезапно приводится в движение:

$$y = 0,5, 0 < x < 0,5, \frac{\partial \psi^\circ}{\partial y} = 1, \psi^\circ = 0,$$

где $\psi^\circ = \psi(x, y, 0)$. При решении стационарной задачи при данном числе Рейнольдса возможно (и практически наиболее эффективно) в качестве начальных использовать значения функции тока, полученные при другом (меньшем) числе Re . На рисунке 2.2 представлены результаты, полученные в [256]. Использована равномерная разностная сетка с числом узлов 20×17 .

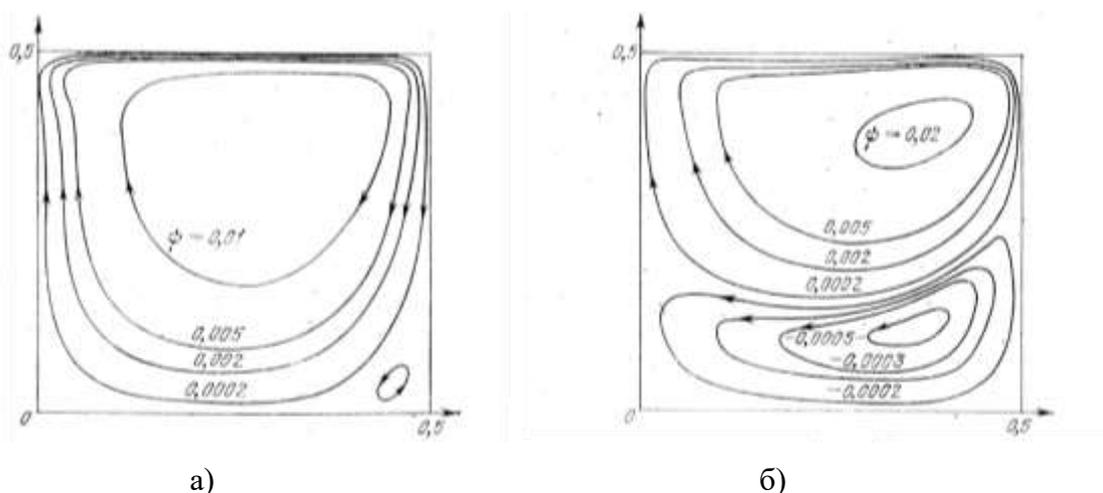


Рисунок 2.2 – Стационарное течение в выемке с движущейся крышкой. Изолинии функции тока полученные в [256]. а) – $Re=300$; б) – $Re=1000$

На рисунке 2.3 представлены результаты, полученные на равномерной квадратной сетке 50×50 при использовании разработанных автором диссертации метода и алгоритма.

Относительная погрешность вычисления значений функции тока составляет не более 2%. Это связано с тем, что в нашем случае при решении уравнений использовано большее количество узлов сетки, чем в [256]. Вполне возможно, что полученное автором данной работы решение является более точным.

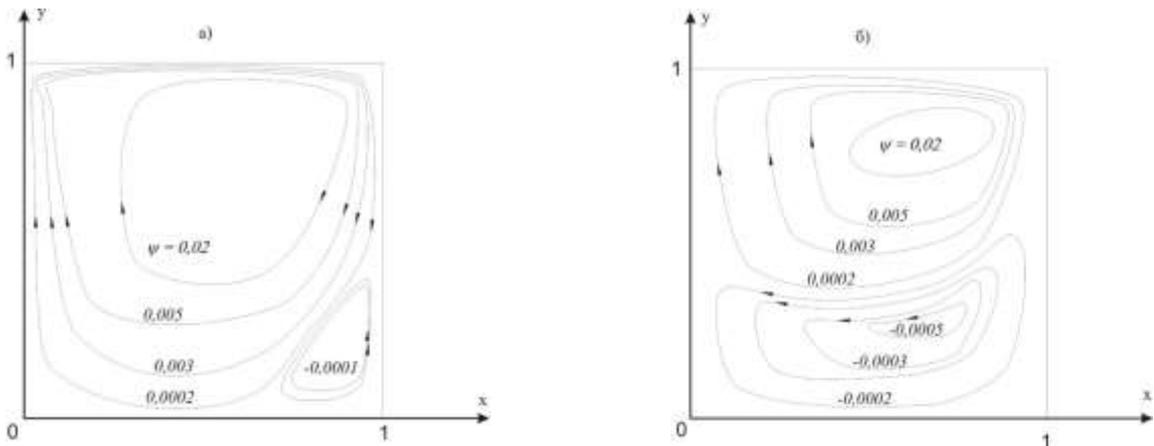


Рисунок 2.3 – Типичные изолинии функции тока полученные в данной работе. а) – $Re=300$; б) – $Re=1000$

2.3.2 Вынужденная конвекция в прямоугольной камере с входным и выходным отверстием

Рассматривается вынужденная ламинарная конвекция вязкой несжимаемой жидкости в замкнутой квадратной полости (рисунок 2.4) с источниками ввода и вывода массы [118]. На стенках полости заданы граничные условия первого рода. Поступающая в полость жидкость имеет постоянную температуру T_{in} . Сила тяжести направлена вертикально вниз.

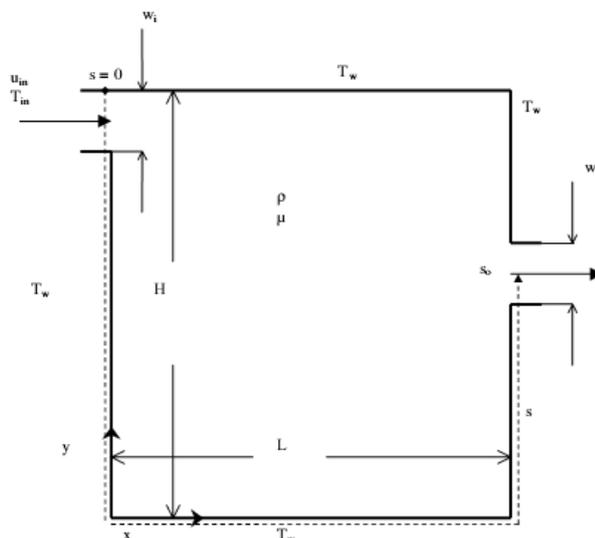


Рисунок 2.4 – Область решения тестовой задачи [118]

Жидкость предполагалась ньютоновской, несжимаемой, вязкой, удовлетворяющей приближению Буссинеска. Математическая модель процесса записана, следуя [118], в безразмерных переменных:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = \Omega, \quad (2.3.3)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + 2 \frac{w}{H} \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right), \quad (2.3.4)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + 2 \frac{w}{H} \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right), \quad (2.3.5)$$

$$U \frac{\partial \Theta}{\partial X} + V \frac{\partial \Theta}{\partial Y} = 2 \frac{w}{H} \frac{1}{\text{Pr Re}} \left(\frac{\partial^2 \Theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial Y^2} \right). \quad (2.3.6)$$

Здесь $\text{Re} = U_{in}(2w)/\nu$ - Число Рейнольдса, $\text{Pr} = \nu/a$ - число Прандтля.

Граничные условия для системы уравнений (2.3.3) – (2.3.6) имеют вид:

На всех стенках полости $U=0, V=0, \Theta=1$,

Входное и выходное отверстие $U=1, V=0, \Theta=0$.

На рисунках 2.5-2.7 показаны результаты полученных значений функции тока при разных диаметрах отверстий ввода и вывода жидкости и различных геометрических расположениях источника вывода массы с результатами, полученными в [118].

Приведенные сравнения показывают достаточно хорошее соответствие полученных значений характеристик с результатами работы [118]. Анализируя итоги этого тестирования, следует отметить, что используемые в качестве тестовых результаты авторов [118] опубликованы в 2006 году в одном из самых авторитетных международных журналах.

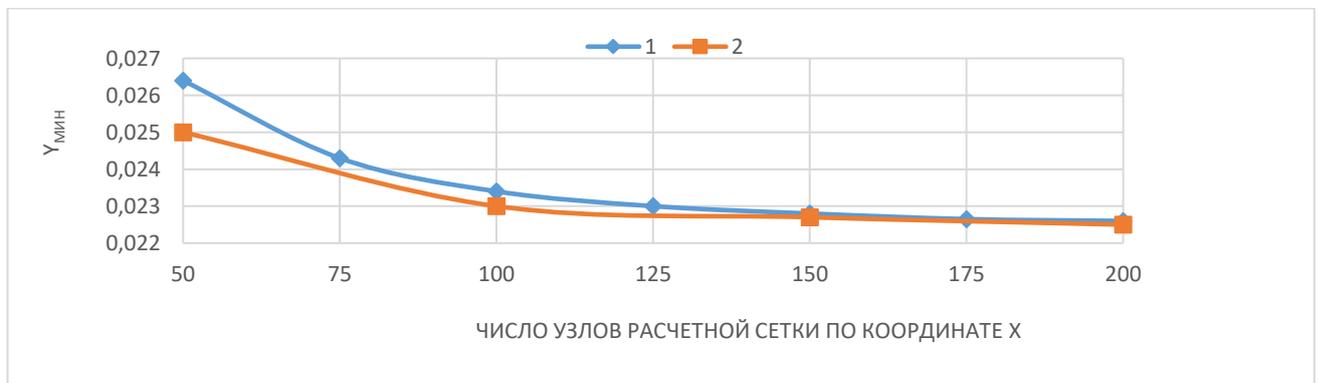
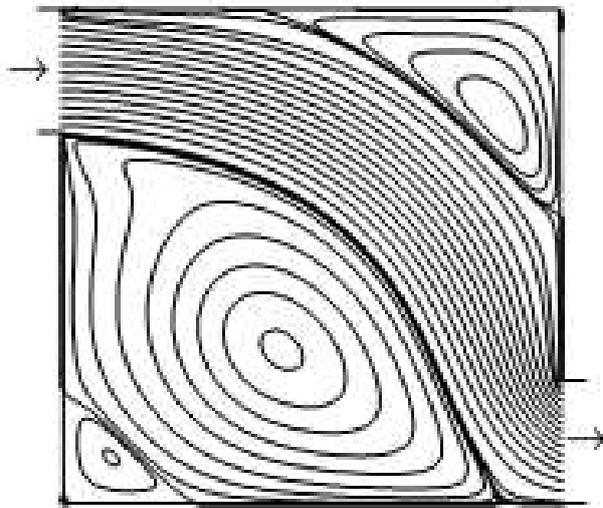
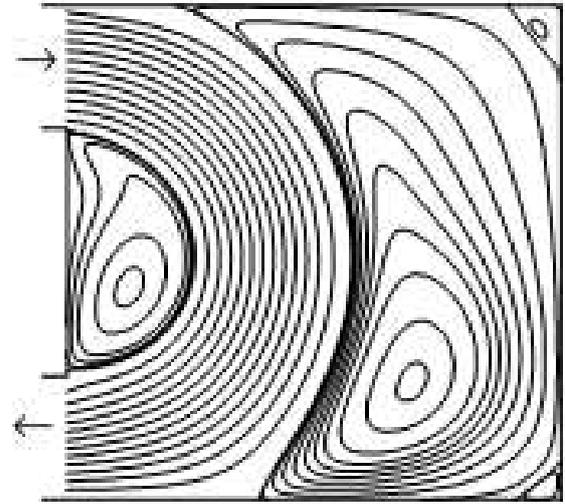


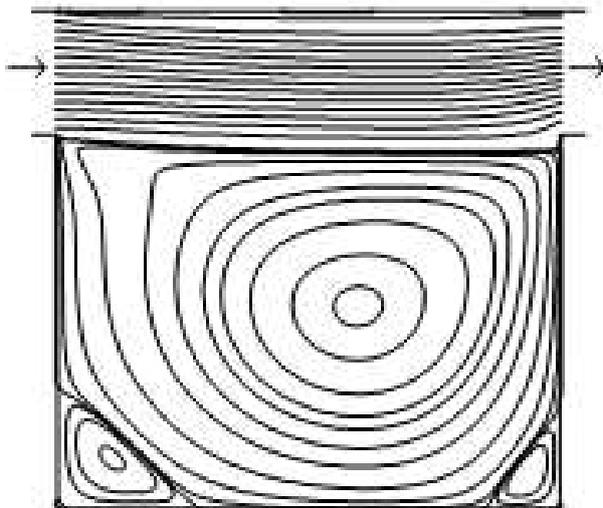
Рисунок 2.5 – Зависимость минимального значения функции ω в центре области от размера расчетной сетки. 1- результаты, полученные в [118], 2- результаты, полученные в данной работе



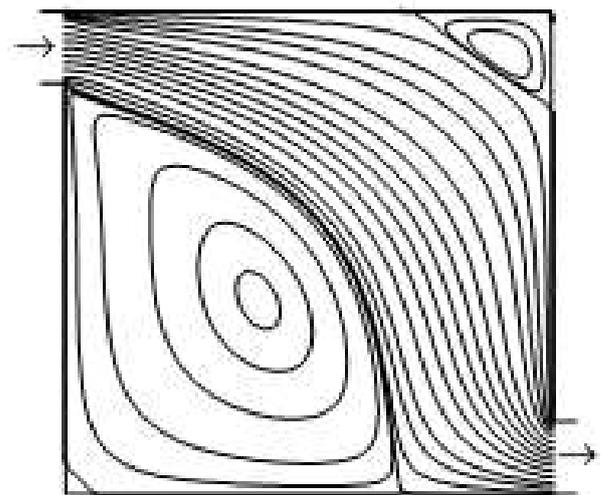
а)



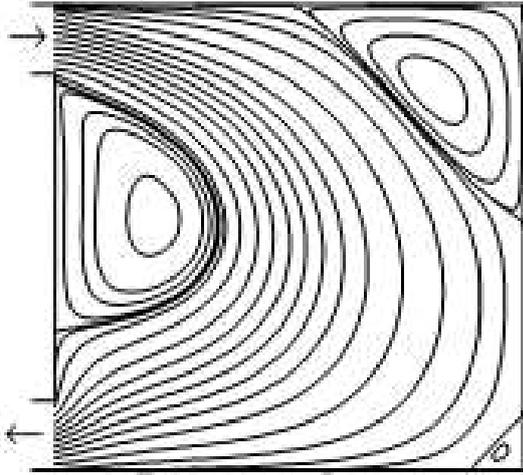
б)



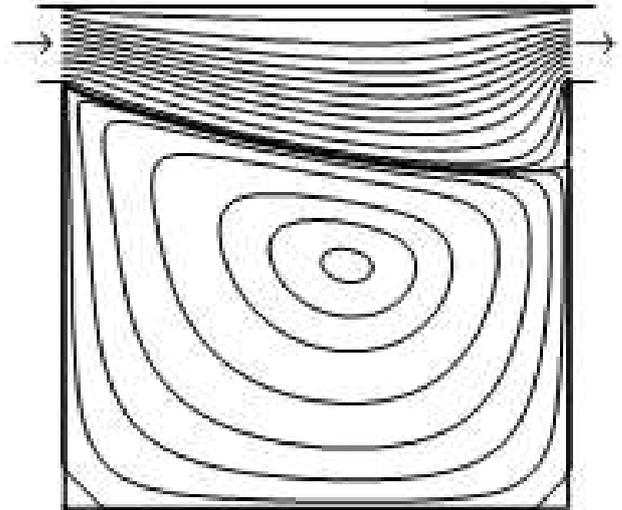
в)



г)

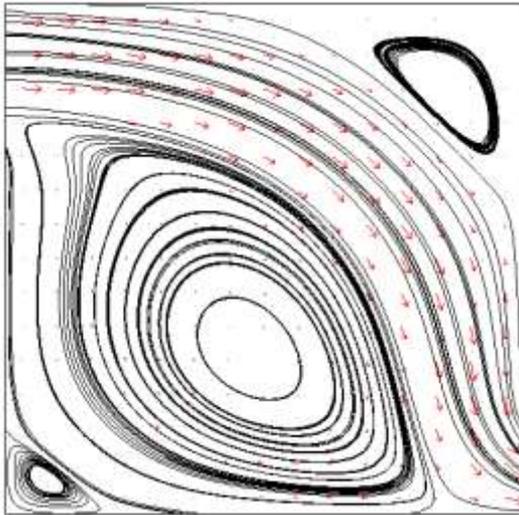


д)

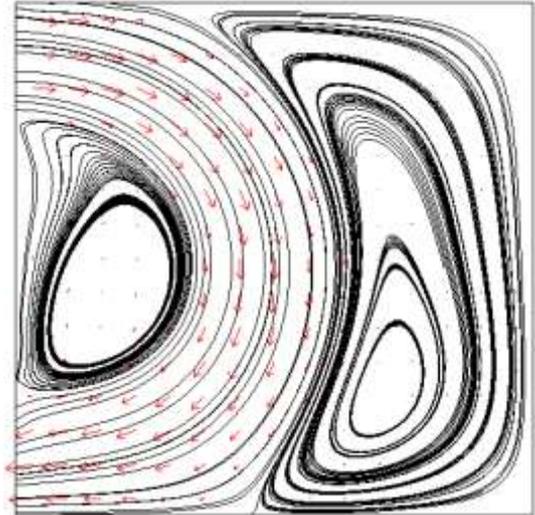


е)

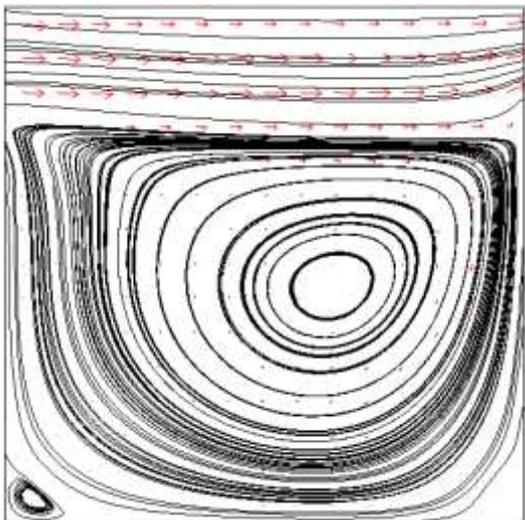
Рисунок 2.6 – Типичное поле функции ω при различных расположениях источника вывода массы полученные в [118]. а,б,в) - $W=0.25$, $Re=500$, г,д,е) - $W=0.15$, $Re=40$



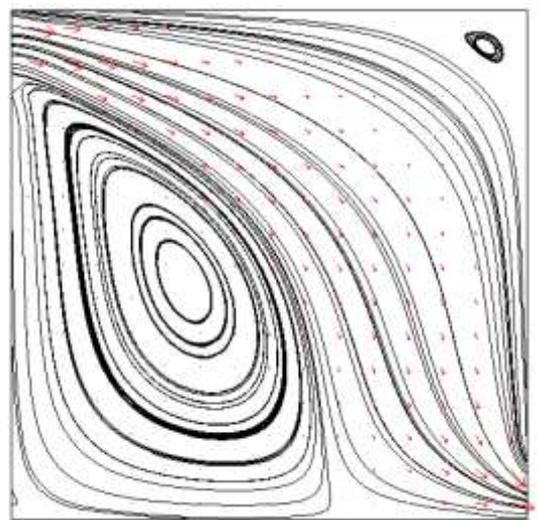
а)



б)



в)



г)

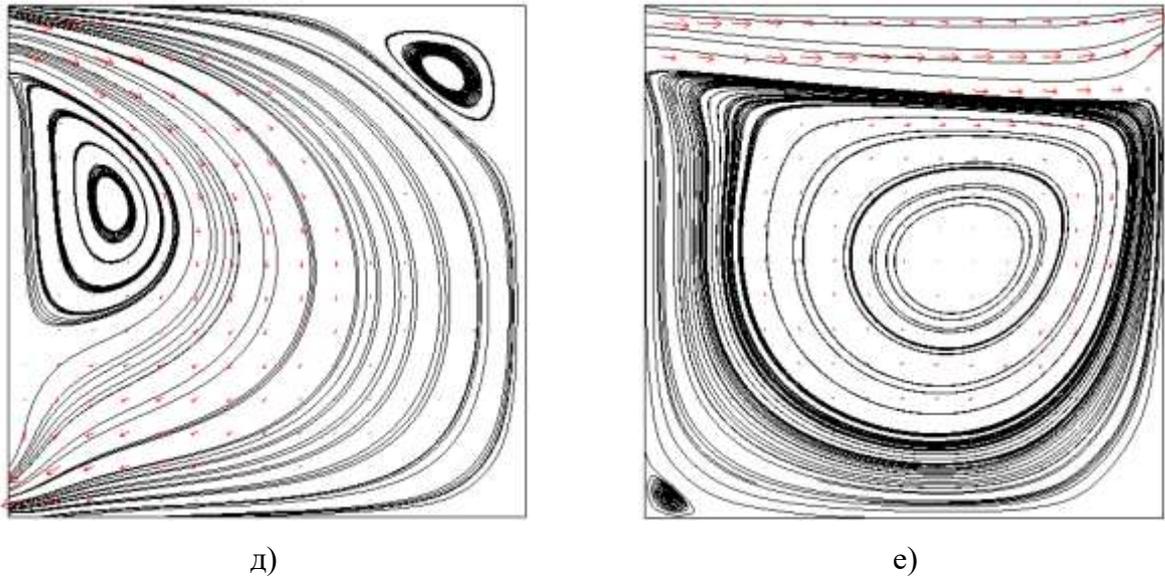


Рисунок 2.7 – Типичное поле функции ω при различных расположениях источника вывода массы полученные в данной работе. а,б,в) - $W=0.25$, $Re=500$, г,д,е) - $W=0.15$, $Re=40$

Решенные тестовые задачи показали, что использование предложенного численного алгоритма для моделирования процессов свободной и вынужденной конвекции дает достаточно хорошее согласование с результатами как экспериментальных работ, так и теоретических. Поэтому разработанные автором численный метод и алгоритм был применен для моделирования процесса нестационарной смешанной конвекции в технологическом водоеме. Следует особо подчеркнуть, что разработанные метод и алгоритм были протестированы как на задачах естественной конвекции, так и вынужденной.

2.4 Численные исследования основных закономерностей смешанной конвекции вязкой несжимаемой жидкости в водоеме в условиях сопряженного теплообмена

Как было показано выше, задачи смешанной конвекции вязкой несжимаемой жидкости в условиях сопряженного теплообмена на внешних границах области практически ранее не только не решались, но даже и не ставились. Поэтому естественным является вопрос об основных целях такого исследования, достижение которых может создать объективные предпосылки для использования полученных в результате математического моделирования теоретических следствий в практике промышленной теплотехники.

Представляется значимым для понимания физических механизмов переноса массы и энергии в водоемах прямоугольной формы анализ влияния условий ввода и вывода массы в рассматриваемую полость (другими словами, влияния положения участков ввода на характер течения и, соответственно, теплопереноса в водоеме). Также важным является анализ влияния условий теплообмена на внешних границах области анализа поля гидродинамических

характеристик и температур. Но, конечно, особый интерес представляют внешние нагрузки на свободной поверхности водоема (как гидродинамические, так и тепловые). При этом следует иметь в виду, что в соответствии с традиционными представлениями [5, 7, 8] тепловой режим водоемов-охладителей ТЭС определяется в первую очередь (и в основном) условиями на свободной (или открытой) поверхности водоема. В то же время интенсивность процесса испарения жидкости на свободной поверхности определяется многими факторами, а интенсивность отвода тепла с внешней поверхности водоема может быть, по крайней мере, сопоставима с тепловым эффектом испарения. По этим причинам 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.

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

Следует отметить, что диапазоны изменения безразмерных величин и размерных характеристик выбирались исходя из следующих условий. Первое – соответствие диапазонам изменения параметров в реальных вариантах реализации таких систем «жидкость – твердое тело – газообразная внешняя среда». Второе – реальные масштабы существования как вынужденной, так и естественной конвекции без вырождения какого – либо из этих механизмов теплопереноса. Кроме того, контролировались условия геометрического подобия реальных систем и используемой при математическом описании процесса модели. При этом также рассматривались в основном не самые благоприятные для реализации «сопряженного» теплопереноса [6, 8] диапазоны изменения, как размерных величин, так и безразмерных комплексов. Так, например увеличение температуры вводимой в рассматриваемую полость жидкости на $20...30^\circ$ могло существенно повлиять (при прочих равных условиях) на соотношение между характерными временами реализации процесса вынужденной и естественной конвекции, но экстремальные возможные варианты не рассматривались.

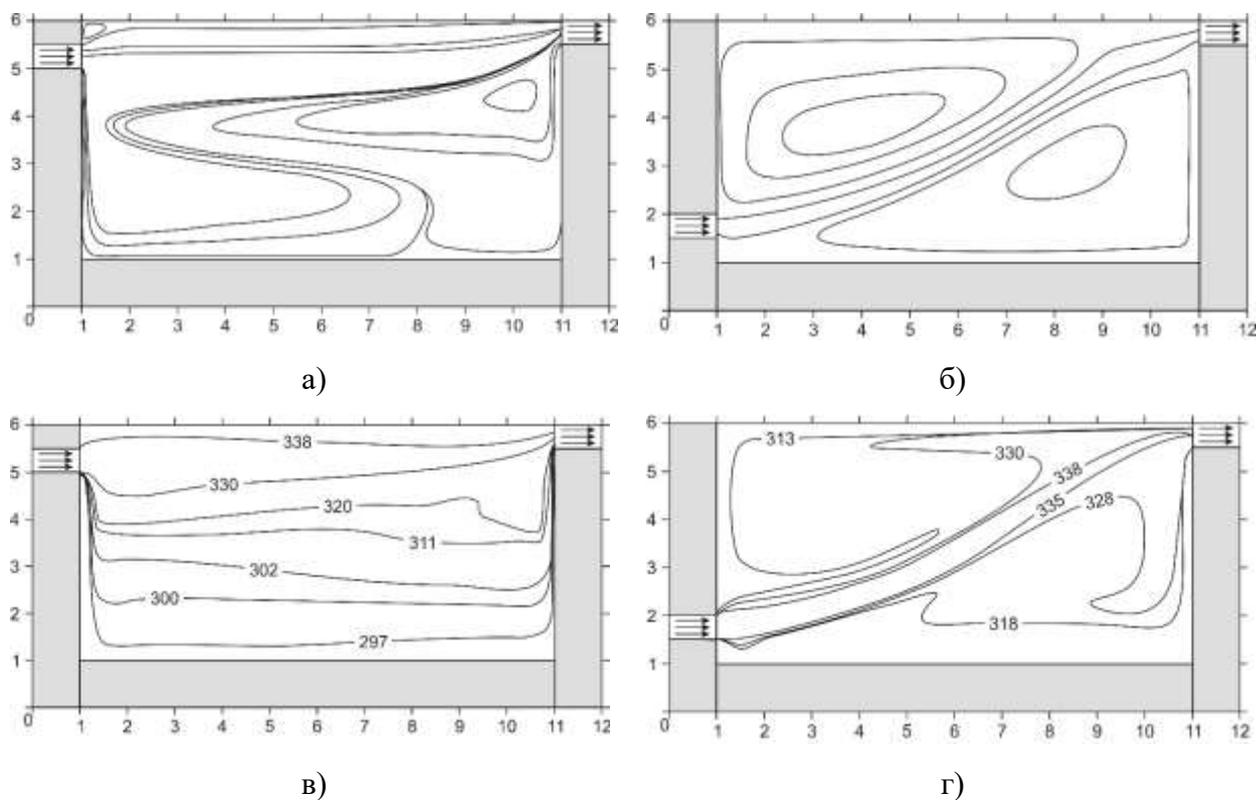
2.4.1 Анализ влияния местоположения каналов ввода и вывода жидкости при различных режимах конвекции на гидродинамику водоема

В реальной практике возможны несколько вариантов расположений отверстий ввода и вывода массы жидкости, при которых существенно изменяется гидродинамика течения и поле температур. Рассмотрены два достаточно типичных варианта: 1) области ввода и вывода массы находятся в верхней части полости; 2) участок ввода находится в нижней части, а вывод в верхней части полости.

На рисунках 2.8-2.9 приведены типичные результаты решения сформулированной задачи для режимов смешанной и вынужденной конвекции с соответствующими граничными и начальными условиями.

На рисунке 2.8, а приведены линии тока для случая смешанной конвекции, когда участки ввода и вывода массы расположены в верхней части водоема. Хорошо видно образование нескольких вихрей за счет вынужденного и термогравитационного движения среды. В верхней части водоема вихри имеют малые размеры и расположены, в основном, в угловых областях, что связано с интенсификацией течений вследствие оттока горячей жидкости. В центре и в нижней части водоема располагаются обширные, но уже с меньшей интенсивностью, течения, которые обусловлены смешанной конвекцией. Можно полагать, что основным механизмом образования этих вихрей является естественная конвекция. За счет этого формируется существенно неравномерное распределение температур, что приводит к достаточно большому перепаду T между верхними и нижними слоями жидкости (рисунок 2.8, в).

На рисунке 2.8, б приведены линии тока для случая смешанной конвекции, когда ввод массы осуществляется в нижней части, а отвод в верхней части водоема. В этом случае видны два, относительно одинаковых по размеру вихря, образованных вследствие смешанной конвекции.



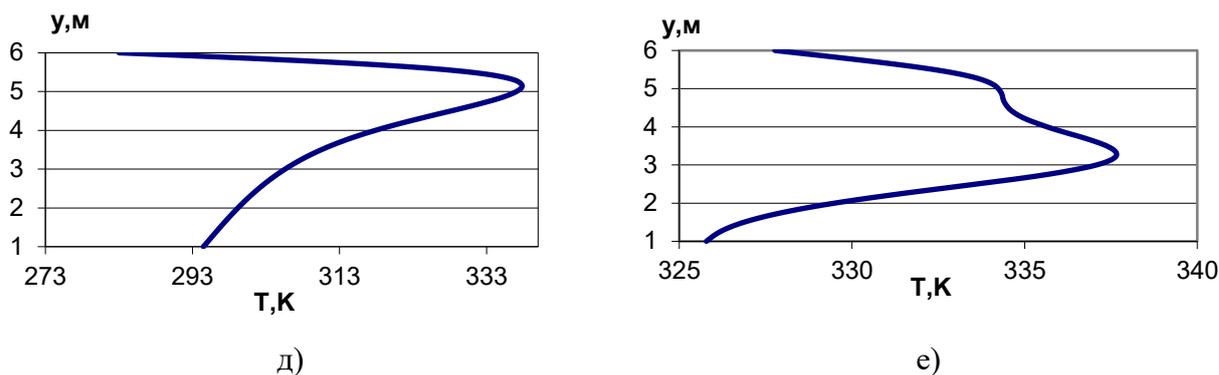


Рисунок 2.8 – Структура течения (а, б), поле температур (в, г) и профили температуры (д, е) по вертикали в центральном сечении рассматриваемой области ($x=6$ м) для модели смешанной конвекции. ($Pr=7,1$, $Gr=10^5$, $Re=1000$) Область ввода и вывода массы расположены: а, в, д - в верхней части полости, б, г, е - вдув массы происходит в нижней части, а отток в верхней части водоема. По осям координат отложены размеры в м

Происходит разделение жидкости на две близкие по площади сечения почти автономные области. Вихрь в верхней области крупнее вихря в нижней области, так как тепловой поток, подводящийся снизу, создаёт дополнительное ускорение вследствие образования подъемной силы. Следует отметить, что большие размеры и высокая интенсивность вихрей приводят к значительному перераспределению температуры в жидкости (рисунок 2.8, г). Температура в нижней её части значительно выше, как и можно было предполагать, аналогичных значений температур при вводе массы в верхней части области. Перепад температуры по высоте уменьшается при смещении входного отверстия в нижнюю часть почти в два раза для рассматриваемых выше вариантов (рисунок 2.8, д, е).

Полученные результаты показывают, что изменяя координаты участков ввода и оттока массы, можно регулировать тепловой режим жидкости в водоемах-охладителях ТЭС или других объектов теплоэнергетики, использующих водоснабжение с постоянными источниками.

Интересным для практики является то, что несмотря на существенное отличие температурных полей в двух наиболее типичных рассмотренных вариантах, имеет место достаточно интенсивный массообмен между различными зонами рассматриваемого водоема. В одном случае при расположении входного отверстия внизу (рисунок 2.8, б, г) этот эффект достигается за счет разной высоты положений входного и выходного отверстий. Но интерес представляет и второй вариант схемы расположения отверстий (рисунок 2.8, а, в). В этой схеме массообмен реализуется за счет естественной конвекции жидкости, обусловленной значительным перепадом температур по высоте. При этом температуры воды на участках вывода

для этих двух случаев отличаются незначительно (единицы градусов), а механизмы теплопереноса различны.

На рисунке 2.9 приведены линии тока для режима вынужденной конвекции при различных расположениях участка ввода массы. Видно равномерное, без образования каких-либо вихрей течение жидкости и, соответственно, аналогичное распределение температуры.

Сравнение результатов численного анализа для плоских моделей конвекции показывает, что неучет термогравитационных эффектов приводит к значительным отклонениям как локальных, так и интегральных характеристик течения. Перепад температур по координате y в рассматриваемом типичном диапазоне изменения параметров приводит к существенным изменениям характера течения по сравнению с режимом, соответствующим однородному полю температур. Происходит интенсивное перераспределение массы и энергии в рассматриваемой области.

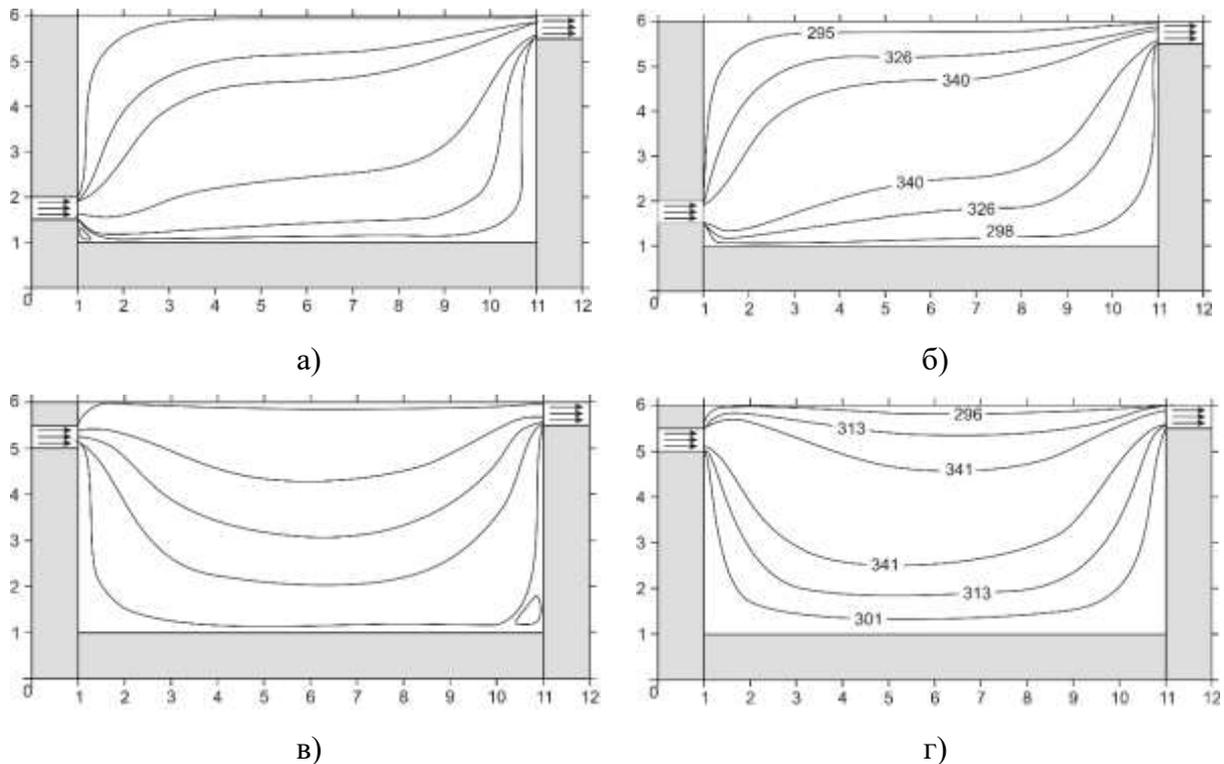


Рисунок 2.9 – а, в) - структура течения, б, г) - поле температур для режима вынужденной конвекции ($Pr=7,1$, $Re=1000$). Область ввода и вывода массы расположены: в, г - в верхней части полости, а, б - ввод массы находится в нижней части, а вывод в верхней части полости. По осям координат отложены размеры в м

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.

2.4.2 Численный анализ влияния условий теплообмена на внешнем контуре рассматриваемой области на характеристики процесса теплопереноса

На рисунке 2.10 приведены типичные результаты решения сформулированной задачи при различных граничных условиях на внешнем контуре.

На рисунке 2.10, а, б, приведены линии тока и поле температур (положения характерных изотерм) для случая, когда на внешнем контуре, за исключением верхней свободной границы, задано граничное условие постоянства температур. Физически это условие приближенно соответствует очень высокой теплоемкости грунта и интенсивному теплоотводу от границы раздела в грунт. Конечно, в явном виде такое условие строго не может быть реализовано на практике, но с определенной степенью приближения оно соответствует влагонасыщенному грунту.

На рисунке хорошо видно образование двух вихрей в рассматриваемой полости. Верхний вихрь существует в основном за счет естественной конвекции. Поток относительно холодной жидкости опускается по левой стенке, прижимая вводимый поток к нижней стенке, а поток горячей жидкости поднимается справа к выходному отверстию. Нижний вихрь образован в основном за счет вынужденной конвекции, в результате движения основного потока вверх. Вихрь в верхней области крупнее вихря в нижней области, так как его образование обусловлено и естественной и вынужденной конвекцией.

Характерным для этого варианта граничных условий является большой перепад температур в жидкости и, как можно было предполагать, относительно умеренный прогрев стенки (рисунок 2.10, б). При этом большая по размерам часть области прогревается до температур, значительно превышающих начальное значение T_0 (293 К). На рисунках представлены поля основных характеристик, полученные для стационарного режима. Дальнейшее увеличение времени практически не сказывается, например, на конфигурации изотерм и приводит к изменениям температур в фиксированных точках не более чем на десятые доли градуса.

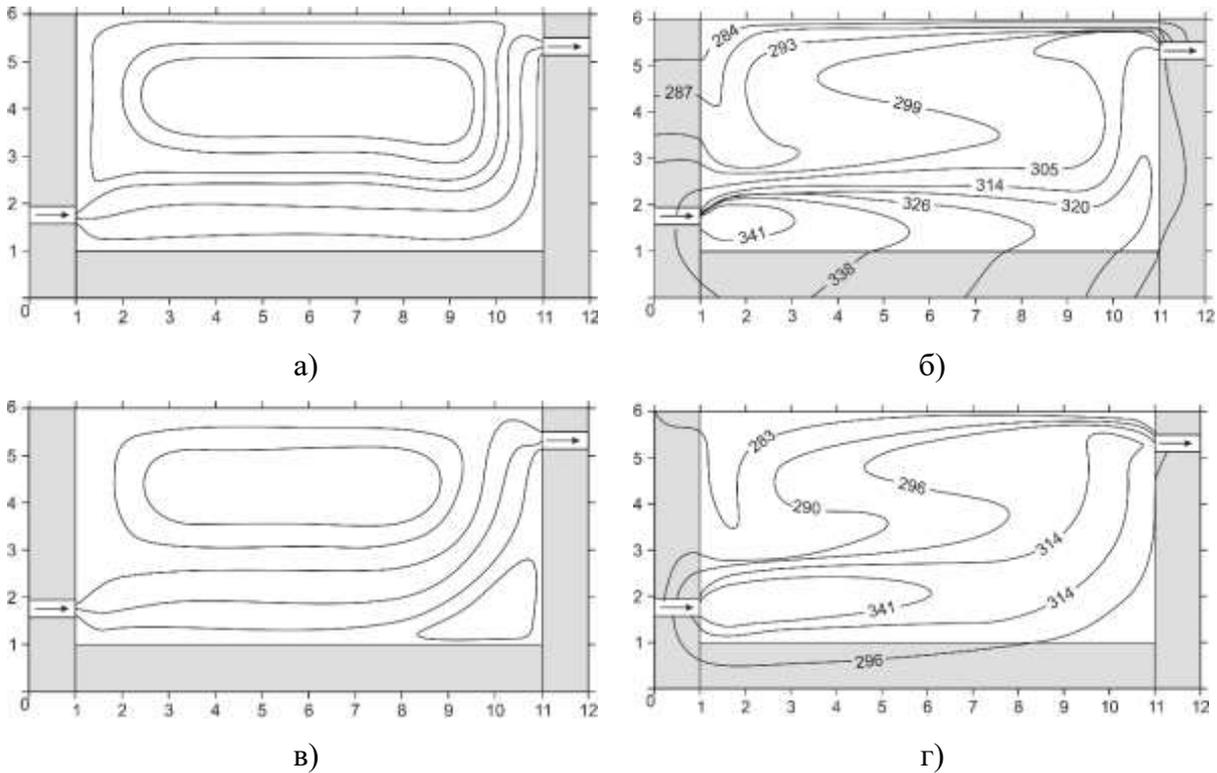


Рисунок 2.10 – а, в) - структура течения, б, г) - поле температур для режима смешанной конвекции ($Pr=7,1$, $Gr=10^5$, $Re=1000$). На внешнем контуре, за исключением верхней свободной границы, имеет место теплоотвод $q=3 \text{ Вт/м}^2$ (а, б), задано граничное условие первого рода $T=293 \text{ К}$ (в, г). Размеры приведены в м, температуры – в К

На рисунке 2.10, в, г, приведены линии тока и поле температур для случая, когда на внешнем контуре имеет место теплоотвод. В этом случае видно образование только одного обширного вихря. Он также формируется за счет смешанной конвекции, но имеет большую интенсивность по сравнению с вариантом граничных условий первого рода. Следует отметить, что большие размеры и высокая интенсивность вихря приводят к изменению поля температуры в жидкости (рисунок 2.10, г).

Интересным является то, что в условиях достаточно интенсивного теплоотвода с нижней горизонтальной и с вертикальных границ значительно, по сравнению с первым вариантом (рисунок 2.10, г), снижаются перепады температур во всех зонах области решения. Происходит выравнивание температуры в объеме. Более того, при потерях тепловой энергии жидкость прогревается более равномерно при значительном снижении размеров области максимальных температур вблизи зоны ввода «горячей» жидкости. Полученный результат является следствием совместного протекания процессов естественной и вынужденной конвекции. «Горячая» жидкость фактически перетекает вдоль дна полости и затем поднимается вдоль правой стенки к расположенному в ней выходному отверстию. Имеющая более высокую температуру, вводимая

в полость жидкость выполняет роль тепловой завесы и преимущественно подогревает весь массив вышележащей жидкости.

Можно сделать вывод о том, что теплоотвод по нижней и боковым границам играет заметную роль в формировании теплового режима водоема. В первом случае (рисунок 2.10, г) энергия вводимой жидкости расходовалась на нагрев полости в меньшей степени. Характерным для этого варианта граничных условий является большой перепад температур в жидкости и, как можно было предполагать, относительно умеренный прогрев стенок.

2.4.3 Влияние интенсивности теплоотвода на трех границах внешнего контура на смешанную конвекцию в водоеме-охладителе

На рисунках 2.11-2.12 приведены типичные результаты решения сформулированной задачи при различной интенсивности теплоотвода на трех границах внешнего контура.

На рисунке 2.11, а, б показаны линии тока и поле температур для случая, когда левая, правая и нижняя границы внешнего контура теплоизолированы. Этот вариант граничных условий рассмотрен в качестве базового в связи с тем, что многие задачи естественной конвекции, в том числе достаточно сложные (например, [260–266]), решены в таком приближении. В верхней части водоема виден один обширный вихрь, который образован вследствие термогравитационной конвекции. В этом случае нагретая жидкость стремится вверх. Соответственно, холодная жидкость, опускаясь вдоль левой стенки, поджимает основной поток к дну полости. При высокой интенсивности вихря нагретая жидкость поднимается вверх только вдоль правой стенки к выходному отверстию. В водоеме имеет место равномерное распределение температуры, так как происходит охлаждение жидкости только на верхней границе, а теплоотвод на других границах отсутствует.

На рисунке 2.11, в, г приведены линии тока и поле температур для случая, когда на нижней границе внешнего контура есть теплоотвод, а левая и правая границы теплоизолированы. Также видно образование одного обширного вихря, но только уже в нижней части области. Однако основным механизмом его образования являются силы вынужденной конвекции. Горячая жидкость за счет сил естественной конвекции поднимается вверх. При теплоотводе с нижней границы внешнего контура, охлажденная жидкость, двигаясь вдоль дна, направляет основной поток к левой стенке и верхней границе полости. Распределение температуры в этом случае существенно неравномерное – в верхней части полости на 50 градусов температура выше, чем в нижней. Происходит это за счет того, что охлаждаемая жидкость в нижней части полости практически не смешивается с основным нагретым потоком.

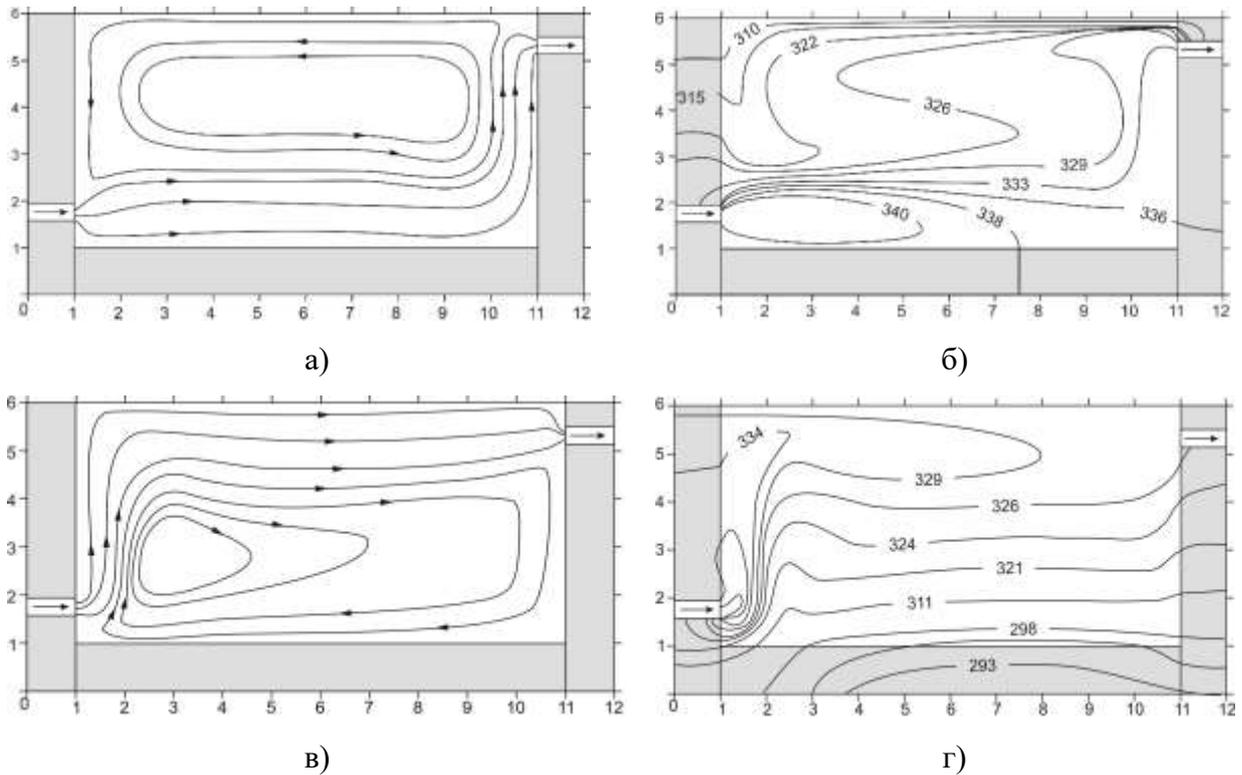


Рисунок 2.11 – а, в) - структура течения, б, г) - поле температур для режима смешанной конвекции ($Pr=7,1$, $Gr=10^5$, $Re=1000$). а,б) - внешний контур, за исключением верхней свободной границы, теплоизолирован, в,г) - на нижней границе внешнего контура происходит теплоотвод $q=3$ Вт/м², а левая и правая границы теплоизолированы. Размеры приведены в м, температуры – в К

На рисунке 2.12, а, б приведены линии тока и поле температур для случая, когда на левой границе внешнего контура происходит теплоотвод, а нижняя и правая границы теплоизолированы. Картина течения в этом случае такая же, как и при теплоизоляции левой, правой и нижней границ внешнего контура. Только вихрь интенсивнее, так как теплоотвод с левой стенки охлаждает опускающуюся вдоль этой стенки жидкость. Тем самым силы естественной конвекции, участвующие в образовании вихря, возрастают. Теплоотвод с левой границы не оказывает существенного воздействия на структуру течения, а только дополнительно охлаждает жидкость в верхнем циркуляционном вихре. Перепад температур значителен (градусов 40) за счет того, что в основном тепло отводится от жидкости, циркулирующей в верхнем вихре. Падение температуры основного потока происходит только за счет контакта с вихрем, который охлаждается за счет теплоотвода с верхней и левой внешней границ. Область относительно низкой температуры находится в верхнем левом углу области анализа, так как в этой области наиболее интенсивен теплоотвод во внешнюю среду.

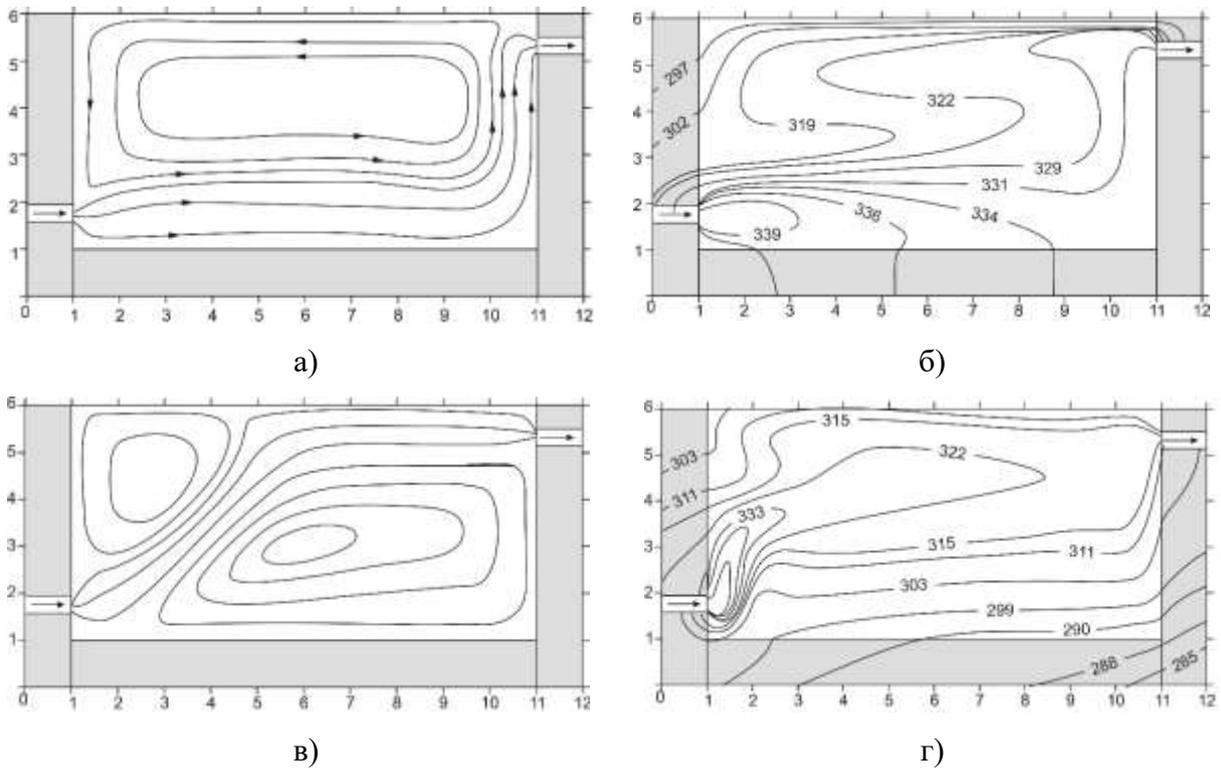


Рисунок 2.12 – а, в) - структура течения, б, г) - поле температур для режима смешанной конвекции ($Pr=7,1$, $Gr=10^5$, $Re=1000$). а, б) - на левой границе внешнего контура теплоотвод при $q=3$ Вт/м², а нижняя и правая границы теплоизолированы, в, г) - на правой границе внешнего контура теплоотвод при $q=3$ Вт/м², а нижняя и левая границы теплоизолированы. Размеры приведены в м, температуры – в К

На рисунке 2.12, в, г приведены линии тока и поле температур для случая, когда на правой границе внешнего контура есть теплоотвод, а нижняя и левая границы теплоизолированы. Видно образование двух вихрей в рассматриваемой области. Верхний вихрь образован силами естественной и вынужденной конвекции. Поток относительно холодной жидкости опускается по левой стенке, прижимая входной поток вниз.

Можно отметить, что нижний вихрь образован вследствие вынужденной конвекции в результате движения основного потока и естественной конвекции при охлаждении жидкости вследствие теплоотвода с правой границы полости. Вихрь в нижней части области крупнее вихря в верхней части, так как размер верхнего вихря ограничивается поднимающимся потоком горячей жидкости. Температурное поле достаточно равномерно, так как основной поток проходит практически по диагонали полости. Перепад температуры составляет до 35 градусов, так как образуются два вихря, в которых достаточно интенсивно происходит теплообмен с основным потоком.

Распределения гидродинамических характеристик и температур при различной интенсивности теплоотвода на внешнем контуре рассматриваемой области показывают, что изменение интенсивности теплоотвода на границах области решения приводит к масштабным изменениям структуры течения и температурных полей жидкости.

На основании полученных результатов можно сделать вывод о том что, регулируя интенсивность теплообмена на границах прямоугольной области можно управлять тепловым режимом жидкости при реализации режима смешанной конвекции в условиях ввода и отвода массы в области ограниченных размеров. При этом следует подчеркнуть, что все представленные в качестве иллюстративных материалы получены для режимов достаточно умеренной смешанной конвекции. На практике возможно достижение, например, больших диапазонов температур или интенсивностей теплоотвода на внешнем контуре [125, 267–273]. В таких случаях выделенные закономерности будут проявляться существенно более отчетливо.

2.4.4 Влияние внешних условий на свободной поверхности на гидродинамику и тепловой режим промышленного водоема

На рисунке 2.13 приведены типичные результаты решения сформулированной задачи при различных скоростях и направлениях движения внешней среды над свободной поверхностью жидкости.

Линии тока и поле температур для случая, когда над поверхностью жидкости скорость движения внешней среды $V_f = 0$ показаны на рисунке 2.13, а,б. Видно образование двух вихрей, один в нижней части, а другой в верхней части полости. Образованы они оба вследствие естественной и вынужденной конвекции. Жидкость, охлаждаясь за счет теплоотвода с внешних стенок, опускается вниз, соответственно, нагретая поднимается вверх, происходит циркуляция. Нижний вихрь обширен по сравнению с верхним, так как основной поток нагретой жидкости за счет сил естественной конвекции стремится вверх, поджимая верхний вихрь и уменьшая при этом его размеры.

На рисунке 2.13,в,г показаны линии тока и поле температур для случая, когда над поверхностью жидкости скорость движения внешней среды $\overline{V}_f = 2$ м/с. Верхний вихрь исчез, вследствие того, что верхняя граница движется и охлаждаемая жидкость не опускается вниз, а уносится за счет перемещения верхнего слоя. Основной поток поднимается вверх по левой стенке и движется в верхней части водоема по направлению к выходному отверстию. Температура в верхней части водоема соответственно выше.

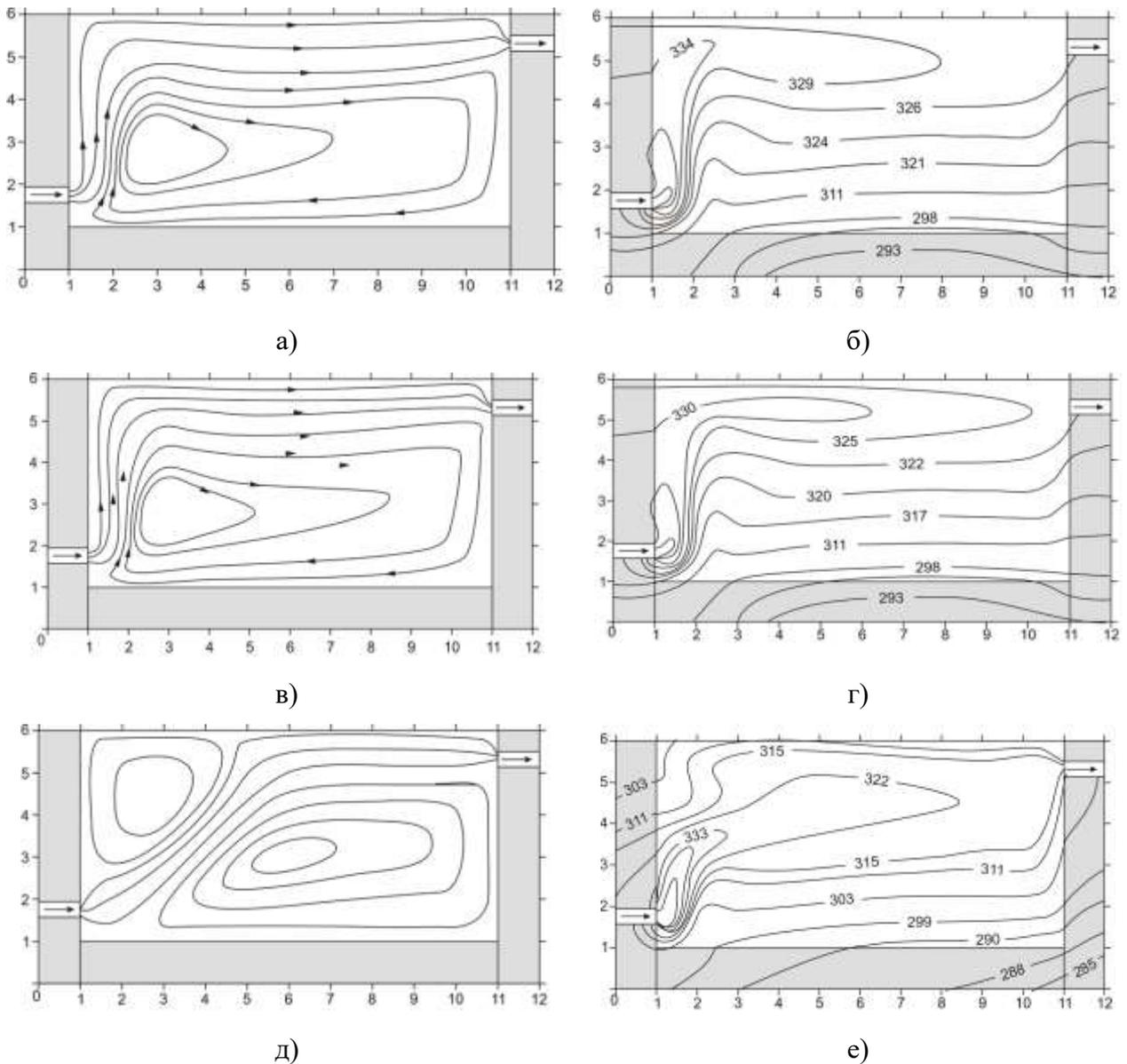


Рисунок 2.13 – Структура течения (а, в, д), поле температур (б, г, е) для режима смешанной конвекции ($Pr=7,1$, $Gr=10^5$, $Re=1000$) при скоростях движения внешней среды над поверхностью жидкости: а, б – $V_f=0$ м/с, в, г – $\bar{V}_f=2$ м/с, д, е – $\bar{V}_f=-2$ м/с. Размеры приведены в м, температуры – в К

Линии тока и поле температур для случая, когда над поверхностью жидкости скорость движения внешней среды $\bar{V}_f = -2$ м/с показаны на рисунке 2.13, д, е. Верхний вихрь стал больше так как его направление движения совпадает с направлением движения свободной поверхности, поэтому холодная жидкость опускается вниз с большей скоростью, а опускаясь оттесняет основной поток ко дну водоема, тем самым расширяя свои размеры. Соответственно температура поверхности ниже, чем в двух предыдущих случаях, и основной поток проходит уже не в верхней части водоема, а оттеснен вниз.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что скорость и направление перемещения воздушных масс над поверхностью открытого водоема могут изменить гидродинамическое и температурное поле в рассматриваемой области. Поэтому при моделировании конвективных течений в открытых водоемах целесообразно учитывать перемещение воздушных масс над поверхностью, так как они оказывают влияние на гидродинамическое и температурное поле в рассматриваемой области. Но масштабы выделенного эффекта, связанного только с изменением величины напряжений трения на свободной поверхности жидкости, относительно невелики. Соответственно, учет этого фактора целесообразен только при проведении высокоточного анализа гидродинамики и теплопереноса в водоеме.

В заключении можно отметить, что полученные теоретические следствия дают новую информацию, которая не только характеризует конвективный режим течения, но и является дополнительной для построения и апробации моделей смешанной конвекции в сопряженной постановке.

Полученные результаты также 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.

Необходимо отметить, что представленные в данной диссертации результаты в силу общности постановки задачи могут быть использованы и при анализе гидродинамики и теплообмена в различных несжимаемых жидкостях, для которых применима ньютоновская модель.

2.4.5 Анализ влияния процесса испарения на свободной поверхности жидкости на тепловой режим водоема-охладителя

У водоемов с открытой поверхностью обязательно происходит теплообмен с атмосферой, за исключением случаев, когда на поверхности воды находится лед. Такой теплообмен обусловлен тремя механизмами: радиационный, конвективный и кондуктивный. Так как теплоотвод за счет радиационной составляющей пренебрежимо мал по сравнению с двумя другими, то он обычно не учитывается в расчетах [5, 7, 16, 123, 274–276]. Проведён анализ влияния испарительной и конвективной составляющей теплоотвода со свободной поверхности жидкости в окружающую среду на характеристики процессов в водоеме-охладителе ТЭС.

Годовой термический цикл водохранилищ распадается на четыре периода, качественно отличных друг от друга [12, 276]. Периоды подразделяются по временам года: весенний, осенний, зимний, летний. Основные отличия этих периодов - температура окружающей среды и

температура грунта. Так как температура окружающей среды существенно влияет на процессы конвекции и испарения жидкости, то анализ влияния испарительной и конвективной составляющей теплоотвода со свободной поверхности жидкости в окружающую среду на смешанную конвекцию в водоеме-охладителе был проведен для всех периодов.

На рисунках 2.14 - 2.15 приведены типичные результаты решения сформулированной задачи при только конвективном переносе тепла на свободной поверхности жидкости в окружающую среду в различные термические периоды.

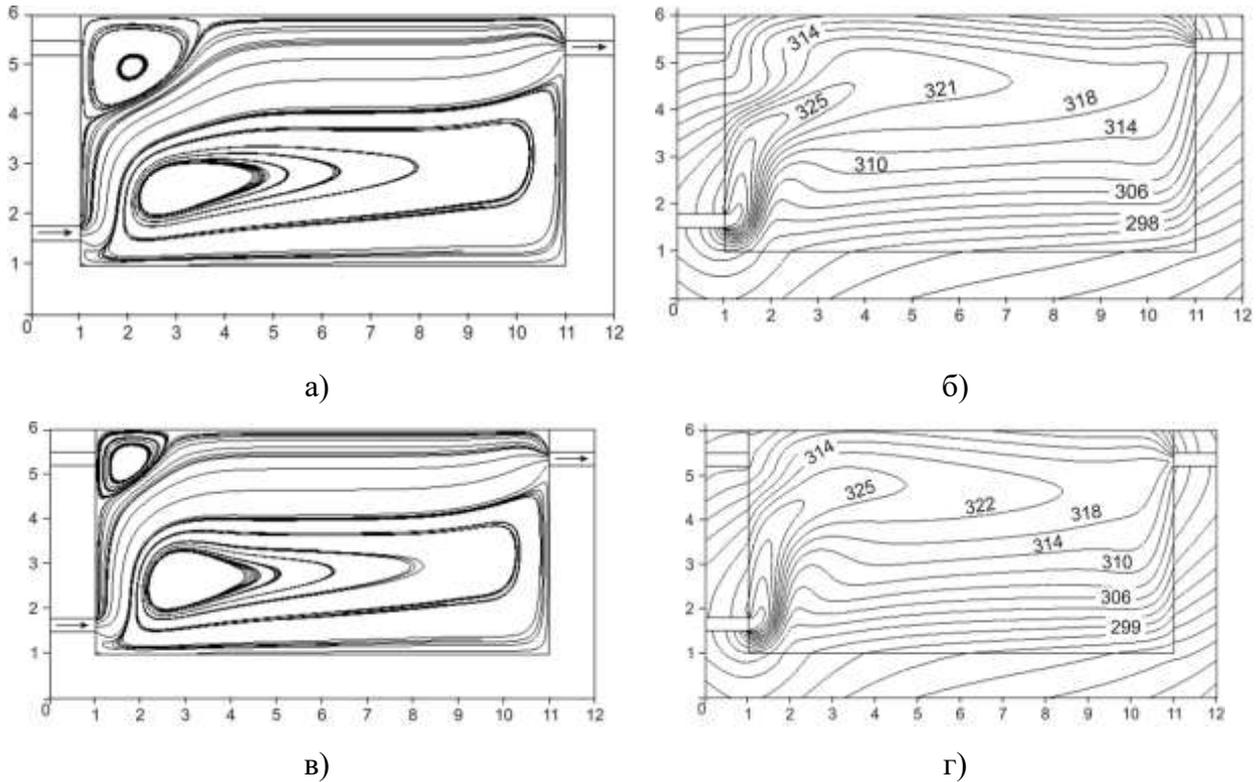


Рисунок 2.14 – Структура течения (а, в), поле температур (б, г) для режима смешанной конвекции ($Pr=7,1$, $Gr=10^5$, $Re=1000$) при конвективном теплообмене на свободной поверхности только с окружающей средой в зимний (а, б) и в весенний (в, г) периоды. Размеры приведены в м, температуры – в К

Видно образование двух вихрей разных размеров и интенсивности в рассматриваемой полости. Верхний небольшой вихрь возникает вследствие работы сил естественной и вынужденной конвекции. Поток жидкости, охлаждаясь при теплоотводе с верхней и частично с левой границы водоема, опускается по левой стенке, прижимая входной поток вниз. Нижний вихрь образован в результате движения основного потока и естественной конвекции при охлаждении жидкости при теплоотводе с правой и нижней границ. Вихрь в нижней части области больше вихря в верхней части, так как размер верхнего вихря ограничивается поднимающимся потоком горячей жидкости. Распределение температуры в этом случае существенно

неоднородное. В верхней части водоема температура на 50 градусов выше, чем в нижней. Происходит это в результате того, что охлаждаемая жидкость в нижней части водоема практически не смешивается с основным нагретым потоком.

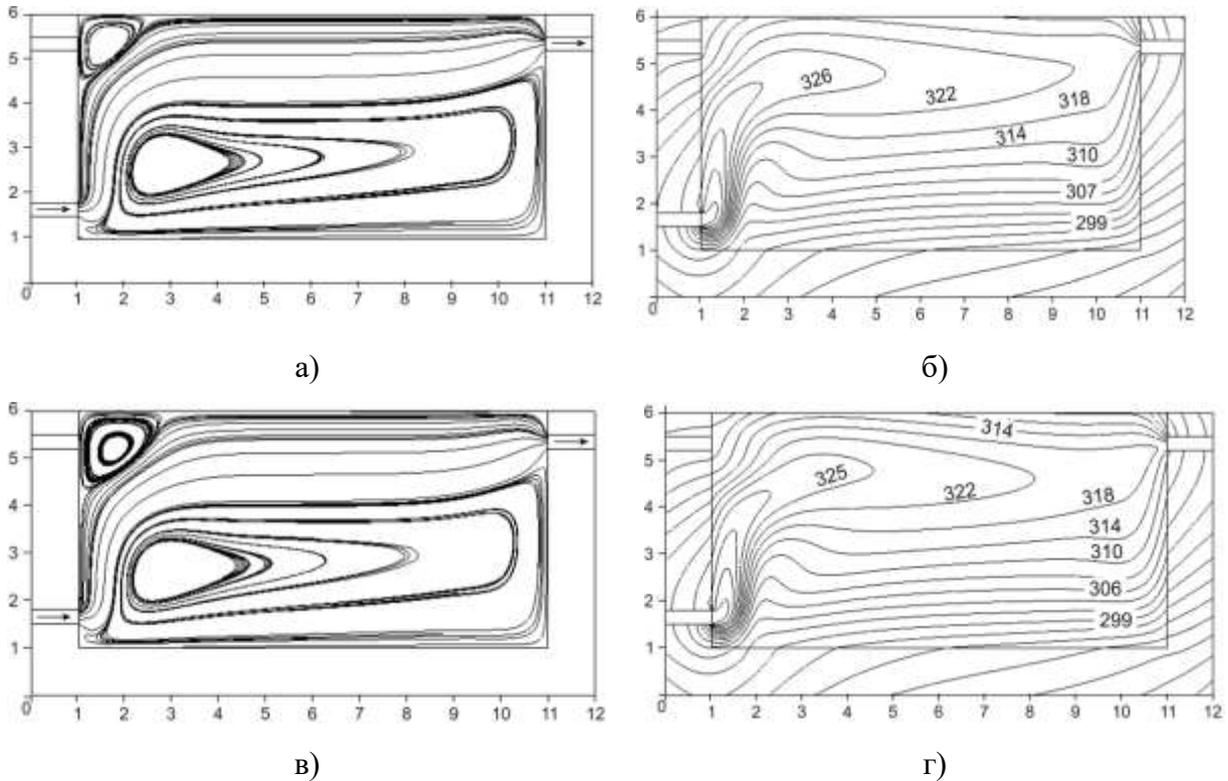


Рисунок 2.15 – Структура течения (а, в), поле температур (б, г) для режима смешанной конвекции ($Pr=7,1$, $Gr=10^5$, $Re=1000$) при только конвективном теплообмене на свободной поверхности с окружающей средой в летний (а, б) и в осенний периоды (в, г). Размеры приведены в м, температуры – в К

Хорошо видно, что в целом различия в гидродинамике и теплопереносе для четырёх характерных сезонов несущественны. Зимой, летом, осенью и весной характерные температуры во всех точках области решения задачи отличаются незначительно. Данный результат не является очевидным, но характеризует в определённой степени роль конвективного теплообмена на свободной поверхности водоема в формировании температурных полей и распределений скоростей. Можно сделать вывод, что при низкой (характерной для обычных условий работы водоемов-охладителей) интенсивности теплосъёма с водяной поверхности температура внешней среды даже при изменении от -16 до $+16$ °С практически не сказывается на температурном поле водоема. Но такой результат характерен только для модели, не учитывающей теплоту испарения жидкости на свободной поверхности водоема. Учет последнего фактора приводит к другим результатам.

На рисунках 2.16-2.17 приведены типичные результаты решения сформулированной задачи при теплоотводе на свободной поверхности вследствие конвекции и испарения в окружающую среду в различные термические периоды. Также видно образование двух вихрей разных размеров и интенсивности в рассматриваемой полости. Учет теплоотвода с поверхности жидкости приводит к тому, что верхний вихрь становится обширнее, а в зимний период даже больше нижнего. Поток жидкости, интенсивно охлаждаясь вследствие теплоотвода с верхней и левой границ полости, опускается по левой стенке, прижимая входной поток вниз. Нижний вихрь образован в результате движения основного потока и охлаждения жидкости теплоотводом с правой и нижней границы полости.

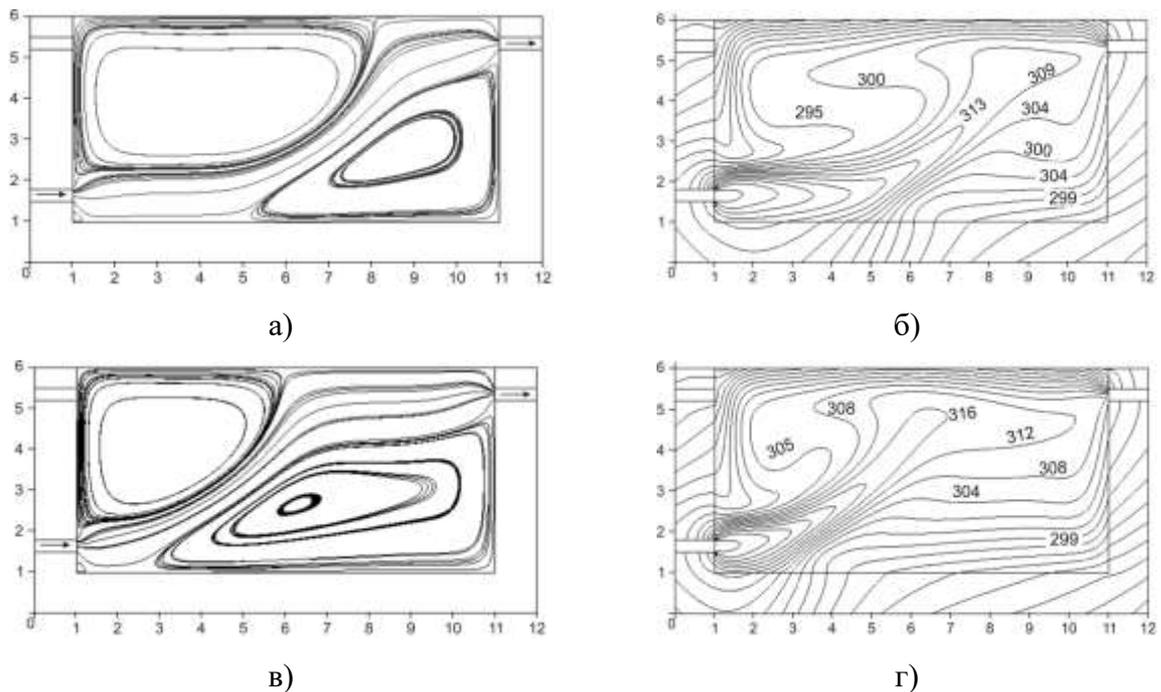


Рисунок 2.16 – Структура течения (а, в), поле температур (б, г) для режима смешанной конвекции ($Pr=7,1$, $Gr=10^5$, $Re=1000$) при теплообмене на свободной поверхности вследствие конвекции и испарения в окружающую среду в зимний период (а, б) и в осенний периоды (в, г). Размеры приведены в м, температуры – в К

Видно, что температурные поля на рисунках 2.14 - 2.16, существенно отличаются. В этом случае формируется, по существу, совершенно другая конфигурация течения в области анализа. Соответственно меняется и температурное поле (рисунок 2.17).

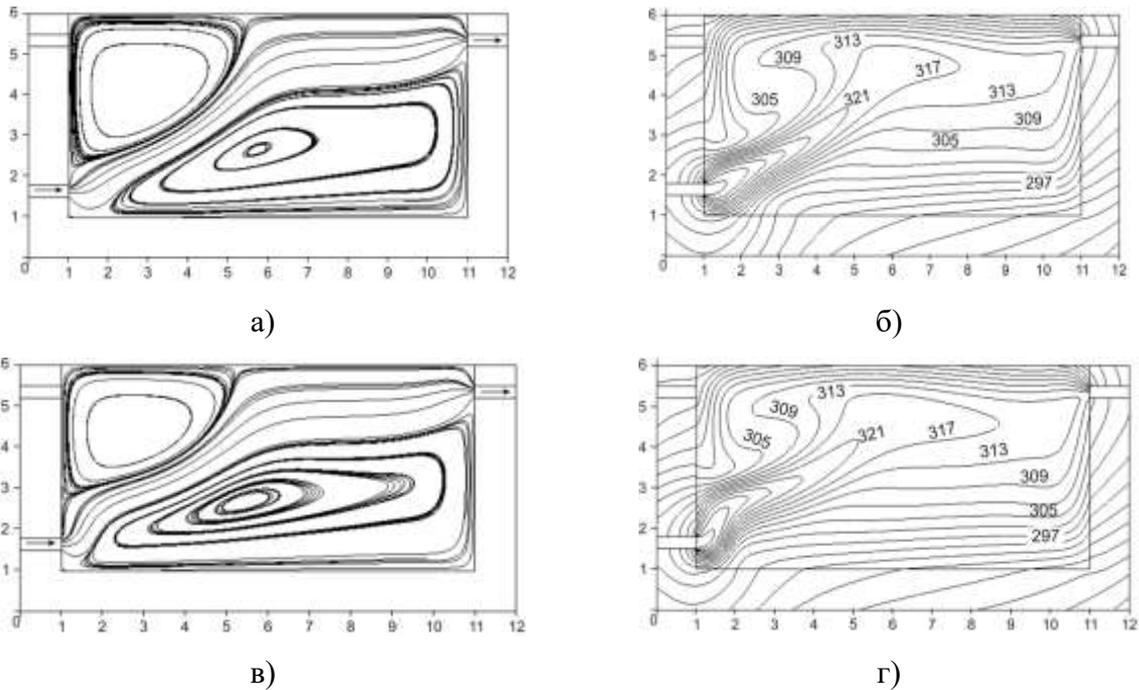


Рисунок 2.17 – Структура течения (а, в), поле температур (б, г) для режима смешанной конвекции ($Pr=7,1$, $Gr=10^5$, $Re=1000$) при теплообмене на свободной поверхности вследствие конвекции и за счет испарения в окружающую среду в летний период (а, б) и в весенний периоды (в, г). Размеры приведены в м, температуры – в К.

Анализ полученных результатов показывает, что при расчете тепловых режимов водоемов-охладителей ТЭС необходимо учитывать тепловой эффект испарения воды на свободной поверхности, который играет основную роль в формировании температурных полей водоема. Также можно отметить, что теплоотвод по внешнему контуру в рассмотренных режимах умеренной интенсивности составляет не менее 20% от теплоотвода вследствие испарения жидкости.

2.5. Математическое моделирование процессов биологического загрязнения технологических водоемов тепловых электрических станций

При моделировании процессов биологического загрязнения принято, что основное влияние на развитие фотосинтеза оказывают такие факторы как освещённость, температура и скорость перемещения водной среды [14]. Годовой термический цикл водохранилищ распадается на четыре периода, качественно отличных друг от друга [12]. Периоды подразделяются по временам года: весенний, осенний, зимний, летний. Основные отличия этих периодов – температура окружающей среды и освещенность. Так как температура окружающей среды существенно влияет на гидротермические процессы в водоеме, а освещенность оказывает влияние на биопланктон, то проведено моделирование смешанной конвекции жидкости и

фотосинтеза в водоеме-охладителе для всех периодов. Прогнозировалось развитие наиболее типичных представителей фитопланктона пресноводной экосистемы сине-зелёных водорослей. Они же являются и основными биологическими загрязнителями водоемов-охладителей тепловых электростанций [12].

Для моделирования развития бактерий в водоеме использовали полуэмпирические уравнения (2.3.7-2.3.13) [14]:

$$P = 2P_1 \cdot I / 2IK / \left(1 + (1/2IK)^2\right), \quad (2.3.7)$$

$$IK = 0,8P_1 / \alpha_1, \quad (2.3.8)$$

$$P_1 = P_{I\text{Top}} f_T, \quad (2.3.9)$$

$$f_T = (VT)^{XT} \cdot \exp(XT(1-VT)), \quad (2.3.10)$$

$$VT = (T_{\max} - T) / (T_{\max} - T_{\text{opt}}), \quad (2.3.11)$$

$$XT = (WT)^2 \left(1 + \sqrt{1 + 40 / WT}\right)^2 / 400, \quad (2.3.12)$$

$$WT = \ln(Q10) \cdot (T_{\max} - T_{\text{opt}}). \quad (2.3.13)$$

Здесь P – фотосинтетическая способность фитопланктона; I – среднесуточное значение энергетической экспозиции; T – температура; α_1 – экспериментальное значение наклона кривой фотосинтеза; $P_{I\text{Top}}$ – наиболее высокая фотосинтетическая способность при оптимальной среднесуточной энергетической экспозиции и температуре; T_{\max} – максимальная температура, при которой реакция фотосинтеза прекращается; $Q10$ – относительная разница в скорости протекания процесса при повышении температуры на 10 °С.

Численные исследования были проведены при следующих значениях безразмерных и размерных величин: $Pr=7,1$, $Re=1000$, $Gr \leq 10^5$, $T_0=293$ К, $T_{in}=343$ К, $273 \leq T_e \leq 297$ К. Анализ проведён для открытого водоема глубиной 5 и длиной 10 м, толщина бетонных стенок 1 м. Ширина входного и выходного канала 0,3 м.

В таблице 2.1 и на рисунке 2.18 приведена фотосинтетическая способность фитопланктона в типичном водоеме-охладителе ТЭС Западно-Сибирского региона в различные времена года.

Таблица 2.1 – Фотосинтетическая способность фитопланктона в различные термические периоды для Беловского водоема-охладителя (Кузбасс)

Параметры	Термические периоды			
	Весенний	Летний	Осенний	Зимний

Температура окружающей среды, К	288	297	285	263
Среднесуточное значение энергетической экспозиции, Дж/(см ² ·сут)	500	750	460	300
Фотосинтетическая способность фитопланктона $P/P_{T_{opt}}$	0,25	0,10	0,38	0,55

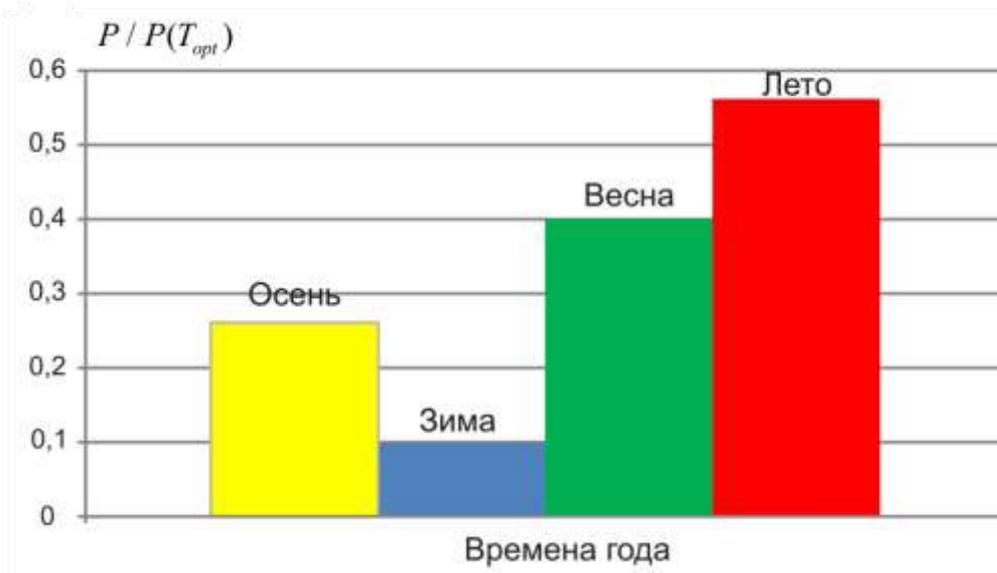


Рисунок 2.18 – Фотосинтетическая способность фитопланктона в водоеме-охладителе в различные времена года

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. 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 зонах наиболее благоприятных условий существования водорослей или биоорганизмов (локально), и её проведение может существенно повысить надёжность энергетических систем и агрегатов тепловых электрических станций.

Выводы по второй главе

1. На основании проведённых численных исследований можно сделать вывод о том, что, при моделировании конвективно-кондуктивного теплопереноса в водоеме-охладителе, при наличии градиента температур более десяти градусов, необходимо учитывать термогравитационную конвекцию. Неучет термогравитационных эффектов приводит к значительным отклонениям как локальных, так и интегральных характеристик течения. Перепад температур по глубине водоема в рассматриваемом типичном диапазоне изменения параметров приводит к существенным изменениям характера течения по сравнению с режимом, соответствующим однородному полю температур. Происходит интенсивное перераспределение массы и энергии в рассматриваемой области.

2. Исследовано влияние геометрического расположения отверстий ввода и вывода массы жидкости при различных режимах конвекции на гидродинамику водоема. Выявлено, что изменение геометрического расположения участка ввода жидкости кардинально меняет картину течения в полости, а перепад температуры по высоте уменьшается при смещении входного отверстия в нижнюю часть почти в два раза. Установлено, что изменяя координаты участков ввода и оттока массы можно регулировать тепловой режим жидкости в технологических полостях, что позволяет оптимизировать параметры технологических процессов ТЭС и дает предпосылки для разработки оптимальных схем водоемов-охладителей, с целью экономии энергетических ресурсов и улучшения качества используемой жидкости.

3. Установлено, что теплоотвод по нижней и боковым границам играет заметную роль в формировании теплового режима водоема. Изменение интенсивности теплоотвода на границах области решения приводит к масштабным изменениям структуры течения и температурных полей жидкости. Выявлено, что регулируя интенсивность теплообмена на границах прямоугольной области можно управлять тепловым режимом жидкости при реализации смешанной конвекции в условиях ввода и отвода массы в области ограниченных размеров. Так, например, в условиях достаточно интенсивного теплоотвода с нижней горизонтальной и с вертикальных границ значительно снижаются перепады температур во всех зонах области решения. Происходит выравнивание температуры в объеме. Более того, при потерях тепловой энергии жидкость прогревается более равномерно при значительном снижении размеров области максимальных температур вблизи зоны ввода «горячей» жидкости.

4. Выявлено, что при моделировании конвективных течений в открытых водоемах целесообразно учитывать перемещение воздушных масс над поверхностью, так как они оказывают влияние на гидродинамическое и температурное поле в рассматриваемой области. Но масштабы выделенного эффекта, связанного только с изменением величины напряжений

трения на свободной поверхности жидкости, относительно невелики. Соответственно, учет этого фактора целесообразен только при проведении высокоточного анализа гидродинамики и теплопереноса в водоеме.

5. Так установлено, что при расчете тепловых режимов водоемов-охладителей ТЭС необходимо учитывать тепловой эффект испарения воды на свободной поверхности, который играет основную роль в формировании температурных полей водоема. Также можно отметить, что теплоотвод по внешнему контуру в рассмотренных режимах умеренной интенсивности составляет не менее 20% от теплоотвода вследствие испарения жидкости.

6. Выявлено, что в водоеме-охладителе ТЭС 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 определенных зонах технологических водоемов сохраняются условия для развития биопланктона.

7. Предложенная модель смешанной конвекции жидкости в типичном технологическом открытом водоеме с локальными источниками ввода и вывода массы и с учетом теплоотвода в окружающую среду по всему внешнему контуру может быть использована для совершенствования методов расчета тепловых режимов технологических водоемов с целью улучшения их технико-экономических характеристик и экономии энергетических ресурсов.

8. Результаты проведенных исследований позволяют оценить масштабы теплового загрязнения окружающей среды водоемом-охладителем ТЭС и могут быть использованы в разработке и создании оптимальных тепловых систем для её защиты.

ГЛАВА 3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ЛОКАЛЬНЫХ РАБОЧИХ ЗОНАХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ С ГАЗОВЫМ ИНФРАКРАСНЫМ ИЗЛУЧАТЕЛЕМ

3.1. Анализ преимуществ систем обеспечения теплового режима локальных рабочих зон на основе газовых инфракрасных излучателей по сравнению с традиционными конвективными системами отопления

Анализ энергоэффективности газовых инфракрасных излучателей как основных элементов систем обеспечения теплового режима локальных рабочих зон проведен для крупногабаритного помещения, обогреваемого газовым инфракрасным излучателем.

3.1.1 Методика экспериментов

Для достижения поставленной цели использовалась экспериментальная установка (рисунок 3.1), основными элементами которой являются: 1) газовый инфракрасный излучатель – ГИИ-5 светлого типа производства фирмы «Сибшванк» с номинальной тепловой мощностью 5 кВт, в котором происходит выделение лучистого тепла в инфракрасном диапазоне на керамической пластине, нагреваемой теплотой сгорания природного газа в смесительной камере, расположенной в непосредственной близости от нее; 2) источник газа; 3) модель объекта теплоснабжения; 4) термопары типа хромель–алюмель с изолирующим покрытием из фторполимера PFA (толщина спая 0,08 мм); 5) аналого-цифровой преобразователь (АЦП) – сетевой преобразователь National Instruments с DAQ-9181, предназначенный для управления тактированием, синхронизацией и передачей данных с 16-канального, 32-битного изотермического модуля измерения температуры NI-9214 фирмы National Instruments; 6) персональная электронно-вычислительная машина (ПЭВМ) [277].

Результаты измерений температуры с погрешностью 0.37 °С через аналого-цифровой преобразователь передавались на компьютер каждую секунду.

Эксперименты [277] проводились в двух закрытых помещениях с различной поверхностью пола: белая керамическая плитка и темно-серый бетон. Габаритные размеры экспериментальных помещений 10.2×4.9×4.4 и 8.7×6.0×3.4 м, высота от пола до ГИИ – 2.975 и 2.6 м, соответственно. Стены помещения кирпичные толщиной 70 см с пластиковыми оконными проемами ($R_{\text{кирпич}}=0.502 \text{ м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$, $R_{\text{окно}}=0.51 \text{ м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$).

Разные поверхности пола, являющегося своеобразным преобразователем энергии излучения в теплоту, аккумулируемую воздухом, в экспериментах [278] использовались для того, чтобы оценить влияние состояния нагреваемой ГИИ поверхности на тепловой режим зоны обеспечения теплового комфорта.

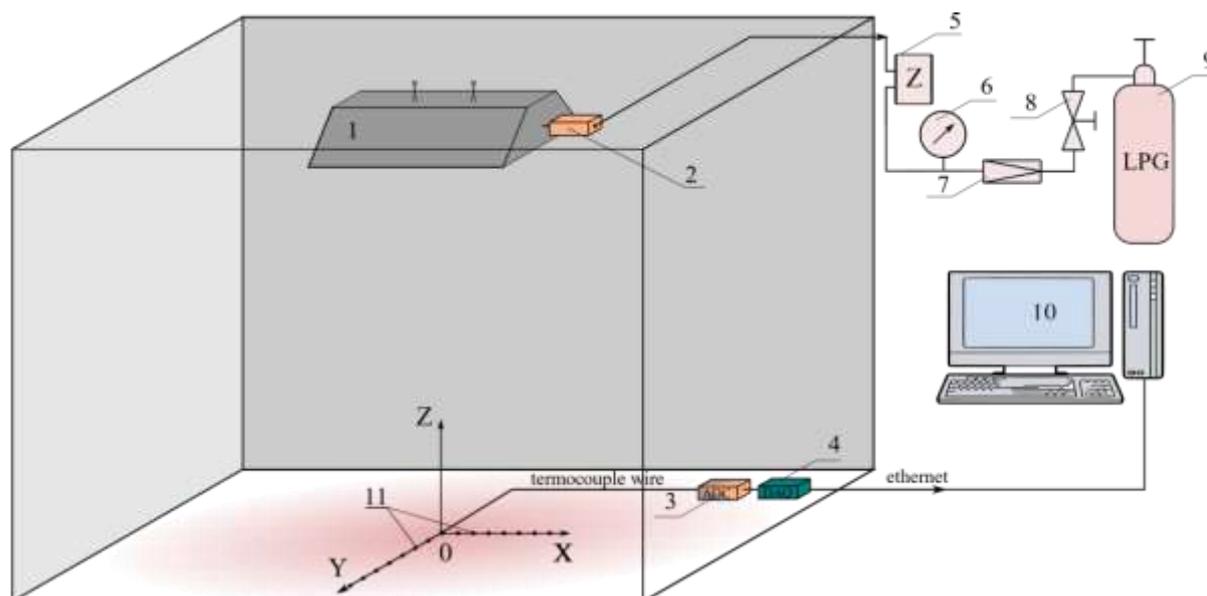


Рисунок 3.1 – Схематичное изображение области проведения экспериментов [277]: 1 – ГИИ; 2 – блок управления ГИИ; 3 – аналого-цифровой преобразователь; 4 – система сбора данных; 5 – газовый расходомер; 6 – манометр; 7 – регулятор давления газа; 8 – основное отключающее устройство; 9 – газовый баллон; 10 – компьютер; 11 – термопары

Можно отметить, что в обычных условиях, соответствующих нормам и правилам промышленной санитарии [279], воздух производственных помещений не должен содержать частиц пыли, а его влажность должна быть минимально регламентированной. По этим причинам воздух производственных помещений не может быть нагрет непосредственно излучением в подавляющем большинстве практически значимых вариантов. Нагрев воздуха в локальной рабочей зоне осуществлялся за счет излучения опосредованно – нагревался до достаточно высоких (20–25 °С) температур тонкий приповерхностный слой пола помещения, и после этого за счет конвекции и теплопроводности нагревался воздух [280]. Интенсивность нагрева последнего зависит от температуры поверхности пола. Начальная температура воздуха в помещении варьировалась от 7 до 18 °С, при этом температура окружающей среды изменялась от –15 до –35 °С. Во время проведения экспериментов ГИИ находился в стационарном положении на контролируемых расстояниях от поверхности нагрева. Термопары размещались на поверхности пола и ориентировались по двум координатным направлениям (рисунок 3.2). Для улучшения термического контакта термопар с поверхностью пола и защиты их от переизлучения использовалась термопаста КПТ-8. Аналого-цифровой преобразователь и система сбора данных находились на расстоянии 4 м от поверхности измерения, на теплоизолирующей подкладке, и также с защитой от переизлучения для термостатирования встроенного в них холодного спая.

Персональная электронно-вычислительная машина, запорно-регулирующее оборудование, а также баллон с газом располагались вне исследуемого помещения для исключения их влияния на тепловой режим в исследуемой области. Сигналы с термопар регистрировались измерительным комплексом (аналого-цифровой преобразователь NI 9214 и модуль ввода/вывода NI cDAQ 9171 National Instruments) с временным интервалом не более 1 с. Полученные значения температур передавались на ПЭВМ, где обрабатывались и сохранялись в файл [277].

С целью обеспечения возможности оценки случайных ошибок измерений все эксперименты [277] при фиксированных условиях их выполнения проводились не менее трех раз. После этого вычислялись среднеквадратические отклонения и соответствующие коэффициенты вариации. Значения последних во всех экспериментах не превышали 1 %. Статистическая обработка результатов измерений была необходима в связи с возможностью влияния на показания средств измерений факторов второго и третьего уровней значимости (влажности воздуха, атмосферного давления, изменения температуры внешней среды в течение длительных экспериментов). Масштабы влияния этих факторов незначительны, но в соответствии с общими положениями теории ошибок экспериментальных исследований их необходимо оценивать [277].

При планировании, организации и проведении экспериментов [277] рассматривались наиболее неблагоприятные для формирования теплового режима локальной рабочей зоны условия – по периметру зоны не устанавливались никакие специальные ограждающие конструкции, которые могли снизить тепловые потери – переток теплоты в область вне рабочей зоны. В экспериментах воспроизводились условия, достаточно типичные для локальных рабочих зон в крупногабаритных помещениях, производственные площади которых используются в небольшой степени [281].

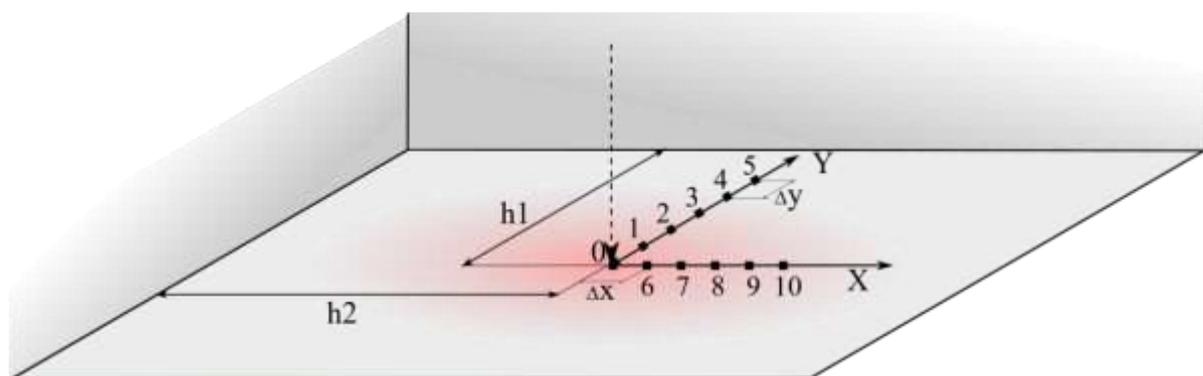


Рисунок 3.2 – Схема размещения термопар в области проведения экспериментов [277]

За начало координат принималась проекция центра симметрии ГИИ. Расстояния между двумя соседними термопарами одного и того же координатного направления составляли 0.2 м.

Локальные рабочие места могут быть расположены в производственных помещениях, характерные размеры которых (и, соответственно, площади и объемы) могут многократно (в десять и более раз) превышать характерные размеры рабочей зоны [281]. По этим причинам условия реализации режима термогравитационной конвекции будут несколько отличаться при подводе лучистой энергии к рабочему месту, расположенному в помещении площадью 200 или 2000 м², если не принимать специальных мер. Размеры бокса, в котором проводились исследования [277], были выбраны средними, чтобы обеспечить возможность объективной интерпретации результатов экспериментов как для небольших, так и для очень больших производственных помещений. При этом принимались [277] во внимание не только площади, но и объемы помещений, т. к. теплый воздух распространяется по всем трем координатным направлениям в условиях работы газовых инфракрасных излучателей.

3.1.2 Результаты экспериментов

Установленные в экспериментах [277] типичные зависимости температур в точках расположения спаев термопар на поверхностях пола от времени представлены на рисунках 3.3, 3.4.

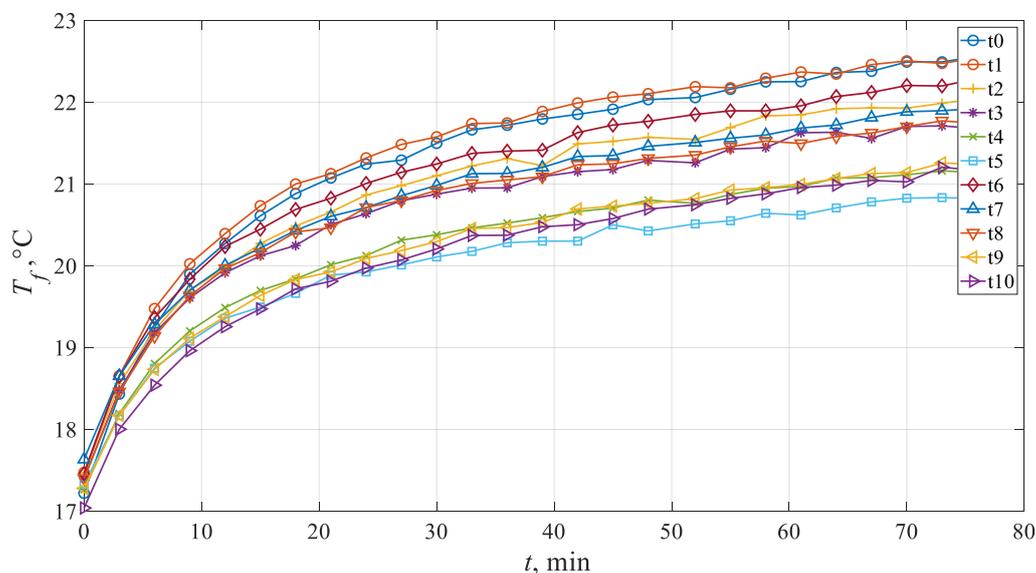


Рисунок 3.3 – Изменения с ростом времени температур в десяти точках поверхности пола (покрытого керамической плиткой) [277]. Цифры соответствуют номерам термопар на рисунке 3.2.

Все приведенные на рисунках 3.3, 3.4 зависимости $T_f(t)$ [277] 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 $T_f(t)$ [277] косвенно подтверждает, скорее всего, турбулентный характер

термогравитационного течения воздуха вблизи поверхности пола. Вычислены числа Gr , по которым обычно выполняется [282] анализ режима термогравитационного течения воздуха. При исходных данных $L=5$ м, $V=224$ м³ число Gr для типичных исследуемых режимов составляет около 10^{12} . Такое значение Gr по теории [282] соответствует явно выраженному турбулентному режиму свободной конвекции. При этом масштабы мини флуктуаций температуры поверхности ($0.5\text{--}0.7$ °С) зависят от положения спая термопары – чем ближе он к центру, тем больше локальные отклонения значений T_f от средних. Последнее иллюстрирует влияние градиентов T_f по двум координатным направлениям (X и Y) на степень турбулизации течения нагретого в результате теплоотвода от пола тонкого слоя воздуха, поднимающегося вверх и формирующего тепловой режим рабочей зоны на высоте до двух метров [282, 283]. Как видно из рисунков 3.3, 3.4. [277], динамика изменения полей температур пола со временем для помещений с различным половым покрытием почти идентична. Максимальная температура поверхности пола достигается, как и можно было ожидать, в точке, соответствующей проекции оси симметрии ГИИ [277].

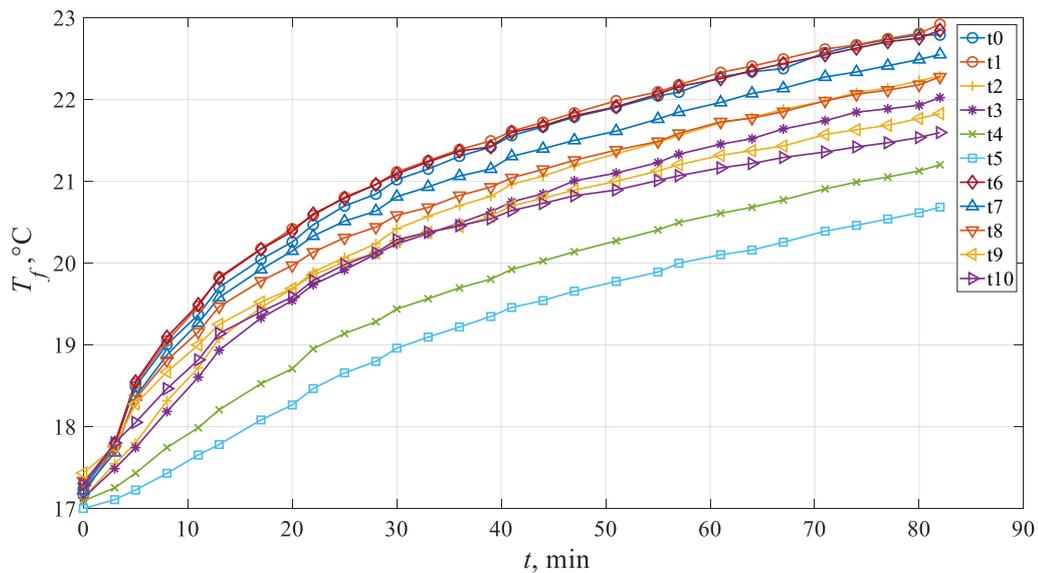


Рисунок 3.4 – Изменения с ростом времени температур в десяти точках поверхности бетонного пола [277]. Цифры соответствуют номерам термопар на рисунке 3.2.

На рисунках 3.5-3.6 [277] представлены типичные распределения температур по координатам X и Y для бетонного пола и пола, покрытого керамической плиткой, в характерные моменты времени. Эксперименты [277] показали, что за 80 минут работы ГИИ температура поверхности пола поднимается на $5\text{--}6$ °С. В дальнейшем за 60 минут она изменяется менее чем

на 1 градус. Поэтому на рисунках приведены результаты экспериментов в диапазоне изменения времени до 80 мин.

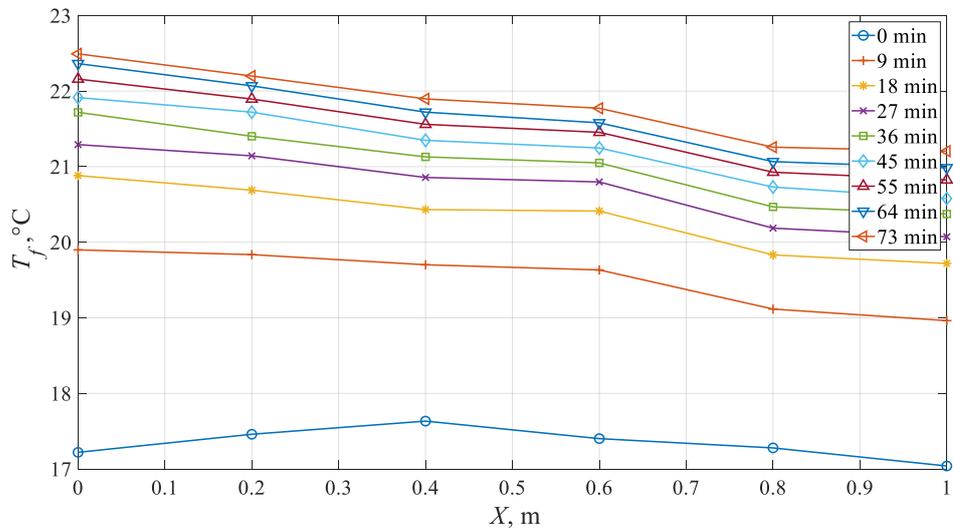


Рисунок 3.5 – Распределение температуры поверхности пола (керамическая плитка) по координатному направлению X в характерные моменты времени [277]

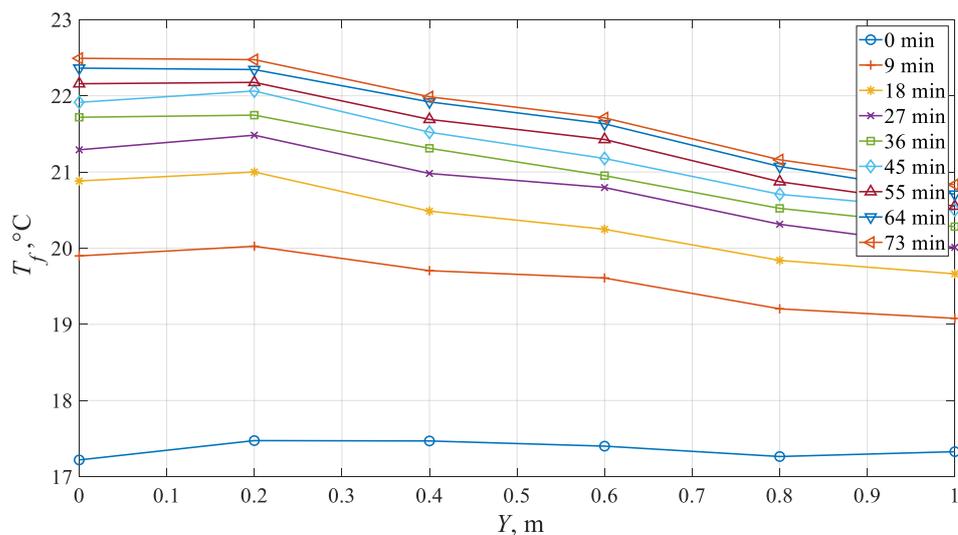


Рисунок 3.6 – Распределение температуры поверхности пола (керамическая плитка) по координатному направлению Y в характерные моменты времени [277]

Необходимо отметить, что методическая погрешность термопарных измерений [277] составляет не более 1 %. Поэтому зарегистрированные термопарами в начале эксперимента [277] (при $t=0$) отклонения в $0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ являются, скорее всего, следствием методических погрешностей, а также случайных ошибок, обусловленных неконтролируемыми малозначимыми факторами (неоднородность железобетона, загрязнения и неровности его поверхности и др.). Так, например, показания термопар, как показал анализ, зависят в некоторой степени от вида материала в

приповерхностном слое, прилегающем к месту закрепления термопары. Это может быть сталь арматуры железобетона, камень или песок. Соответственно, теплофизические свойства стали значительно отличаются (например, теплопроводность) от аналогичного свойства камня. Поэтому возможны небольшие ($0,6\text{ }^{\circ}\text{C}$), но заметные отклонения $T_f(X)$ [277].

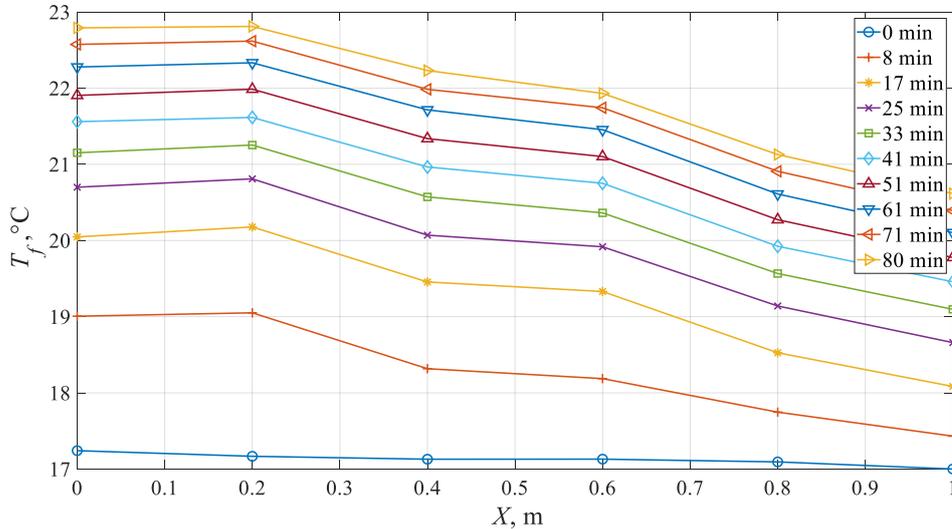


Рисунок 3.6. – Распределение температуры поверхности пола (бетон) по координатному направлению X в характерные моменты времени [277]

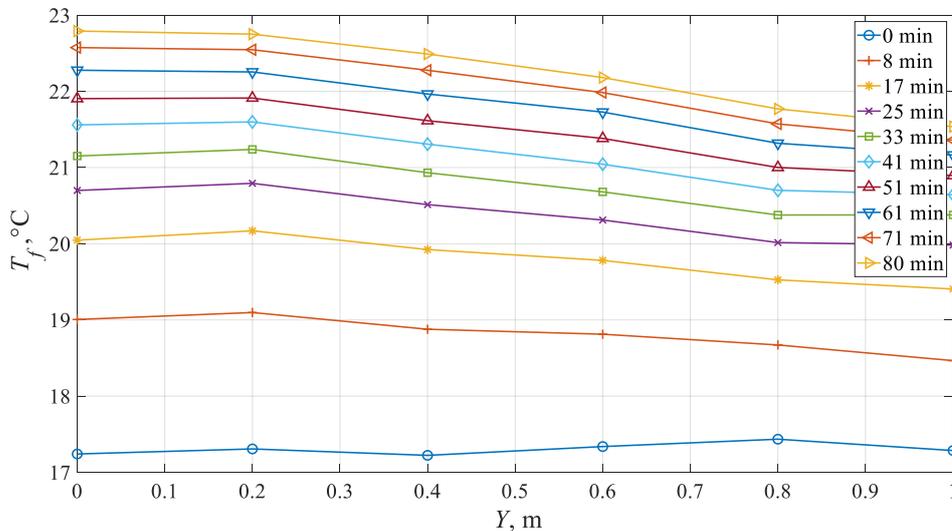


Рисунок 3.7 – Распределение температуры поверхности пола (бетон) по координатному направлению Y в характерные моменты времени [277]

Экспериментально установлено [277], что по мере удаления термопар от центра симметрии проекции ГИИ значения температур уменьшаются на $0,5\text{--}1,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рисунки 3.5-3.7). Через 50 мин после включения ГИИ температура в центре зоны измерений T_f в обоих случаях становится равной $22\text{ }^{\circ}\text{C}$. Это объясняется тем, что у бетона и керамической плитки близкие теплофизические характеристики, а коэффициент излучения в инфракрасном диапазоне

одинаков ($\epsilon=0.95$ [284, 285]). Сделан вывод [277] о том, что распределение температуры поверхности пола помещения, обогреваемого газовым инфракрасным обогревателем, не зависит от коэффициента излучения пологого покрытия в оптическом диапазоне (по сути цвета: бетон черный, керамическая плитка белая). Установленные в экспериментах [277] закономерности позволяют обосновать гипотезу, что перенос энергии в системе «излучатель – воздух – напольное покрытие» происходит, скорее всего, за счет всех трех механизмов теплопереноса [286]. Также сделан вывод [277] 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.

Установлено, что размер помещения по высоте не влияет [277] на распределение температур, т. к. излучатель, нагретый до высоких температур, препятствует перемещению воздуха вверх и циркуляционные движения происходят в области, ограниченной снизу полом, а сверху излучателем. Поперечные размеры помещения также не оказывают значимого влияния на распределение температуры поверхности пола, т.к. зона воздействия излучателя ограничена. Так, например, при высоте его размещения 2.95 м и мощности 5 кВт площадь нагреваемой на 1 К поверхности, по сравнению с начальной, составляет не более 20 м² (радиус такой площадки около 2.5 м).

Размещение излучателя, как правило, возможно на любой высоте (на любом расстоянии от рабочей зоны). Теплый воздух, нагреваемый в результате теплоотдачи от нагретого излучением пола, при движении вверх не может подняться выше ГИИ, т. к. воздух вокруг последнего нагрет до высоких (много больше, например, 23 °С) температур. Поэтому циркуляционные течения в результате работы ГИИ формируются в области между поверхностью пола и излучателем, горячий воздух вокруг которого препятствует движению теплого воздуха с существенно меньшей температурой, который поднимается в результате термогравитационной конвекции вверх, а затем после охлаждения опускается вниз. По этой причине общая высота помещения не играет роли в формировании теплового режима локальной рабочей зоны [277].

3.1.3 Физическая и математическая постановки задачи

Для установления доли вырабатываемой ГИИ теплоты, непосредственно затрачиваемой на нагрев воздуха рабочей зоны, определена [277] теплота, аккумулируемая приповерхностным слоем пола помещения. Для этого решено [277] уравнение энергии для двухслойного (рисунок 3.8, а) и однослойного (рисунок 3.8, б) пола соответствующей эксперименту [277] толщины при установленных экспериментально тепловых потоках (q_i) к поверхности пола (таблица 3.5), полученных в [278, 283].

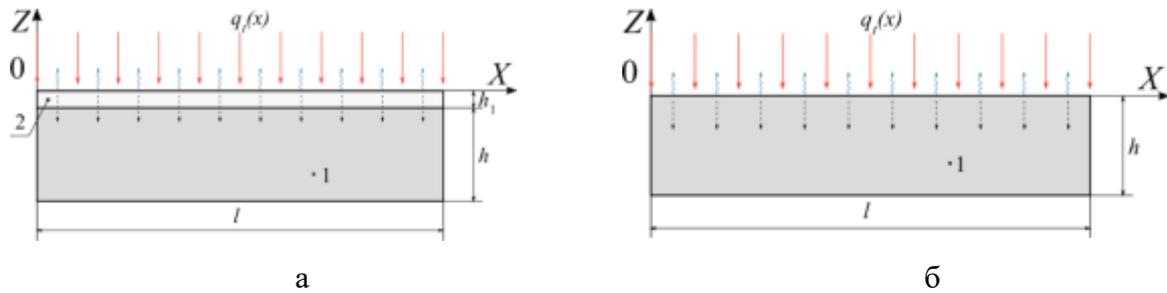


Рисунок 3.8 – Область решения задачи для двухслойного (а) и однослойного пола (б): 1 – бетон, 2 – керамическая плитка [277]

Таблица 3.1 – Распределение удельного теплового потока по поверхности бетонного пола в сечении $Y = 0$ при $0 < X < 2,3$ м (рисунок 3.9) [277]

Координата X , м	0	0.5	0.8	1.3	1.7	2.1	2.3
q , Вт/м ²	135	125	102	68	40	20	0.1

Зависимость $q(X)$ [277] хорошо описывается полиномом третьей степени $q_t(X) = 10.07X^3 - 43.34X^2 - 12.19X + 136$ с величиной достоверной аппроксимации (коэффициент детерминации) $R^2 = 0.9973$ и среднеквадратичной ошибкой $RMSE = 6.651$ (рисунок 3.9).

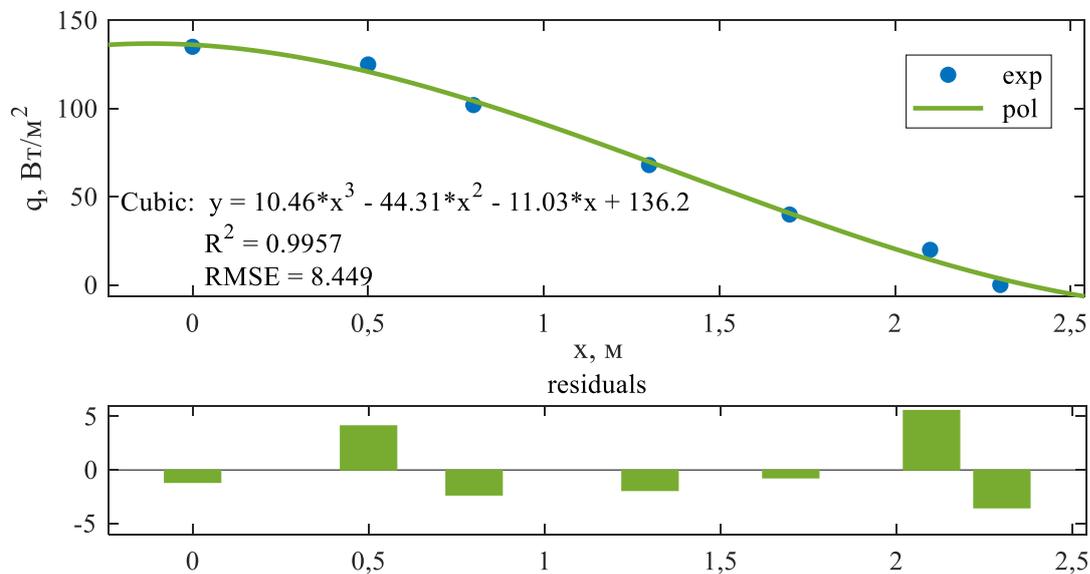


Рисунок 3.9 – Зависимость $q(X)$: exp – экспериментальные данные; pol – аппроксимационная кривая [277]

Процесс переноса тепла в такой двухслойной пластине (рисунок 3.28, а) описывается уравнениями теплопроводности с соответствующими начальными и граничными условиями [277]:

$$\rho_2 c_2 \frac{\partial T_2}{\partial t} = \lambda_2 \left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial z^2} \right), \quad 0 < x < l, 0 < z < h_1, \quad (3.1)$$

$$\rho_1 c_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} = \lambda_1 \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial z^2} \right), \quad 0 < x < l, h_1 < z < h_1 + h. \quad (3.2)$$

Начальные условия:

$$T(x, z) = T_0. \quad (3.3)$$

Граничные условия:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial z} = q_i(x) + \alpha_u (T_{air} - T_f), \quad z = 0, \quad 0 < x < l, \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0, \quad x = 0, \quad 0 < z < h_1 + h, \quad (3.5)$$

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial x} = 0, \quad x = l, \quad 0 < z < h_1 + h, \quad (3.6)$$

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha_d (T_e - T_d), \quad z = h_1 + h, \quad 0 < x < l, \quad (3.7)$$

$$T_1(t, x, z) = T_2(t, x, z), \quad -\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial z} = -\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial z}, \quad z = h_1, \quad 0 < x < l, \quad (3.8)$$

где x, z – координаты, м; t – время, с; T – температура, К; T_0 – температура в начальный момент времени, К; T_e – температура окружающей среды, К; T_{air} – температура воздуха внутри помещения, К; T_f, T_d – температуры на верхней и нижней границах пола соответственно, К; l – поперечный размер области решения, м; h – толщина области решения, м; ρ – плотность, кг/м³; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); c – теплоемкость, кДж/(кг·К); α_u, α_d – коэффициенты теплоотдачи между поверхностью пола и воздухом на верхней и нижней границах соответственно, Вт/(м²·К), рассчитываются в соответствии с [287] для $\alpha_u: \overline{Nu}_L^u = 0.15 Ra_L^{1/3}$, для $\alpha_d: \overline{Nu}_L^d = 0.52 Ra_L^{1/5}$; \overline{Nu} – среднее число Нуссельта; Ra – число Релея. Индексы 1 и 2 соответствуют материалам на рисунок 3.8. Численные значения теплофизических характеристик материалов приведены в таблица 3.2.

Таблица 3.2 – Теплофизические характеристики материалов, характерные температуры и коэффициенты теплоотдачи от поверхности пола [284, 285, 288, 289]

Материал	λ , Вт/(м·К)	c , кДж/(кг·К)	ρ , кг/м ³	T_0 , К	T_e , К	α_d , Вт/(м ² ·К)	α_u , Вт/(м ² ·К)
Бетон	1.28	840	2000	290	258	4.45	7
Плитка	1.5	750	2000	290		-	7

Система уравнений теплопроводности (3.1), (3.2) с соответствующими начальными (3.3) и граничными (3.4)–(3.8) условиями решена [277] методом конечных разностей с использованием неявной разностной схемы на равномерной сетке. Для решения системы алгебраических уравнений применялся метод прогонки [55].

3.1.4 Численный анализ эффективности использования газовых инфракрасных излучателей при создании локальных тепловых зон в крупногабаритных помещениях

При численном решении задачи теплопереноса в однослойном бетонном полу (толщиной h) использовалось [277] уравнение (3.2) с начальными и граничными условиями (3.3)–(3.7). На рисунке 3.30 представлены типичные результаты численного решения задачи (3.1)–(3.7) [277].

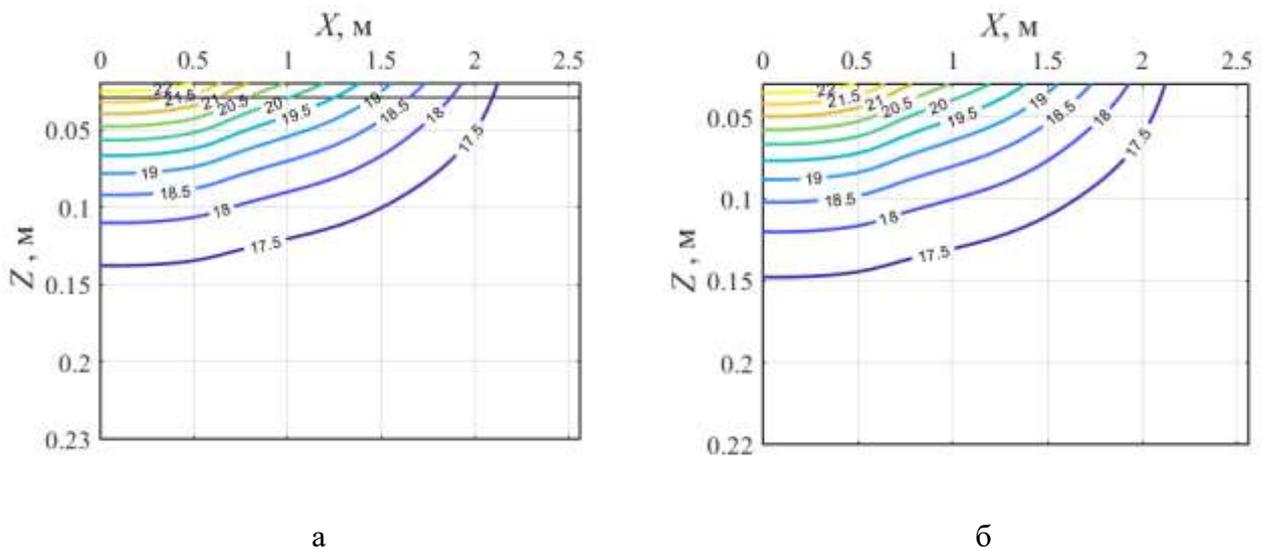


Рисунок 3.10 – Распределение температуры в области анализа при тепловом потоке, приведенном на рисунке 3.29, в момент времени 80 мин: а) двухслойная пластина (бетон с керамическим покрытием), б) однослойная пластина (бетон) [277].

Хорошо видно (рисунок 3.10), что через 80 минут работы ГИИ пол прогревается на 0.16 м (от начальной температуры 17.5 °С), а максимальная температура его поверхности достигает 22.7 °С. Материал поверхности пола не оказывает существенного влияния на распределения температуры по толщине (теплофизические характеристики керамической плитки и бетона различаются незначительно). Если сравнить рассчитанные температуры поверхности пола с полученными экспериментально (рисунок 3.11) [277], видно их хорошее соответствие в случае бетонного пола (рисунок 3.11, б) во всем диапазоне изменения времени. В случае же керамической плитки до 40 мин отличия экспериментальных [277] и рассчитанных [277] значений T_f составляют около 1 °С (рисунок 3.11, а). Затем с ростом времени эта разность уменьшается (становится менее 0.2 °С).

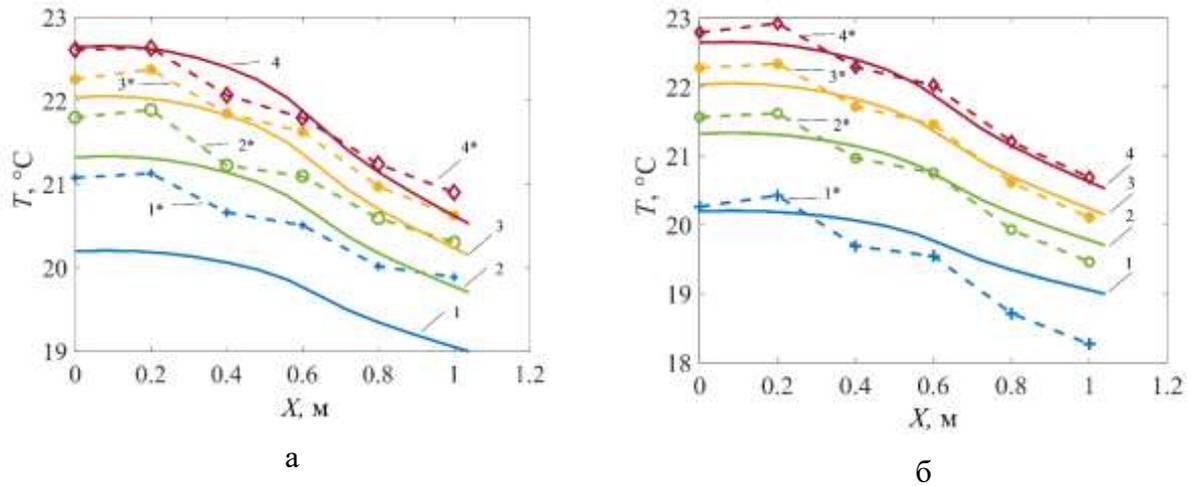


Рисунок 3.11 – Распределения температуры поверхности пола по направлению X , полученные экспериментально (пунктирные линии) и в результате численного моделирования (сплошные линии) в разные моменты времени: а) двухслойный (бетон с керамическим покрытием), б) однослойный (бетон): 1 – 20 мин, 2 – 40 мин, 3 – 60 мин, 4 – 77 мин [277]

На рисунке 3.12. представлена динамика изменения средней температуры поверхности пола (а) и теплового потока (б) от ГИИ (теплота затрачивается на нагрев воздуха рабочей зоны и на нагрев слоя пола) [277].

Вычисление аккумулярованной полом и воздухом теплоты в каждый момент времени (τ) проводилось [277] по формулам (3.9-3.10):

$$Q_{floor} = \sum_{z=0}^h \sum_{x=0}^l \rho_1 \cdot c_1 \cdot (T_1 - T_0) \cdot y \cdot h_z \cdot h_x, \quad (3.9)$$

$$Q_{air} = \sum_{t=0}^{\tau} \sum_{y=0}^1 \sum_{x=0}^l \alpha_u \cdot (T_f - T_e) \cdot h_y \cdot h_x \cdot \Delta \tau. \quad (3.10)$$

где h_x , h_y , h_z – шаг по координатам x , y и z соответственно, м; $\Delta \tau$ – шаг по времени, с.

Анализ изменений средней по координате X температуры поверхности во времени (рисунок 3.12, а) показал неплохое соответствие численных и экспериментальных значений T . Интенсивный рост температуры продолжается до 40 мин, после чего происходит снижение скорости этого роста.

Численный анализ [277] показал, что из всей теплоты, поступающей от ГИИ к половому покрытию в начальный период (до 10 мин) времени (рисунок 3.12, б), около 90 % расходуется на нагрев пола и 10 % – на нагрев воздуха рабочей зоны. С ростом времени их соотношение изменяется и становится 70%/30%.

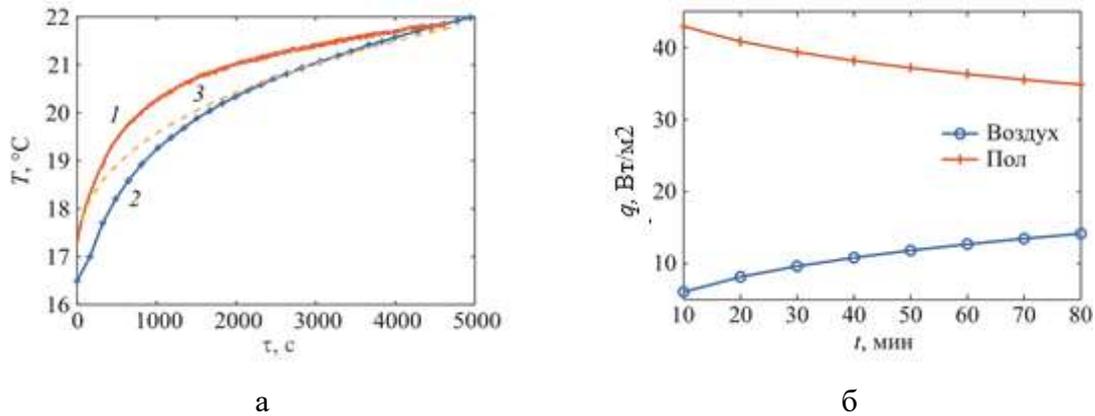


Рисунок 3.12 – Изменение средней температуры поверхности пола (по координате X) во времени (а) и тепловых потоков (б), при нагреве воздуха рабочей зоны и пола во времени: 1 – экспериментальные значения для бетона с керамическим покрытием, 2 – экспериментальные значения для бетона, 3 – теоретические значения для двухслойной (бетон с керамическим покрытием) и однослойной пластины (бетон) [277]

На основании анализа результатов исследований [277] 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 %) (рисунок 3.13), излучаемой ГИИ, расходуется на нагрев пола в локальной обогреваемой рабочей зоне, который в рассматриваемом случае является своеобразным аккумулятором энергии [277].

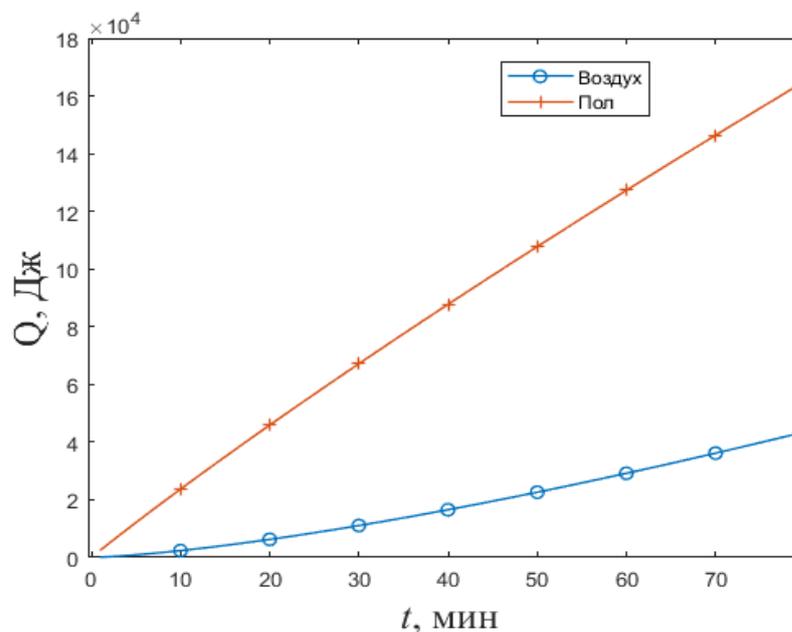


Рисунок 3.13 – Изменение количества теплоты, аккумулируемой полом и воздухом, поступающей от ГИИ [277]

Проведено [277] сравнение систем локального лучистого отопления с широко распространённым вариантом водяного отопления, использующегося в большинстве случаев для создания комфортных рабочих условий (например, заданной температуры) в производственных помещениях. В этом случае источник теплоты (как правило, радиаторы) нагревает воздух, а воздух в результате естественной конвекции в замкнутом объеме отдает большую часть тепла в ограждающие конструкции. При работе таких систем теплоснабжения значительная часть теплоты будет отводиться через ограждающие конструкции во внешнюю среду [290–294].

Для сравнения количества теплоты, необходимого для обеспечения регламентного теплового режима с использованием ГИИ и обычного водяного отопления, решена [277] задача теплопереноса в рассматриваемом объекте (рисунок 3.14). Использована относительно простая, но обеспечивающая учет всех основных значимых факторов математическая модель [295].

$$\rho \cdot c \cdot \frac{dT}{dt} = Q_1 - Q_2 - Q_3; \quad T(0) = T_0, \quad (3.11)$$

Q_1 – теплота, подводимая от источников системы водяного отопления; Q_2 – теплота, отводимая через поверхность ограждающей конструкции во внешнюю среду (условия вынужденной конвекции); Q_3 – теплота, отводимая через внутренние ограждающие конструкции (условие естественной конвекции) в воздух помещения.

В качестве примера рассмотрено [277] производственное помещение относительно малых размеров – 15×20 м, высотой 4 м с локальной рабочей зоной общей площадью 10 м². При использовании ГИИ для обеспечения регламентного теплового режима (температура воздуха 23 °С [296]) необходим (как показали эксперименты [277]) подвод теплоты от излучателя в эту зону с интенсивностью $Q = 5$ кВт. Если же использовать обычное водяное отопление с расположенными на стенах радиаторами, то для нагрева воздуха (рисунок 3.34) до такой же (23 °С) температуры во всем помещении и сохранения регламентного теплового режима в течении хотя бы рабочего времени (8 часов) необходим подвод $Q = 28$ кВт в отапливаемое помещение. Такое значительное отклонение основных характеристик систем теплоснабжения обусловлено тем, что при общепринятом расположении [287, 297] элементов системы (рисунок 3.14) водяного отопления необходим нагрев всего объема воздуха помещения 1200 м³ и (это главное) вынужденный нагрев всех ограждающих конструкций (стен и перекрытий), а не только пола (как в варианте с ГИИ). Важным при этом также является нестационарный характер теплоотвода в ограждающие конструкции [277].

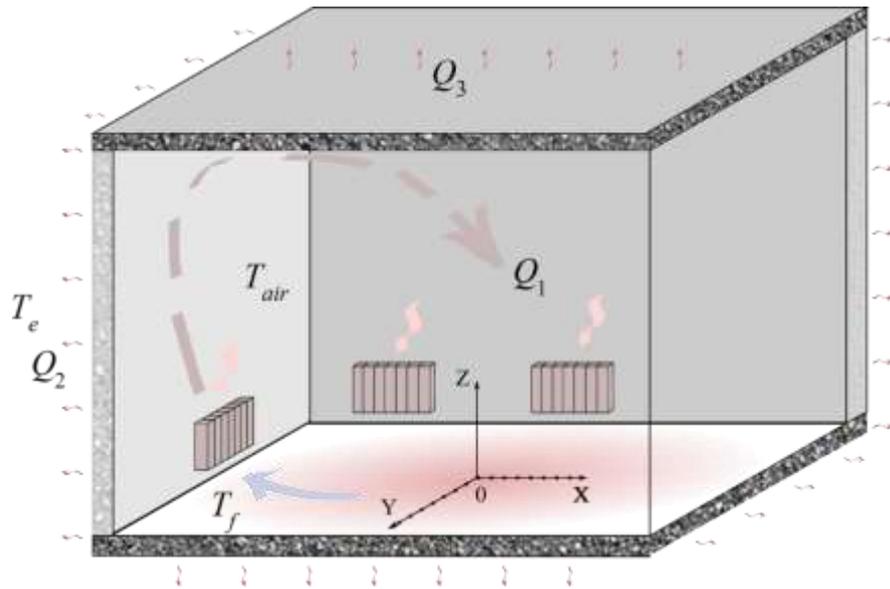


Рисунок 3.14 – Схематичное изображение помещения с водяным отоплением [277]

Системы водяного отопления (в отличие от систем лучистого нагрева) в отопительный сезон при отрицательных температурах внешней среды нельзя выключать – возможны аварийные ситуации. Поэтому водяное отопление должно работать круглосуточно (другие варианты в большинстве случаев невозможны). С целью оценки значений Q решена [277] задача теплопереноса для области «воздух – ограждающие конструкции» при теплоотводе в окружающую среду в стационарном режиме [294]. В общем случае возможны различные варианты положения производственного помещения относительно окружающей среды. Так, например, теплоотвод может осуществляться с поверхности всех ограждающих конструкций (отдельно стоящее здание). Возможно размещение помещения внутри большого, но не отапливаемого здания. В этом случае теплоотвод с поверхностей внутренних ограждающих конструкций будет происходить с меньшей интенсивностью (отсутствие ветра). Но при низкой температуре за ограждающими конструкциями в соседних помещениях охлаждение воздуха в отапливаемом помещении за счет теплоотвода через внутренние стены также будет значимым, даже в условиях естественной конвекции [292, 295].

Соответственно, с увеличением объема помещений необходимая тепловая мощность источника может возрастать в десятки раз. При работе ГИИ комфортные условия для работающего достигаются в рабочей зоне достаточно быстро (через 20 минут после включения ГИИ, рисунки 3.3, 3.4 [277]). При этом разность температур 1.5–2 °С на расстоянии 1–2 м не является дискомфортной. Такой перепад температур формируется вследствие циркуляционного движения снизу вверх воздуха, нагреваемого теплым полом помещения. При водяном отоплении необходимое время для прогрева всего объема воздуха в помещении, ограждающих конструкций и оборудования, находящегося в нем (например, помещения с керамической плиткой для

достижения температуры в воздухе 23 °С [292]) составляет как минимум 4.5 часа. С учетом того, что на нагрев воздуха (аккумулированное тепло) тратится всего 1 % тепловой энергии, поставляемой при водяном отоплении, а 99 % расходуется на нагрев ограждающих конструкций, реальное время прогрева всего помещения для создания комфортных условий может составлять до суток [277].

Целесообразно уточнить, что ГИИ «подходят» не для отопления больших помещений, а только для обеспечения регламентного теплового режима в локальной рабочей зоне такого помещения. При этом эффективность системы лучистого отопления обусловлена не столько нагревом верхней части поверхности одежды работающего. Площадь этой поверхности около 0.1 м² и составляет менее 0.05 % от общей площади воздействия радиационного потока, поступающего в рабочую зону от излучателя. Механизм нагрева воздуха в результате его термогравитационной конвекции установлен экспериментально [54] и обоснован теоретически [55]. Нагретый под действием лучистого потока пол помещения передает часть теплоты прилегающему к нему слою воздуха, который поднимается вверх и формирует циркуляционные течения в рабочей зоне. В результате холодный воздух верхних слоев этой зоны опускается вниз, нагревается в результате теплоотвода от поверхности пола и поднимается вверх, где охлаждается и опять опускается вниз. Излучение же напрямую может нагреть только малую часть поверхности одежды работающего, ориентированную перпендикулярно направлению лучистого теплового потока. Остальная часть поверхности одежды работающего участвует только в конвективном теплообмене с воздухом, окружающим работающего. Температура же последнего зависит от интенсивности термогравитационной конвекции, инициируемой нагретым полом. Ранее установлено [54, 55], что при работе системы лучистого отопления в рабочей зоне формируется температурное поле с малым перепадом температур (рисунки 3.3–3.8) – не более 2 °С.

Анализ результатов [277] показывает, что преимущества системы отопления на базе ГИИ заключаются в следующем.

1. При работе ГИИ нагревается только прилегающий к поверхности пола материал напольного покрытия и воздух рабочей зоны, которая по объему много меньше, как правило, общего объема помещения (в 10 и более раз). При работе же системы конвективного отопления нагревается не только тонкий слой вблизи поверхности пола, но все ограждающие вертикальные конструкции на всю толщину (чтобы обеспечить минимальный теплоотвод в окружающую среду с внешних поверхностей ограждающих конструкций) и перекрытия.

2. Также при работе системы конвективного отопления нагревается воздух не только в малом объеме локальной рабочей зоны, но и во всем помещении.

3. Кроме этого, для поддержания нормального теплового режима производственного помещения с системой конвективного отопления последняя должна работать круглосуточно. При работе же ГИИ регламентный тепловой режим локальной рабочей зоны устанавливается через 1–1.5 часа после начала работы излучателей. Соответственно, при односменной работе предприятия затраты энергии на работу ГИИ (без учета других перечисленных выше факторов) в 2–2.8 раза меньше по сравнению с затратами энергии на работу традиционных конвективных систем отопления.

Результаты экспериментальных и теоретических [277] исследований дают основания для вывода о преимуществе (по сравнению с системами водяного отопления) в энергоэффективности систем лучистого отопления. При работе ГИИ вырабатываемая им теплота затрачивается на нагрев тонкого приповерхностного слоя пола и воздуха локальной рабочей зоны. При работе систем водяного отопления вырабатываемая ими теплота затрачивается на нагрев не только приповерхностного слоя пола, но также вертикальных ограждающих конструкций и перекрытий. Кроме того, в последнем случае нагревается многократно больший объем воздуха по сравнению с системой лучистого отопления.

В результате экспериментальных и теоретических [277] исследований основных закономерностей процессов переноса теплоты в системе «газовый инфракрасный излучатель – воздух – пол» локальной рабочей зоны установлена достаточно высокая эффективность систем лучистого нагрева (газовых инфракрасных излучателей) при формировании тепловых режимов локальных рабочих зон, расположенных в производственных помещениях, характерные размеры которых и, соответственно, площади и объемы в десятки раз больше характерных размеров локальной рабочей зоны.

3.2 Теплоперенос в локальной рабочей зоне с работающим излучателем

Анализ энергоэффективности применения любых источников и систем отопления наиболее целесообразно проводить с использованием информации по температурным полям рабочей зоны. Во многих практически значимых случаях средние температуры не в полной мере отражают комфортность теплового режима рабочей зоны (важны и оценки градиентов температур). Поэтому анализ энергоэффективности ГИИ наиболее предпочтителен по пространственным или двумерным температурным полям области нагрева.

Проведено моделирование естественной конвекции в области прямоугольной формы. На верхней границе H_B области расположен источник инфракрасного излучения. Интенсивность излучения равномерно распределена по поперечной координате X (рисунок 3.15).

Пространство $L_{л} < X < L_{п}$ и $H_{н} < Y < H_{в}$ заполнено воздухом (1), который окружен теплопроводными стенками конечной толщины (2). Источник радиационного нагрева в верхней части области решения не выделялся. Принималось, что его толщина мала по сравнению с характерными размерами L . Задача решена в плоской постановке для области с зоной нагрева, расположенной на верхней границе.

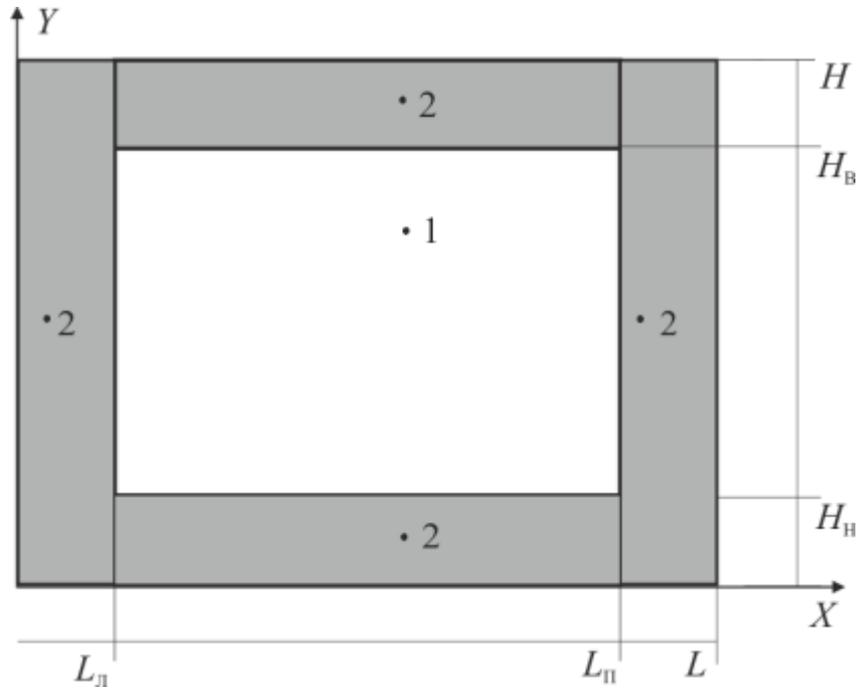


Рисунок 3.15 – Область решения задачи [89]:

1 – газ, 2 – элемент твердой стенки, H – высота области решения; $H_н$ – расстояние от ГИИ до верхнего перекрытия; индексы: л, п, н, в – соответственно левая, правая, нижняя и верхняя границы раздела сред.

Предполагалось [89], что воздух является оптически прозрачной средой. Данное допущение обосновано тем, что двухатомные газы с симметричными молекулами N_2 , O_2 (основные составляющие воздуха) не излучают и не поглощают энергию в области инфракрасного спектра [298]. Ориентировочное содержание CO_2 в воздухе – 0,03 % [299]. Содержание паров воды при относительной влажности 50 % и температуре воздуха 20 °С не более 0,9 % [300].

При анализе режимов работы отопительной техники можно считать [300, 301], что в большинстве случаев между поверхностями излучающих тел находится воздух, который при обычной температуре представляет собой проницаемую среду (при запыленности 1-5 мг/м³, относительной влажности до 60 % и малой концентрации диоксида углерода) [301]. Можно отметить, что на некоторых рабочих местах загрязненность воздуха высокая и ее влияние существенно (литейный, малярный, кузнечный, прокатный цеха) [300]. Но на таких объектах не применяются системы лучистого отопления.

В качестве основного механизма теплопереноса в газе рассматривались ламинарная естественная конвекция и теплопроводность, в ограждающих конструкциях – теплопроводность.

При постановке задачи предполагалось, что вся энергия инфракрасного излучателя поступает к границе H_n , разделяющей нижнее бетонное основание (2) и область нагрева (1). Теплоотвод от газа в вертикальные ограждающие конструкции (2) осуществляется за счет турбулентной естественной конвекции и теплопроводности. Последнее допущение, как показано в [302], приводит к некоторой интенсификации естественной конвекции, не влияя на основные выводы.

В качестве базовой системы дифференциальных уравнений, описывающих процесс естественной конвекции в рассматриваемой области в режиме сопряженного теплопереноса, принята математическая модель [41, 303], разработанная для описания процессов конвекции и теплопроводности в замкнутой прямоугольной области с теплопроводными стенками и локальным источником нагрева на нижней границе.

Процесс переноса теплоты в анализируемой области решения (рисунок 3.15) описывается системой нестационарных двумерных уравнений.

Задача [89] решена в безразмерной постановке. В качестве масштаба расстояния выбрана ширина рассматриваемой области решения L . Для приведения системы уравнений к безразмерному виду использованы соотношения:

$$X = \frac{x}{L}, Y = \frac{y}{L}, \tau = \frac{t}{t_0}, U = \frac{u}{V_0}, V = \frac{v}{V_0}, \Theta = \frac{T - T_0}{\Delta T}, \Psi = \frac{\psi}{\psi_0}, \Omega = \frac{\omega}{\omega_0},$$

$$V_0 = \sqrt{g\beta\Delta TL}, \Delta T = T_{it} - T_0, \psi_0 = V_0 L, \omega_0 = \frac{V_0}{L},$$

где x, y – декартовы координаты, м; u, v – скорости по осям x, y , м²/с; X, Y – безразмерные координаты; τ – безразмерное время; t – время, с; t_0 – масштаб времени, с; U, V – безразмерные скорости; V_0 – масштаб скорости (скорость конвекции), м²/с; Θ – безразмерная температура; T – температура, К; T_0 – температура газа и твердых стенок в начальный момент времени, К; T_{it} – масштаб температуры, К; ψ – функция тока, м²/с; ψ_0 – масштаб функции тока, м²/с; Ψ – безразмерный аналог ψ ; ω – вихрь скорости, 1/с; ω_0 – масштаб вихря скорости, 1/с; Ω – безразмерный аналог ω .

Математическая постановка задачи в безразмерных переменных включает следующие уравнения:

$$\frac{1}{Sh} \frac{\partial \Omega}{\partial \tau} + U \frac{\partial \Omega}{\partial X} + V \frac{\partial \Omega}{\partial Y} = \frac{1}{\sqrt{Gr}} \Delta \Omega + \frac{1}{2} \frac{\partial \Theta}{\partial X}, \quad (3.12)$$

$$\Delta \Psi = -2\Omega, \quad (3.13)$$

$$\frac{1}{\text{Sh}} \frac{\partial \Theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \Theta}{\partial X} + V \frac{\partial \Theta}{\partial Y} = \frac{1}{\text{Pr} \sqrt{\text{Gr}}} \Delta \Theta, \quad (3.14)$$

$$\frac{1}{\text{Fo}} \frac{\partial \Theta}{\partial \tau} = \Delta \Theta. \quad (3.15)$$

Начальные условия для системы уравнений (3.9–3.12):

$$\Psi(X, Y, 0) = \Omega(X, Y, 0) = 0, \quad \Theta(X, Y, 0) = 0. \quad (3.16)$$

Граничные условия на внешних границах области решения:

$$\frac{\partial \Theta(X, Y, \tau)}{\partial Y} = 0, \quad (3.17)$$

при $Y = 0, 0 < x < 1, 0 < \tau < \frac{t}{t_0}; Y = \frac{H}{L}, 0 < x < 1, 0 < \tau < \frac{t}{t_0}.$

$$\frac{\partial \Theta(X, Y, \tau)}{\partial X} = 0, \quad (3.18)$$

при $X = 0, 0 < Y < \frac{H}{L}, 0 < \tau < \frac{t}{t_0}; X = 1, 0 < Y < \frac{H}{L}, 0 < \tau < \frac{t}{t_0}.$

На границах раздела твердых стенок и газа, выполняются условия:

$$\frac{\partial \Psi(X, Y, \tau)}{\partial Y} = 0, \quad \frac{\partial \Theta_1(X, Y, \tau)}{\partial Y} = \lambda_{1,2} \frac{\partial \Theta_2(X, Y, \tau)}{\partial Y},$$

$$\Theta_1(X, Y, \tau) = \Theta_2(X, Y, \tau), \quad (3.19)$$

при $Y = \frac{H_B}{L}, \frac{L_{\text{Л}}}{L} < x < \frac{L_{\text{П}}}{L}, 0 < \tau < \frac{t}{t_0};$

$$\frac{\partial \Psi(X, Y, \tau)}{\partial X} = 0, \quad \frac{\partial \Theta_1(X, Y, \tau)}{\partial X} = \lambda_{1,2} \frac{\partial \Theta_2(X, Y, \tau)}{\partial X},$$

$$\Theta_1(X, Y, \tau) = \Theta_2(X, Y, \tau), \quad (3.20)$$

при $X = \frac{L_{\text{Л}}}{L}, \frac{H_{\text{Н}}}{L} < Y < \frac{H_{\text{В}}}{L}, 0 < \tau < \frac{t}{t_0}; X = \frac{L_{\text{П}}}{L}, \frac{H_{\text{Н}}}{L} < Y < \frac{H_{\text{В}}}{L}, 0 < \tau < \frac{t}{t_0}.$

На границе $H_{\text{Н}}$ учитывается радиационный источник нагрева

$$\frac{\partial \Psi(X, Y, \tau)}{\partial Y} = 0, \quad \frac{\partial \Theta_1(X, Y, \tau)}{\partial Y} = \frac{\partial \Theta_2(X, Y, \tau)}{\partial Y} + \text{Ki},$$

$$\Theta_1(X, Y, \tau) = \Theta_2(X, Y, \tau), \quad (3.21)$$

при $Y = \frac{H_{\text{Н}}}{L}, \frac{L_{\text{Л}}}{L} < X < \frac{L_{\text{П}}}{L}, 0 < \tau < \frac{t}{t_0}.$

где $Ki = qL^3/\lambda(T_{it} - T_0)$ – число Кирпичева; λ – коэффициент теплопроводности твердой стенки, Вт/(м·К); $Gr = g\beta L^3(T_{it} - T_0)/\nu^2$ – число Грасгофа; β – температурный коэффициент объемного расширения, K^{-1} ; g – ускорение массовых сил, m/c^2 ; L – ширина области решения, м; H – высота области решения, м; ν – коэффициент кинематической вязкости, m^2/c ; $\lambda_{1,2}$ – относительный коэффициент теплопроводности; $Pr = \nu/a$ – число Прандтля; $Fo = at_0/L^2$ – число Фурье; a – коэффициент температуропроводности, m^2/c .

Уравнения (3.12–3.15) с соответствующими начальными и граничными условиями (3.16–3.21) решены методом конечных разностей [304] на равномерной сетке. Каждый временной шаг начинался с вычисления поля температуры в газовой среде и в твердых стенках, затем решалось уравнение Пуассона для функции тока. При определении граничных условий для вектора вихря применялся метод Либмана [298] и формула Вудса [256]. Для решения системы разностных уравнений были использованы схема переменных направлений и метод прогонки. Аппроксимация конвективных составляющих рассматривалась усредненной относительно скоростей U и $|U|$ (V и $|V|$) с целью исключения зависимости рассматриваемой схемы от знака скорости [304].

Численные исследования [89] проведены при значениях:

- безразмерных величин: $Sh=1$, $Pr=0,71$, $Gr=10^7$;
- геометрических размеров $L=1$ м, $H=1$ м.
- Масштаб времени принимался равным $t_0=0,1$ с.

Контролировались условия геометрического подобия реальных систем и используемой при математическом описании процесса модели. В результате численного решения задачи получены [89] распределения температур для исследуемой области и изолинии функции тока, характеризующие основные закономерности рассматриваемого процесса (рисунок 3.16).

Из рисунка 3.2, а, б видно, что в характерный момент времени $\tau=500$ в воздухе рассматриваемой области образуются четыре симметричных циркуляционных потока. Нагретый воздух поднимается в трех характерных областях воздушной среды до верхней твердой стенки и, охлаждаясь, опускается вдоль вертикальных стен.

Увеличение времени τ до 1100 (рисунок 3.16, в, г) приводит к укрупнению двух вихрей и уменьшению остальных.

Дальнейший рост временного параметра (рисунок 3.16, д, е) приводит к вырождению более мелких и окончательному формированию двух устойчивых вихревых структур [89]. Также можно выделить объединение термических структур (рисунок 3.17).

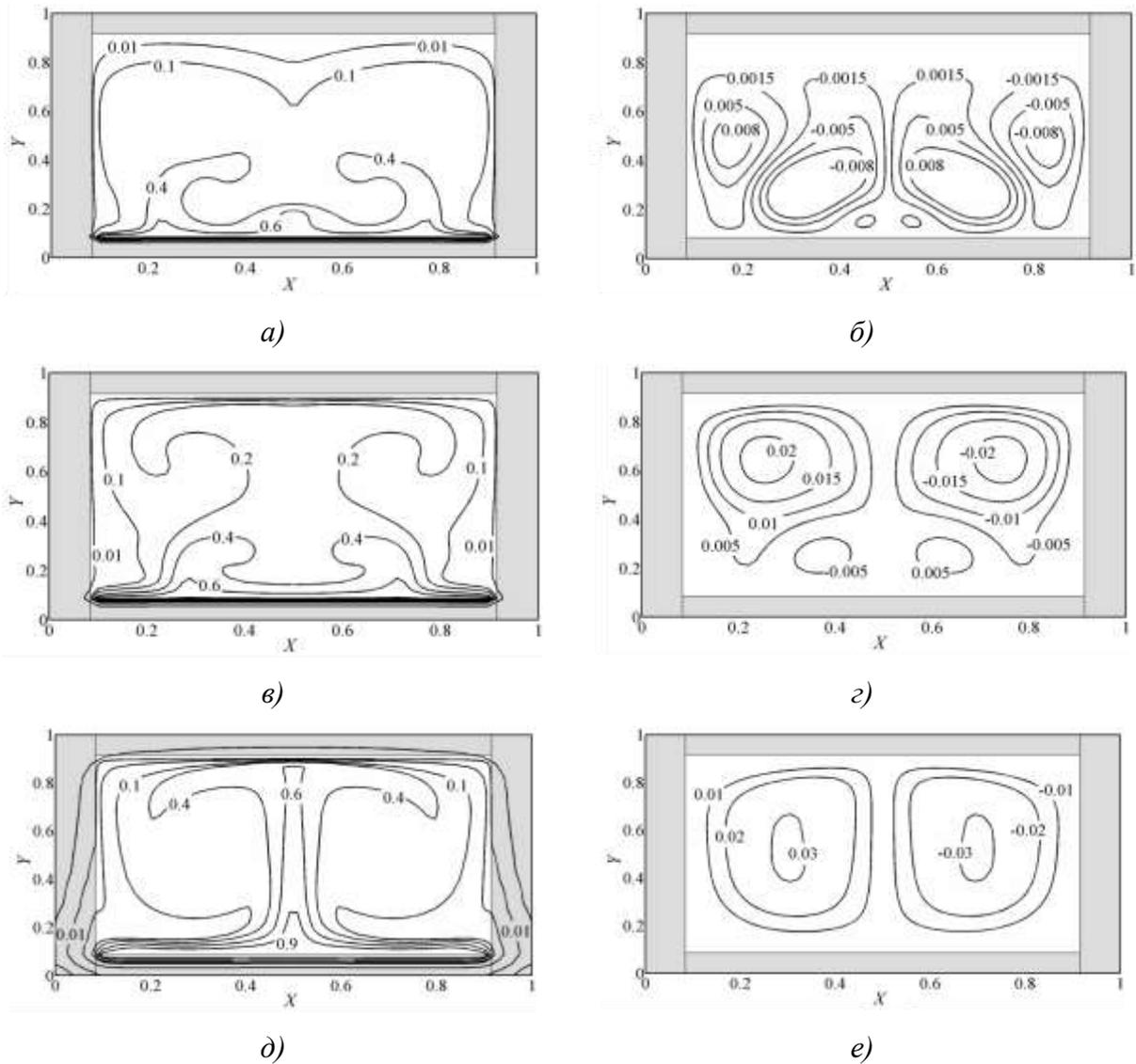


Рисунок 3.16 – Поля температур (а,в,д) и изолинии функции тока (б,г,е) в замкнутой области с радиационным нагревом нижней границы твердой стенки при $Gr=10^7$ при $\tau =$: а,б – 500; в,г – 1100; д,е – 36000 [89]

Распределение температуры (рисунок 3.17) наглядно демонстрирует влияние подъемной силы, которая обусловлена неоднородностью поля температуры (температура в газовой среде распределяется существенно неравномерно из-за влияния архимедовой силы). Численное моделирование [89] проведено для достаточно типичных условий работы систем лучистого нагрева на базе инфракрасных нагревателей. Поэтому полученные результаты показывают возможность применения подхода [89] к описанию тепловых режимов помещений с радиационными системами отопления. В отличие от традиционных подходов [48, 106] к анализу температурных полей без учета конвективных процессов, сформулированная в [89] модель

обеспечивает существенно более точное описание физики теплопереноса в условиях работы систем лучистого нагрева производственных помещений.

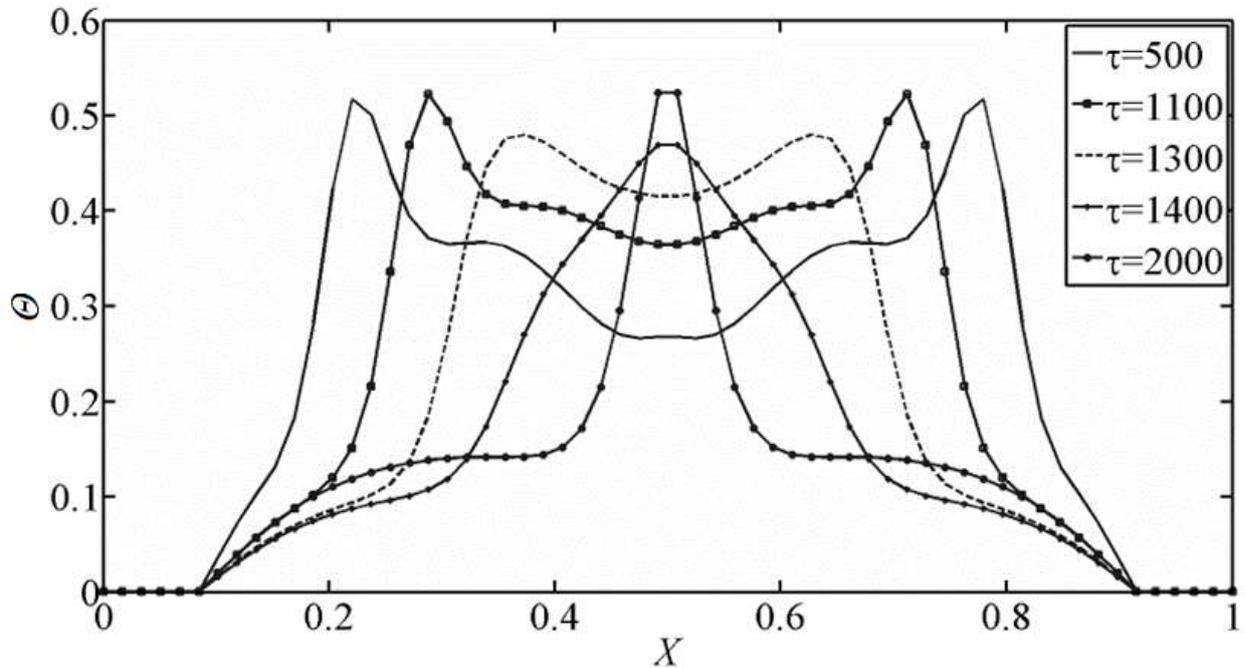


Рисунок 3.17 – Профили температуры в сечении $Y=0,25$ при $Gr=10^7$ в различные моменты времени [89]

Установлено [89, 91] что, несмотря на низкую теплопроводность большинства традиционных строительных материалов, используемых для изготовления ограждающих конструкций (кирпич, бетон, железобетон), характерные времена рассматриваемых процессов настолько велики (до 10 часов), что высокая теплоемкость материалов стенок и пола приводит к аккумуляции слишком большой доли энергии, рассеиваемой в области отопления. Эти потери, скорее всего, можно существенно снизить при использовании теплоизоляционных покрытий на поверхностях вертикальных ограждающих конструкций производственных помещений.

3.3 Анализ применения современных строительных материалов в качестве ограждающих конструкций

Проведен [96] анализ влияния применения современных строительных материалов в качестве ограждающих конструкций на тепловые режимы локальных рабочих зон крупногабаритных производственных помещений при нагреве газовыми инфракрасными излучателями. Процессы теплопереноса были рассмотрены в области, схема которой приведена на рисунке 3.15.

Для упрощения анализа предполагалось [96], что ГИИ расположен на верхней границе области нагрева. В реальной практике он может быть смещён по вертикали вниз на расстояние,

минимизирующее потери теплоты при отводе в чердачные перекрытия или, например, через крышу [305]. Рассматривались два варианта постановки задачи.

Первый – ограждающие конструкции (2,3) изготовлены из железобетона (наиболее распространенный на практике вариант). Второй – горизонтальные ограждающие конструкции (2) выполнены из железобетона, а вертикальные (3) из материала с существенно более низкой по сравнению с железобетоном теплопроводностью и меньшей объемной теплоемкостью (пенобетон).

Для описания процесса сопряженного теплопереноса в области решения задачи [96] (рисунок 3.15) в качестве базовой использовалась математическая модель, представленная в 3.2 [91].

На рисунке 3.18-3.19 представлены результаты [96] численного моделирования (соответственно для первого и второго вариантов), иллюстрирующие основные закономерности теплопереноса в рассматриваемой системе при отоплении с использованием газовых инфракрасных излучателей, в переменных: безразмерная температура и функция тока для различных значений безразмерного времени τ . В качестве масштабного значения температуры использовалась величина $T_m=323$ К, и времени $\tau=0.1$ с [96].

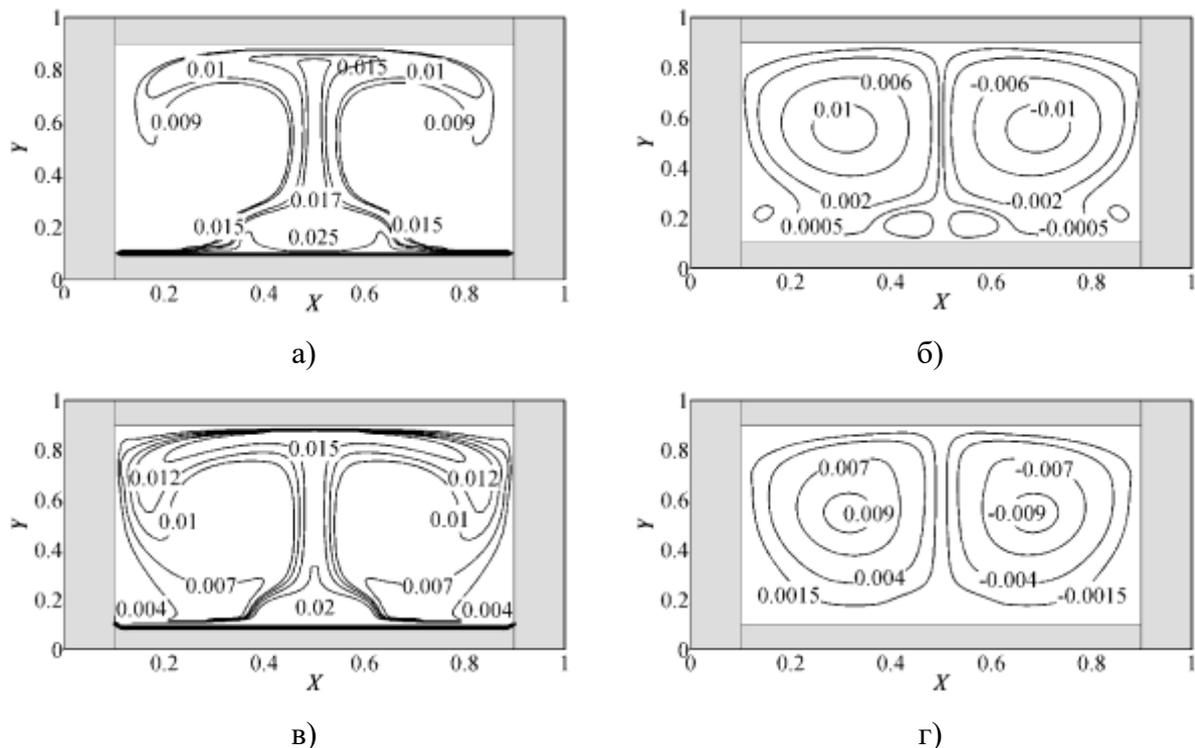


Рисунок 3.18 – Поля температур (а,в,) и изолинии функции тока (б,г,) в замкнутой области, ограниченной конструкциями из железобетона при τ : а,б – 10000; в,г – 40000 [96].

Представленные на рисунках 3.18-3.19 поля температур и функций тока достаточно типичны для основных диапазонов изменения условий и характерных размеров области нагрева.

Анализ результатов [96] позволил сделать ряд выводов об основных закономерностях рассматриваемого процесса. Так отмечена существенная неоднородность полей температур области анализа. Наибольшие значения Θ достигаются на поверхности нагреваемого пола. По мере удаления от этой границы температура воздуха падает и снижается почти в три раза в зоне, прилегающей к вертикальной ограждающей конструкции. Сравнение рисунков 3.18 и 3.19 показывает, что теплопроводность вертикальных стенок оказывает значительное влияние как на абсолютные значения температур, так и на интенсивность конвекции в зоне нагрева.

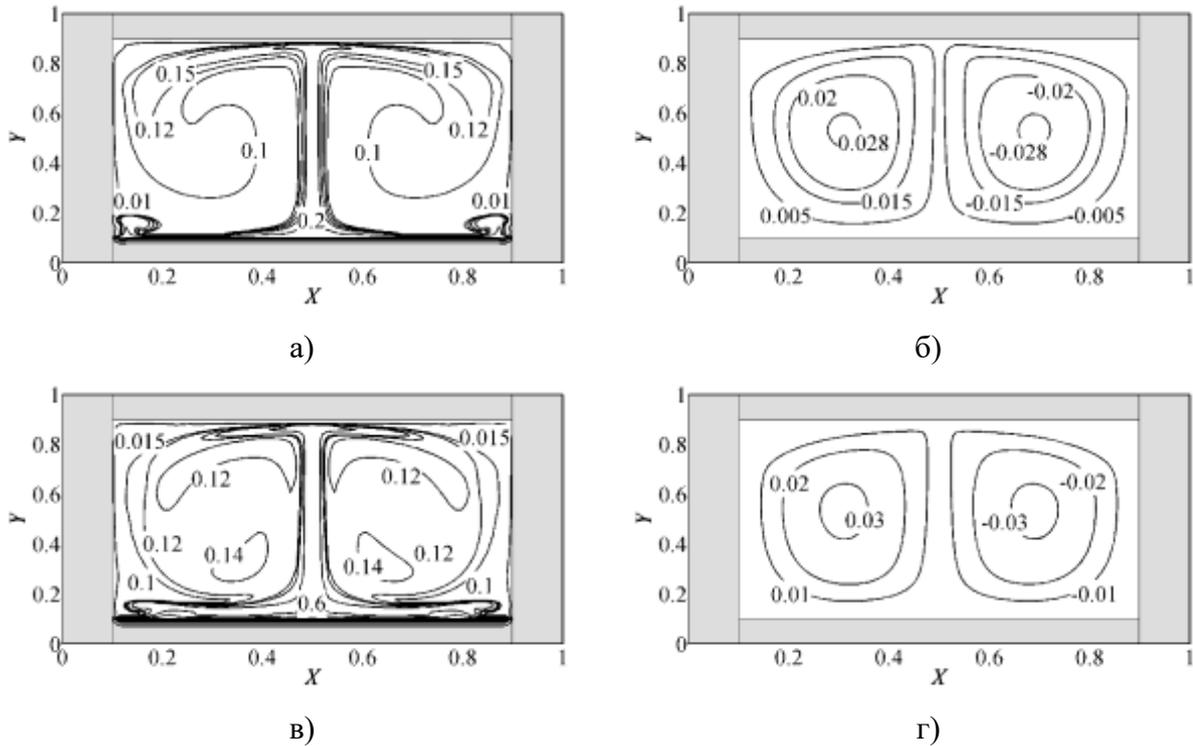


Рисунок 3.19 – Поля температур (а,в) и изолинии функции тока (б,г) в замкнутой области, ограниченной вертикальными конструкциями из пенобетона при $\tau=$: а,б – 10000; в,г – 40000

При вертикальных стенках из пенобетона интенсивность циркуляции воздуха растет более чем в три раза. Соответственно, перепады температур как по вертикальной, так и по горизонтальной координатам снижаются более чем в два раза по сравнению с железобетонными ограждающими конструкциями. Равномерность прогрева рабочей зоны при этом существенно увеличивается.

Можно сделать вывод, что снижение интенсивности теплоотвода из рабочей зоны в вертикальные ограждающие конструкции приводит не только к повышению абсолютных температур воздуха, но и к значимому изменению градиентов температуры по координатным направлениям X и Y .

С целью оценки влияния ограждающих конструкций на энергозатраты проведен [96] расчет количества теплоты, аккумулированной вертикальными ограждающими конструкциями для двух рассмотренных вариантов (таблица 3.3).

Таблица 3.3 – Теплота, аккумулированная в вертикальных ограждающих конструкциях из железобетона (Q_1) и пенобетона (Q_2).

τ	Q_1 , Дж	Q_2 , Дж
10000	345,71	72,87
20000	635,83	194,45
30000	969,8	332,42
40000	1251,9	491,05
50000	1670,3	674,74
60000	2018,8	868,8
70000	2366,5	1105,5

Видно, что тепловая энергия, аккумулированная в вертикальных ограждающих конструкциях из современного строительного материала с низкой теплопроводностью, значительно ниже. Следовательно применение, например, пенобетона позволит снизить мощность излучателя (ГИИ) и, соответственно, затраты на обогрев помещений.

Результаты численного анализа позволяют сделать вывод и о существенной нестационарности рассматриваемого процесса. В интервале характерных времен от 10000 до 40000 температура воздуха изменяется почти на 5 К.

Анализ результатов численного моделирования температурных полей [96] рабочей зоны, нагреваемой ГИИ, показывает, что для обоснованного выбора параметров таких нагревательных приборов будет недостаточно простых балансных моделей, применяемых, например, в строительной теплофизике. Балансные модели на основе систем алгебраических уравнений (или обыкновенных дифференциальных уравнений) не описывают распределений температур и тепловых потоков в воздушном пространстве (рисунки 3.18 - 3.19) локальной рабочей зоны в условиях сопряженного теплопереноса за счет конвекции и теплопроводности. 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.

3.4. Анализ влияния взаимного расположения инфракрасного излучателя и элементов оборудования на тепловые режимы производственного помещения

С целью обоснования эффективности использования газовых инфракрасных излучателей в качестве основных элементов систем обеспечения регламентного теплового режима производственных помещений проведены экспериментальные исследования [62, 65] и математическое моделирование [52] теплопереноса как в замкнутой области с инфракрасным источником теплоты без оборудования, так и с объектами, имитирующими оборудование.

Методика проведения экспериментальных исследований, экспериментальное оборудование и методика обработки результатов аналогичны, описанным в п. 3.2.1.1. Отличие заключается в том, что в помещении (рисунок 3.20) расположен дополнительный элемент – выносная горизонтальная панель, имитирующая оборудование (рисунок 3.21).

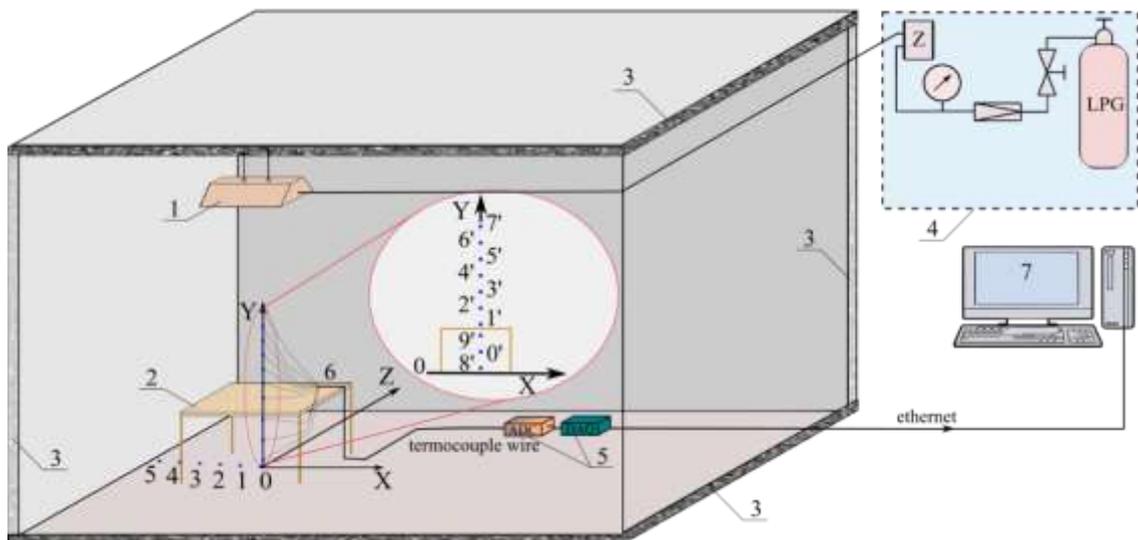


Рисунок 3.20 – Схематичное изображение области проведения экспериментов и расположения термопар:

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 – термопары (0' – 10' номера термопар), 7 – компьютер.

В экспериментах [62] центр проекции ГИИ находился на расстоянии 1,6 м от левой стены и при расстоянии от пола до нижней поверхности излучателя 3 м. В помещении располагался экспериментальный каркас из алюминиевых труб диаметром 0.015 м с пластиковым наружным покрытием, позволяющий размещать на различной высоте от пола горизонтальную панель шириной 1.2 м и толщиной 0.04 м, выполненную из древесного материала (рисунок 3.21, таблица

3.4). Высокотеплопроводный материал и малый диаметр трубок позволяют принять допущение о том, что используемый каркас не оказывает существенного влияния на формируемый тепловой режим в помещении.

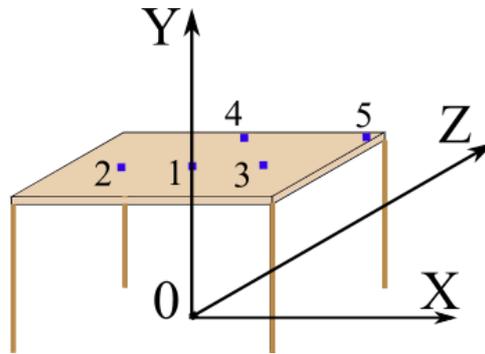


Рисунок 3.21 – Расположение термопар на панели: (1 – точка проекции оси симметрии ГИИ; 2 – точка на расстоянии 0.3 м от центра проекции ГИИ в продольном направлении; 3 – точка на краю панели в продольном направлении на расстоянии от центра проекции ГИИ 0.6 м; 4 – точка на краю панели в поперечном направлении на расстоянии от центра проекции ГИИ 0.28 м; 5 – точка в углу панели.

Таблица 3.4. – Теплофизические свойства материалов ограждающих конструкций и панели, использовавшихся в экспериментах [285, 288].

Объект	Толщина (м)	Материал	Плотность (кг м ⁻³)	Теплоемкость (Дж кг ⁻¹ К ⁻¹)	Теплопроводность (Вт К ⁻¹ м ⁻¹)	Степень черноты
Пол, потолок, стены	0.1	Бетон	2500	2400	1.55	0.95
Горизонтальная панель	0.02	Сосна	520	2300	0.15	0.4 ^a

В обычных условиях, соответствующих нормам и правилам промышленной санитарии, воздух производственных помещений не должен содержать частиц пыли, а его влажность должна быть регламентированной (от 15 % до 75 %, [306, 307]). При проведении экспериментов [62] обеспечивалось такое состояние воздуха. На поверхностях ограждающих конструкций и горизонтальной панели в режиме реального времени измерялись температуры и плотности теплового потока. Также фиксировались [62] температуры воздуха в различных точках зоны влияния ГИИ (рисунок 3.21, таблица 3.5).

Таблица 3.5. – Координаты расположения термопар (рисунки 3.20 и 3.21) в области измерений [62]

Измерение температур воздуха										
Номера термопар	0'	1'	2'	3'	4'	5'	6'	7'	8'	9'
X, м	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Z, м	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Y, м	0.05	0.4	0.74	0.755	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
Измерение температур пола										
Номера термопар	0	1	2	3	4	5				
X, м	0	-0.2	-0.4	-0.6	-0.8	-1				
Z, м	0	0	0	0	0	0				
Y, м	0	0	0	0	0	0				
Измерение температуры панели в зоне влияния ГИИ										
Номера термопар	1 ^s	2 ^s	3 ^s	4 ^s	5 ^s					
X, м	0	-0.3	0.3	0	0.6					
Z, м	0	0	0	0.28	0.28					
Y, м	0.755	0.755	0.755	0.755	0.755					

Типичные результаты измерений температур [62] в характерных точках и сечениях приведены на рисунках 3.22-3.24. Экспериментальные исследования проводились как в свободном от оборудования крупногабаритном помещении при работающем газовом инфракрасном излучателе, так и при установке в нем горизонтальной панели, имитирующей оборудование. Эксперименты показали, что за 50 минут работы ГИИ температуры характерных поверхностей возрастают наиболее интенсивно. В дальнейшем они изменяются менее чем на 1 градус. Поэтому на рисунках приведены результаты экспериментов в диапазоне изменения времени до 60 мин. На основании анализа полученных в экспериментах распределений температур (рисунки 3.22, 3.23) выделен ряд закономерностей исследуемых процессов сложного (лучисто-кондуктивно-конвективного) теплопереноса.

Установлено [62], что с ростом времени температура воздуха в каждой точке помещения без панели (рисунок 3.22 а) увеличивается и достигает 11.3 °С на высоте немногим больше человеческого роста ($Y = 2$ м – условная верхняя граница локальной рабочей зоны) при $\tau = 60$

мин. Размещение панели в зоне прямого воздействия ГИИ (рисунок 3.22 б) оказывает влияние на прогрев воздушных масс, находящихся выше её.

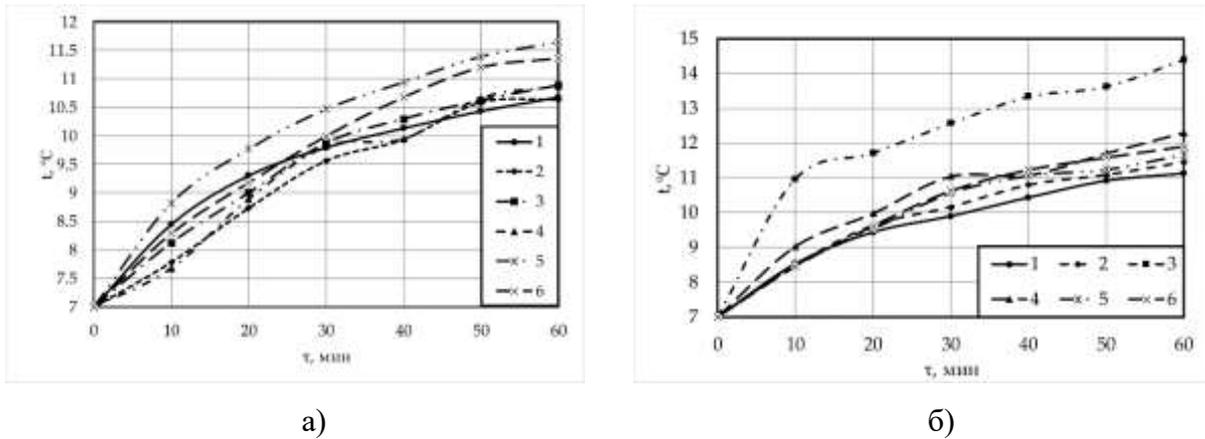


Рисунок 3.22 – Изменения температур воздуха с ростом времени в точках расположения термопар (1 – 0.05 м; 2 – 0.2 м; 3 – 0.8 м; 4 – 1.2 м; 5 – 1.6 м; 6 – 2 м) на оси симметрии ГИИ: а – свободное помещение, б – панель расположена на высоте 755 мм от пола [62].

Эксперименты показали, что температуры поверхности пола в центральной части зоны влияния ГИИ (рисунок 3.23) после 20 мин работы излучателя меняются незначительно, но по мере удаления от оси симметрии излучателя величина t понижается.

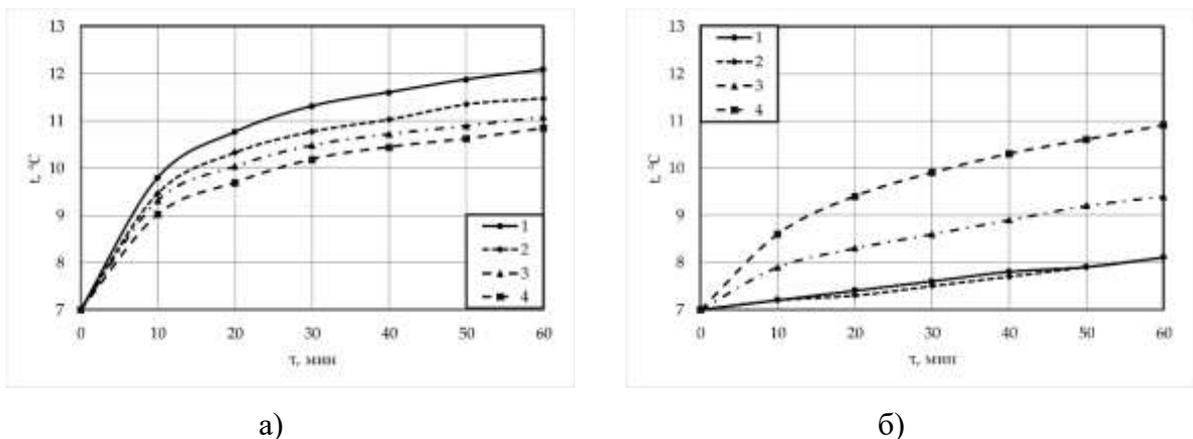


Рисунок 3.23 – Изменения температур поверхности пола с ростом времени в точках расположения термопар (1 – 0 м; 2 – 0.2 м; 3 – 0.6 м; 4 – 1 м) от оси симметрии ГИИ: а) свободное помещение; б) панель расположена на высоте 755 мм от пола [62].

Для обоснования выводов об условиях создания регламентных тепловых режимов при работе ГИИ проведен анализ распределений температур воздуха в вертикальном сечении ($0 < Y < 2.0$ м) на расстоянии 0.2 м слева ($X = 0.8$ м) и справа ($X = 2.4$ м) от панели (рисунок 3.24). Предполагалось, что в этой зоне может находиться работающий.

Ранее установлено [65], что на температурный режим работающего в зоне инфракрасного нагрева влияют не только основные характеристики излучателя, но и температура воздуха у поверхности одежды работающего. Чем меньше будет перепад температуры воздуха по высоте, тем комфортнее будет себя чувствовать работающий [308].

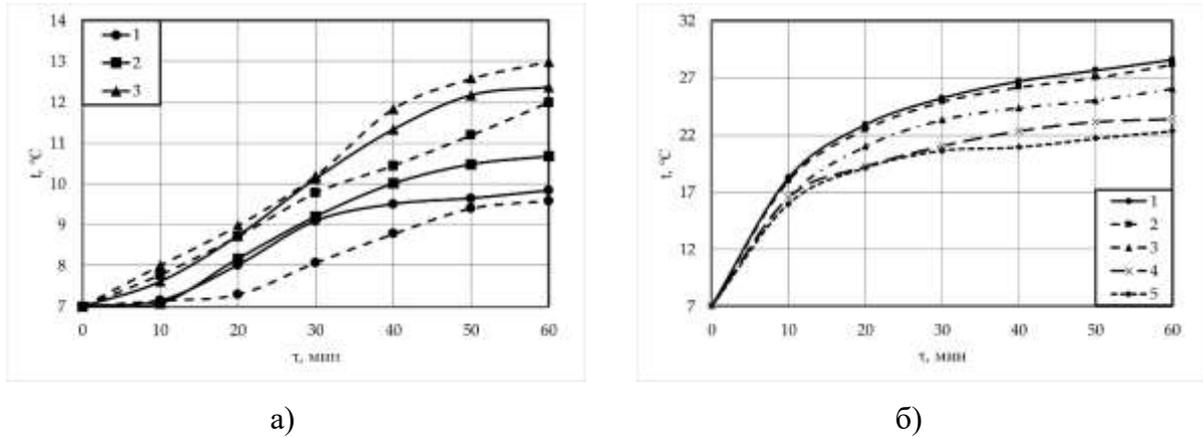


Рисунок 3.24 – Изменения температур воздуха (а) с ростом времени слева $X = 0,8$ м (сплошная линия) и справа $X = 2.4$ м (пунктирная линия) от панели в точках расположения термодпар (1 – 0.2 м; 2 – 1 м; 3 – 2 м от пола) и изменение температур поверхности панели (б) (1–5 расположение термодпар в соответствии с таблица 3.9) [62].

Приведенные на рисунке 3.24, а результаты иллюстрируют небольшую неоднородность температурного поля вблизи панели и на некотором расстоянии от неё. Но отклонения t не превышают во всех точках размещения термодпар одного градуса Цельсия.

Также следует отметить, что температуры поверхности панели существенно выше температур поверхности бетонного пола (рисунок 3.23) во всех точках размещения термодпар. Скорее всего, этот результат обусловлен тем, что теплопроводность бетона много выше теплопроводности древесины. Соответственно бетонный пол прогревается на большую глубину и температура его поверхности значительно ниже температуры поверхности панели из древесины.

Математическое моделирование проведено в рамках двумерного приближения. Рассматривалась прямоугольная область размерами $L_x = 5 \times L_y = 4.4$ м, ограниченная полом, стенами и потолком (ограждающие конструкции) толщиной стен $L_{wall} = 0.1$ м (рисунок 3.25) с двумя горизонтальными конструктивными элементами (рисунок 3.40), соответствующими излучателю ГИИ (размеры $L_{xGIE} = 0.4$ м, $L_{yGIE} = 0.05$ м) и панели (размеры $L_{xtp} = 1.2$ м, $L_{ytp} = 0.04$ м). Координаты расположения источника лучистой энергии (ГИИ) и горизонтальной панели в области соответствовали наиболее типичному варианту их размещения в реальном помещении, схема которого представлена на рисунке 3.25. Координаты (X_{tp} , Y_{tp}) центра верхней границы поверхности горизонтальной выносной панели, характеризующей оборудование, которое может

быть расположено в рабочей зоне, варьировались по направлениям x и y . Давление воздуха принято известной величиной $P_{\text{air}} = 0.1$ МПа и не изменялось во всей области решения со временем. При моделировании теплопереноса излучением воздух считался диатермичной средой, а все поверхности (стен, пола, потолка, ГИИ и оборудования) непрозрачными серыми.

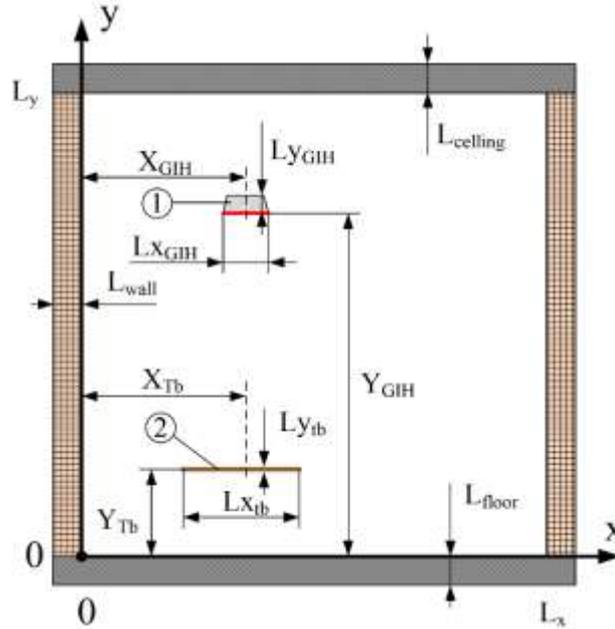


Рисунок 3.25 – Схема области решения задачи: 1 – ГИИ, 2 – Панель [62]

Конвективно-кондуктивный перенос теплоты в рамках физической модели описывался уравнением энергии [309, 310]:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial \tau} + \rho c_p (\vec{u} \cdot \nabla) T = \nabla \cdot (\kappa \nabla T), \quad (3.21)$$

$$-L_{\text{wall}} \leq x \leq L_x + L_{\text{wall}}, \quad -L_{\text{floor}} \leq y \leq L_y + L_{\text{ceiling}},$$

$$(x, y) \notin (X_{\text{GIH}} - Lx_{\text{GIH}} / 2 \leq x \leq X_{\text{GIH}} + Lx_{\text{GIH}} / 2, \quad Y_{\text{GIH}} \leq y \leq Y_{\text{GIH}} + Ly_{\text{GIH}}),$$

где t, ρ, T, c_p, κ -, соответственно, время, плотность, 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 [311]:

$$\rho \frac{\partial \vec{u}}{\partial \tau} + \rho (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = \nabla \cdot [-p\vec{I} + \vec{K}] + (\rho - \rho_0) \vec{g}, \quad (3.22)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0, \quad (3.23)$$

$$0 \leq x \leq L_x, \quad 0 \leq y \leq L_y,$$

$$(x, y) \notin (X_{GIH} - Lx_{GIH} / 2 \leq x \leq X_{GIH} + Lx_{GIH} / 2, Y_{GIH} \leq y \leq Y_{GIH} + Ly_{GIH}),$$

$$(x, y) \notin (X_{Tb} - Lx_{Tb} / 2 \leq x \leq X_{Tb} + Lx_{Tb} / 2, Y_{Tb} - Ly_{Tb} \leq y \leq Y_{Tb}),$$

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 [312, 313]:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial \tau} + \rho(\vec{u} \cdot \nabla)k = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) (\nabla \cdot k) \right] + P_k - \rho \varepsilon, \quad (3.24)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial \tau} + \rho(\vec{u} \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) (\nabla \cdot \varepsilon) \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k + C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}. \quad (3.25)$$

$$0 \leq x \leq L_x, \quad 0 \leq y \leq L_y,$$

$$(x, y) \notin (X_{GIH} - Lx_{GIH} / 2 \leq x \leq X_{GIH} + Lx_{GIH} / 2, Y_{GIH} \leq y \leq Y_{GIH} + Ly_{GIH}),$$

$$(x, y) \notin (X_{Tb} - Lx_{Tb} / 2 \leq x \leq X_{Tb} + Lx_{Tb} / 2, Y_{Tb} - Ly_{Tb} \leq y \leq Y_{Tb}),$$

Решения уравнений (3.24)–(3.25) использовались для вычисления $\mu_T = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon$. В уравнениях (3.24)–(3.25) оператор имеет вид

$$P_k = \mu_T \left[\nabla \cdot \vec{u} : \left(\nabla \cdot \vec{u} + (\nabla \cdot \vec{u})^T \right) - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{u})^2 \right] - \frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot \vec{u}.$$

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 [314] при прямом интегрировании потоков между всеми составляющими («Surface-to-Surface Radiation») 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:

$$T(0, x, y) = T_0, \quad \vec{u}(0, x, y) = 0, \quad -L_{wall} \leq x \leq L_x + L_{wall}, \quad -L_{floor} \leq y \leq L_y + L_{ceiling}.$$

На нижней поверхности ГИИ задавалась постоянная для всего времени его работы температура излучающей поверхности:

$$T(\tau, x, y) = T_{GII}, \quad \tau \geq 0, \quad X_{GII} - Lx_{GII} / 2 \leq x \leq X_{GII} + Lx_{GII} / 2, \quad y = Y_{GII}.$$

В качестве граничных условий для уравнения (3.21) 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:

$$\overline{\nabla T(\tau, x, y)} = 0, \quad \text{at } \tau > 0,$$

$$(x, y) \in \left(x = -L_{wall}, -L_{floor} \leq y \leq L_y + L_{ceiling} \right) \cup \left(x = -L_{wall}, -L_{floor} \leq y \leq L_y + L_{ceiling} \right) \cup \left(-L_{wall} \leq x \leq L_x + L_{wall}, y = -L_{floor} \right) \cup \left(-L_{wall} \leq x \leq L_x + L_{wall}, y = L_y + L_{ceiling} \right).$$

на боковых поверхностях ГИИ:

$$T(\tau, x, y) = T_{F_{GII}}, \tau > 0,$$

$$(x, y) \in \left(x = X_{GII} - Lx_{GII} / 2, Y_{GII} \leq y \leq Y_{GII} + Ly_{GII} \right) \cup \left(x = X_{GII} + Lx_{GII} / 2, Y_{GII} \leq y \leq Y_{GII} + Ly_{GII} \right).$$

Здесь $T_{F_{GIE}}$ – температура боковых поверхностей ГИИ. Как показывают проведенные термопарные измерения значения $T_{F_{GIE}}$ практически не зависят от условий экспериментов и устанавливаются к 20 минуте работы ГИИ равным $T_{F_{GIE}} = 47 \pm 4^\circ \text{C}$. Численные исследования показывают, что изменения значения этой температуры в приведенных пределах практически не изменяют рассчитываемые поля температур и скоростей.

На верхней поверхности ГИИ:

$$\overline{\nabla T(\tau, x, y)} = -q_{F_{GII}} / \lambda, \quad \text{at } \tau > 0,$$

$$(x, y) \in \left(X_{GII} - Lx_{GII} / 2 \leq x \leq X_{GII} + Lx_{GII} / 2, y = Y_{GII} + Ly_{GII} \right).$$

$q_{F_{GIE}}$ – плотность конвективного теплового потока продуктов сгорания. $q_{F_{GIE}}$ определяется по номинальной тепловой мощности ($Q_{V_{GIE}}$, Вт), лучистого КПД (η_{rad}) и площади верхней поверхности ГИИ ($F_{Up_{GIE}}$, м²) в соответствии с соотношением: $q_{F_{GIE}} = (1 - \eta_{rad}) Q_{V_{GIE}} / F_{Up_{GIE}}$.

Плотность теплового потока к поверхности q_{sol} складывается из плотности кондуктивно-конвективного теплового потока к этой поверхности q_{gas} и плотности радиационного теплового q_{rad} от всех излучающих поверхностей:

$$\begin{aligned}
q_{sol} = q_{gas} + q_{rad}, \quad \tau \geq 0, \quad (x, y) \in & (x = 0, \quad 0 \leq y \leq L_y) \cup (x = L_x, \quad 0 \leq y \leq L_y) \cup \\
& (0 \leq x \leq L_x, \quad y = 0) \cup (0 \leq x \leq L_x, \quad y = L_y) \cup \\
& (x = X_{Tb} - Lx_{Tb} / 2, \quad Y_{Tb} - Ly_{Tb} \leq y \leq Y_{Tb}) \cup (x = X_{Tb} + Lx_{Tb} / 2, \quad Y_{Tb} - Ly_{Tb} \leq y \leq Y_{Tb}) \cup \\
& (X_{Tb} - Lx_{Tb} / 2 \leq x \leq X_{Tb} + Lx_{Tb} / 2, \quad y = Y_{Tb} - Ly_{Tb}) \cup \\
& (X_{Tb} - Lx_{Tb} / 2 \leq x \leq X_{Tb} + Lx_{Tb} / 2, \quad y = Y_{Tb}).
\end{aligned}$$

В качестве граничных условий для системы уравнений (3.22) – (3.23) на границах раздела «газ – твердая поверхность» приняты условия прилипания [311, 312].

$$\begin{aligned}
\vec{u}(\tau, x, y) = 0, \quad \tau \geq 0, \quad (x, y) \in & (x = 0, \quad 0 \leq y \leq L_y) \cup (x = L_x, \quad 0 \leq y \leq L_y) \cup \\
& (0 \leq x \leq L_x, \quad y = 0) \cup (0 \leq x \leq L_x, \quad y = L_y) \cup \\
& (x = X_{Tb} - Lx_{Tb} / 2, \quad Y_{Tb} - Ly_{Tb} \leq y \leq Y_{Tb}) \cup (x = X_{Tb} + Lx_{Tb} / 2, \quad Y_{Tb} - Ly_{Tb} \leq y \leq Y_{Tb}) \cup \\
& (X_{Tb} - Lx_{Tb} / 2 \leq x \leq X_{Tb} + Lx_{Tb} / 2, \quad y = Y_{Tb} - Ly_{Tb}) \cup \\
& (X_{Tb} - Lx_{Tb} / 2 \leq x \leq X_{Tb} + Lx_{Tb} / 2, \quad y = Y_{Tb}) \cup \\
& (x = X_{GIH} - Lx_{GIH} / 2, \quad Y_{GIH} \leq y \leq Y_{GIH} + Ly_{GIH}) \cup \\
& (x = X_{GIH} + Lx_{GIH} / 2, \quad Y_{GIH} \leq y \leq Y_{GIH} + Ly_{GIH}) \cup \\
& (X_{GIH} - Lx_{GIH} / 2 \leq x \leq X_{GIH} + Lx_{GIH} / 2, \quad y = Y_{GIH} + Ly_{GIH}) \cup \\
& (X_{GIH} - Lx_{GIH} / 2 \leq x \leq X_{GIH} + Lx_{GIH} / 2, \quad y = Y_{GIH}).
\end{aligned}$$

Вблизи твердых поверхностей вязкие эффекты преобладают над турбулентными, поэтому применялся метод пристеночных функций [312].

Для решения системы уравнений (3.21–3.25) 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 3.26 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.

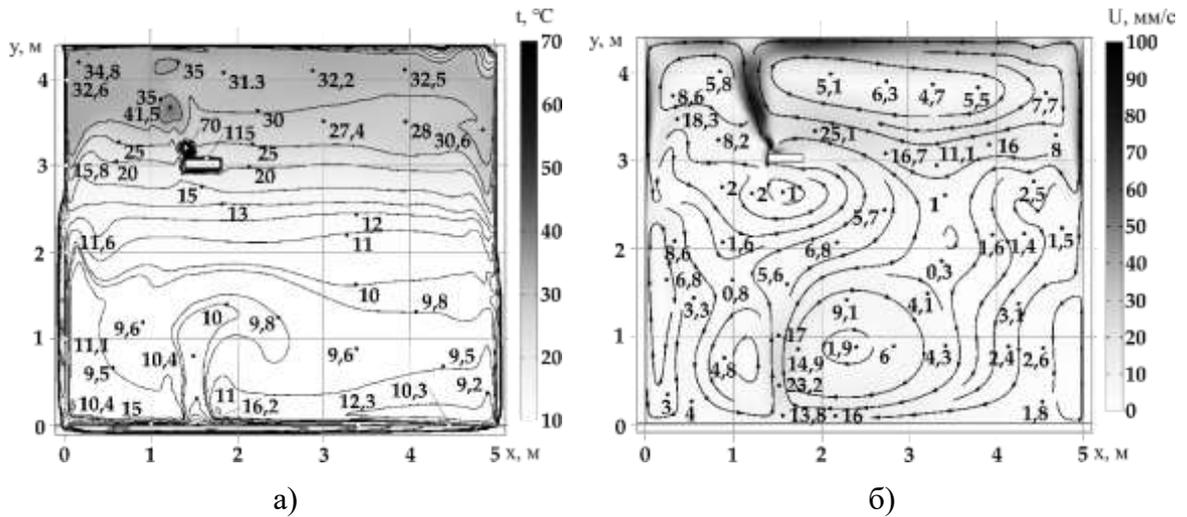


Рисунок 3.26 – а) Поля (положения характерных изотерм) температур, б) линии тока для области, свободной от оборудования через $t = 60$ минут работы ГИИ [62].

На рисунке 3.26, б хорошо видны вихревые структуры, формирующиеся в результате подвода потока излучения к поверхности пола и нагрева воздуха непосредственно ГИИ.

На рисунке 3.27 приведены поля температур и скоростей при положении панели на высоте $Y_{тб} = 755$ мм с центром на проекции оси симметрии газового инфракрасного излучателя.

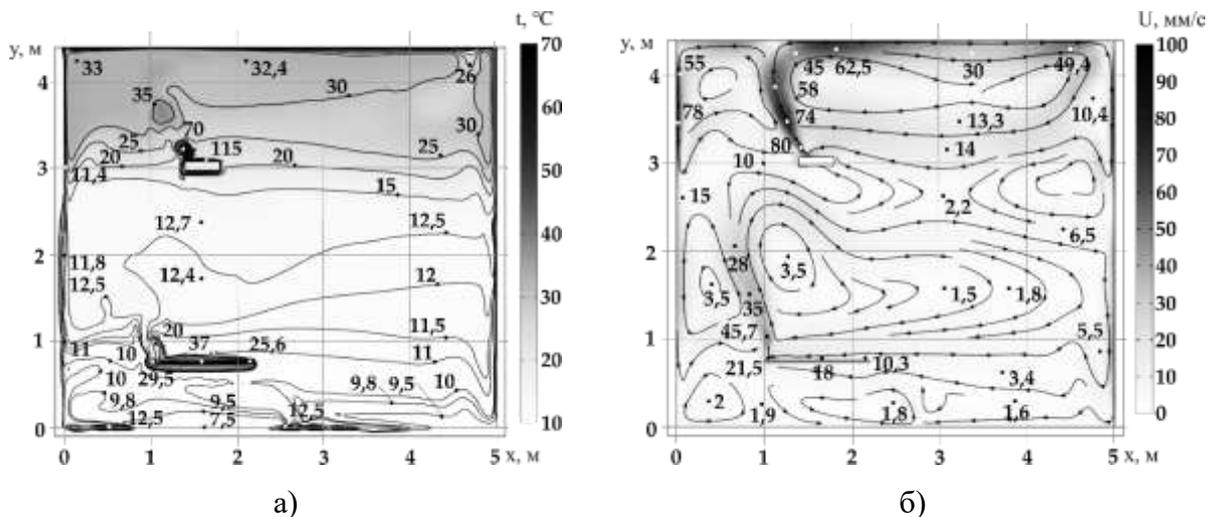


Рисунок 3.27 – Поля температур (а) и линии тока (б) в области с панелью ($X_{тб} = 1600$ мм, $Y_{тб} = 755$ мм) в зоне действия ГИИ ($t = 60$ минут) [62].

Сравнение рисунков 3.27 и 3.28 дает основание для вывода о том, что прогрев воздуха вблизи панели, имитирующей оборудование, может изменять структуру течения, и, соответственно, изменять температурный режим в рассматриваемой области. Горизонтальная панель приводит к понижению температуры на 2°C в нижней (Y от 0 до 755 мм) и повышению на 4°C в верхней (Y от 755 мм до 2000 мм) областях локальной рабочей зоны. Такие изменения

температуры происходят потому, что отвод теплоты в панель намного меньше, чем в тех же условиях прогрева пола (коэффициент теплопроводности бетона пола в пять раз выше, чем коэффициент теплопроводности любой пластмассы или дерева). Горизонтальная панель выполняет роль экрана, препятствующего распространению теплоты (рисунок 3.27) и при этом нагревающегося до температур около 36 °С [62]. В этом случае в локальной зоне возникает достаточно высокий перепад температуры воздуха по высоте рассматриваемой области. Над панелью формируется зона нагретого до 25 °С воздуха, который достаточно интенсивно (со скоростью 35–45 мм/с) поднимается вверх [62]. Область под панелью практически не нагревается, т.к. на поверхность пола не попадает тепловое излучение от ГИИ, и температура в этой зоне поднимается вследствие притока нагретых масс из смежных областей (справа и слева) за счет сформировавшихся циркуляционных течений малой интенсивности. Таким образом, если рассматривать температурный режим локальных зон, в которых может находиться работающий (область над панелью и зона протяженностью 20 см слева и справа от неё высотой от 0 до 2 м), то верхняя часть тела рабочего (голова, лицо, шея, область грудной клетки) будет омываться потоком нагретого от 18 до 25 °С воздуха со скоростью около 35 мм/с [62].

На рисунке 3.28 представлены распределения температур по высоте помещения на оси симметрии ГИИ при установке панели и без неё, полученные экспериментально и в результате математического моделирования.

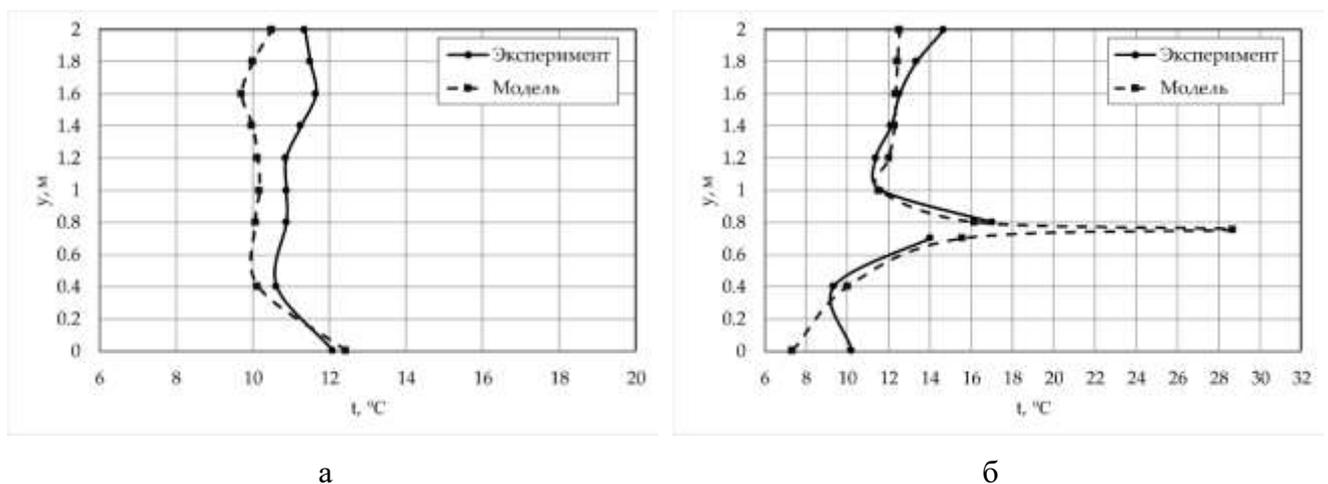


Рисунок 3.28 – Распределения экспериментальных и теоретических значений температур воздуха по координате Y на оси симметрии ГИИ ($t = 60$ минут): а – нет панели, б – панель высотой 755 мм [62].

Распределения температур слева и справа от панели [62] на одинаковом расстоянии 0.2 м ($X=(X_{Tb}-LxTb/2)\pm 0.2$ м), полученные в результате экспериментальных и численных исследований представлены на рисунке 3.29. Имеет место их хорошее соответствие в указанных

сечениях. На высоте $Y = 1.2 - 1.6$ м заметно небольшое увеличение значений температур как в численных исследованиях, так и в экспериментах (рисунок 3.28). Это связано с образованием масштабного циркуляционного вихря в исследуемой зоне. Слева от панели это изменение температуры по высоте более выражено (рисунок 3.29, а) из-за того, что поток нагретого от панели воздуха поднимаясь вверх отклоняется влево и оказывается в сечении $X=0.8$ м на высоте $Y=1.2-1.6$ м от пола (рисунок 3.27, б). Справа от панели увеличение температуры на этой же высоте (рисунок 3.29, б) вызвано другим вихревым циркуляционным течением.

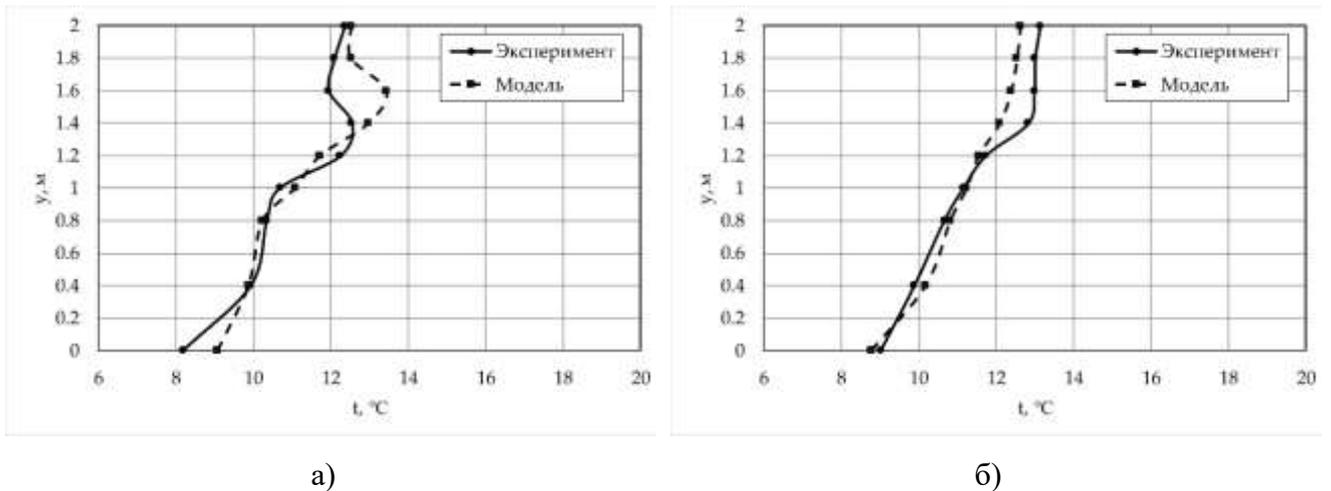


Рисунок 3.29 – Распределения экспериментальных и теоретических значений температуры воздуха по координате Y ($t=60$ минут): а – при $X = 0.8$ м, б – при $X = 2.4$ м [62].

Установлено хорошее соответствие температурных полей (отклонения T составляют не более 2 °C) [62], полученных в результате математического моделирования и экспериментов (рисунки 3.28 и 3.29), 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.

На рисунках 3.30–3.34 представлены основные результаты численного моделирования [62], иллюстрирующие особенности гидродинамики сложных термогравитационных течений и формирующихся при этом полей температур в характерных сечениях рассматриваемой области.

Рассмотрены различные варианты расположения панели по высоте и координате X относительно оси симметрии ГИИ с целью анализа ее влияния на тепловой режим локальной рабочей зоны (таблица 3.6).

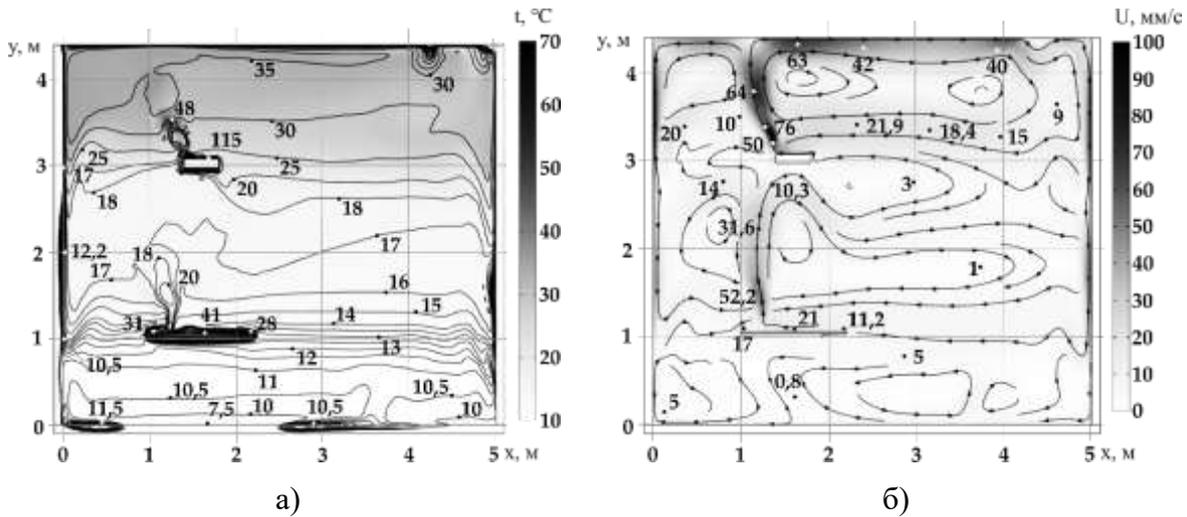


Рисунок 3.31 – Поля температур (а) и линии тока (б) в области с панелью ($X_{\text{Тб}}=1600$ мм, $Y_{\text{Тб}}=1055$ мм) в зоне действия ГИИ ($\tau=60$ минут). [62]

Результаты численного анализа показывают (рисунки 3.30 - 3.31), что в результате термогравитационной конвекции образуются зоны циркуляции, которые формируются восходящими от поверхностей, нагретых излучением ГИИ, потоками и нисходящими потоками воздуха, охлаждаемого вследствие теплообмена с поверхностями относительно холодных стен.

Установлено, что смещение панели к полу (рисунок 3.30) приводит к соответствующему смещению основного восходящего потока нагретого воздуха к левой её грани. С увеличением расстояния от пола до горизонтальной панели (ближе к ГИИ) подъем нагретого воздуха смещается правее, при этом сама поверхность панели прогревается больше и температура достигает на оси симметрии ГИИ уже 41 $^\circ\text{C}$ [62]. Кроме того, в условиях более низкого положения панели в исследуемой области, температуры под самой панелью ниже, чем при более высоком её положении. Но температура бетонного основания справа и слева от панели (в условиях рисунок 3.30) выше, чем во втором случае (рисунок 3.31). Также заметно, что при расположении панели на высоте $Y_{\text{Тб}}=1055$ мм (рисунок 3.31) воздух над ней прогревается значительно и на высоте 2 м по центру области решения составляет около 17.5 $^\circ\text{C}$, тогда как при высоте $Y_{\text{Тб}}=755$ мм (рисунок 3.27) достигается температура только 14.5 $^\circ\text{C}$ [62]. Но при этом (рисунок 3.31) температуры в нижней части по обе стороны от панели меньше. Высокое расположение панели приводит к более интенсивному перемешиванию воздушных масс (рисунок 3.31), более высоким скоростям циркуляционных течений и формированию трех явно выраженных циркуляционных зон (от пола до горизонтальной панели $Y < Y_{\text{Тб}}$, от панели до ГИИ $Y_{\text{Тб}} < Y < Y_{\text{ГИИ}}$ и от ГИИ до потолка $Y > Y_{\text{ГИИ}}$). В первом варианте (рисунок 3.30) отдельной зоны циркуляции воздуха ниже уровня панели нет, есть более обширная зона, захватывающая правую нижнюю часть исследуемой области, в которой значения температур выше и достигают 12,5 $^\circ\text{C}$ [62].

По результатам анализа выделен тепловой режим локальной рабочей зоны при расположении панели на высоте 755 мм в различных характерных для реальной практики областях: у левой стены ($X_{Tb}=600$ мм, рисунок 3.32); в центре помещения ($X_{Tb}=2500$ мм, рисунок 3.33); у правой стены $X_{Tb}=4400$ мм (рисунок 3.34). Хорошо видно, что при идентичной работе ГИИ смещение панели к стене приводит к кардинальному изменению температур локальной рабочей зоны (3.32, а, 3.33, а, 3.34, а) вследствие роста скоростей движения воздуха [62].

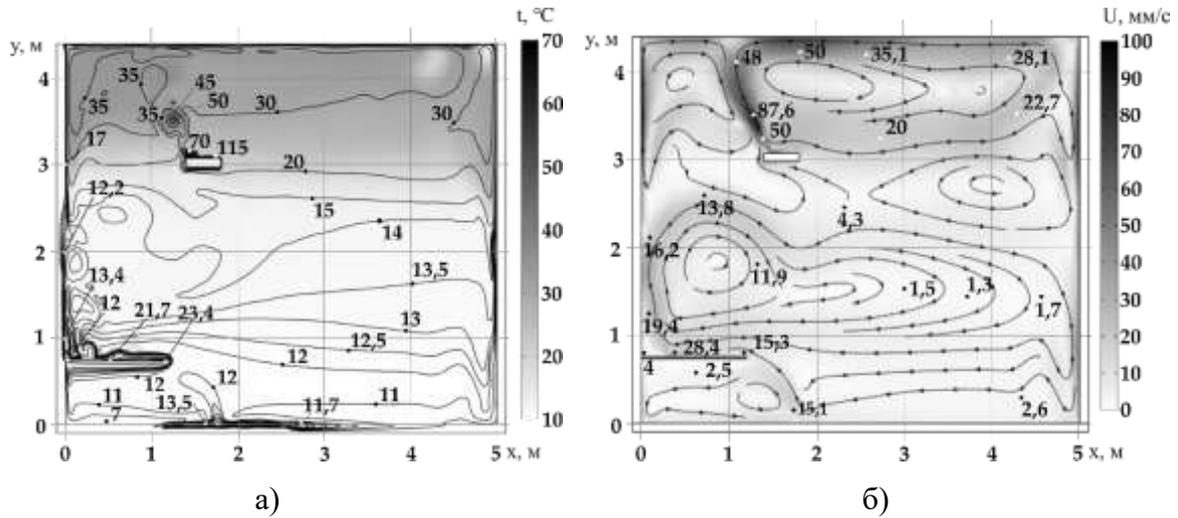


Рисунок 3.32 – Поля температур (а) и линии тока (б) в области с панелью у левой стены ($X_{Tb}=600$ мм, $Y_{Tb}=755$ мм) при $t=60$ минут. [62]

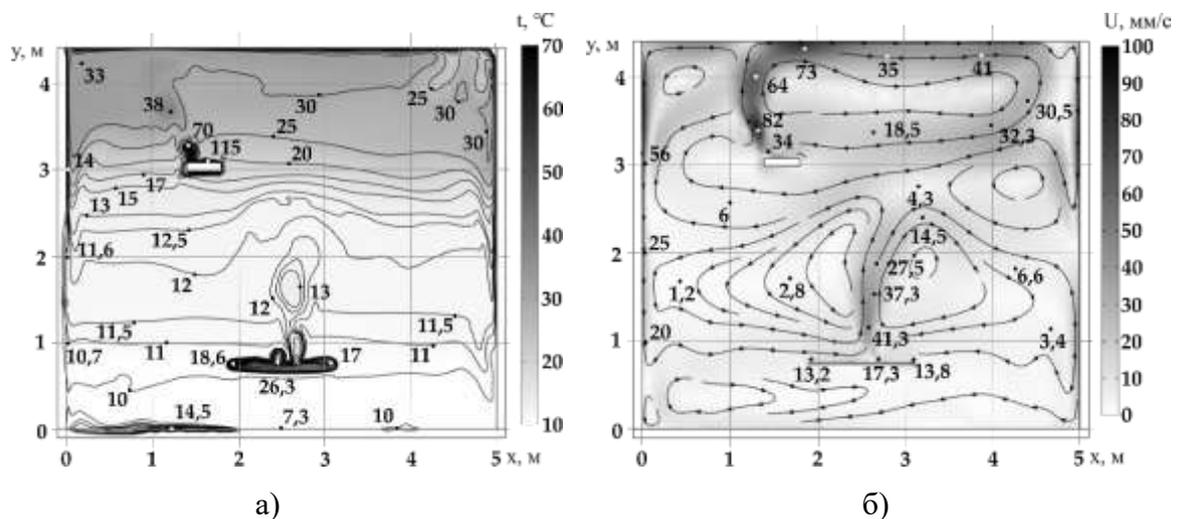


Рисунок 3.33 – Поля температур (а) и линии тока (б) в области с панелью в центре ($X_{Tb}=2500$ мм, $Y_{Tb}=755$ мм) при $t=60$ минут. [62]

Установлено, что смещение панели, находящейся в зоне влияния ГИИ по координате X, оказывает воздействие на тепловой режим локальной рабочей зоны (рисунки 3.32– 3.34).

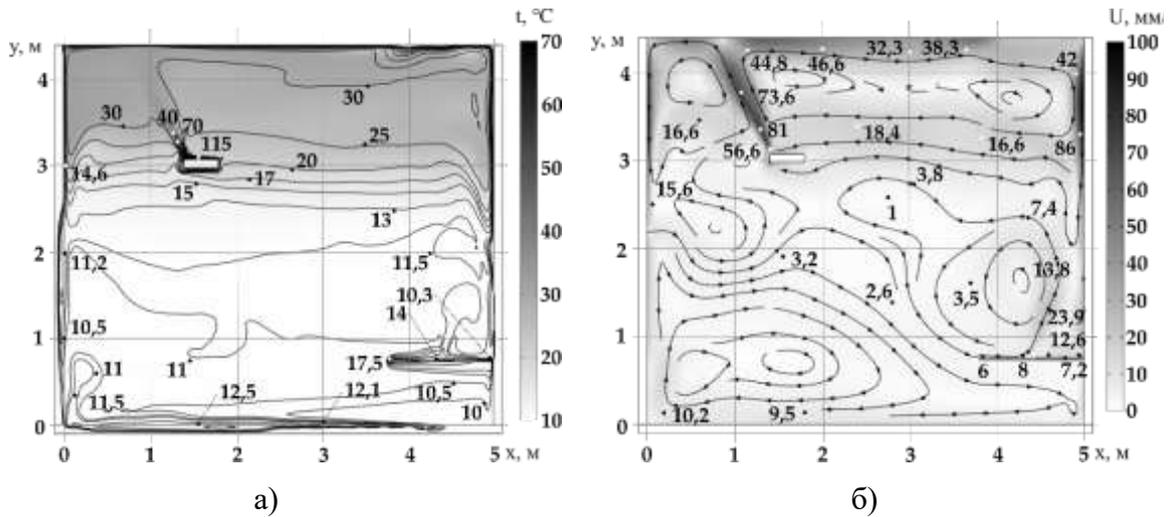


Рисунок 3.34 – Поля температур (а) и линии тока (б) в области с панелью у правой стены ($X_{Тб}=4400$ мм, $Y_{Тб}=755$ мм) при $t=60$ минут. [62]

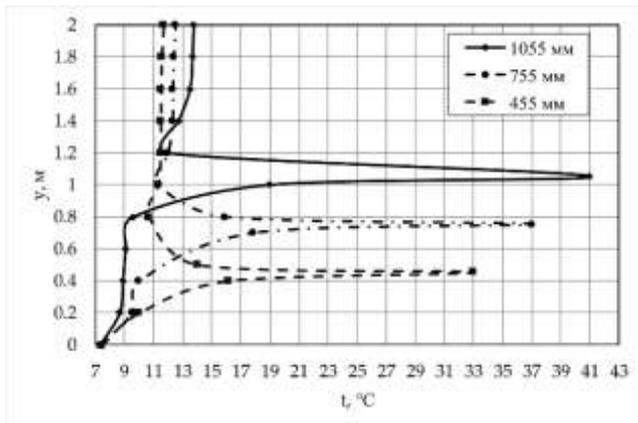
Исследования показали, что наиболее значительный прогрев левой ограждающей конструкции происходит в случае расположения панели в зоне $X_{Тб}=600$ мм, $Y_{Тб}=755$ мм (рисунок 3.32). Тепловой факел от нагретой ГИИ поверхности панели поднимается вдоль стены до высоты 2.5 м от пола (рисунок 3.32). Численные значения температур поверхности стены повышаются до 13.4 °С (рисунок 3.32), что способствует дополнительному отводу тепла через ограждающие конструкции. При таком варианте расположения панели в средней части исследуемой области в зоне от панели до ГИИ $Y_{Тб} < Y < Y_{GIE}$ формируется один значительный циркуляционный вихрь, охватывающий всю область помещения по ширине. Более нагретый воздух, поднимаясь вдоль правой стены, закручивается под излучателем и направляясь к правой ограждающей конструкции спускается вдоль неё (рисунок 3.32, б). При этом температуры воздуха в области между правой стеной и панелью также повышаются до 13,5 °С [62].

В случае же расположения панели с координатами $X_{Тб}=2500$ мм, $Y_{Тб}=755$ мм восходящий поток нагретого от панели воздуха формируется почти в центре зоны над панелью (рисунок 3.33, а). В результате при $Y_{Тб} < Y < Y_{GIE}$ образуется два циркуляционных вихря по обе стороны от теплового факела (рисунок 3.33, б). Изотермы в области от панели до ГИИ в данном варианте ниже (при $Y = 2$ м $T=12$ °С), чем в предыдущем (на рисунке 3.35 а при $Y = 2$ м $T=13.5-14$ °С).

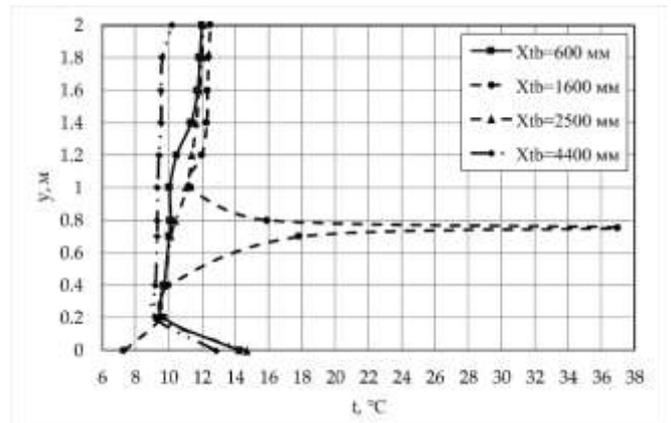
Анализ результатов [62] численного моделирования (рисунки 3.27, 3.30-3.34) показывает, что наименее заметен вклад в формирование температурного режима расположения панели у правой стены (далеко от ГИИ $X_{Тб} = 4400$ мм, $Y_{Тб} = 755$ мм). Рисунок 3.34, б иллюстрирует два циркуляционных вихря, сформировавшихся в угловых зонах. Один – над панелью, другой – в зоне нижней части левой стены до границы $Y = 0$ под панелью. При этом скорости движения воздуха относительно малы (3.34, б) и температура в центральной части рабочей зоны на высоте

$Y = 2$ м составляет 11.2 °С [62]. В области же от ГИИ до верхней ограждающей конструкции $Y > Y_{GIE}$ во всех трех вариантах расположения панели по координате X изменения структуры потока воздуха и полей температур незначительны.

На рисунке 3.35 представлены распределения температур [62] в характерном сечении под ГИИ для различных вариантов расположения панели относительно излучателя. На рисунке 3.35,а приведены распределения T для варианта, когда центр панели находится на оси симметрии ГИИ, но на разной высоте. На рисунке 3.35,б распределения температур воздуха в сечении под ГИИ характерны для варианта, когда панель находится на высоте $Y_{Tb} = 755$ мм, но смещена по координате X от левой до правой стены.



а)



б)

Рисунок 3.35 – Распределения температур воздуха в сечении под ГИИ при положении панели с координатами: $X_{Tb}=1600$ мм и $Y_{Tb}=455$ мм; 755 мм и 1055 мм (а) и при $Y_{Tb}=755$ мм и $X_{Tb}=600$ мм; 1600 мм; 2500 мм и 4400 мм (б) [62].

Анализ результатов (рисунок 3.35), позволяет сделать вывод, что перемещение панели ближе к ГИИ (рисунки 3.30, 3.31), как и можно было ожидать, интенсифицирует нагрев ее поверхности, что приводит к росту температуры воздуха и, соответственно, более интенсивным циркуляционным течениям воздуха между панелью и ГИИ.

Смещение положения панели по координате X также приводит к изменению температуры воздуха в сечении на оси симметрии ГИИ [62]. При трех вариантах положения панели непосредственно в зоне влияния излучателя ($X_{Tb}=600$ мм, 1600 мм и 2500 мм) температуры воздуха над ней ($Y > 1000$ мм) практически идентичны. Но при $X_{Tb} = 1600$ мм сама поверхность панели прогревается достаточно сильно. Температура достигает 31.2 °С [62]. Размещение модели оборудования около правой стены ($X_{Tb} = 4400$ мм) не оказывает заметного влияния на распределения температур по всей высоте помещения, их значения соответствуют варианту, когда панель отсутствует (рисунки 3.28, а и 3.35, б).

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. Установлено [62], что изменение высоты панели, центр которой совпадает с продолжением оси симметрии ГИИ, приводит к изменению профиля температуры в областях, расположенных слева и справа от панели на расстоянии 20 см. В этих областях, как правило, находится работающий. Увеличение высоты панели приводит к росту перепада температур по высоте (от 0 до 2 м) в этих областях. Так, например, при расположении панели на высоте 1055 мм перепад температуры в рассматриваемой зоне составляет 7 °С, а при положении на высоте панели 455 мм всего лишь 2 градуса [62].

Также установлено что, изменяя положение оборудования в помещении с работающим газовым инфракрасным излучателем можно управлять процессом формирования полей температур и скоростей воздушных масс в локальной рабочей зоне. При этом возможно создание зон воздуха, нагретого до значений температур, соответствующих комфортным тепловым условиям для работающего.

Изменение высоты расположения нагреваемой лучистым тепловым потоком поверхности горизонтальной панели с 455 мм до 1055 мм не вносит значительные изменения в направление движение нагреваемых воздушных масс. Но поверхность расположенной выше панели более интенсивно нагревается радиационным потоком, поступающем от ГИИ при положении в зоне прямого воздействия излучения. При смещении панели (к правой стене, например) увеличение высоты ее положения приводит к росту угла падения лучистого теплового потока и, как следствие, к снижению интенсивности нагрева панели. Как показал сравнительный анализ результатов моделирования смещение нагреваемой поверхности вверх вследствие вышеперечисленных причин приводит к увеличению размеров зоны непрогретого воздуха под панелью. При этом более высокое расположение горизонтальной панели приводит к росту средней температуры прогретого воздуха выше уровня панели [52].

Анализ результатов численного моделирования [52] 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.

Установлено [52], что процесс формирования температурного поля объекта заканчивается через 30–40 минут после начала нагрева. На основании анализа полученных в экспериментах результатов сделан вывод, что температуры поверхности горизонтальной древесно-стружечной панели существенно (на 10–15 °С, в зависимости от условий нагрева) выше температур поверхности пола. Чем ближе панель к излучателю, тем выше температура её поверхности. Температуры же, например, боковых поверхностей системного блока ЭВМ в любых условиях нагрева ниже температур поверхности кромки блока, но разность этих температур зависит от ориентации блока относительно вектора потока излучения [52].

3.5. Влияние системы воздухообмена на температурный режим локальной рабочей зоны крупногабаритного помещения при работе газового инфракрасного излучателя

Математическая постановка задачи и метод её решения соответствуют п. 3.4. Математическое моделирование проводилось в рамках двумерного приближения. Рассматривалась прямоугольная область размерами $L_x = 10 \times L_y = 4.4$ м, ограниченная полом, стенами и потолком с толщиной стен $L_{wall} = 0.1$ м (рисунок 3.36) и двумя горизонтальными конструктивными элементами (рисунок 3.36), соответствующими излучателю ГИИ (размеры $L_{x_{GIE}} = 0.4$ м, $L_{y_{GIE}} = 0.05$ м) и модели оборудования – панели (размеры $L_{x_{tb}} = 0.6$ м, $L_{y_{tb}} = 0.04$ м). Координаты расположения источника лучистой энергии (ГИИ) и горизонтальной панели в области соответствовали наиболее типичному варианту их размещения в реальном помещении, схема которого представлена на рисунке 3.36.

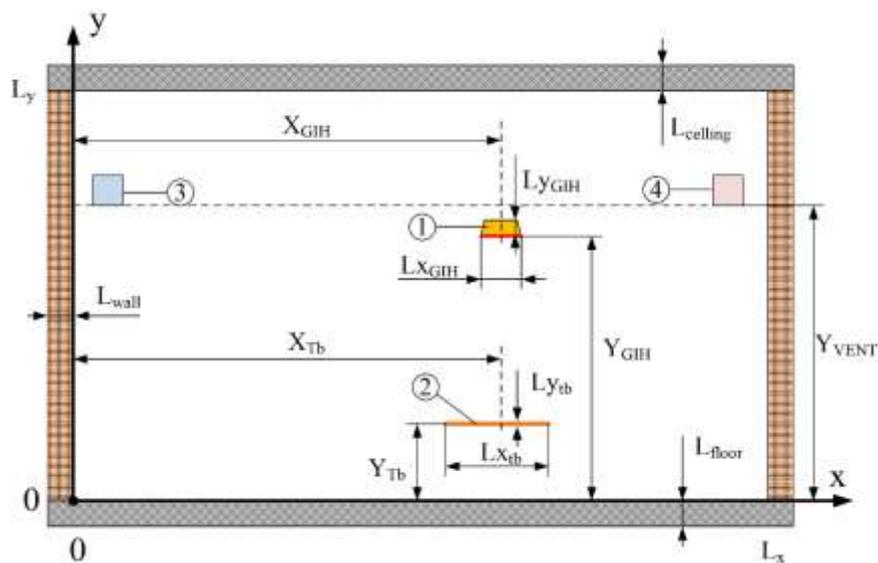
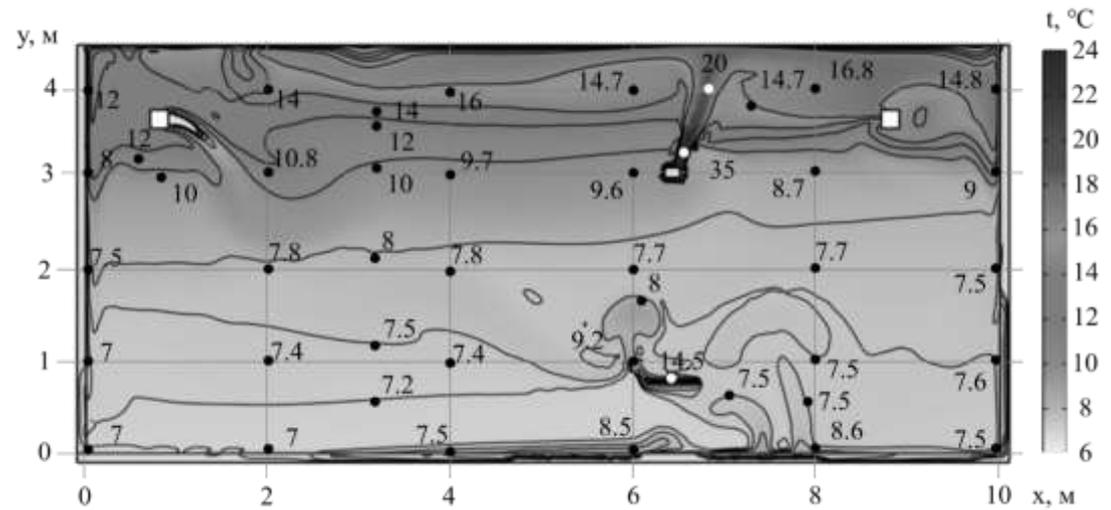
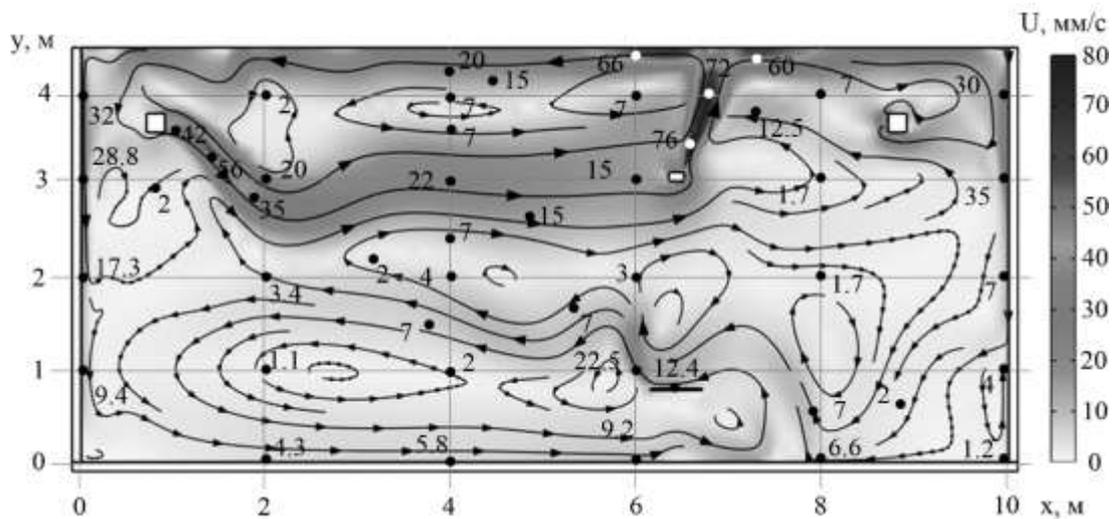


Рисунок 3.36 – Область решения задачи: 1 – ГИИ, 2 – Панель, 3 – Зона притока воздуха, 4 – Зона оттока воздуха

Приток воздуха с расходом $2 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³) соответствовал условиям проведенных экспериментов.



а)



б)

Рисунок 3.38 – Температурное поле (а) и линии тока (б) в помещении с панелью, расположенной на высоте 755 мм от пола, в режиме смешанной конвекции при расходе воздуха $2 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³)

Сравнение рисунков 3.37, а и 3.38, а показывает, что прогрев слоев воздуха вблизи нижней ограждающей конструкции осуществляется за счет передачи тепла от нагревающегося излучением ГИИ пола. Температура на границе раздела сред «нижняя ограждающая конструкция - воздух» повышается к 60 минуте работы ГИИ до 9 °С (рисунок 3.37, а). Для варианта с панелью в помещении, температурный режим (рисунок 3.38, а) и структура течения воздуха (рисунок 3.38, б) заметно меняются. В рассматриваемом случае панель располагалась на высоте $Y_{Тб} = 755$ мм с центром на проекции оси симметрии газового инфракрасного излучателя ($X_{Тб} = 6415$ мм).

Установлено, что даже небольшие (размер по координате X составляет 60 см) элементы оборудования вносят изменения в температурные поля и поля скоростей движения воздуха (рисунок 3.38). Нагреваясь под действием теплового излучения ГИИ панель приводит к повышению на $2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ в верхней (Y от 755 мм до 2000 мм) части локальной рабочей зоны. Горизонтальная панель выполняет роль экрана по отношению к полу, основной тепловой поток ориентирован к её поверхности, в результате как в выше рассмотренных вариантах происходит прогрев поверхности панели до $14.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рисунок 3.38, а). Над панелью формируется зона нагретого до $9.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ воздуха (рисунок 3.38, а), который достаточно интенсивно (со скоростью до 25 мм/с) поднимается вверх (рисунок 3.38, б).

Анализ результатов численного моделирования (рисунок 3.38, а) показывает, что и в этом случае область под панелью практически не нагревается, т.к. к поверхности пола не поступает тепловое излучение от ГИИ, и температура в этой зоне поднимается вследствие притока нагретых масс из смежных областей (справа и слева) за счет сформировавшихся циркуляционных течений малой интенсивности.

На рисунке 3.39 представлены распределения температур по высоте помещения на оси симметрии зоны влияния ГИИ в помещении с панелью и в свободном от оборудования, установленные экспериментально и в результате математического моделирования.

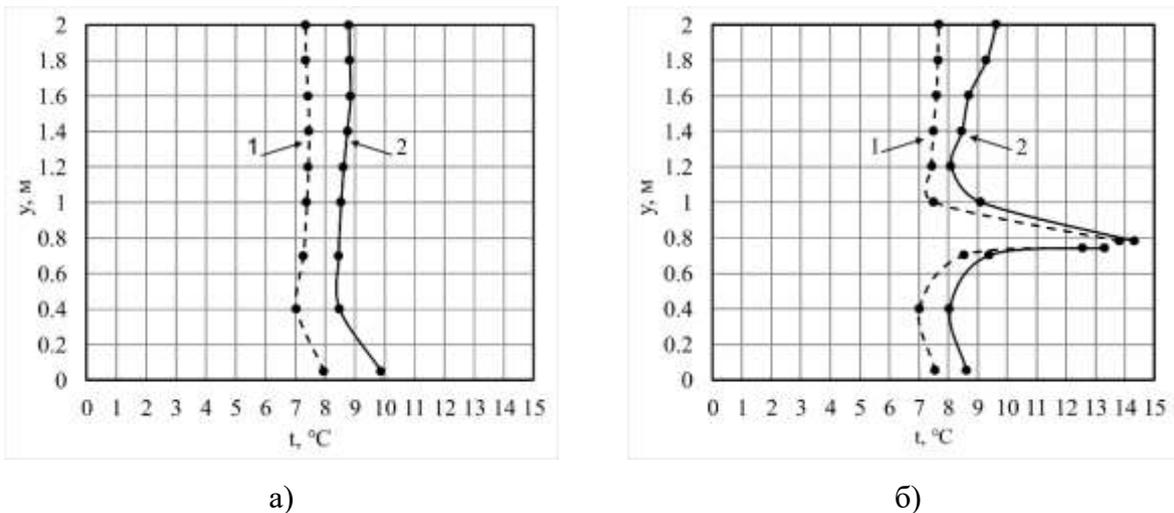


Рисунок 3.39 – Распределение экспериментальных (1) и теоретических (2) значений температуры воздуха по координате Y на оси симметрии зоны влияния ГИИ ($\tau = 60$ минут): а – свободное помещение, б – панель (оборудование) расположена на высоте 755 мм от пола

Отклонение значений температур, полученных при моделировании и в экспериментах (рисунок 3.39), не превышают $2\text{ }^{\circ}\text{C}$, что позволяет сделать вывод об адекватности математической модели для оценки влияния различных параметров работы системы

воздухообмена и месторасположения оборудования на характеристики движения воздуха и распределения тепла в помещении.

Исходя из требований практики необходим анализ влияния интенсивности притока воздуха из системы воздухообмена на температурные поля и поля скоростей.

Анализ результатов численного моделирования показывает, что к 60-ой минуте со времени начала работы ГИИ в помещении устанавливается практически квазистационарный режим, который характеризуется медленным изменением температур и скоростей потока воздуха во всей области решения. Момент времени выхода на такой режим и был выбран для всех приведенных ниже иллюстраций. Поскольку к основным характеристикам при оценке микроклимата, как в локальной рабочей зоне, так и во всем помещении, относятся температуры и скорости перемещения воздуха [306, 307, 315, 316], то проведён анализ температурных полей и полей скоростей.

На рисунках 3.40–3.45 представлены типичные результаты математического моделирования процесса теплопереноса в помещении при работе ГИИ для двух вариантов: работы системы воздухообмена (смешанная конвекция) и в условиях естественной конвекции. Температурные поля и поля скоростей движения воздуха в условиях смешанной конвекции (притока относительно холодного воздуха) показаны при расположении в помещении панели на высоте 755 мм от пола (наиболее практически значимый вариант), но при разных расходах воздуха из системы воздухообмена.

Исходные данные для основных вариантов представлены в таблице 3.7. При проведении численного моделирования использовались следующие значения характерных температур: начальная температура в помещении – 7°C; температура излучающей поверхности ГИИ – 800°C; температура воздуха на выходе из системы приточной вентиляции – 7°C;

Распределения на рисунках 3.40–3.41 иллюстрируют процесс теплопереноса в помещении при работе ГИИ для двух вариантов: работы системы воздухообмена (смешанная конвекция, рисунок 3.41) и в условиях естественной конвекции (рисунок 3.40). Для оценки влияния термогравитационной и вынужденной конвекции использовано число Ричардсона $Ri = Gr / Re^2$ [317]. Есть определенная проблема в данном случае при выборе масштабных величин для вычисления значений чисел Грасгоффа (Gr) и Рейнольдса (Re). Их анализ проводился с использованием следующих параметров: максимальное значение температурного напора над горизонтальной панелью, ширина помещения и средне-расходная скорость притока воздуха в помещение из системы воздухообмена. Установлено, что на направление и интенсивность движения воздушных масс при $Ri \gg 1$ существенное влияние оказывают термогравитационные потоки.

Таблица 3.7 – Варианты расположения панели в рассматриваемой области и расходов воздуха

Расположение панели	Координаты панели	Расход воздуха	Номер рисунка
Панель отсутствует		$2 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^3)$	Рисунок 3.71 Рисунок 3.73
Панель расположена на оси симметрии зоны влияния ГИИ на высоте 755 мм от пола.	$X_{Tb} = 6415 \text{ мм}$ $Y_{Tb} = 755 \text{ мм}$	$2 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^3)$	Рисунок 3.72 Рисунок 3.73
Панель расположена на оси симметрии зоны влияния ГИИ на высоте 755 мм от пола.	$X_{Tb} = 6415 \text{ мм}$ $Y_{Tb} = 755 \text{ мм}$	$0 \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^3)$	Рисунок 3.74
Панель расположена на оси симметрии зоны влияния ГИИ на высоте 755 мм от пола.	$X_{Tb} = 6415 \text{ мм}$ $Y_{Tb} = 755 \text{ мм}$	$1 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^3)$,	Рисунок 3.75 Рисунок 3.80, 3.81, 3.82, 3.83, 3.84
Панель расположена на оси симметрии зоны влияния ГИИ на высоте 755 мм от пола.	$X_{Tb} = 6415 \text{ мм}$ $Y_{Tb} = 755 \text{ мм}$	$2 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^3)$	Рисунок 3.76 Рисунок 3.80, 3.81, 3.82, 3.83, 3.84
Панель расположена на оси симметрии зоны влияния ГИИ на высоте 755 мм от пола.	$X_{Tb} = 6415 \text{ мм}$ $Y_{Tb} = 755 \text{ мм}$	$11 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^3)$	Рисунок 3.77 Рисунок 3.80, 3.81, 3.82, 3.83, 3.84
Панель расположена на оси симметрии зоны влияния ГИИ на высоте 755 мм от пола.	$X_{Tb} = 6415 \text{ мм}$ $Y_{Tb} = 755 \text{ мм}$	$22 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^3)$	Рисунок 3.78 Рисунок 3.80, 3.81, 3.82, 3.83, 3.84
Панель расположена на оси симметрии зоны влияния ГИИ на высоте 755 мм от пола.	$X_{Tb} = 6415 \text{ мм}$ $Y_{Tb} = 755 \text{ мм}$	$33 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^3)$	Рисунок 3.79 Рисунок 3.80, 3.81, 3.82, 3.83, 3.84

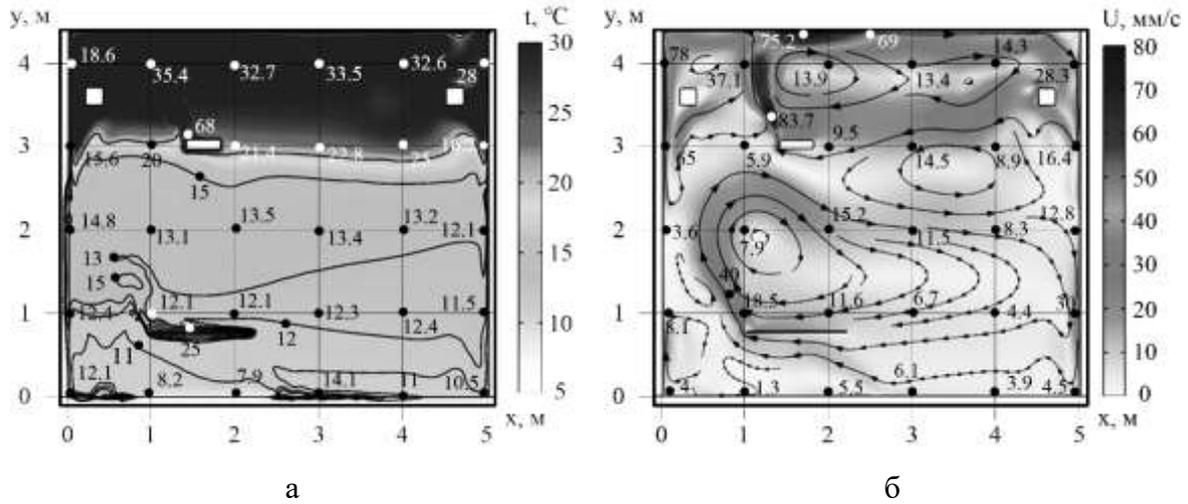


Рисунок 3.40 – Поле температур (а) и линии тока (б) в области с панелью при высоте её расположения $Y_{тб} = 755$ мм в режиме естественной конвекции

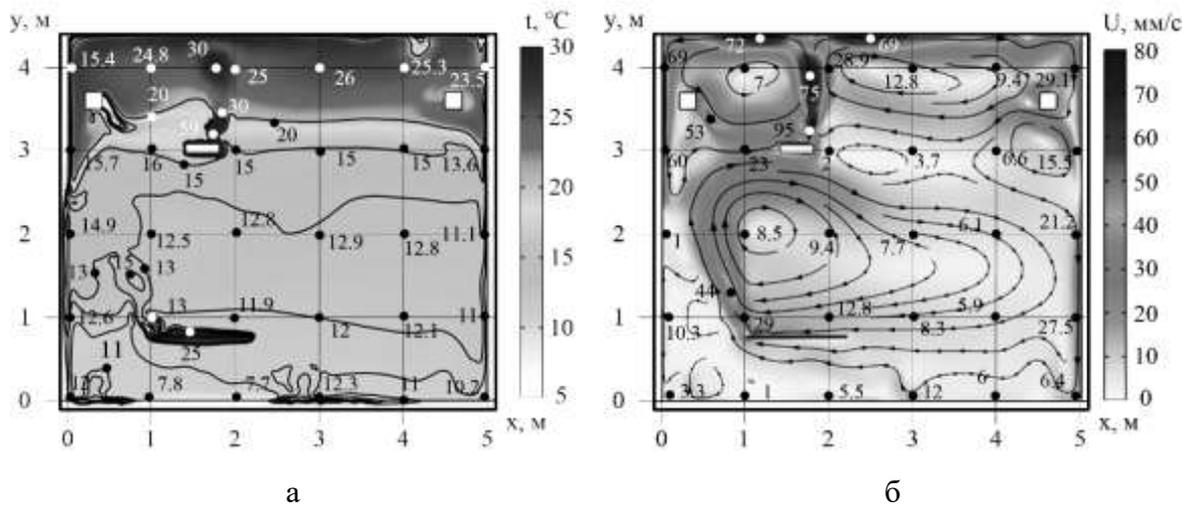


Рисунок 3.41 – Поле температур (а) и линии тока (б) в области с панелью (координаты $X_{тб} = 1600$ мм и $Y_{тб} = 755$ мм) в режиме смешанной конвекции при расходе воздуха $1 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³)

Анализ результатов, приведенных на рисунках 3.40 и 3.41 показывает, что работа системы воздухообмена не везде существенно изменяет температурное поле и направления потоков воздуха. Относительно холодный воздух внешней среды значительно (в среднем на 10 °С) понижает температуру воздуха в верхней зоне помещения (на уровне $Y = 4$ м, рисунки 3.74, а и 3.75,а). Но в характерных сечениях на уровне границ локальной рабочей зоны влияние системы воздухообмена незначительно (например, в сечении $X = 1$ м на высоте $Y = 2$ м значения температур составляют 13.1 °С и 12.5 °С), хотя приток относительно холодного воздуха из

системы воздухообмена интенсифицирует циркуляцию воздуха во всем помещении и локальной зоне вблизи панели (рисунки 3.40, б и 3.41, б).

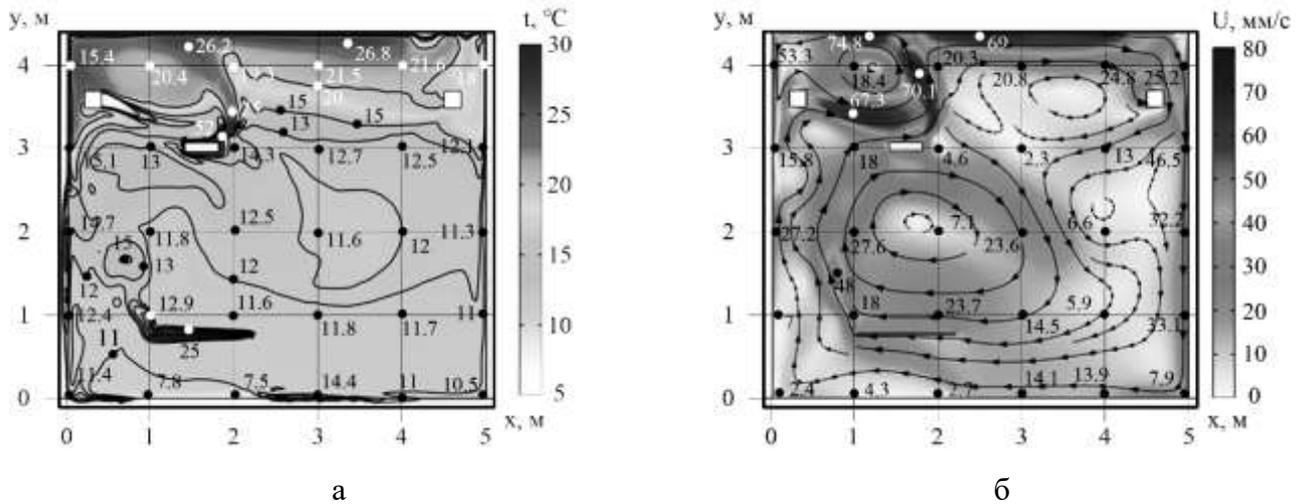


Рисунок 3.42 – Поле температур (а) и линии тока (б) в области с панелью (координаты $X_{\text{Тб}} = 1600$ мм и $Y_{\text{Тб}} = 755$ мм) в режиме смешанной конвекции при расходе воздуха $2 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³)

Установлено, что при малой интенсивности воздухообмена (расход до $2 \cdot 10^{-4}$ кг/с·м³) более холодный воздух из системы воздухообмена первые 1.5–2.0 м движется вниз (рисунки 3.41 и 3.42), постепенно прогреваясь от восходящих теплых масс воздуха. Значительно более сильное влияние термогравитационного воздействия на гидродинамическую картину, чем вынужденной конвекции (потока холодного воздуха), подтверждает оценка числа Ричардсона ($Ri = 755$), определяемого по средне- расходной скорости втекания значениям максимального перегрева воздуха в районе панели и поперечного характерного размера. В этом режиме теплообмена при относительно малых расходах ($1 \cdot 10^{-4}$ кг/с·м³ и $2 \cdot 10^{-4}$ кг/с·м³) нагретые над ГИИ массы газа удаляются через систему вентиляции, что существенно понижает среднюю температуру помещения, улучшает воздухообмен, но не оказывает заметного влияния на температурный режим локальной рабочей зоны.

На рисунке 3.43 представлены результаты, полученные для расхода воздуха $11 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³). Выделен обширный циркуляционный вихрь по всей области исследования (рисунок 3.43). Нагретый воздух из верхних слоев помещения перемещается непосредственно в рабочую зону вблизи панели. В результате температуры в сечении $X = 1$ м при $Y = 2$ м составляют уже 18,9 °C (рисунок 3.43, а), что выше основного рассматриваемого в эксперименте варианта (рисунок 3.42, а) на 7.1 °C.

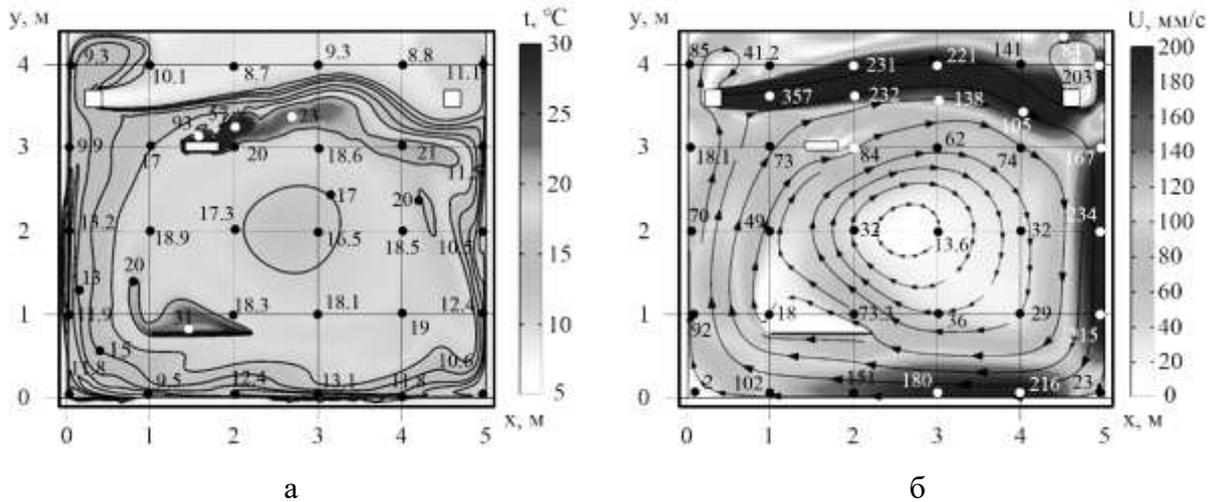


Рисунок 3.43 – Поле температур (а) и линии тока (б) в области с панелью (координаты $X_{Тб} = 1600$ мм и $Y_{Тб} = 755$ мм) в режиме смешанной конвекции при расходе воздуха $11 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³).

Установлено, что при расходе $11 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³), что соответствует $Ri \approx 7,5$ влияние вынужденной конвекции становится преобладающим (рисунок 3.43). Поток относительно холодного воздуха внешней среды формирует развитое циркуляционное течение (рисунок 3.43, б) и понижает общую температуру воздуха, во многом ослабляя влияние термогравитационной конвекции от слабопрогревающихся стен и пола, но увеличивает среднюю температуру в локальной рабочей зоне (рисунок 3.43, а).

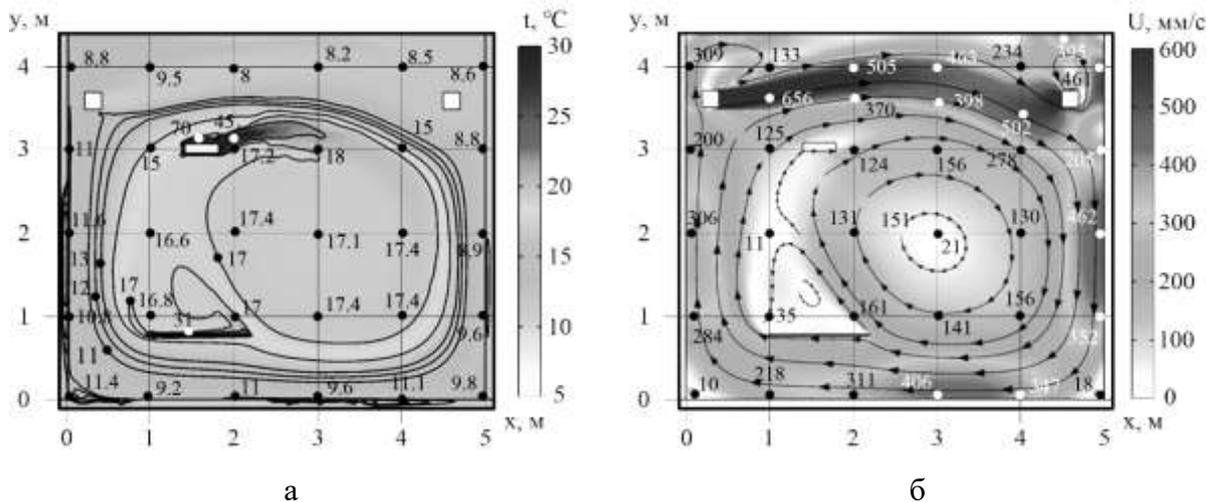


Рисунок 3.44 – Поле температур (а) и линии тока (б) в области с панелью (координаты $X_{Тб} = 1600$ мм и $Y_{Тб} = 755$ мм) в режиме смешанной конвекции при расходе воздуха $22 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³).

В этом случае температура воздуха над поверхностью оборудования увеличивается до 31 °С. В зоне возможного присутствия работающего (20 см) слева и справа от панели значения

температур также увеличиваются (рисунок 3.43, а), что способствует формированию более комфортных условий работы (микроклимата). Дальнейшее увеличение расхода воздуха ($22 \cdot 10^{-4}$, $33 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³)) не приводит к масштабным изменениям циркуляционных течений в исследуемой области (рисунки 3.44 и 3.45).

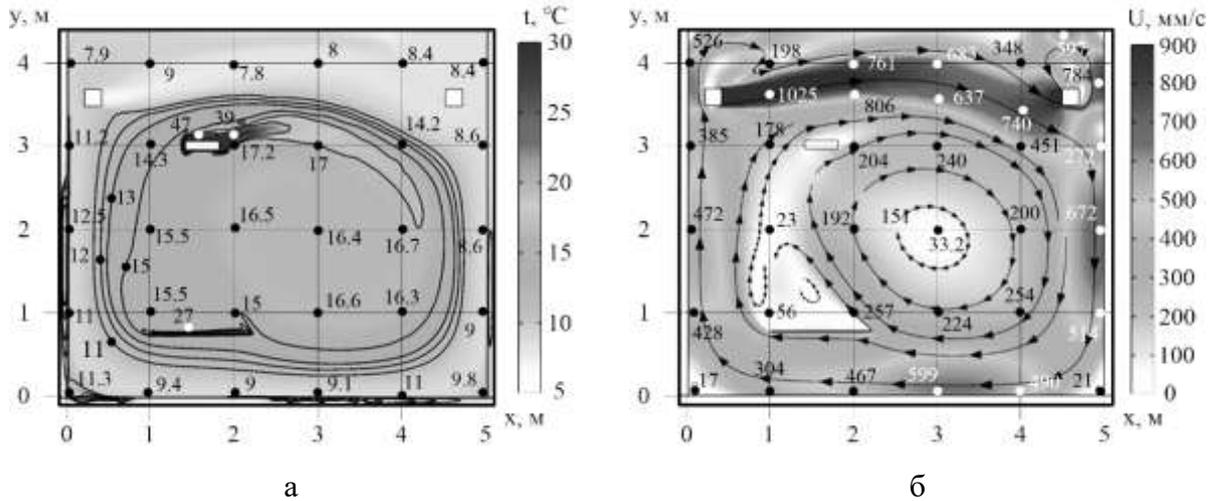
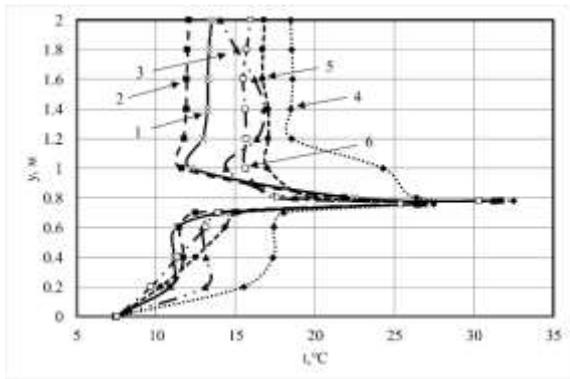


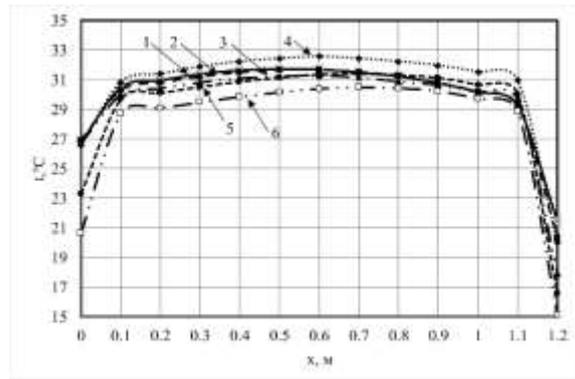
Рисунок 3.45 – Поле температур (а) и линии тока (б) в области с панелью (координаты $X_{\text{Тб}} = 1600$ мм и $Y_{\text{Тб}} = 755$ мм) в режиме смешанной конвекции при расходе воздуха $33 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³).

Результаты численного анализа (рисунки 3.44–3.45) 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. Кроме того, на эти потоки влияет приток относительно холодного воздуха, который движется по инерции вправо (рисунок 3.45), но под действием гравитации (имея более низкую температуру) и вниз. Этот поток существенно изменяет рециркуляционное движение в области между ГИИ и горизонтальной панелью. Влияние интенсивности притока воздуха на распределения температуры поверхности горизонтальной панели и температуры воздуха по высоте на оси симметрии ГИИ иллюстрирует рисунок 3.46.

Анализ рисунка 3.46 б показывает, что изменение режима конвекции, которая формирует соответствующее распределение температур поверхности панели, сказывается и на теплоотводе с поверхности панели. Результаты, представленные на рисунке 3.46, дают основание для вывода, что до расхода воздуха через приточную вентиляцию $2 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³) охлаждение поверхности панели осуществляется, в основном, за счет термогравитационной конвекции, которая, можно сказать, формирует распределение температур.

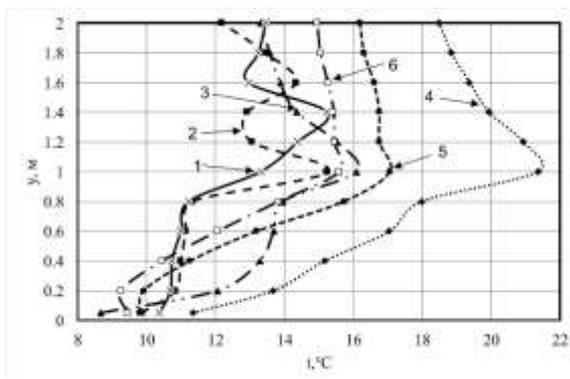


а

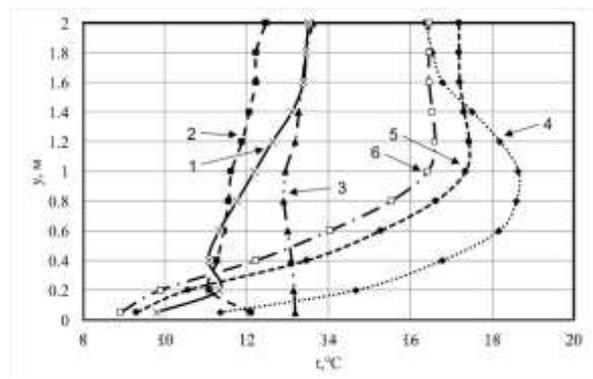


б

Рисунок 3.46 – Распределения температур по координате Y на оси симметрии ГИИ (а) и поверхности панели (б) при $Y_{\text{Тб}} = 755$ мм в режиме естественной (1) и смешанной конвекции при различных расходах воздуха: 2) $1 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³), 3) $6 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³), 4) $11 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³), 5) $22 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³), 6) $33 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³).



а



б

Рисунок 3.47 – Распределения температур по координате Y на расстоянии 200 мм от панели слева (а) и справа (б) при $Y_{\text{Тб}} = 755$ мм в режиме естественной (1) и смешанной (2–6) конвекции при различных расходах воздуха: 2) $1 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³), 3) $6 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³), 4) $11 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³), 5) $22 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³), 6) $33 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³).

Установлено, что при расходах воздуха до $6 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³) в системе воздухообмена перепад температуры воздуха по высоте локальной зоны составляет не более 3 °С (рисунок 3.47). При увеличении расхода циркуляционного воздуха перепад температур по высоте характеризуется максимумом при $Y = 1$ м, что связано с притоком нагретых масс воздуха в эту область (рисунки 3.43–3.45). Перепад температуры по высоте при этом увеличивается до 11 °С. В результате поступления нагретого воздуха в локальную зону вблизи панели увеличивается средняя температура воздуха в этой зоне (рисунок 3.48). Скорость движения воздушных масс в

локальных областях также увеличивается с ростом расхода воздуха в системе воздухообмена (рисунок 3.49).

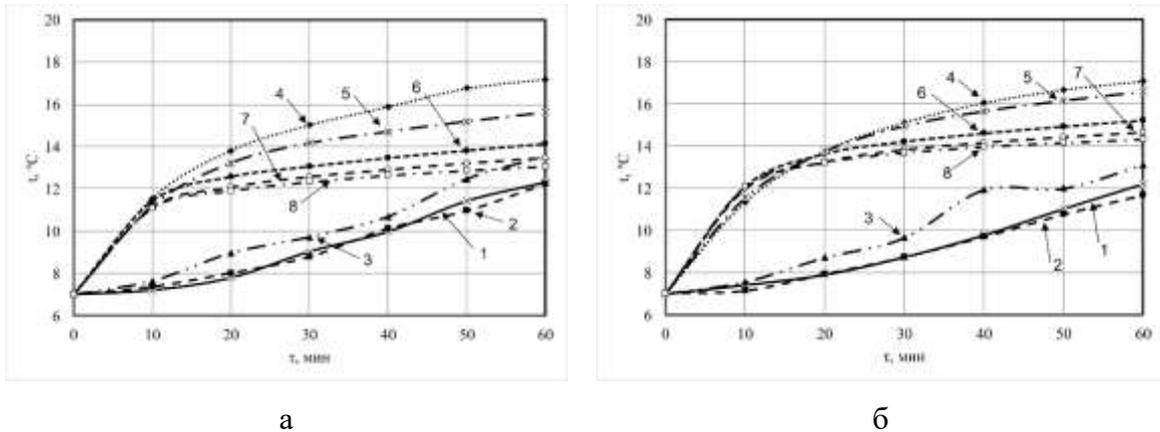


Рисунок 3.48 – Изменение средней температуры воздуха в локальных зонах ($0 < Y < 2$ м) на расстоянии 40 см от панели слева (а) и справа (б) во времени, при различных расходах воздуха: 1) $0 \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^3)$, 2) $1\cdot 10^{-4} \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^3)$, 3) $6\cdot 10^{-4} \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^3)$, 4) $11\cdot 10^{-4} \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^3)$, 5) $17\cdot 10^{-4} \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^3)$, 6) $22\cdot 10^{-4} \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^3)$, 7) $27\cdot 10^{-4} \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^3)$, 8) $33\cdot 10^{-4} \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^3)$.

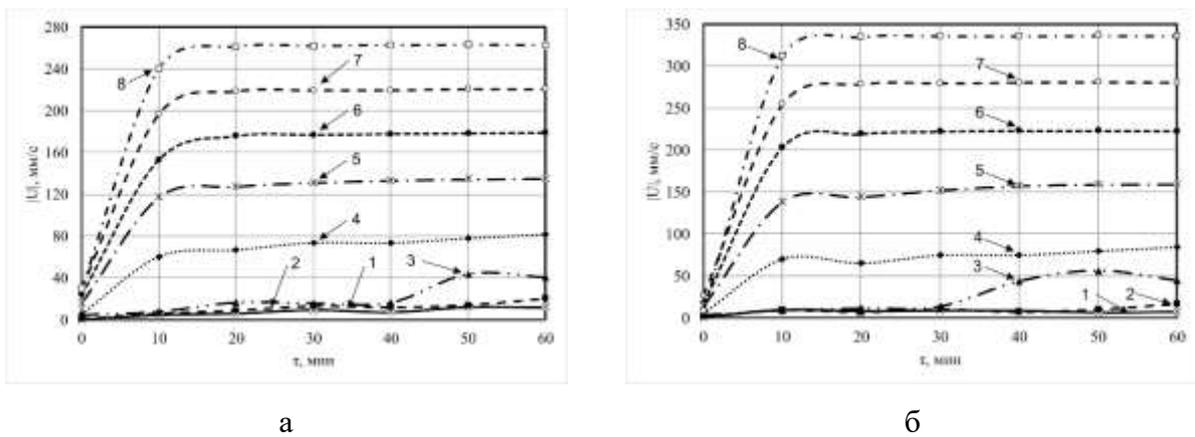


Рисунок 3.49 – Изменение средней скорости воздуха в локальных зонах ($0 < Y < 2$ м) на расстоянии 40 см от панели слева (а) и справа (б) во времени, при различных расходах воздуха: 1) $0 \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^3)$, 2) $1\cdot 10^{-4} \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^3)$, 3) $6\cdot 10^{-4} \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^3)$, 4) $11\cdot 10^{-4} \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^3)$, 5) $17\cdot 10^{-4} \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^3)$, 6) $22\cdot 10^{-4} \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^3)$, 7) $27\cdot 10^{-4} \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^3)$, 8) $33\cdot 10^{-4} \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^3)$.

Анализ результатов, представленных на рисунке 3.50 а, позволяет сделать вывод о закономерностях изменения средней температуры воздуха в локальных рабочих зонах слева и справа от горизонтальной панели в зависимости от расхода воздуха в системе воздухообмена.

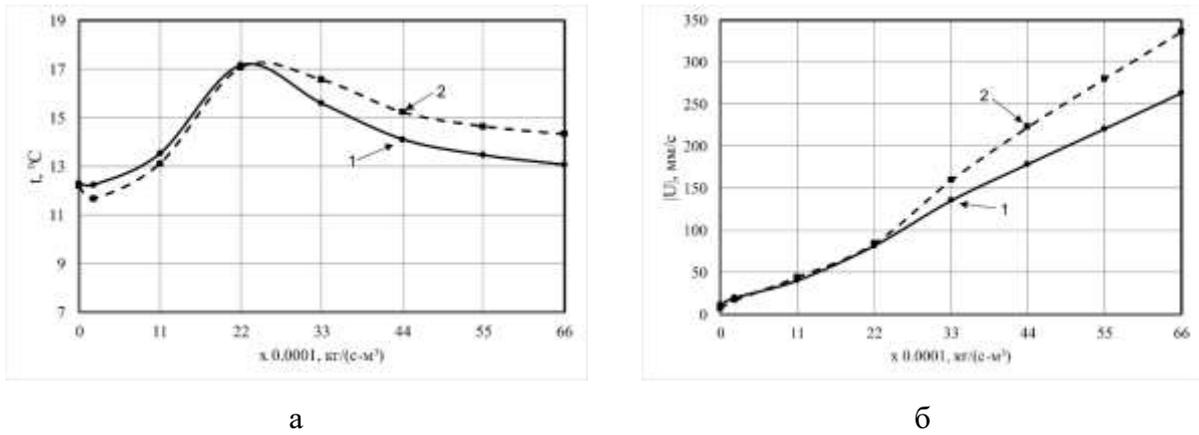


Рисунок 3.50 – Зависимость средней температуры (а) и скорости (б) воздуха в локальных зонах ($0 < Y < 2$ м) на расстояниях 40 см от панели слева (1) и справа (2) от расхода воздуха в момент времени 60 мин

При повышении расхода воздуха системы воздухообмена увеличивается средняя температура воздуха в локальных рабочих зонах слева и справа от панели. Это связано с тем что, средняя скорость воздуха в исследуемой области увеличивается (рисунок 3.50, б), интенсифицируются циркуляционные течения, и нагретый в результате работы ГИИ в верхней части помещения воздух перемещается вниз, перемешиваясь при этом с менее нагретым, перепад температуры по высоте уменьшается, а средняя температура воздуха в локальной рабочей зоне увеличивается (рисунок 3.50, а). При расходе около $22 \cdot 10^{-4} \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^3)$ устанавливается максимально достижимая средняя температура в локальной рабочей зоне (рисунок 3.50, а). В этом случае, нагретый от ГИИ воздух за счет его уноса основным холодным потоком воздуха, выходящего из приточного канала воздухообменной системы, находящейся в верхней части помещения, перемещается непосредственно в рассматриваемую локальную зону (рисунок 3.50). Дальнейшее повышение расхода в системе воздухообмена приводит (рисунок 3.50, а) к уменьшению температуры воздуха в помещении, вследствие увеличения притока масс холодного (наружного) воздуха из системы воздухообмена. При этом скорости движения воздушных масс в области расположения работающего находятся в пределах, установленных EN-16798 [318]. На основании результатов численного анализа (рисунок 3.50) сделан вывод о возможности влияния на микроклимат локальных рабочих зон путем изменения параметров системы воздухообмена.

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. Работа системы воздухообмена с

расположением в верхней части исследуемой области зон ввода и вывода воздушных масс увеличивает скорости движения воздуха в помещении, интенсифицируя процесс перемешивания нагретого и холодного воздуха, уменьшая при этом перепад его температуры по высоте помещения. Приток в зону влияния газового инфракрасного излучателя холодного воздуха при малых и умеренных (до $2 \cdot 10^{-4}$ кг/с·м³) расходах последнего изменяет характер течения воздуха в локальной рабочей зоне. Например, при скорости воздуха 0.08 м/с средняя температура воздуха повышается на 5 градусов (с 12 до 17 °С) в зоне влияния газового инфракрасного излучателя. При расходе воздуха $22 \cdot 10^{-4}$ кг/с·м³ системы воздухообмена возможно установление максимально достижимой средней температуры воздуха (17 °С) в локальных зонах, в которых может находиться работающий. Такой режим работы системы воздухообмена повышает энергоэффективность использования систем газового инфракрасного излучения в крупногабаритных помещениях для обеспечения регламентного температурного режима в локальной рабочей зоне.

Полученные распределения температур и скоростей воздуха обеспечивают возможность оценки влияния смешанной конвекции различной интенсивности на эффективность работы ГИИ с целью обеспечения регламентных условий микроклимата рабочей зоны.

Результаты экспериментов [319] дают основания для вывода о том, что воздухообмен умеренной интенсивности в зоне влияния газового инфракрасного излучателя не изменяет кардинально температурные поля локальной рабочей зоны, воздух которой нагревается от ГИИ опосредованно [65] при непрерывной работе излучателя (отсутствие периодов охлаждения помещения до отрицательных температур внешней среды или близких к ним). Установленный в [319] (достаточно неочевидный) эффект обусловлен, скорее всего, тем, что приточный относительно холодный воздух вовлекает в процесс формирования теплового режима локальной рабочей зоны нагретый вследствие теплопроводности до очень высоких (более 600 °С) температур воздух, находящийся непосредственно вблизи излучателя. Ранее установлено [54], что в режиме естественной конвекции эта теплота отводится через перекрытие во внешнюю среду и почти не влияет на тепловой режим локальной рабочей зоны.

3.6 Методы интенсификации теплообмена в помещении при работе системы воздухообмена и газового инфракрасного излучателя

При использовании ГИИ светлого типа, при работе которого в окружающую среду поступают продукты сгорания газа, необходимо использование системы воздухообмена, работа которой приводит к возникновению режима смешанной конвекции. Нагрев поверхностей теплоотвода обеспечивается главным образом лучистым переносом теплоты, источником которого является ГИИ. Помещенное в зону влияния ГИИ оборудование также нагревается и

вследствие конвективного теплообмена частично передает теплоту обтекающему его воздуху.

При анализе систем отопления на базе газовых инфракрасных излучателей в основном оценивается средняя температура в помещении. Но влияние теплофизических характеристик материалов ограждающих конструкций может быть значимым – использование материалов с определённой степенью черноты может интенсифицировать или минимизировать теплообмен за счет излучения. Поэтому проведено изучение влияния излучательных свойств материалов на интенсивность лучистого теплообмена при работе газовых инфракрасных излучателей.

Для численного анализа процессов тепломассопереноса использовались модули «The Heat Transfer in Fluids Interface» и «The Turbulent Flow, k-ε Interface» программной среды COMSOL Multiphysics, аналогично п. 3.4. Моделирование проводилось в двумерной постановке в области, схематично представленной на рисунке 3.51.

Численный анализ основных закономерностей был проведён при следующих основных исходных данных: начальная температура в помещении – 7 °С, температура нагретой поверхности ГИИ – 800 °С, температура на входе приточной вентиляции – 7 °С, расход воздуха на входе приточной вентиляции – 0.01 кг/с. Основные характеристики материалов элементов (объектов) конструкции приведены в таблице 3.8. Рассматривались два варианта материалов с различными излучательными способностями: первый вариант - ограждающие конструкции с высокой степенью поглощения инфракрасного излучения, а панель с низкой. Второй вариант - панель с высокой степенью поглощения излучения, а ограждающие конструкции с низкой.

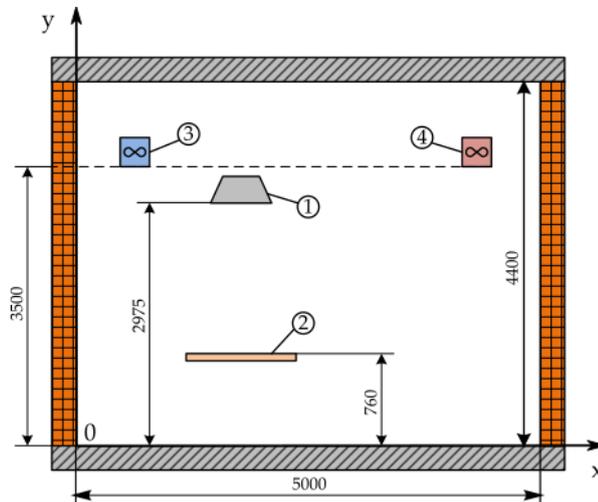


Рисунок 3.51 – Схема области решения. Размеры представлены в мм (1 – ГИИ, 2 – горизонтальная панель, 3 – зона притока воздуха, 4 – зона оттока воздуха).

На твердых поверхностях для уравнений движения воздуха задавалось условие прилипания. На участке ввода воздуха задавались расход и температура, на выходе – постоянное давление (атмосферное).

Таблица 3.8 – Теплофизические свойства материалов объектов конструкции

Объект	Толщина (м)	Материал	Плотность (кг м ⁻³)	Теплоемкость (Дж кг ⁻¹ К ⁻¹)	Теплопроводность (Вт К ⁻¹ м ⁻¹)	Степень черноты, $\epsilon_{\text{пол}}$
Пол, потолок, стены	0.1	Бетон	2500	2400	1.55	0.95 (0.3)*
Горизонтальная панель	0.02	Сосна	520	2300	0.2	0.3 (0.95)*

* - значения степени черноты при втором варианте расчета.

Основные результаты двух вариантов анализа представлены на рисунке 3.52.

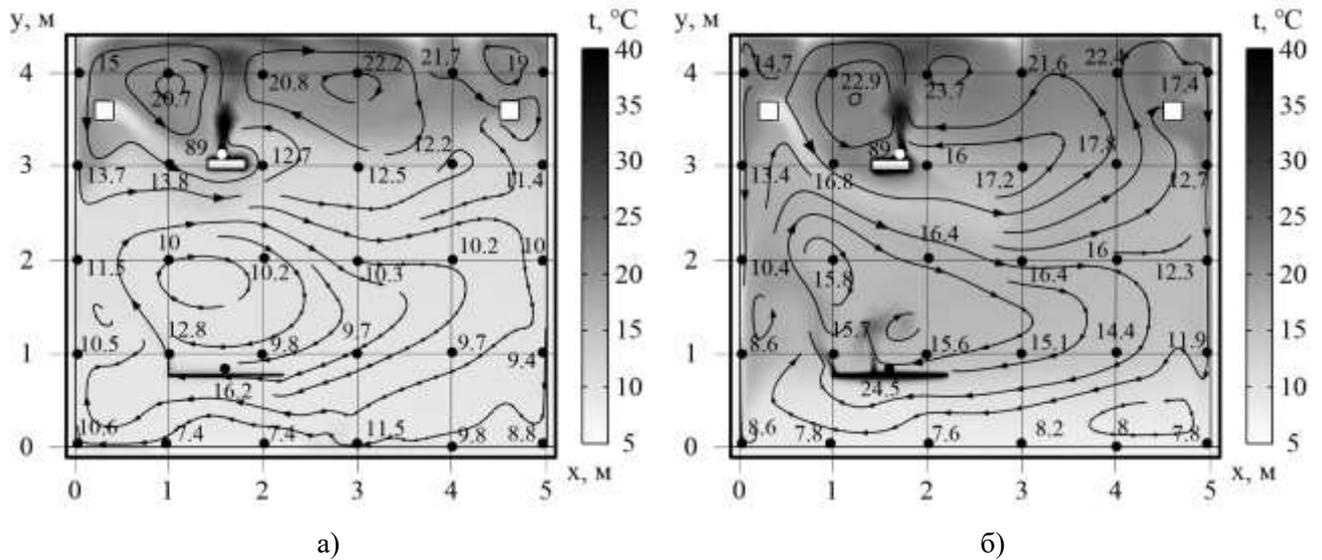


Рисунок 3.52 – Температурное поле и линии тока через 60 минут работы ГИИ: а – при $\epsilon_{\text{пол}} = 0.95$ и $\epsilon_{\text{пов}} = 0,3$; б – при $\epsilon_{\text{пол}} = 0,3$ и $\epsilon_{\text{пов}} = 0,95$.

Анализ полей температур (рисунок 3.52) показывает возможность существенного изменения теплового режима помещения в результате выбора излучательных характеристик как ограждающих конструкций, так и поверхностей оборудования, расположенного в нём. При уменьшении степени поглощения лучистого потока, падающего на поверхности ограждающих конструкций, уменьшаются тепловые потери через них в окружающую среду. Увеличение степени поглощения лучистого потока поверхностью оборудования позволяет существенно повышать его температуру и способствовать нагреву обтекающего его воздуха. Тем не менее, почти всегда вблизи поверхности пола воздух прогревается недостаточно (рисунок 3.53). Как показывают результаты численных исследований, более комфортных условий можно достичь при повышении степени черноты материалов локально (рядом с оборудованием) при

одновременной изоляции этих зон (например, размещение теплоотражающих покрытий на полу рядом с оборудованием).

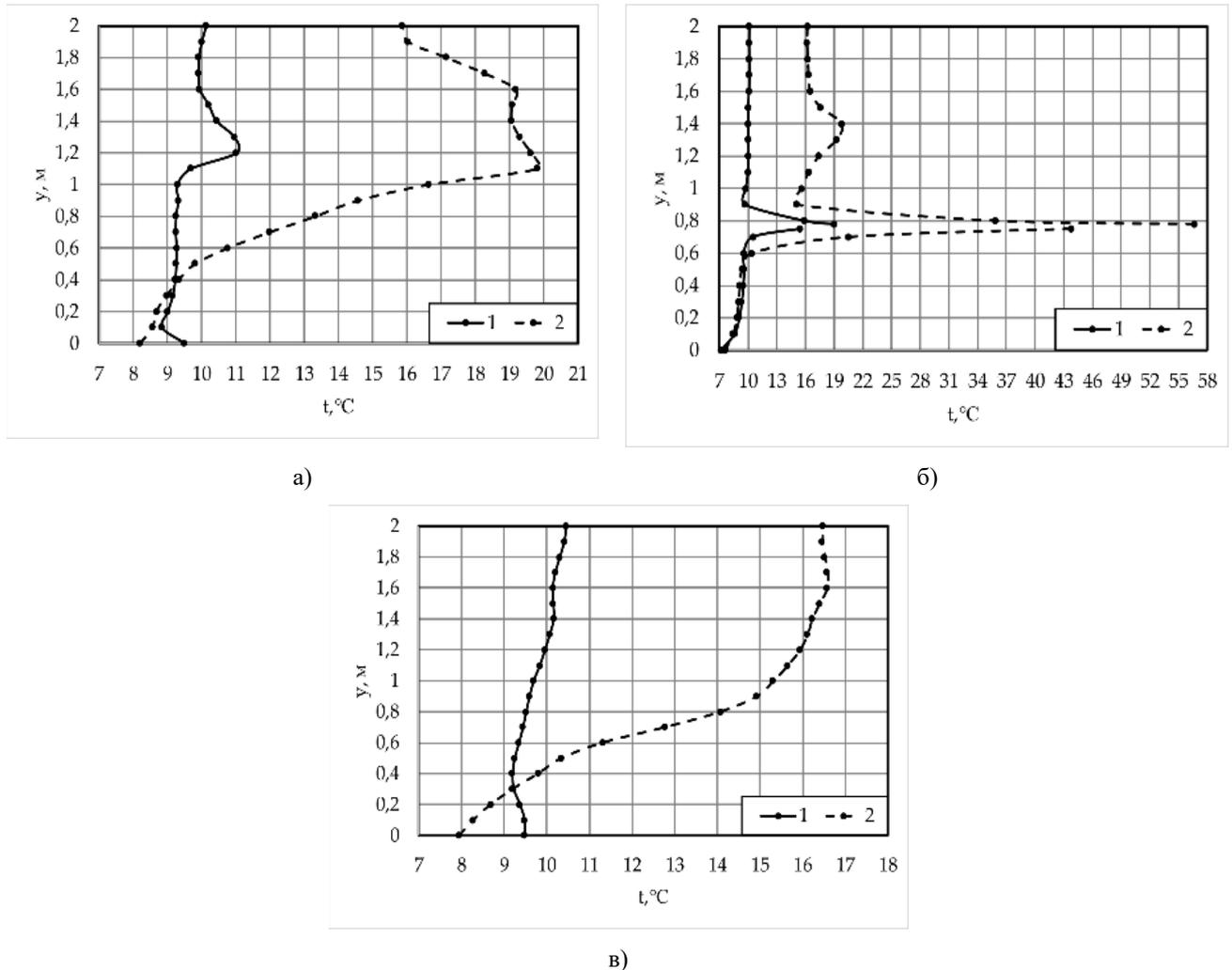


Рисунок 3.53 – Распределение температур воздуха по высоте: а) $x = 0.8 \text{ м}$; б) $x = 1.6 \text{ м}$; в) $x = 2.4 \text{ м}$. (1 – при $\epsilon_{\text{пол}} = 0.95$ и $\epsilon_{\text{пов}} = 0.2$; 2 – при $\epsilon_{\text{пол}} = 0.2$ и $\epsilon_{\text{пов}} = 0.95$)

Результаты исследований теплопереноса при совместной работе газового инфракрасного излучателя и системы воздухообмена для вариантов с различными излучательными способностями поверхностей ограждающих конструкций и оборудования обосновывают возможность выбора материалов поверхностей ограждающих конструкций и оборудования, обеспечивающих повышение энергоэффективности использования газовых инфракрасных излучателей при создании комфортных температурных условий в помещениях.

Установлено, что при оценке параметров тепловых режимов локальных рабочих зон необходимо учитывать взаимное влияние сложных процессов радиационного теплопереноса и конвективного теплообмена, которые во многом оказывают существенное влияние на температурное поле объекта. Есть основания полагать, что изменяя структуру конвективных

потоков в помещении с локальной рабочей зоной, при дополнительных ограждениях можно изменять тепловой режим в такой зоне. Но выбор мест установки и основных характеристик таких дополнительных ограждений по результатам экспериментальных исследований очень трудоемок и времязатратен. Предпочтительным является математическое моделирование процессов теплопереноса в такой сложной системе («основные ограждающие конструкции - газовый инфракрасный излучатель - оборудование - дополнительные ограждения») с целью анализа влияния дополнительных ограждений на характерные температуры локальной рабочей зоны. Разработана математическая модель для оценки по результатам математического моделирования степени влияния локального ограждения, расположенного в крупногабаритном помещении с работающим газовым инфракрасным излучателем и системой воздухообмена, на тепловой режим локальной рабочей зоны.

Математическое моделирование проведено в рамках двумерного приближения для области, схематично представленной на рисунке 3.54. Рассматривалась замкнутая прямоугольная область, заполненная воздухом, с размещенными в ней газовым инфракрасным излучателем, системой воздухообмена, горизонтальной панелью (имитирующей оборудование) и локальным ограждением (рисунок 3.54).

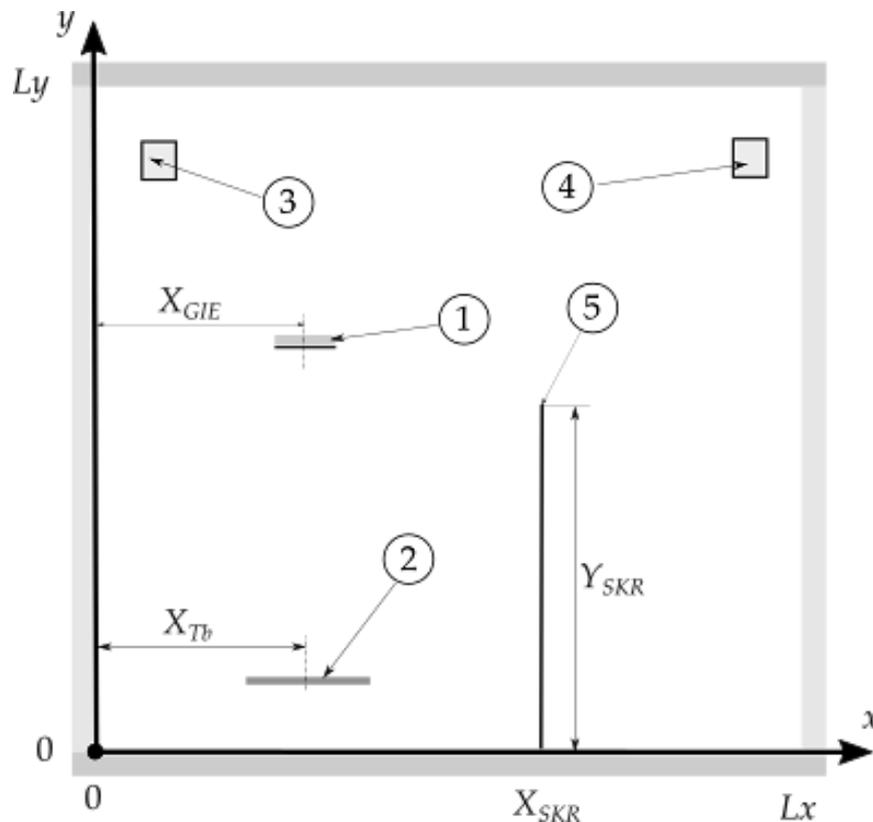


Рисунок 3.54 – Схема области решения задачи: 1 – ГИИ, 2 – панель, 3 – зона притока воздуха, 4 – зона оттока воздуха, 5 – локальное ограждение.

Таблица 3.9 – Обозначение геометрических параметров

Элементы системы	Lx_{corner}	Ly_{corner}	Lx_{size}	Ly_{size}
Пол	$-L_{wall}$	$-L_{floor}$	$Lx+2 \cdot L_{wall}$	L_{floor}
Потолок	$-L_{wall}$	Ly	$Lx+2 \cdot L_{wall}$	$L_{ceiling}$
Левая стена	$-L_{wall}$	0	L_{wall}	Ly
Правая стена	Lx	0	L_{wall}	Ly
ГИИ	$X_{GIE}-Lx_{GIE}/2$	Y_{GIE}	Lx_{GIE}	Ly_{GIE}
Горизонтальная панель	$X_{Tb}-Lx_{Tb}/2$	$Y_{Tb}-Ly_{Tb}$	Lx_{Tb}	Ly_{Tb}
Приточная вентиляция	X_{VL}	Y_{VL}	Lx_{VL}	Ly_{VL}
Вытяжная вентиляция	X_{VR}	Y_{VR}	Lx_{VR}	Ly_{VR}
Локальное ограждение	X_{SKR}	Y_{SKR}	Lx_{SKR}	Ly_{SKR}

Lx_{corner} , Ly_{corner} , Lx_{size} , Ly_{size} – Координаты левой угловой точки области решения и размеры по оси X , Y , соответственно.

При моделировании процессов тепломассопереноса использована система уравнений, аналогичная п. 3.4: (3.21 – 3.25), с теми же самыми условиями однозначности. Для учета влияния на процессы переноса теплоты локальных ограждающих конструкций вышеописанная система (3.21–3.25) дополняется уравнениями (3.26-3.27), определяющими плотность кондуктивного теплового потока q_s :

$$q_s (-\kappa \nabla T) \Big|_{x=X_{SCR-}} = -\kappa \frac{T \Big|_{x=X_{SCR+}} - T \Big|_{x=X_{SCR-}}}{Lx_{SKR}} = (-\kappa \nabla T) \Big|_{x=X_{SCR+}},$$

$$q_r \Big|_{x=X_{SCR-}} = (1 - \rho_r - \tau_r) G \Big|_{x=X_{SCR-}} - J \Big|_{x=X_{SCR-}},$$

$$q_r \Big|_{x=X_{SCR+}} = (1 - \rho_r - \tau_r) G \Big|_{x=X_{SCR+}} - J \Big|_{x=X_{SCR+}},$$
(3.26)

где ρ_r и τ_r - коэффициенты отражения и пропускания, считались одинаковыми для обеих поверхностей. Интегральные плотности тепловых потоков падающего (G) и эффективного (J) связывались соотношением:

$$J = \rho_r G + \varepsilon_r \sigma T^4,$$
(3.27)

где ε_r , σ - соответственно, считающаяся одинаковой для обеих поверхностей степень черноты и постоянная Стефана – Больцмана.

Учет влияния локальных ограждений на кинематическую картину течения проводился установлением на границах раздела «газ – твердая поверхность локальных ограждающих конструкций» условий прилипания.

Моделирование проведено при следующих основных исходных данных:

$$Lx = 5 \text{ м}, Ly = 4.4 \text{ м}, L_{wall} = L_{floor} = L_{ceiling} = 0.1 \text{ м}, T_0 = 283 \text{ К},$$

массовый расход воздуха в системе воздухообмена $G_{VEN} = 2.22 \cdot 10^{-4}$ кг/(с·м³), $T_{VEN} = 280$ К,

$Q_{V_GIE} = 5$ кВт, $\eta_{Rad} = 0.57$, $X_{GIE} = 1.6$ м, $Y_{GIE} = 2.95$ м, $L_{XGIE} = 0.4$ м, $L_{YGIE} = 0.2$ м,

$X_{Tb} = 1.6$ м, $Y_{Tb} = 0.735$ м, $L_{XTb} = 1.2$ м, $L_{YTb} = 0.02$ м, $Y_{VL} = Y_{VR} = 3.5$ м, $X_{SKR} = 3$ м.

Для определения теплофизических характеристик воздуха использовались аппроксимации из библиотеки материалов COMSOL Multiphysics, остальные соответствовали приведенным в Таблице 3.10.

Таблица 3.10 – Теплофизические свойства материалов ограждающих конструкций и панели

Объект	Материал	Плотность (kg m ⁻³)	Теплоемкость (J kg ⁻¹ K ⁻¹)	Теплопроводность (W K ⁻¹ m ⁻¹)	Степень черноты
Пол, потолок, стены	Бетон	2500	2400	1.55	0.3
Горизонтальная панель	Сосна	520	2300	0.2	0.5 ^a 0.95 ^b
Локальное ограждение	Пластмасса	970	2500	0.27	(0.1-0.95)

^a – верхняя поверхность, ^b – торцевые и нижняя поверхности.

Математическое моделирование выполнено для нескольких вариантов геометрических размеров локального ограждения и отличающихся теплофизическими свойствами материалов этого ограждения.

Варианты анализа, результаты которых анализируются ниже, соответствуют Таблице 3.11.

Таблица 3.11 – Варианты анализа

№	1	2	3	4	5	6
Воздухообмен	отсутствует	есть	есть	есть	есть	есть
$Y_{SKR}, м$	-	-	2	3	2	1
ϵ_r	-	-	0.1	0.1	0.95	0.95

Типичные результаты анализа представлены на рисунках 3.55–3.56. При отсутствии воздухообмена и дополнительного ограждения формируется температурное поле (рисунок 3.55, а) с ярко выраженной линией раздела на уровне горизонтальной панели. Этому во многом способствуют восходящие потоки теплого воздуха от горизонтальной панели и нисходящие

вдоль стен потоки охлажденного воздуха (рисунок 3.55, б), которые и образуют две основных зоны рециркуляционного течения.

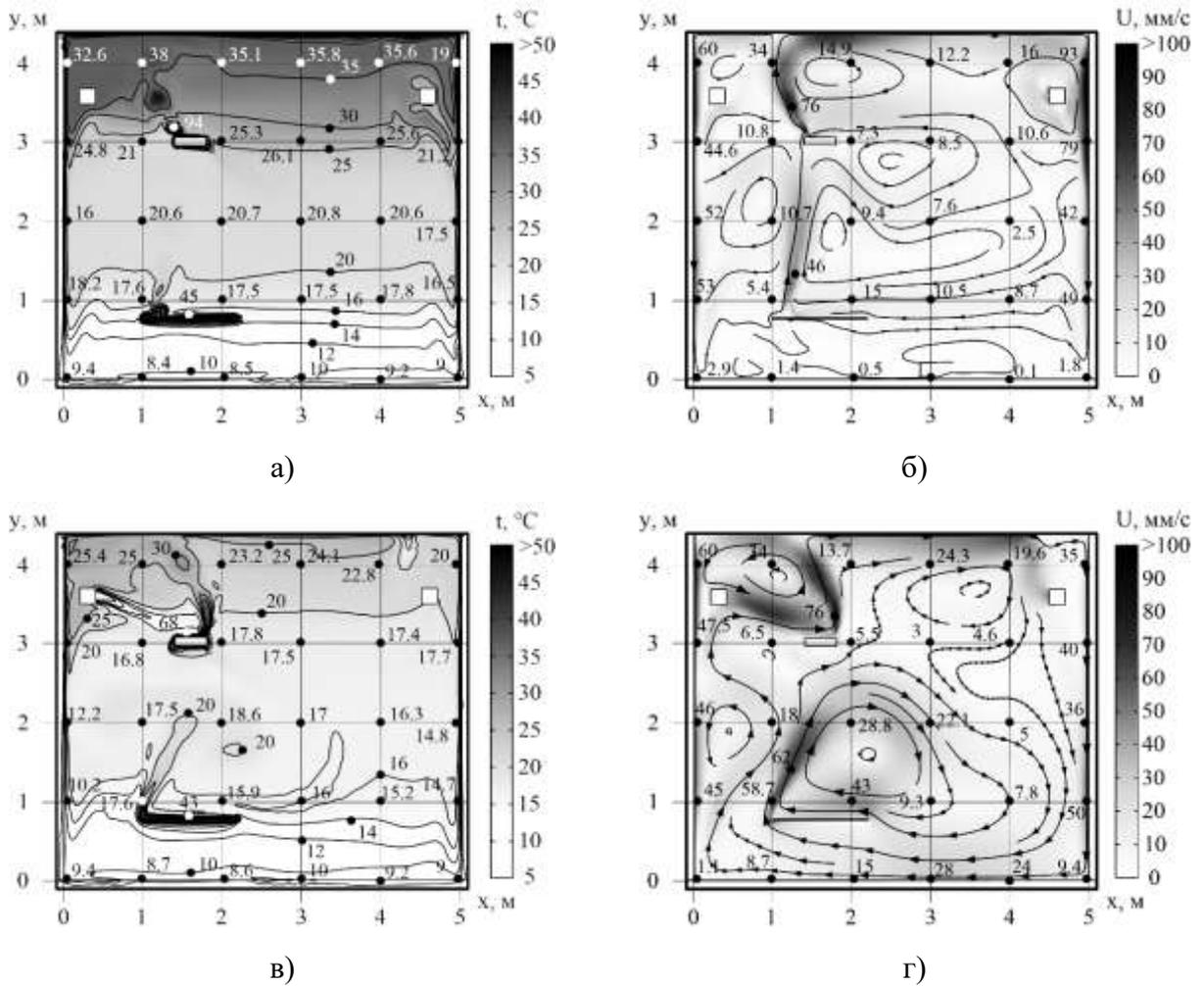


Рисунок 3.55 – Поля температур и скоростей при $t = 120$ мин для различных вариантов исходных данных (таблица 3.11): а, б – вариант 1; в, г – вариант 2.

Установлено, что работа системы воздухообмена с притоком более холодного воздуха способствует общему снижению температуры в области (рисунок 3.55, в), а втекающий воздух опускается ниже горизонтальной панели (рисунок 3.55, г) и частично выравнивает температурное поле в левом нижнем углу помещения. Присутствие в зоне течения относительно прозрачного для радиационного потока ($\varepsilon_r = 0.1$) локального ограждения не даёт возможность холодному потоку воздуха поступать в локальную рабочую зону и, соответственно, охлаждать её (рисунок 3.55 д, ж). При этом средняя температура воздуха в локальной области в зоне влияния ГИИ повышается (рисунок 3.57, а).

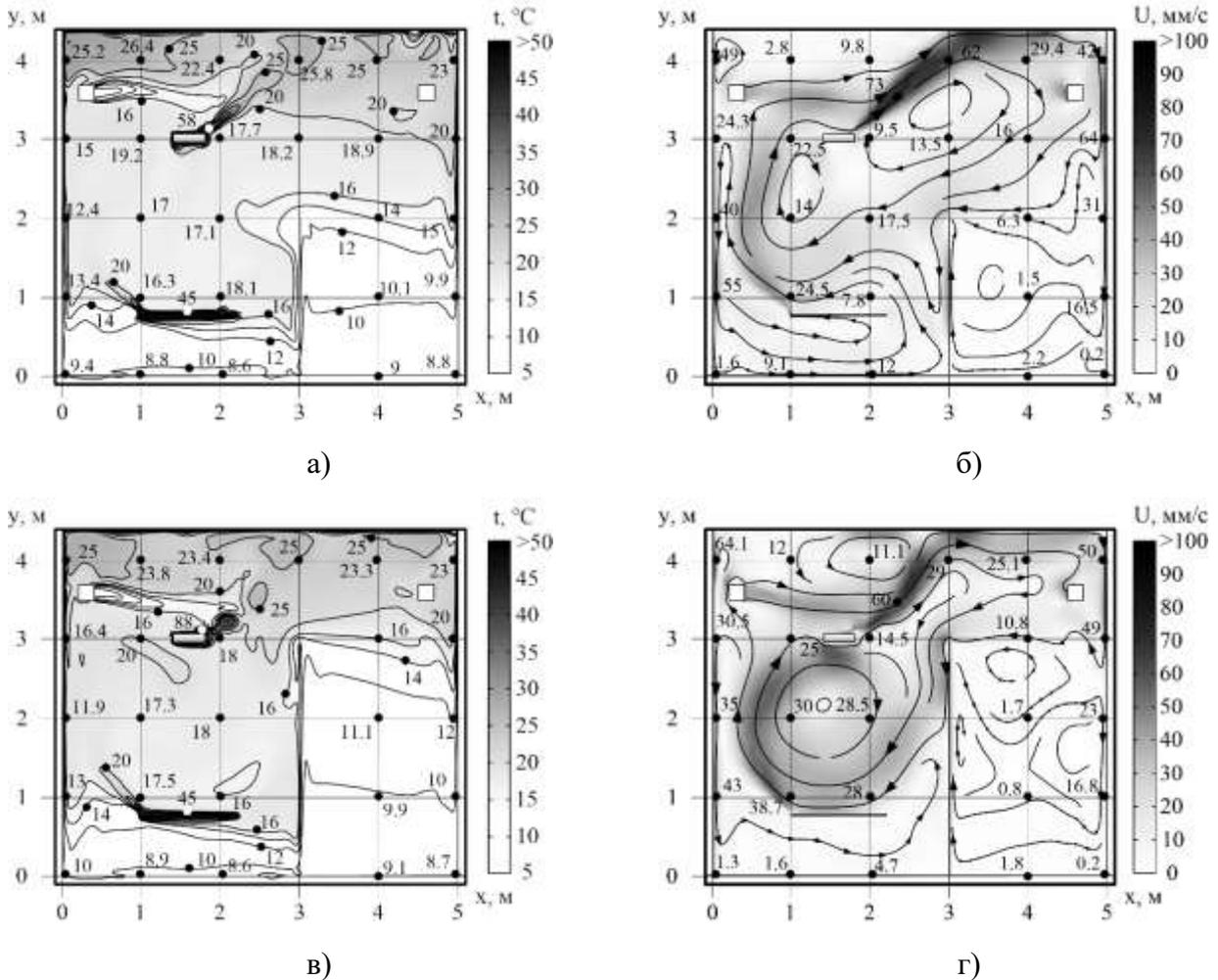


Рисунок 3.56 – Поля температур и скоростей при $t = 120$ мин для различных вариантов исходных данных (таблица 3.11): а, б – вариант 3; в, г – вариант 4.

Также установлено, что увеличение степени черноты локального ограждения приводит к повышению температуры его поверхности. В результате температура воздуха вокруг ограждения также увеличивается (рисунок 3.56 а, в). Образуется устойчивый циркуляционный вихрь нагретого воздуха в локальной рабочей зоне (рисунок 3.56 б, г).

Результаты численного моделирования (рисунок 3.57) показывают, что нагнетаемый системой воздухообмена воздух, смешиваясь с нагретым от ГИИ воздухом, полностью отесняется к левой ограждающей конструкции (3.57 б, г). Формируется нисходящий поток вдоль слабо прогревающейся левой стены и пола. Этот воздух затем поступает в нижнюю область локальной рабочей зоны. Средняя температура воздуха и перепад по высоте в локальной рабочей зоне при этом существенно увеличиваются (на 2–6 градусов) (рисунок 3.58).

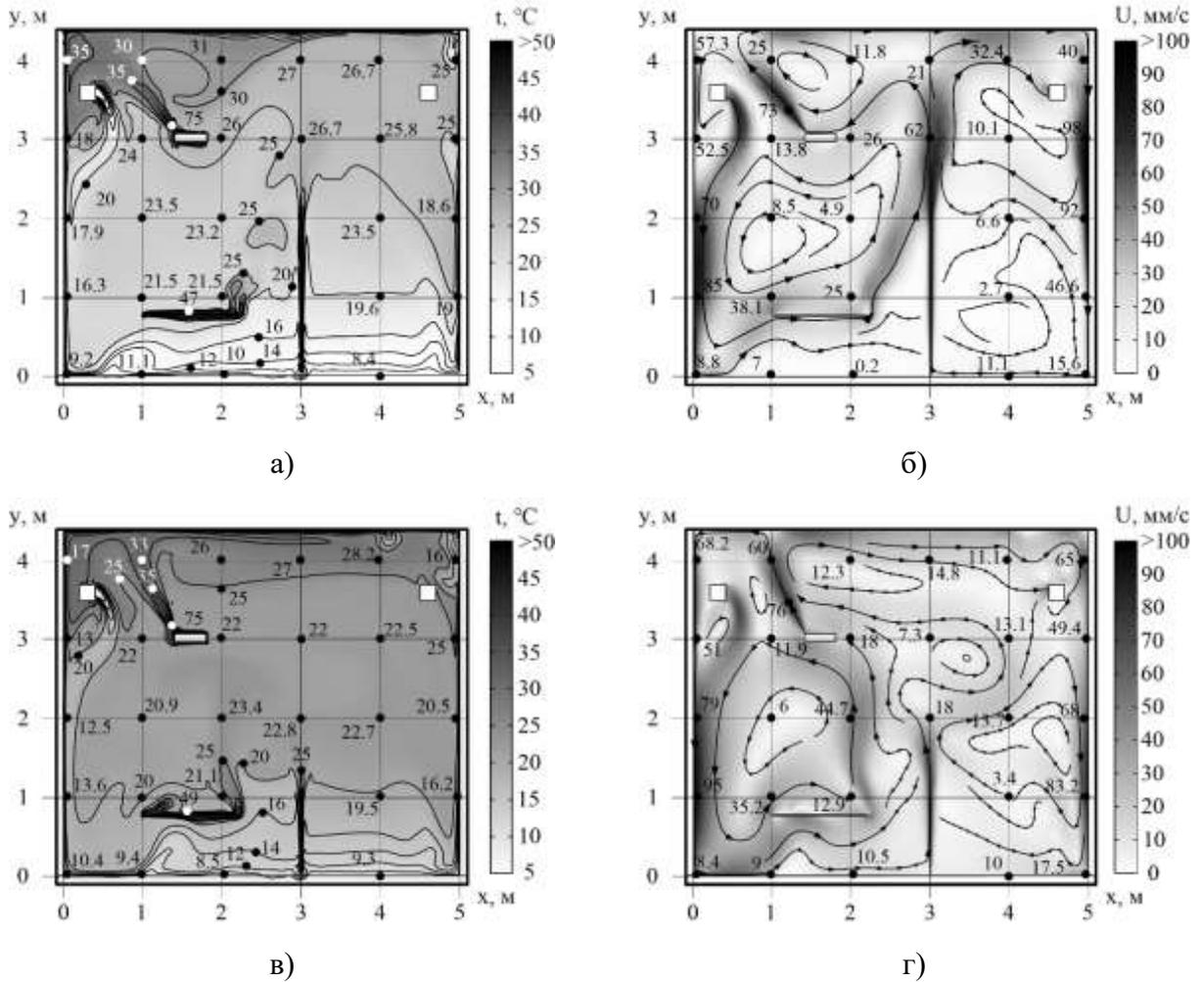


Рисунок 3.57 – Поля температур и скоростей $t=120$ мин для различных вариантов исходных данных: а, б – вариант 5; в, г – вариант 6 (таблица 3.11).

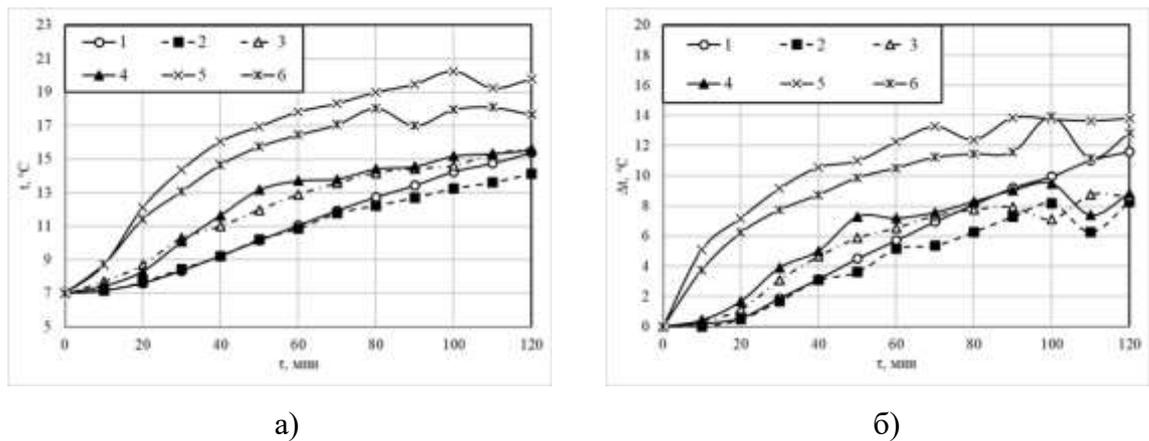


Рисунок 3.58 – Динамика изменения средней температуры (а) и перепада средних температур по высоте (б) в локальной рабочей зоне ($2.2 \text{ м} < x < 3.0 \text{ м}$; $0.01 \text{ м} < y < 2.0 \text{ м}$) во времени.

Увеличение высоты локального ограждения практически не влияет на структуру течения воздуха в помещении (рисунок 3.56, г), но за счет увеличения площади нагреваемой поверхности, находящейся в зоне влияния ГИИ, средняя температура увеличивается на 2 градуса в локальной рабочей зоне, а перепад температуры по высоте практически остаётся неизменным (менее 1 градуса) (рисунок 3.58).

Результаты численных исследований теплопереноса в помещении с газовым инфракрасным излучателем, системой воздухообмена и локальным ограждением показали, что при установке дополнительных ограждающих конструкций на границе локальной рабочей зоны и изменении радиационных параметров их поверхностей можно достаточно существенно управлять тепловым режимом локальной рабочей зоны.

Выводы по третьей главе

1. На основании проведённых численных и экспериментальных исследований можно сделать вывод о том, что распределение температуры поверхности пола помещения, обогреваемого газовым инфракрасным обогревателем существенно зависит от коэффициента излучения полового покрытия в инфракрасном диапазоне, а от оптического не зависит. Обоснована гипотеза о переносе энергии в системе «излучатель – воздух – напольное покрытие» за счет всех трех механизмов теплопереноса. Выявлено, что изменение геометрических характеристик крупногабаритных помещений (объёма) не влияет на распределение температур локального участка поверхности пола, нагреваемого ГИИ. Так, например, определено, что размер помещения по высоте не влияет на распределение температур, т. к. излучатель, нагретый до высоких температур, препятствует перемещению воздуха вверх и циркуляционные движения происходят в области, ограниченной снизу полом, а сверху излучателем. Поперечные размеры помещения также не оказывают значимого влияния на распределение температуры поверхности пола, т.к. зона воздействия излучателя ограничена.

2. Из всей теплоты, поступающей от ГИИ к половому покрытию в начальный период (до 10 мин) времени, около 90 % расходуется на нагрев пола (своеобразный аккумулятор энергии) и 10 % – на нагрев воздуха рабочей зоны. С ростом времени их соотношение изменяется и становится 70 %/30 %. Получено обоснование того, что использование систем обеспечения теплового режима на базе ГИИ для локального обогрева рабочей зоны в закрытых помещениях является энергоэффективным и экономичным. Проведено сравнение эффективности системы лучистого отопления по сравнению с водяным отоплением и установлено, что для создания локальной рабочей зоны в крупногабаритном помещении с использованием газового инфракрасного излучателя требуется тепловой мощности более чем в 5 раз меньше по сравнению с системой водяного охлаждения. При работе ГИИ вырабатываемая им теплота затрачивается на нагрев

тонкого приповерхностного слоя пола и воздуха локальной рабочей зоны. При работе систем водяного отопления вырабатываемая ими теплота затрачивается на нагрев не только приповерхностного слоя пола, но также вертикальных ограждающих конструкций и перекрытий. Кроме того, в последнем случае нагревается многократно больший объем воздуха (в 10 и более раз) по сравнению с системой лучистого отопления.

3. Обоснована возможность применения разработанной математической модели для описания тепловых режимов помещений с радиационными системами отопления. В отличие от традиционных подходов к анализу температурных полей без учета конвективных процессов, сформулированная модель обеспечивает существенно более точное описание физики теплопереноса в условиях работы систем лучистого нагрева производственных помещений.

4. Обоснована существенная нестационарность рассматриваемого процесса. В интервале характерных времен от 10000 до 40000 температура воздуха изменяется почти на 5 К. Также определено время установления регламентного теплового режима локальной рабочей зоны при работе ГИИ и составляет 1–1.5 часа после начала работы излучателей, в помещении устанавливается практически квазистационарный режим, который характеризуется медленным изменением температур и скоростей потока воздуха во всей области решения.

5. Несмотря на низкую теплопроводность большинства традиционных строительных материалов, используемых для изготовления ограждающих конструкций (кирпич, бетон, железобетон), характерные времена рассматриваемых процессов настолько велики (до 10 часов), что высокая теплоемкость материалов стен и пола приводит к аккумуляции слишком большой доли энергии, рассеиваемой в области отопления. Эти потери, можно существенно снизить при использовании теплоизоляционных покрытий на поверхностях вертикальных ограждающих конструкций производственных помещений.

6. Оборудование существенно влияет на тепловой режим локальных рабочих зон. Так, например, изменение высоты панели, центр которой совпадает с продолжением оси симметрии ГИИ, приводит к изменению профиля температуры в областях, расположенных слева и справа от панели на расстоянии 20 см. В этих областях, как правило, находится работающий. Увеличение высоты панели приводит к росту перепада температур по высоте (от 0 до 2 м) в этих областях. Так, например, при расположении панели на высоте 1055 мм перепад температуры в рассматриваемой зоне составляет 7 °С, а при положении на высоте панели 455 мм всего лишь 2 градуса.

7. Изменяя положение оборудования в помещении с работающим газовым инфракрасным излучателем можно управлять процессом формирования полей температур и скоростей

воздушных масс в локальной рабочей зоне. При этом возможно создание зон воздуха, нагретого до значений температур, соответствующих комфортным тепловым условиям для работающего.

8. Обосновано 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.

9. Установлены механизмы переноса теплоты в локальной рабочей зоне и во всём помещении при работе ГИИ. Поверхности, расположенные ближе к излучателю, более интенсивно нагреваются радиационным потоком, поступающим от ГИИ при положении в зоне прямого воздействия излучения. Смещение положения таких поверхностей приводит к росту угла падения лучистого теплового потока и, как следствие, к снижению интенсивности их нагрева, что приводит к увеличению размеров зоны непрогретого воздуха под панелью. При этом более высокое расположение горизонтальной панели приводит к росту средней температуры прогретого воздуха выше уровня панели.

10. Режим конвективного теплообмена (естественный, смешанный) в помещении оказывает существенное влияние на структуру течений и температурный режим воздушных масс в помещении. Работа системы воздухообмена с расположением в верхней части исследуемой области зон ввода и вывода воздушных масс увеличивает скорости движения воздуха в помещении, интенсифицируя процесс перемешивания нагретого и холодного воздуха, уменьшая при этом перепад его температуры по высоте помещения. Приток в зону влияния газового инфракрасного излучателя холодного воздуха при малых и умеренных (до $2 \cdot 10^{-4}$ кг/с·м³) расходах последнего изменяет характер течения воздуха в локальной рабочей зоне. Например, при скорости воздуха 0.08 м/с средняя температура воздуха повышается на 5 градусов (с 12 до 17 °С) в зоне влияния газового инфракрасного излучателя. При расходе воздуха $22 \cdot 10^{-4}$ кг/с·м³ системы воздухообмена возможно установление максимально достижимой средней температуры воздуха (17 °С) в локальных зонах, в которых может находиться работающий. Такой режим работы системы воздухообмена повышает энергоэффективность использования систем газового инфракрасного излучения в крупногабаритных помещениях для обеспечения регламентного температурного режима в локальной рабочей зоне. Полученные распределения температур и скоростей воздуха обеспечивают возможность оценки влияния смешанной конвекции различной интенсивности на эффективность работы ГИИ с целью обеспечения регламентных условий микроклимата рабочей зоны.

11. При установке дополнительных ограждающих конструкций на границе локальной рабочей зоны и изменении радиационных параметров их поверхностей можно достаточно

существенно управлять тепловым режимом локальной рабочей зоны в помещении с газовым инфракрасным излучателем.

12. 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 за счет конвекции и теплопроводности.

ГЛАВА 4. ТЕПЛОПЕРЕНОС В РЕЗЕРВУАРЕ ДЛЯ ХРАНЕНИЯ МАЗУТА НА ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ С ЛОКАЛЬНЫМ ПОДОГРЕВОМ ТОПЛИВА

Основные проблемы использования (выгрузка, хранение, транспорт) мазута на тепловых электростанциях в холодные периоды года связаны с зависимостью вязкости этого топлива от температуры [172]. При подготовке мазута к сжиганию зимой, как правило, расходуется много энергии на его нагревание до температуры, соответствующей эксплуатационным режимам. Выбор технологических параметров и схем нагрева такого жидкого топлива, в основном, осуществляется с использованием относительно простых моделей [173], не учитывающих возможный пространственный характер распределения температуры в условиях локального нагрева больших объемов. В то же время, вероятно, могут быть снижены энергозатраты на разогрев мазута за счет оптимального выбора схем и условий теплообмена в резервуаре для его хранения. Но такой выбор по результатам только экспериментальных исследований затруднен. Целесообразно моделировать систему терморегулирования в резервуаре для хранения мазута с использованием систем уравнений, описывающих процессы теплопроводности и конвекции, происходящие в системе «жидкий мазут - источник тепла - стенка резервуара для хранения мазута».

Задача установления тепловых режимов резервуаров с мазутом имеет много общего с задачей свободной конвекции в полости с проводящими стенками и локальным источником энергии [41]. Особенности теплопереноса при движении мазута являются его высокая плотность (по сравнению с газами [173]) и зависимость вязкости от температуры. В такой постановке нагрев несжимаемой вязкой жидкости в резервуаре для хранения мазута практически не изучался.

В этой главе проведён анализ нестационарного режима хранения и нагревания мазута с использованием модели теплопереноса, учитывающей теплопроводность, естественную конвекцию, локальный нагрев и теплоотвод через теплопроводные и аккумулирующие тепло стенки.

4.1 Теплоперенос в резервуаре - хранилище мазутного топлива с локальным источником тепловыделения

Рассматривается резервуар для хранения мазута (рисунок 4.1) 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.

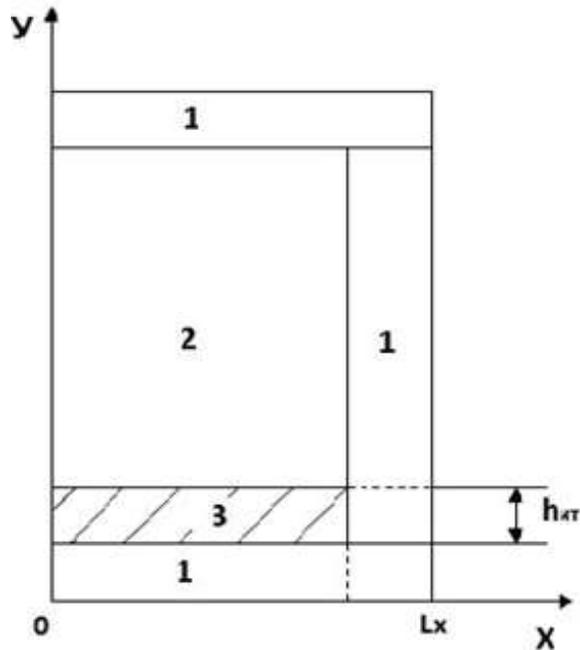


Рисунок 4.1 – Область решения: 1 – стенка резервуара, 2 – мазут, 3- источник тепловыделения.

Сформулированная задача в плоской постановке описывается системой двумерных нестационарных уравнений Навье-Стокса, уравнением энергии для жидкости (мазут) и уравнением теплопроводности для железобетонной стенки резервуара, по аналогии с главой 2. На внешнем контуре рассматриваемой области и на границах локального источника тепла устанавливались граничные условия второго рода;

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 рисунках 4.2 - 4.3 представлены типичные результаты численных исследований в виде изолиний функции потока и температурных полей.

На рисунке 4.2 хорошо видно образование трех вихрей в центральной части резервуара в результате естественной конвекции при тепловом потоке от источника тепла $q = 100$ кВт/м². Такой процесс образования вихрей обусловлен теплоотводом на правой вертикальной границе резервуара (задача решается в осесимметричной постановке). Основная масса нагретой жидкости в процессе нагревания поднимается в верхнюю часть резервуара вблизи его оси симметрии, а охлажденное (в результате теплоотвода по вертикальной внешней границе) топливо перемещается вниз. В этом случае хорошо видно, что, например, при времени прогрева около 3600 с поле температур мазута не является однородным (существуют довольно значительные

температурные градиенты). Максимальная температура, до которой топливо успевает прогреться при таких временах, составляет $T_{\max} = 320$ К, а минимальная равна $T_{\min} = 295$ К.

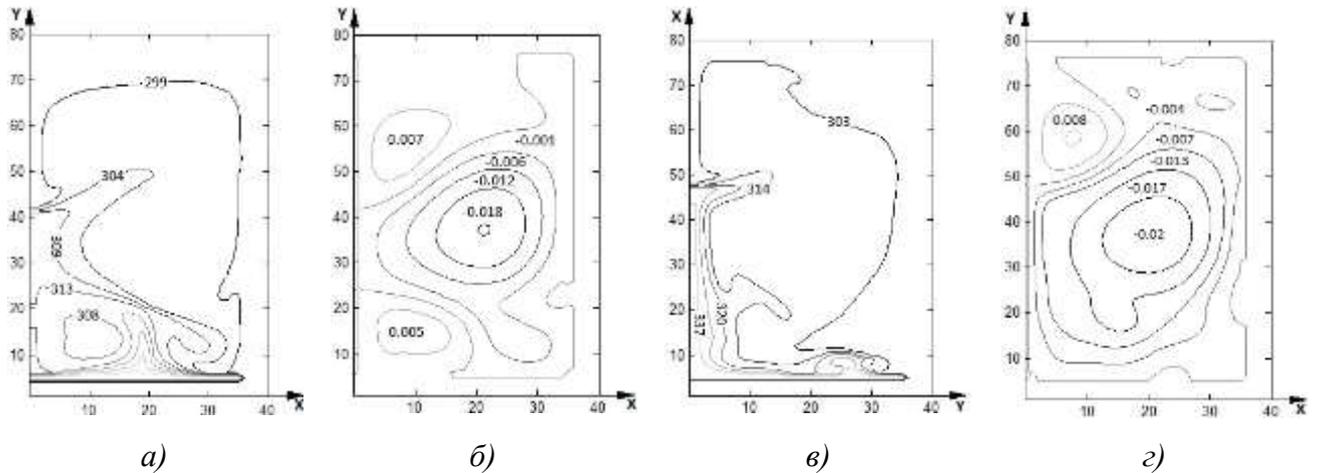


Рисунок 4.2 – Распределение температуры (а,в) и изолинии функции тока (б,г) при $q=100$ кВт/м² (а,б), $q=150$ кВт/м² (в,г) в момент времени 60 мин.

Увеличение интенсивности потока тепловой энергии на нижней границе (рисунок 4.3.) до 150 кВт/м² приводит к значительным изменениям как гидродинамики течения, так и температуры. Как следствие, становится значительно интенсивным вихреобразование в центральной части резервуара, и, соответственно, топливо нагревается до более высоких значений температуры.

Также стоит отметить довольно очевидную асимметрию температурного поля (рисунок 4.3), которая обусловлена теплоотводом на внешней вертикальной границе резервуара. Максимальная температура нагреваемого в течение 3600 с мазута будет 337 К, а минимальная 299 К.

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 и балансным методом [173] (рисунок 4.4).

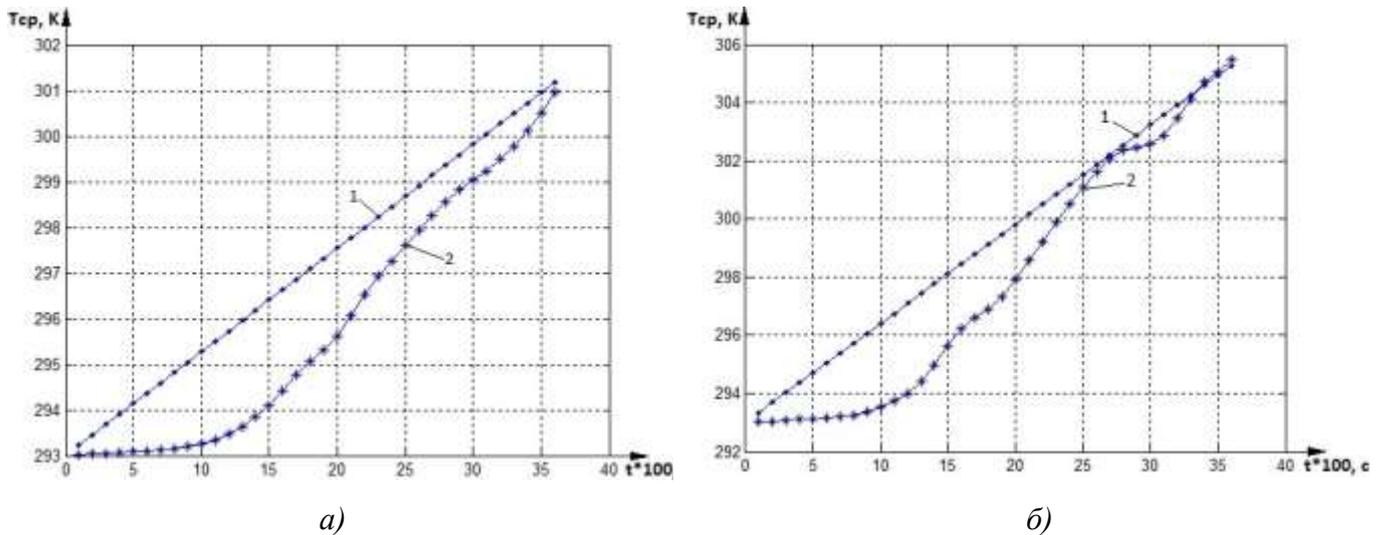


Рисунок 4.4 – Зависимости средней по объёму резервуара температуры мазута от времени, рассчитанные балансным методом (1) и с использованием математической модели (2) $q=100$ кВт/м² (а), $q=150$ кВт/м² (б).

Видно, что отличия средних температур составляют в отдельные моменты времени не более 2 К, но средняя $T_{ср}$ отличается от максимальной T_{max} на 31 К ($q=150$ кВт/м²).

4.2 Влияние месторасположения локального источника тепловыделения на температурный режим резервуара - хранилища мазута.

Существенной проблемой использования в качестве топлива мазутов (в том числе анализируемого в данной исследовании) является резкое возрастание вязкости при температурах ниже 40°С. Вплоть до полного прекращения текучести. Понятно, что для эффективного прогрева в режиме термо- гравитационного перемешивания нагревательные элементы необходимо располагать как можно ближе ко дну резервуара. Однако, при расположении нагревательного элемента непосредственно вблизи дна резервуара, существенно возрастают неоправданные тепловые потери из сосуда через его дно. Снизить эти потери можно выбором высоты расположения нагревательного элемента, которая не снижает эффективность перемешивания, но при этом обеспечивает слабый отвод теплоты из прогретой области мазута.

Выбор параметров нагрева проводился численно в среде COMSOL Multiphysics [320] в рамках двумерного осесимметричного подхода к описанию течения несжимаемой ньютоновской жидкости. На внешней поверхности резервуара принят конвективный теплообмен с окружающей средой. Схематично область решения с полями температур и скоростей представлена на рисунке 4.5 для нагревательных элементов виде труб (рисунок 4.5, а) и в виде абсолютно проницаемой пластины (рисунок 4.5, б).

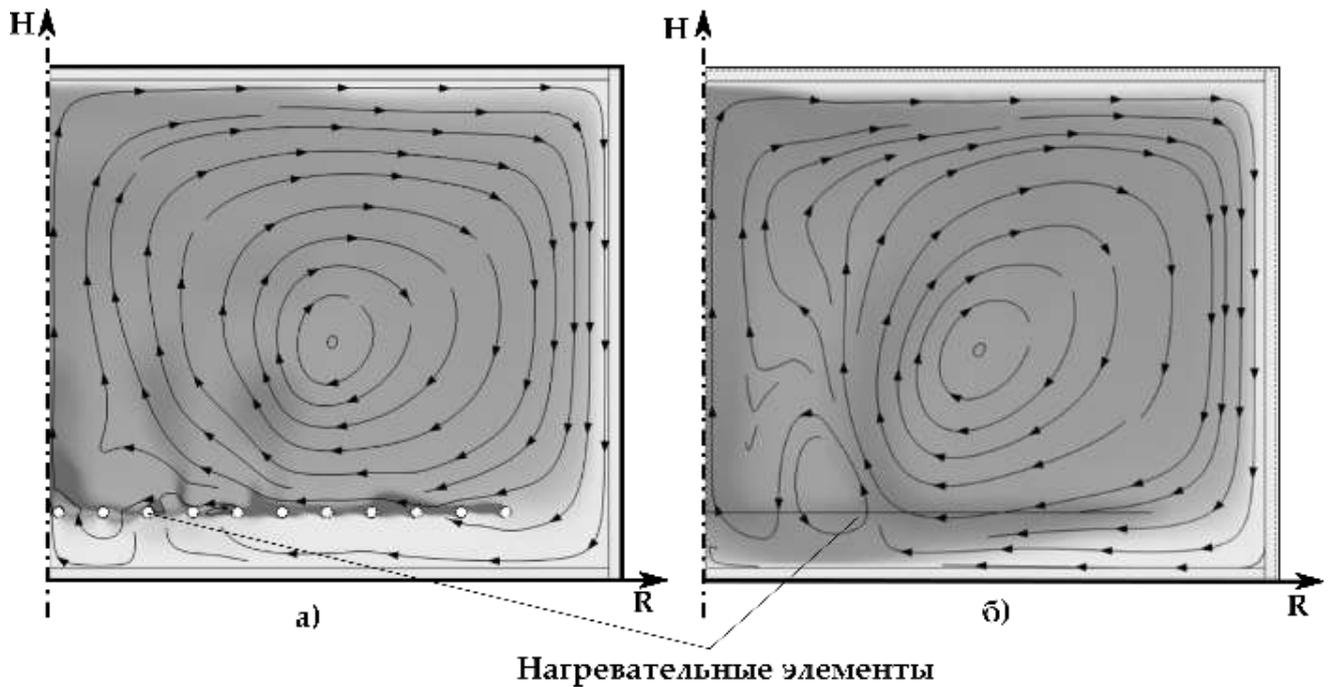


Рисунок 4.5 – Область исследования

Параметрический анализ проводился для схемы 4.5, б, имеющей более чем на два порядка меньше время расчета единичного варианта. Результаты качественно повторяют даже характерные грибообразные тепловые конфигурации и незначительно отличаются численно. Анализ проводился для мазута М 100 с начальной температурой 25°C , размещенного в бетонном резервуаре (рисунки 4.6, 4.7) при мощности источника нагрева 5 МВт.

Как показывает анализ результатов, граница донной зоны, в которой скорость перемещения мазута составляет не более 1-3 мм/с расположена там, где температура опускается ниже $30\text{-}35^{\circ}\text{C}$ (рисунок 4.6). Нагреватель в этом случае находится на высоте 5.5 м, а зона прогрева распространилась примерно на 1.5-2 м и там стабилизировалась. Эти характеристики зоны прогрева в сторону дна сосуда практически повторяются при изменении высоты расположения нагревательных элементов (рисунок 4.7, а). При расположении нагревательного элемента ниже определенной в данном случае зоны прогрева (рисунок 4.7, б) весь мазут вовлекается в процесс перемешивания и выравнивания температуры, но излишне возрастают тепловые потери через дно сосуда. При «высоком» расположении нагревателя (3.5 м, 5.5 м) тепловой поток в дно составляет $\sim 680\text{Вт}$, а при контакте прогретой зоны с дном он увеличивается в ~ 10 раз.

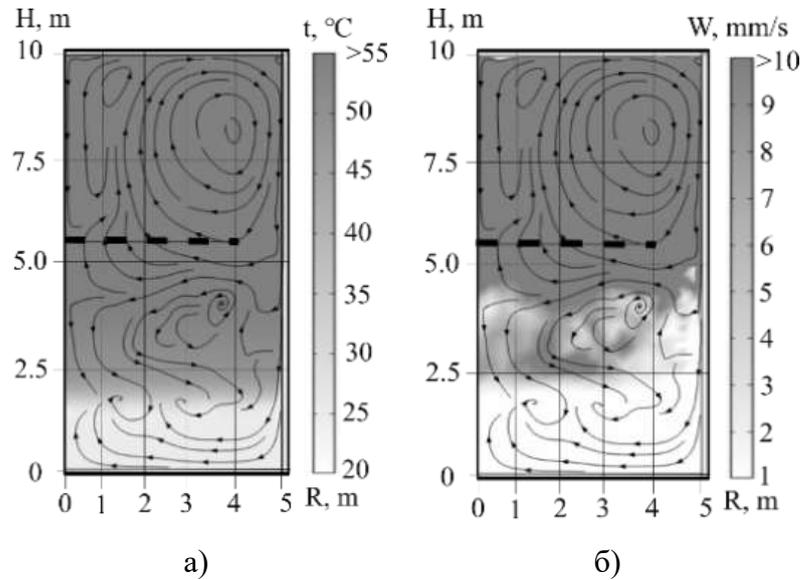


Рисунок 4.6 – Поля температур (а) и скоростей (б) к 120 – ой минуте подогрева при расположении нагревательного элемента на высоте 5.5 м от дна.

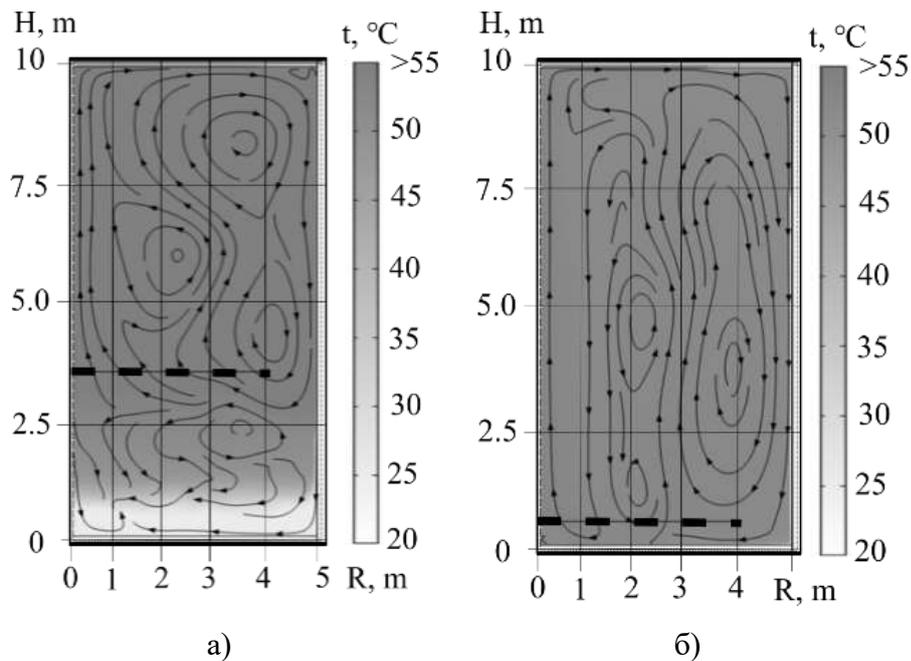


Рисунок 4.7 – Поля температур и скоростей к 120 – ой минуте обогрева при расположении нагревательных элементов, соответственно, на высоте 3.5 м (а) и 1.5 (б) от дна.

Приведённые выше результаты могут быть использованы при выборе параметров нагревательных элементов.

В ходе проведения 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/м^2 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.

4.3 Численный анализ влияния конфигурации элементов локального источника тепловыделения на температурный режим резервуара - хранилища мазутного топлива

Для эффективного разогрева нефтепродуктов как органических веществ требуется обеспечить температурный режим, исключающий их термического разложения [181–183, 186–189]. Для эффективного прогрева в режиме термо- гравитационного перемешивания, нагревательные элементы необходимо располагать как можно ближе ко дну резервуара. Однако, при расположении нагревательного элемента непосредственно вблизи дна резервуара, существенно возрастают неоправданные тепловые потери через это дно. Снизить эти потери можно в результате соотнесения мощности нагревателя, его геометрии и высоты расположения нагревательного элемента, при которой не снижается эффективность перемешивания, но при этом создаются условия для быстрого нагрева мазута без термического разложения.

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 4.8. 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).

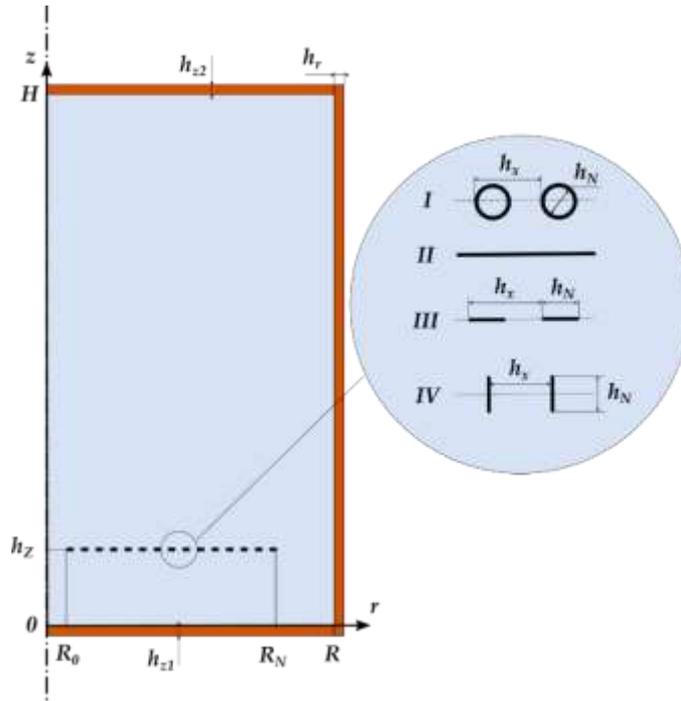


Рисунок 4.8 – Схема рассматриваемой области. *I*, *II*, *III* и *IV* – варианты геометрии используемого при моделировании нагревателя.

Принято, что ограничения, накладываемые на темпы нагрева и достаточно высокая вязкость приводят к возможности моделирования массообмена для выбранной области (рисунок 4.8) в рамках ламинарного подхода.

Теплопередача с учетом механизмов конвективного теплопереноса и теплопроводности описана аналогично рассмотренной в разделе 3.4. Задача сформулирована в осесимметричной постановке.

В начальный момент времени ($\tau=0$) по всей области имеет место термическое равновесие и температура равна начальному значению t_0 ($t(0, r, z) = t_0$), скорости $\vec{u}(0, r, z) = 0$. Ось резервуара считается осью симметрии.

На внутренних поверхностях днищ и стенок заданы условия прилипания:

$$\vec{u}(\tau, r, z) = 0, \quad \tau > 0, \quad (4.1)$$

На внешних поверхностях днищ и стенок граничные условия третьего рода:

$$-\lambda \nabla t(\tau, r, z) = \alpha_{eff_i}(t - t_{out_i}), \quad \tau > 0, \quad (4.2)$$

На поверхности нагревателя площадью F_q задавалась плотность теплового потока в мазут q , определяющаяся полным тепловым потоком от нагревателя Q_q : $q = Q_q / F_q$.

При численной реализации такой задачи в случае нагревателя (*I*) в виде набора торцов из труб на их поверхности дополнительно реализовывались условия прилипания. Во всех остальных

вариантах геометрии нагревателя гидродинамика течения в области нагревателя не учитывается (область в районе нагревателя – абсолютно проницаемая для течения нефтепродуктов).

Плотность в кг/м^3 мазута определяется соотношением [321] :

$$\rho = 881 - 3.0 \cdot (t - 68). \quad (4.3)$$

Удельная изобарная теплоемкость в $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ определяется соотношением, рекомендуемым ВТИ [322]:

$$c_p = 1738 + 2.5 \cdot (t - 68). \quad (4.4)$$

Коэффициент теплопроводности в $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ определяется соотношением [321, 323]:

$$\lambda = 0.158 - 0.0002093 \cdot (t - 20). \quad (4.5)$$

Используемое для определения тензора вязких напряжений значение динамической вязкости рассчитывалась в соответствии соотношением $\mu = \rho \cdot \nu$. Для определения кинематической вязкости (ν , $\text{м}^2/\text{с}$) использовалась формула Вальтера [322]:

$$\nu = \{ \exp_{10} \exp_{10} [a + b \cdot \lg(t + 273)] - c \} \cdot 10^{-6}, \quad (4.6)$$

в которой три константы (a , b , c) выбираются в соответствии с тремя измерениями для различных температур. При использовании двух температур зачастую одну из констант принимают постоянной: $c = 0.8$. При этом две остальные соответствуют следующим соотношениям:

$$a = \lg \lg(\nu_1 \cdot 10^6 + 0.8) - b \cdot \lg(t_1 + 273), \quad b = \frac{\lg \left[\frac{\lg(\nu_1 \cdot 10^6 + 0.8)}{\lg(\nu_2 \cdot 10^6 + 0.8)} \right]}{\lg \left[\frac{(t_1 + 273)}{(t_2 + 273)} \right]}, \quad (4.7)$$

где ν_1 и ν_2 -, соответственно значения кинематической вязкости для температур t_1 и t_2 . В соответствии с рекомендациями [175, 322] принято:

$$\nu = \left[10^{\frac{A}{(t+273)^{3.745}}} - c \right] \cdot 10^{-6}, \quad (4.8)$$

где A – константа, которая в условиях сильной вязкости недостаточного прогретого мазута ($t < 50^\circ\text{C}$) принимает значение $A = 1.2 \cdot 10^{10}$ при $c = 63938$, а в случае прогретого мазута ($t > 50^\circ\text{C}$) принимает значение $A = 7.17 \cdot 10^9$ при $c = 0.8$. Данное двух- диапазонное соотношение не терпит разрыва при $t = 50^\circ\text{C}$, соответствует характеристикам топчного мазута М40 и позволяет моделировать быстрое увеличение вязкости при сравнительно низких значениях температур в районе ($t < 25^\circ\text{C}$).

Сформулированная выше математическая модель реализована в виде программного продукта в среде COMSOL Multiphysics. Решение уравнений проведено методом конечных элементов с использованием модулей «The Heat Transfer in Fluids» и «Laminar Flow».

Перед началом численного моделирования созданный программный продукт прошел полный этап верификации. Анализировались результаты решения модельных задач свободной

конвекции (для чего соответственным образом корректировались граничные условия и теплофизические параметры среды). В процессе численного моделирования контролировался процесс внутренней сходимости результатов при выборе необходимого размера конечных элементов с помощью реализованной внутри платформы COMSOL Multiphysics процедуры автоматического построения расчетной сетки «Mesh».

4.1.2 Результаты моделирования

Расчеты проведены для резервуара (рисунок 4.8), основные размеры базового варианта которого приводятся в Таблице 4.1:

Таблица 4.1 – Основные размеры резервуара

H , м	R , м	h_{z1} , м	h_{z2} , м	h_r , м
10	5	0.1	0.1	0.1

В ряде вариантов H и R варьировались с сохранением объема резервуара базового варианта.

Принято, что все ограждающие конструкции (днища и стены резервуара) изготовлены из железобетона, теплофизические параметры которого приведены в Таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Теплофизические параметры материалов ограждающих конструкций

λ , Вт/(м·К)	c_p , Дж/(кг·К)	ρ , кг/м ³
1.55	2400	$1997.66 - 0.06027099 \cdot T$

Использовались теплофизические параметры топочного мазута М40 в соответствии с приведенными выше зависимостями вязкости от температуры.

Нагрев мазута осуществлялся подводом теплового потока 5 МВт от нагревателей, размеры которых представлены в Таблице 4.3 для нескольких вариантов.

Таблица 4.3 – Геометрические характеристики нагревателей

Номер варианта	R_0 , м	h_z , м	h_x , м	h_N , м	R_N , м	Количество элементов N
<i>I</i>	0.08	0.5*	0.4	0.2	-	11
<i>II</i>	0.12	0.5*	-	-	4.23	1
<i>III</i>	0.08	0.5*	0.4	0.2	-	11
<i>IV</i>	0.2	0.5*	0.4	0.2	-	11

* - высота расположения нагревателя варьировалась, принимая значения дополнительно к основному варианту последовательно 1.5 и 3.5 м.

Интенсивность теплоотдачи с внешних поверхностей ограждающих конструкций принята в соответствии с параметрами Таблицы 4.4.

Таблица 4.4 – Теплоотдача с поверхностей ограждающих конструкций

i	Внешняя поверхность	α_{eff_i} , Вт/(м ² ·К)	t_{out_i} , °С
1	Нижнего днища	5	20
2	Верхнего днища	10	20
3	Боковых стен	15	20

Начальная температура среды принята равной 25 °С.

При численном моделировании анализировался процесс тепломассопереноса с определением расстояния от нижней кромки прогретой зоны мазута и оценки тепловых потерь через днище резервуара. Варианты нагревателей пронумерованы в порядке анализа. Исходный имеет номер I. Но значительное время единичного расчета параметров его использования не позволяет эффективно использовать данную модель в практике проектирования. В дальнейших расчетах проводится коррекция геометрии нагревателя с сравнительным анализом расчетных полей температур и скоростей для выбора такого подхода к конструированию нагревателя, который позволил бы достигать приемлемое соответствие параметров нагрева мазута нагревателем I, при минимальных временных затратах на единичный расчет.

На рисунке 4.9 представлены полученные в результате численного моделирования расчетные поля температур и линии тока, соответствующие трем моментам времени в начальный период процесса нагрева. Варианты с вариацией анализируемых геометрий нагревателей расположены построчно в порядке постепенного приближения результатов варианта (I). Характерная особенность процесса нагрева, проявляющаяся для всех вариантов конструкции нагревателя – генерация в плоскости сечения (z, r) грибовидных структур, которые впоследствии формируют тороидальные циркуляционные течения. При этом в связи с равномерным прогревом области по обеим сторонам нагревателя в мазуте в этой области из-за отсутствия существенных градиентов температур гравитационная составляющая не позволяет интенсивно «всплывать» слоям ниже плоскости нагрева, к также прогретым слоям сверху области прогрева. Данный фактор создает предпосылки для более интенсивного распространения зоны существенного прогрева в варианте (I), чем во всех остальных вариантах геометрии нагревателя.

При анализе результатов численного моделирования, представленных на рисунке 4.9, хорошо видно формирование единичного грибовидного образования для варианта нагревателя I, в то время как во всех остальных вариантах геометрии нагревателя подобных грибовидных образований в одно и тоже время генерируется два и более.

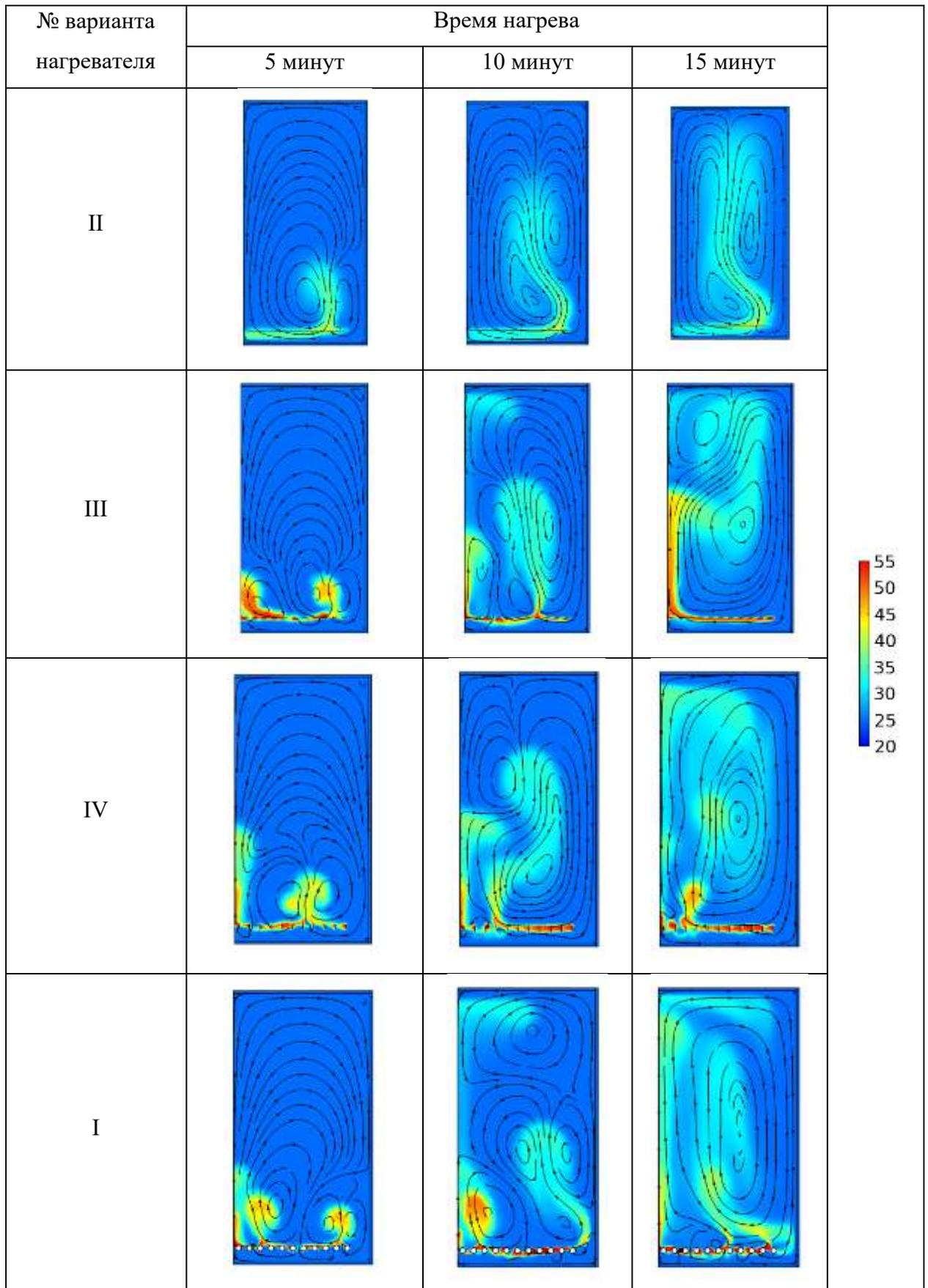


Рисунок 4.9 – Поля температур и линии тока для различных времен нагрева. I, II, III и IV – варианты геометрии используемого при моделировании нагревателя. $h_z=0.5$ м

Эту закономерность можно объяснить неоднородностью зоны прогрева, образованием существенных градиентов температур в областях между составными частями нагревателя и возникновением в этих областях существенных сил термо- гравитационной конвекции. При этом, расположение элементов нагревательной системы в виде соосных вертикальных цилиндрических поверхностей (вариант IV) позволяет наиболее точно соответствовать исходному варианту (I), поскольку позволяет повторить характер восходящих потоков нагреваемого мазута вдоль вертикальных нагревающих поверхностей.

К 15-ой минуте нагрева во всех вариантах моделирования начинает формироваться картина циркуляционного течения, которая обусловлена восходящим потоком от нагревателя и нисходящими потоками, обусловленными охлаждением мазута теплоотдачей в ограждающие конструкции. Как показывает анализ результатов (рисунок 4.9), наибольшее соответствие исходному варианту (I) для всех представленных времен нагрева получается в варианте геометрии нагревателя (IV).

Время единичного расчета при использовании вариантов (II)-(IV) близко по значениям и существенно ниже, чем при использовании варианта (I).

Как показывают результаты численного анализа (рисунок 4.10) к 120 минуте нагрева мазут практически во всем объеме резервуара прогревается до необходимой температуры 55 °С. При этом при исходном варианте нагревателя (I) в области оси резервуара формируется интенсивный восходящий поток, чего нет в варианте (II). В результате в варианте (I) мазут циркулирует в области над нагревателем и практически не увлекает мазут в области около дна резервуара. Менее интенсивное движение в варианте (II) позволяет вследствие теплопроводности прогреть область ниже нагревателя практически до дна резервуара. Сравнительный анализ результатов моделирования всех четырех вариантов свидетельствует о продолжении описанной выше тенденции более интенсивного термогравитационного движения в случаях прерывистой линии нагревательного элемента (варианты I, III, IV), что приводит к формированию в области ниже нагревателя около днища резервуара слоя непрогретой жидкости и снижения тепловых потерь через дно в почву. При этом результаты, полученные для варианта нагревателя (IV) хорошо соответствуют исходному варианту нагревателя (I), даже исходя из анализа линий тока, сформированных кинематической картины течения.

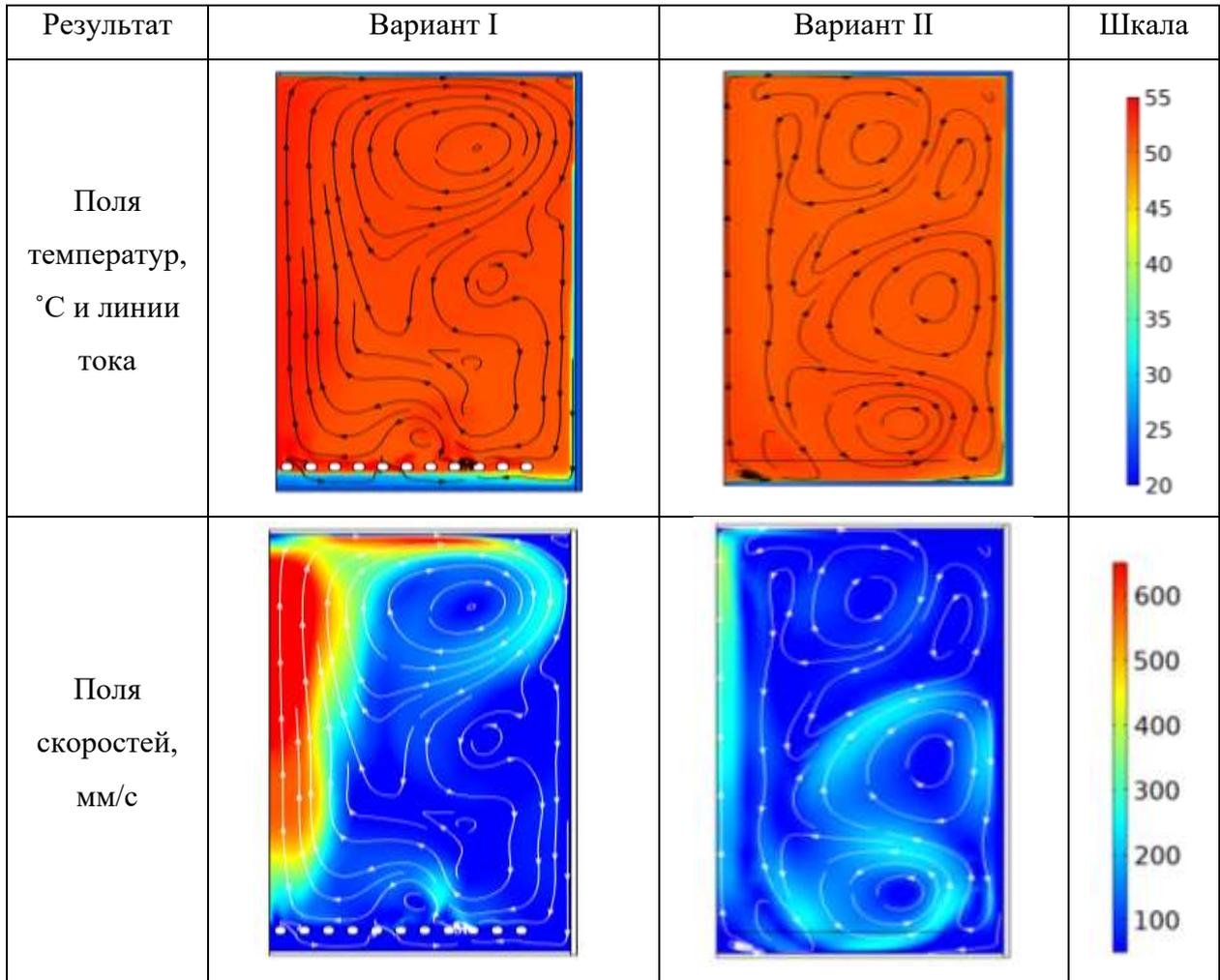


Рисунок 4.10 – Поля температур и скоростей, сформированные к 120 минуте нагрева. $h_z=0.5$ м.

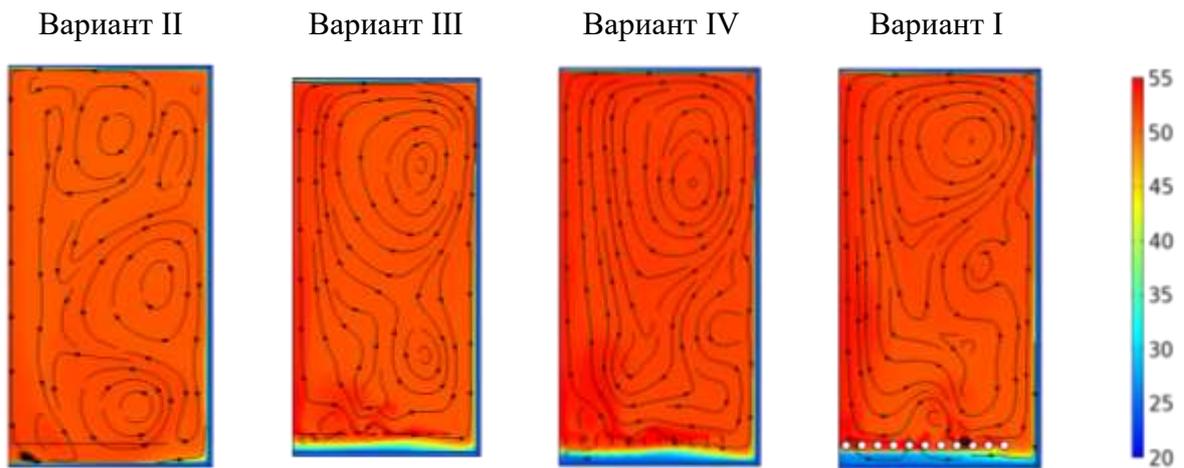


Рисунок 4.11 – Поля температур (°С) и линии тока, сформированные к 120 минуте нагрева. $h_z=0.5$ м.

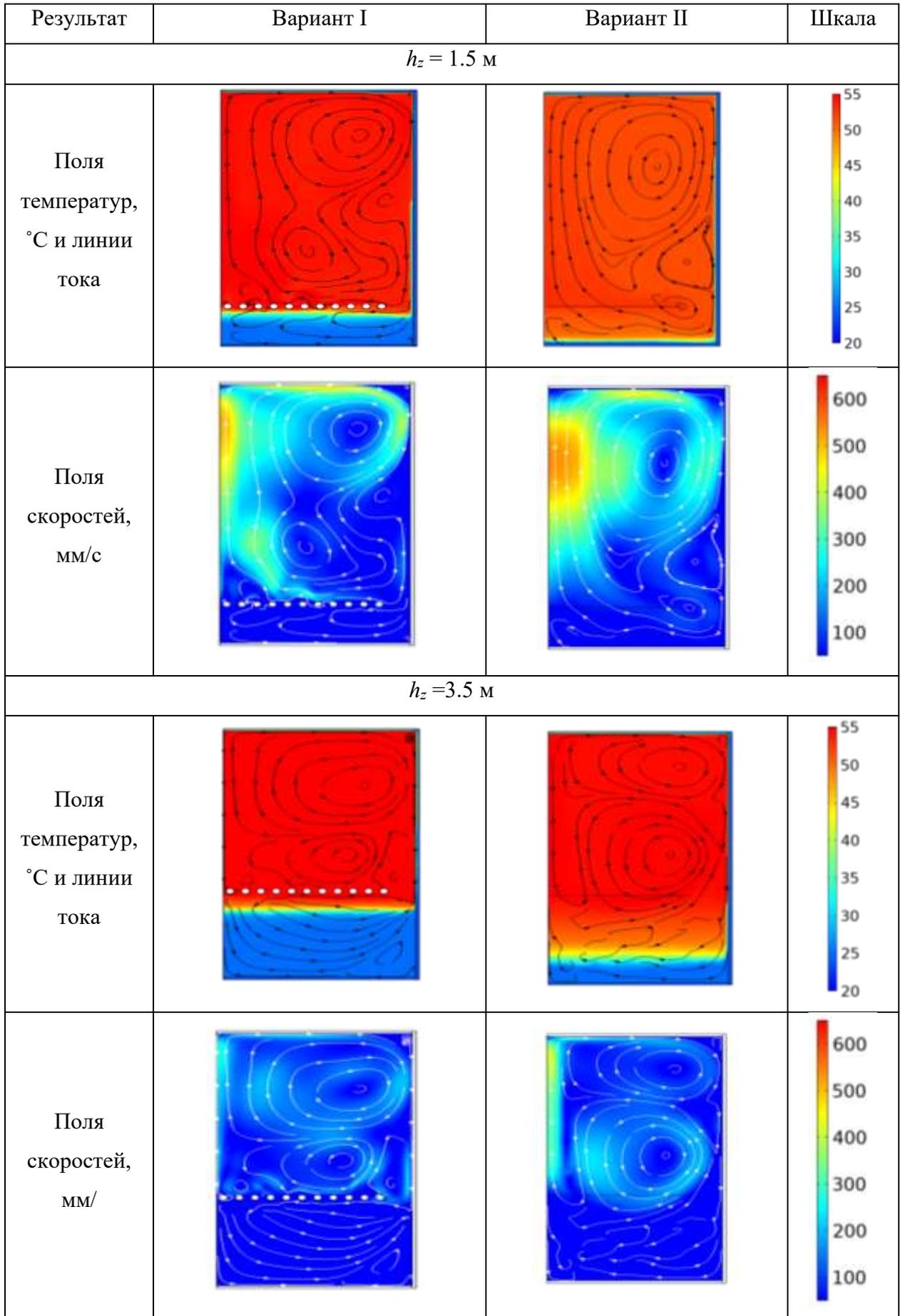


Рисунок 4.12 – Поля температур и скоростей к 120 минуте нагрева.

Практически все описанные выше тенденции сохраняются при изменении высоты расположения нагревателя (рисунок 4.12). Более быстрое выравнивание температуры в области над нагревателем в варианте (I) приводит к ослаблению термогравитационной конвекции и снижению интенсивности движения. В то же время, для варианта (II) медленное продвижение области прогрева вниз от уровня нагревателя формирует циркуляционное движение со скоростями примерно 0.3 м/с, которое захватывает область ниже уровня нагревателя примерно на 0.9 м.

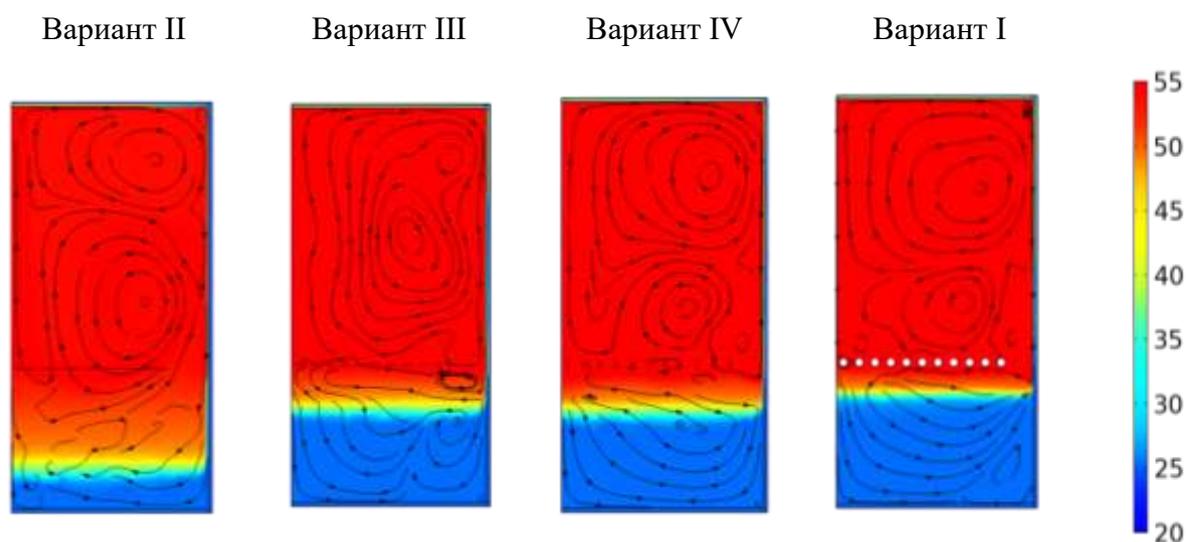


Рисунок 4.13 – Поля температур ($^{\circ}\text{C}$) и линии тока, сформированные к 120 минуте нагрева. $h_z=3.5$ м.

Представленные на рисунке 4.13 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). Особенно явно эта демонстрация проявляется в соответствии расположения линий тока. Очень важно, что, как и для результатов, представленных на рисунке 4.13, линия существенного прогрева мазута по мере повышения высоты нагревателя h_z постепенно сдвигается вниз от уровня нагревателя. Если принять за базовый результат варианта (I), то практически одинаковую погрешность имеют варианты (III) и (IV), в то время как вариант (II) демонстрирует серьезное отличие от всех остальных. Важность данного приближения зоны существенного прогрева к нижнему днущу является важным фактором, определяющим тепловые потери через дно в почву. Так в случае «высокого» расположения нагревателя (3.5м, 5.5м) тепловой поток в дно составляет $\sim 680\text{Вт}$, а при контакте прогретой зоны с дном он увеличивается в ~ 10 раз. Выбор такого расположение

нагревателя, которое позволит обеспечить максимально полный прогрев мазута при минимальных тепловых потерях является одним из важных критериев эффективности технологии нагрева.

Проведённый анализ, основывался на данных, выдаваемых с временными интервалами в 1 минуту. Как было отмечено выше, для всех вариантов примерно к 15 минуте формируется основное циркуляционное течение, изредка нарушаемое грибовидными формированиями, которые по мере прогрева мазута становятся все менее интенсивными. Для всех рассматриваемых вариантов установлено достаточно удовлетворительное временное соответствие возникновения таких формирований, прогрева и установления к 100-ой минуте квазистационарного температурного поля, которое медленно изменяется с ростом времени. Необходимость ограничения температур прогрева является основой того, что расчеты заканчиваются временем 120 минут, для которого во всех вариантах наступает квазистационарный режим и достигается необходимый уровень температур. В связи с вышесказанным результаты, представленные выше, соответствуют временам, которые демонстрируют наиболее важные моменты для анализа процесса прогрева мазута.

Выбранное для численного моделирования соотношение высоты резервуара, равное диаметру боковых стен, соответствует условию обеспечения минимальных тепловых потерь, которое связано с геометрией сосуда, при которой минимальная цилиндрическая поверхность ограждающих конструкций обеспечивает наибольший внутренний объем. На рисунке 4.14 представлены результаты численного анализа процесса прогрева мазута для резервуара, в котором высота последовательно уменьшается и увеличивается на 25%, а радиус подбирается с учетом постоянства объема основного варианта. В соответствии с радиусом масштабируются параметры горизонтального расположения элементов нагревателя h_x . Высота расположения нагревателя принята равной $h_z = 3.5$ м.

Анализ результатов, представленных на рисунке 4.14, показывает, что все тенденции, которые показаны выше, сохраняются и при изменении соотношений для габаритных размеров, хотя и с некоторыми особенностями.

Так в варианте (II) значительные термогравитационные силы существенно ниже линии нагревателя сохраняются и после 100 ой минуты нагрева, а квазистационарный режим формирует циркуляционные течения, нижняя граница которых опускается ниже уровня нагревателя примерно на 1-1.5 м как для низкого, так и для высокого резервуара. При этом верхняя граница таких циркуляционных течений достигает верхней крышки резервуара. В то же время, для исходного варианта (I) формируются достаточно выраженные зоны циркуляционных течений выше и ниже уровня нагревателя.

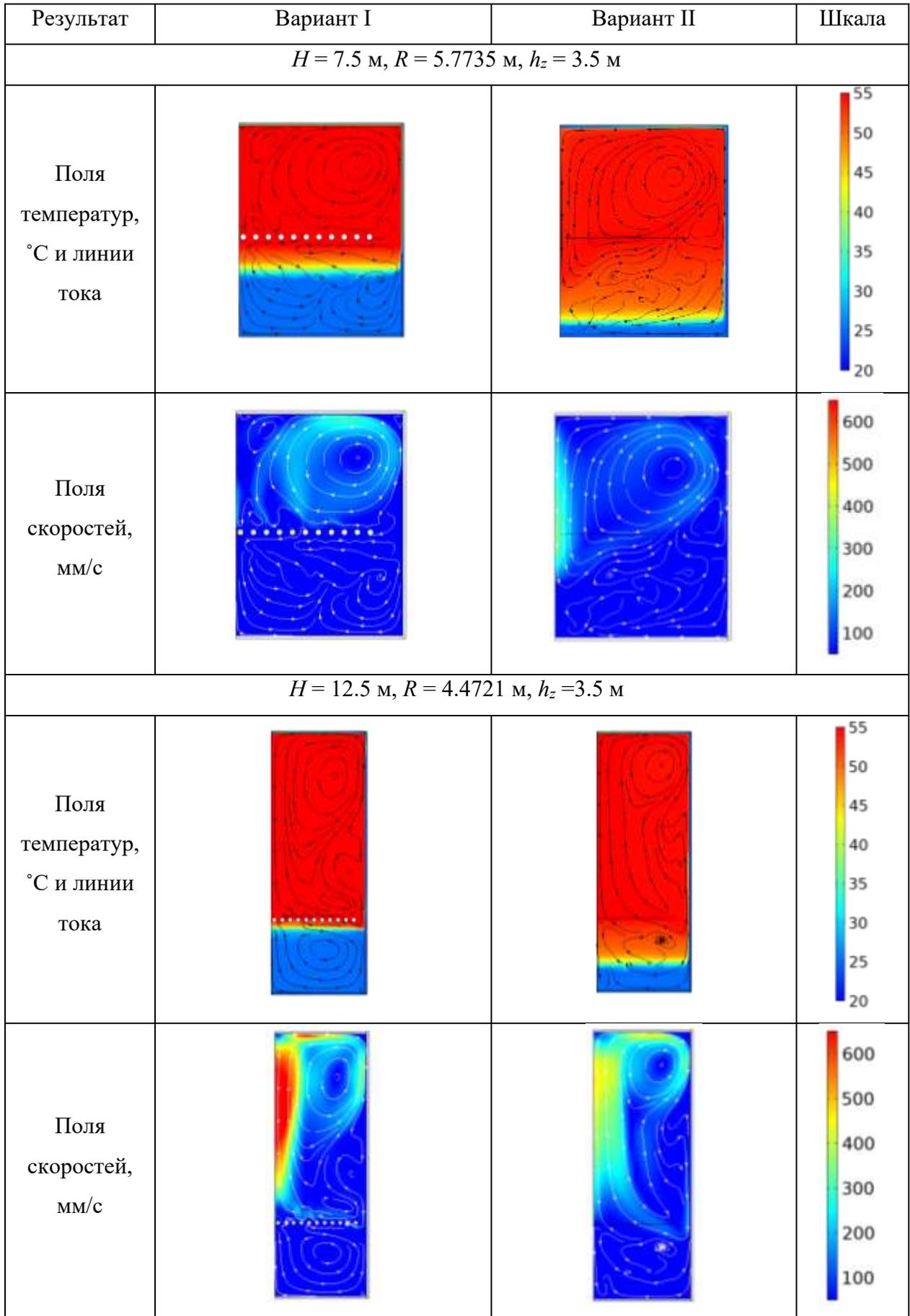


Рисунок 4.14 – Поля температур и скоростей к 120 минуте нагрева.

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. При этом в варианте (II) с зоной циркуляции, которая как сказано выше, увлекает и слои мазута значительно ниже уровня нагревателя, в более «низком» варианте геометрии максимальные скорости (≈ 0.35 м/с) соответствуют максимальным скоростям основного варианта нагревателя (I). Эта закономерность соответствует результатам исходного варианта геометрии резервуара с более высоким расположением нагревателя (рисунок 4.15). Увеличение высоты резервуара увеличивает расстояние его верхнего дна от нагревателя, повышает влияние теплопотерь через стенки и интенсифицирует свободноконвективные течения, что наиболее явно проявляется в области оси симметрии резервуара. При этом максимальные скорости потока для исходного варианта геометрии (I) нагревателя (≈ 0.59 м/с) существенно превышают данные параметры для варианта (II) нагревателя (≈ 0.45 м/с). Это соотношение максимальных скоростей примерно соответствует исходной геометрии резервуара и самому низкому расположению нагревателя (рисунок 4.10).

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.

Выводы по четвертой главе

1. В ходе проведения 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/м^2 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.

2. Характерная особенность процесса нагрева, проявляющаяся для всех вариантов конструкции нагревателя – генерация грибовидных структур, которые впоследствии формируют тороидальные циркуляционные течения. При этом в связи с равномерным прогревом области по обеим сторонам нагревателя в мазуте в этой области из-за отсутствия существенных градиентов температур гравитационная составляющая не позволяет интенсивно «всплывать» слоям ниже плоскости нагрева, к также прогретым слоям сверху области прогрева. Выявлены зоны с существенной неоднородностью прогрева мазута и образованием существенных градиентов температур в областях между составными частями нагревателя и возникновением в этих областях существенных сил термо- гравитационной конвекции. Установлено, что расположение нагревателя ближе к дну резервуара позволяет избежать формирования застойных зон с непрогретым мазутом в нижней части резервуара, но при этом увеличиваются теплотери через нижнюю стенку резервуара (примерно в 10 раз), а высокое расположение нагревателя способствует более быстрому прогреву зоны над ним, снижению интенсивности свободно-конвективного движения и формированию зоны непрогретого мазута в нижней части резервуара.

3. Для всех рассматриваемых вариантов установлено достаточно удовлетворительное временное соответствие прогрева и возникновения к 100-ой минуте квазистационарного температурного поля, которое медленно изменяется с ростом времени и через 120 минут достигается необходимый уровень температур мазута.

4. Установлено влияние геометрических характеристик резервуара на температурные и скоростные поля мазута в резервуаре – хранилище. Изменение соотношения высоты к радиусу резервуара существенно влияет на тепловой и скоростной режим мазута в резервуаре. Увеличение соотношения радиуса резервуара к его высоте приводит к созданию локальных циркуляционных зон с высокой интенсивностью и возникновению значительного перепада температур по высоте. Так, например, при соотношении радиуса резервуара к его высоте 0,75 и расположении нагревателя в центральной части резервуара термогравитационные силы в области существенно ниже линии нагревателя сохраняются после 100 ой минуты нагрева, формируются циркуляционные течения с максимальной скоростью потока 0.35 м/с, нижняя граница которых опускается ниже уровня нагревателя примерно на 1-1.5 м. При этом верхняя граница таких циркуляционных течений достигает верхней крышки резервуара. В то же время, при уменьшении этого соотношения до 0,35 формируются достаточно выраженные зоны интенсивных циркуляционных течений с максимальной скоростью потока 0.59 м/с выше и ниже уровня нагревателя с разными температурными уровнями.

5. 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 его транспорт.

ГЛАВА 5 ТЕПЛОПЕРЕНОС В ХРАНИЛИЩАХ СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА

Тепловые процессы в резервуарах хранилищ сжиженного природного газа влияют не только на эффективность его хранения, но также и на безопасность эксплуатации, поскольку отсутствие системы управления температурными режимами может привести к негативным последствиям, включая утечки и аварии. В большинстве современных исследований недостаточно внимания уделяется анализу взаимодействия между конвекцией в жидкости и теплопроводностью стенок резервуара. Это приводит к использованию упрощенных, как правило, балансных моделей, которые не учитывают пространственный характер теплопереноса в реальных условиях эксплуатации. Возникает необходимость разработки математических моделей, которые описывали бы распределения температур в резервуарах хранилищ. Это особенно важно для обеспечения надежности и эффективности работы хранилищ СПГ.

При хранении сжиженного природного газа, охлажденного до температуры около -162 °С, необходимо тщательно контролировать тепловые режимы резервуаров-хранилищ, чтобы избежать опасных эффектов, таких как температурная стратификация, и соответственно, возникновение «ролловера». Интенсивность теплового потока через стенки хранилищ сжиженного природного газа может достаточно сильно изменяться в различных диапазонах изменения внешних условий в зависимости как от климатических зон и сезонов, так и от состояния теплоизолирующих оболочек при возникновении чрезвычайных ситуаций (например, пожар или разгерметизации вакуумной изоляции [324, 325]). Неравномерный приток тепла на внешних границах низкотемпературного резервуара-хранилища может привести к существенному изменению теплового режима в нём [324–327] и вызвать крупную техногенную аварию.

Необходимость математического моделирования также заключается и в том, что традиционные экспериментальные методы анализа температур часто оказываются трудоемкими и затратными. Моделирование позволяет проводить анализ различных вариантов изменения условий, таких как скорость входного потока и теплопритоки на внешних границах резервуара, что способствует более глубокому пониманию динамики теплообмена и гидродинамических процессов. Кроме того, использование математических моделей в виде систем уравнений математической физики (уравнений теплопроводности и Навье-Стокса) обеспечивает возможность более детального описания взаимодействия между жидкостью и твердой поверхностью резервуара. Такое моделирование учитывает тепловое взаимодействие между корпусом резервуара и хранящейся средой, что важно для адекватного прогнозирования температурных полей и структур течения.

По этим причинам есть основание полагать, что, математическое моделирование конвективного теплообмена в резервуарах СПГ в рамках пространственных или плоских моделей может не только улучшить проектирование систем хранения, но также повысить безопасность и эффективность эксплуатации таких объектов. Численное моделирование конвективного теплопереноса в резервуарах СПГ позволило бы не только расширить существующие знания о теплопереносе в криогенных жидкостях, но и выработать практические рекомендации по проектированию более эффективных и безопасных систем хранения и транспортировки СПГ.

5.1 Анализ влияния теплопритоков на внешних границах на конвективный теплоперенос в резервуаре-хранилище сжиженного природного газа

Рассматривается течение вязкой несжимаемой криогенной жидкости и теплообмен в прямоугольной замкнутой области (рисунок 5.1). Предполагается, что теплофизические свойства среды не зависят от температуры, а режим течения является ламинарным. На верхней границе задавалось условие свободной поверхности, где за счет 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.

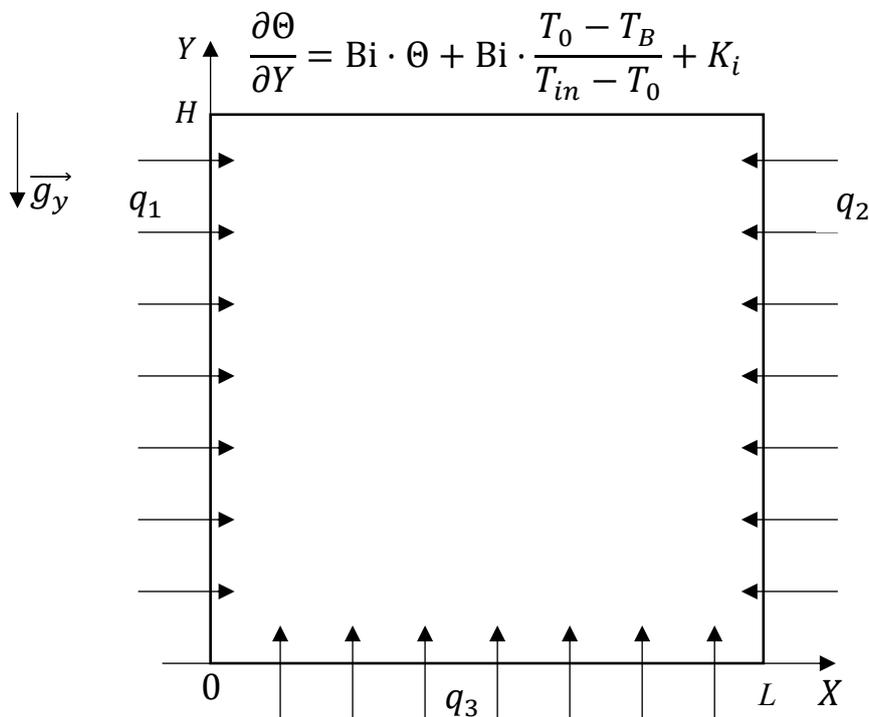


Рисунок 5.1 – Область решения рассматриваемой задачи

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. Необходимо отметить, что 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 [328]. Уравнения Навье-Стокса и энергии в безразмерных переменных «вихрь скорости – функция тока – температура» для рассматриваемой задачи имели вид:

$$\frac{1}{Sh} \frac{\partial \Omega}{\partial \tau} + U \frac{\partial \Omega}{\partial X} + V \frac{\partial \Omega}{\partial Y} = \frac{1}{\sqrt{Gr}} \Delta \Omega + \frac{1}{2} \frac{\partial \Theta}{\partial X} \quad (5.1)$$

$$\Delta \Psi = -2\Omega \quad (5.2)$$

$$\frac{1}{Sh} \frac{\partial \Theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \Theta}{\partial X} + V \frac{\partial \Theta}{\partial Y} = \frac{1}{Pr \sqrt{Gr}} \Delta \Theta \quad (5.3)$$

Система дифференциальных уравнений (5.1-5.3) с соответствующими начальными и граничными условиями решалась методом конечных разностей. При решении использовался алгоритм [55, 329, 330], разработанный для численного решения задач естественной конвекции в замкнутых прямоугольных областях с локальными источниками энергии.

Численный анализ основных закономерностей проведён при следующих значениях критерия Грасгофа: $10^4 < Gr < 10^6$. На рисунке 5.2 представлены изолинии функции тока и поля температур в резервуаре-хранилище СПГ при различных тепловых нагрузках на внешних границах области исследования.

Результаты численного моделирования показывают, что даже при умеренном нагреве возникает устойчивый режим течения жидкости в исследуемой области с образованием двух симметричных вихрей. Увеличение плотности теплового потока на внешних границах приводит к повышению температуры в пристеночных областях и увеличению скорости жидкости вдоль этих границ. Область низких температур в верхнем приповерхностном слое жидкости обусловлена теплоотводом за счет испарения на верхней границе области решения.

Установлено, что с увеличением плотности теплового потока на внешних границах области решения возрастает градиент температуры и в центральном сечении резервуара (рисунок 5.3).

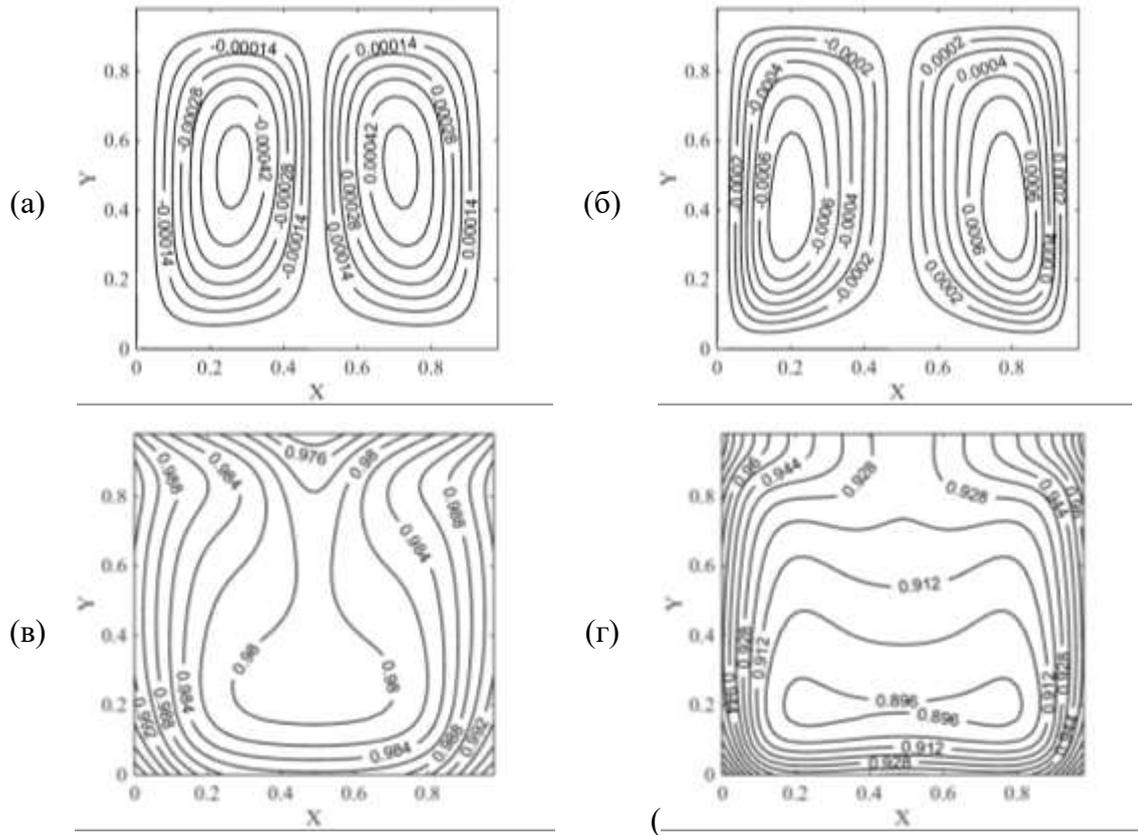


Рисунок 5.2 – Изолинии функции тока (а, б) и поля температур (в, г) в резервуаре СПГ при различном тепловом потоке на границах: а, в) $q=0.05$ Вт/м²; б, г) $q=0.4$ Вт/м².

Увеличение температуры в нижней части резервуара вызвано подводом тепла к жидкости с внешних границ, тогда как в верхней области температура меняется незначительно, так как теплоприток частично компенсируется отводом тепла вследствие испарения жидкости со свободной поверхности.

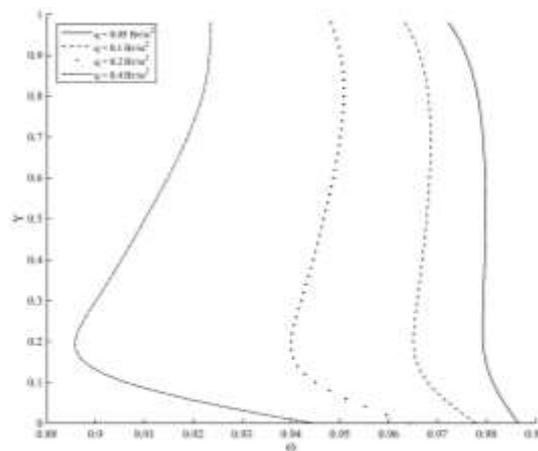
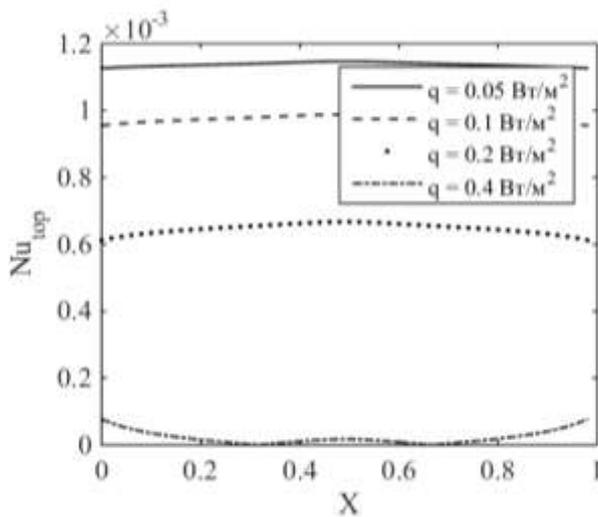
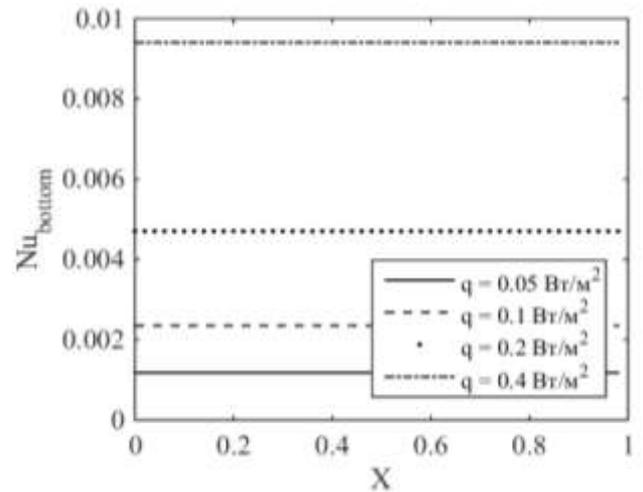


Рисунок 5.3 – Профиль температуры в центральном сечении рассматриваемой области ($X=0.5$, $0 \leq Y \leq 1$).

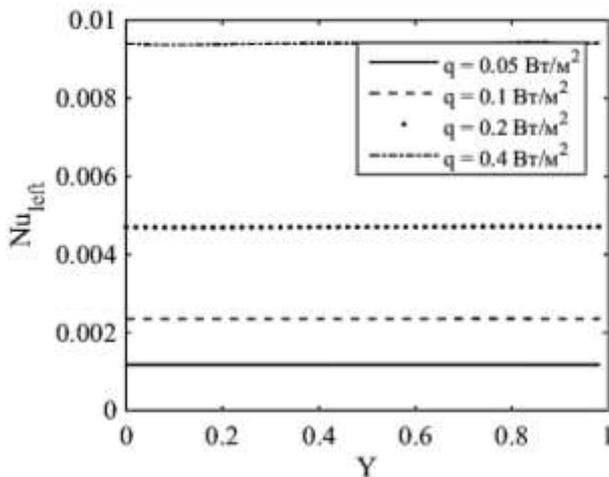
На рисунке 5.4 приведены локальные числа Нуссельта на границах области решения. При постановке задачи принято, что интенсивность теплообмена на границах (рисунок 5.4, б) постоянна по всему периметру исследуемой области за исключением верхней границы, на которой дополнительно осуществляется теплоотвод 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.



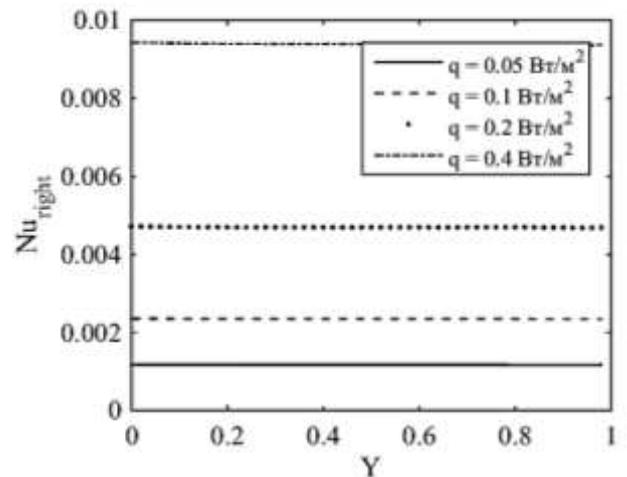
(а)



(б)



(в)



(г)

Рисунок 5.4 – Числа Нуссельта на границах: а) $0 \leq X \leq 1$, $Y = 1$, б) $0 \leq X \leq 1$, $Y = 0$, в) $X = 0$, $0 \leq Y \leq 1$, г) $X = 1$, $0 \leq Y \leq 1$.

Численные исследования проведены для режимов свободного конвективного теплопереноса, соответствующих числам Грасгофа до 10^7 . Получены распределения гидродинамических параметров и температур, характеризующие основные закономерности рассматриваемого процесса. Выделены циркуляционные течения в области решения, обусловленные влиянием величины теплопритока через ограждающие конструкции.

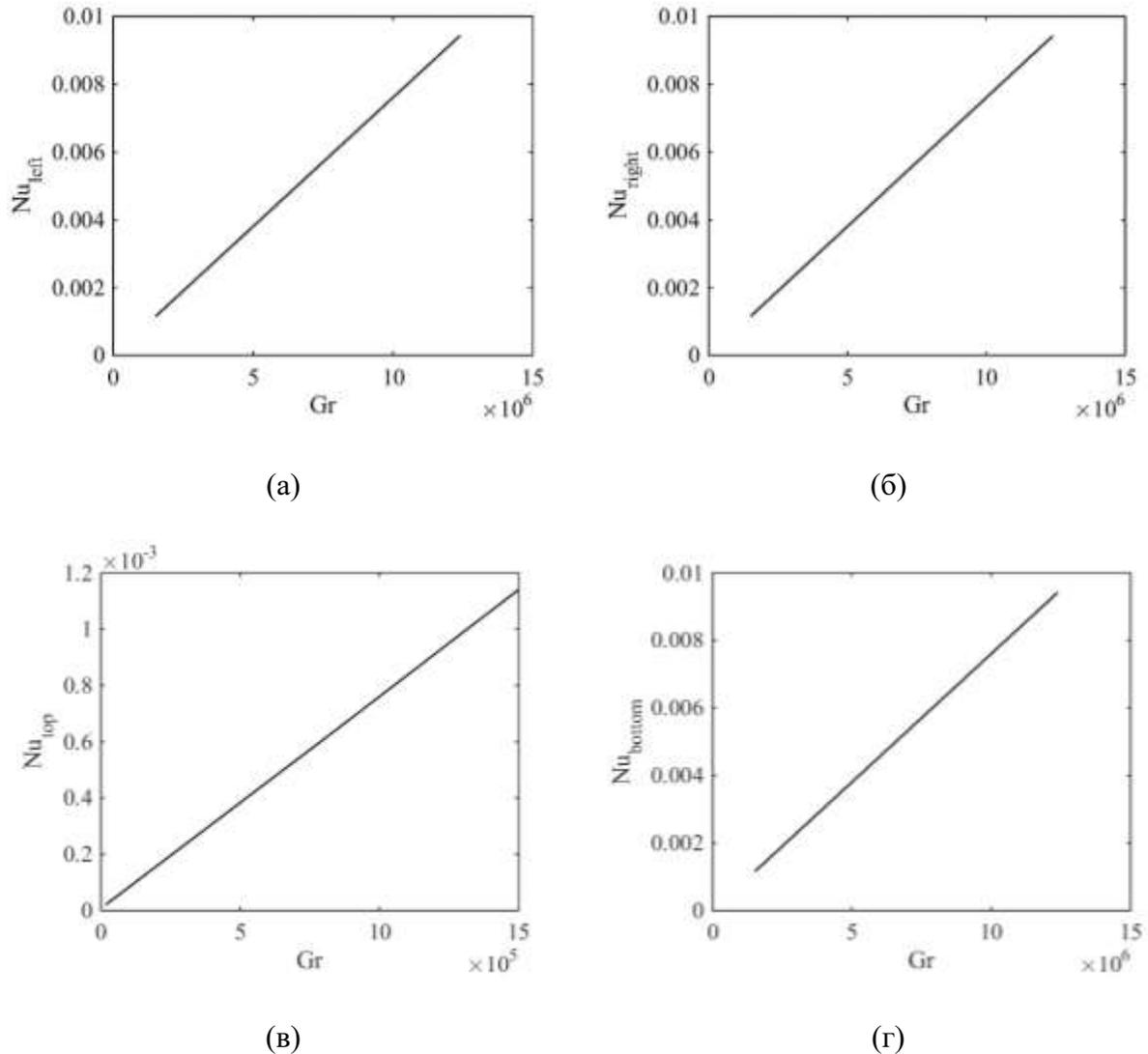


Рисунок 5.5 – Зависимости средних чисел Нуссельта от числа Грасгофа на границах: а) $X = 0, 0 \leq Y \leq 1$, б) $X = 1, 0 \leq Y \leq 1$, в) $0 \leq X \leq 1, Y = 1$, г) $0 \leq X \leq 1, Y = 0$

Результаты численных исследований рисунка 5.5 позволяют сделать вывод о значительном влиянии интенсивности теплообмена на границах области решения на нестационарные температурные поля, подвод тепла инициирует конвективное течение.

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 показывают возможности 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 можно сделать вывод, что регулируя интенсивность теплообмена на границах низкотемпературных резервуаров-хранилищ можно управлять тепловым режимом сжиженного природного газа вследствие естественной конвекции СПГ.

5.2 Влияние состояния теплоизоляции одной из границ на тепловой режим хранилища СПГ

В хранилищах СПГ применяются различные технологии нанесения низкотемпературной теплоизоляции, позволяющие максимально изолировать сжиженный природный газ от притока тепла из окружающей среды. Но, тем не менее, минимальные тепловые потоки все равно поступают в хранилище, что приводит к постепенному нагреванию СПГ.

Решена задача оценки влияния состояния теплоизоляции одной из сторон хранилища СПГ на тепловой режим. Так же проанализировано влияние теплового потока, проходящего через одну из боковых стенок на тепловое состояние СПГ.

На рисунке 5.6 изображена область решения с теплоизоляцией на нижней границе и подводом тепла через левую и правую границы.

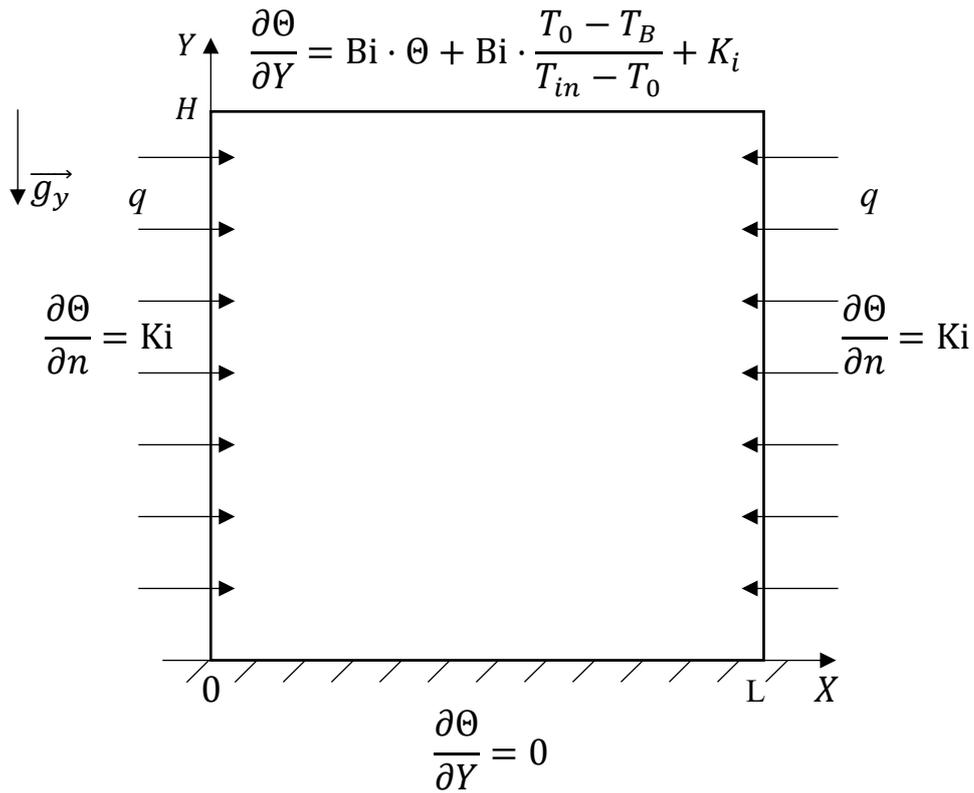


Рисунок 5.6 – Область решения с теплоизоляцией на нижней границе.

На рисунке 5.7 показаны линии тока, формирующиеся при: а) теплоизолированной нижней границе и б) через нижнюю границу происходит подвод тепла.

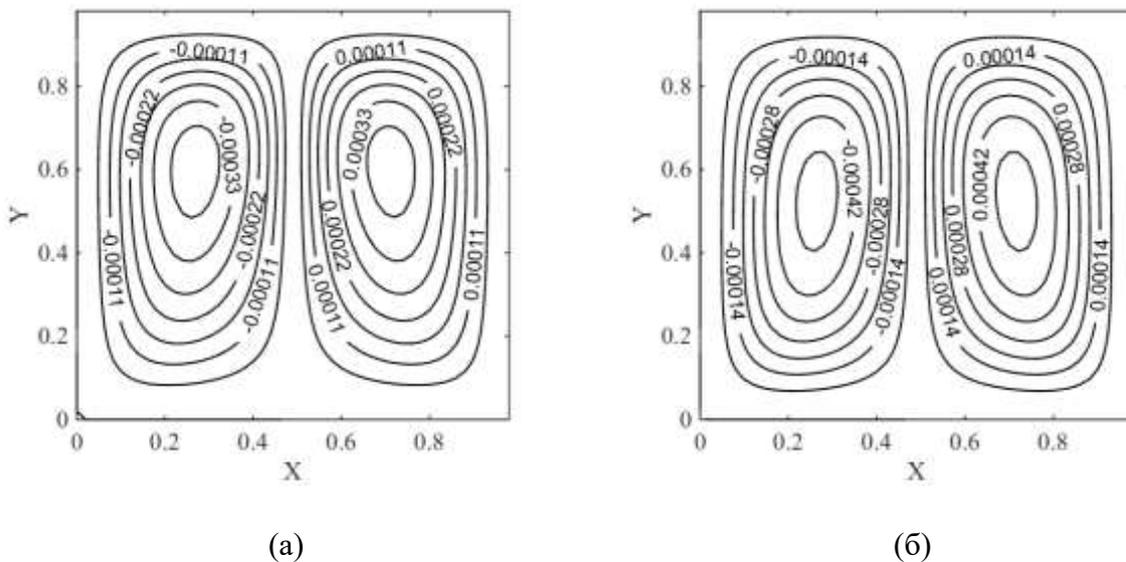


Рисунок 5.7 – Линии тока: а) теплоизоляция нижней границы, б) теплоприток на нижней границе.

На рисунке 5.8 показаны поля температур при: а) теплоизоляции на нижней границе области решения и б) при подводе тепла через нижнюю границу области решения. Видно что участок жидкости с пониженной температурой при теплоизоляции нижней границы находится намного ниже, чем при подводе тепла через нижнюю границу.

Температурный профиль в области с теплопритоком на нижней границе (рисунок 5.9) характеризуется повышением температуры вблизи нижней границы, тогда как при теплоизоляции нижней границы нет большого перепада температур на границе области. В то же время средняя по всей области моделирования температура остается выше, чем в случае с теплопритоком на нижней границе.

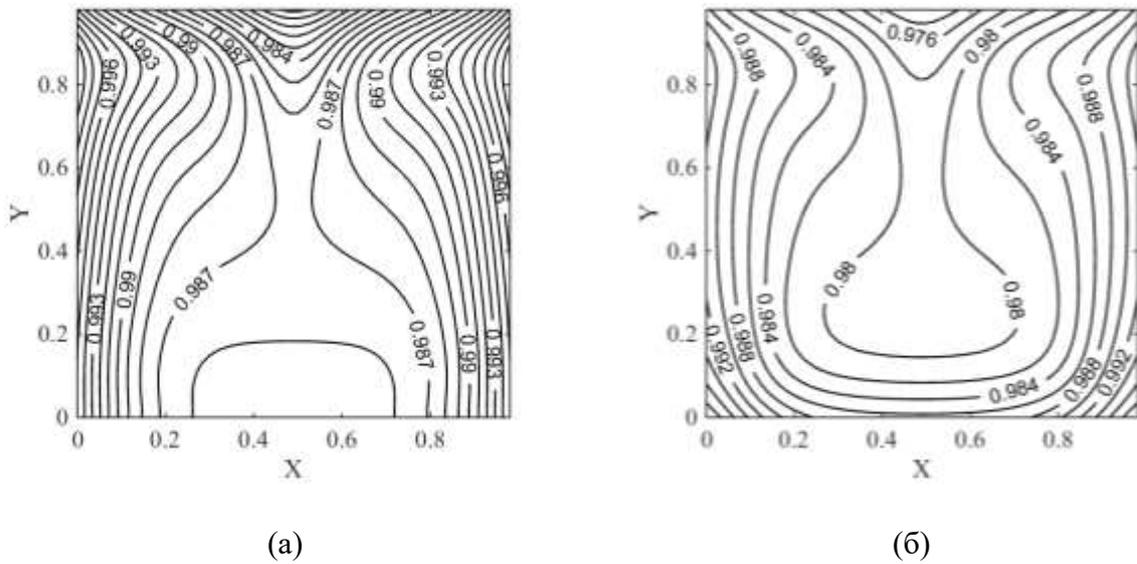


Рисунок 5.8 – Поля температур: а) теплоизоляция на нижней границе, б) теплоприток на нижней границе.

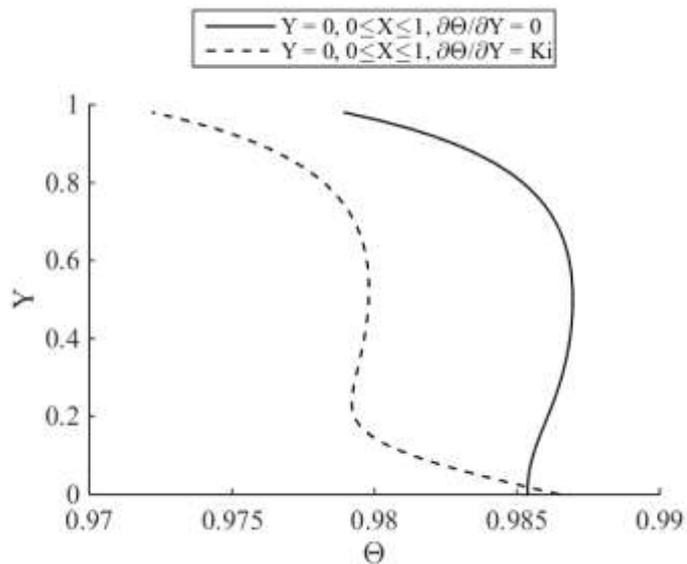


Рисунок 5.9 – Распределения температур в сечении $X = 0.5, 0 \leq Y \leq 1$

5.3 Анализ влияния теплоизоляции одной из границ хранилища на тепловой режим СПГ при различных тепловых потоках через боковые границы

В ходе эксплуатации хранилища СПГ возможно возникновение различных неблагоприятных процессов, негативно влияющих на тепловой режим хранилища, таких как неравномерное освещение солнцем (с одной из сторон), частичная разгерметизация вакуумной оболочки (растрескивание), или пожар. Все эти негативные процессы приводят к повышению плотности теплового потока к поверхности на локальном участке поверхности хранилища СПГ (резервуара).

Рассмотрен вариант, когда значение плотности теплового потока на левой границе резервуара (рисунок 5.10) ниже, чем на правой ($q_1 < q_2$).

В первом варианте решена задача с полностью изолированным дном хранилища сжиженного природного газа, во втором рассматривается область решения с теплопритоком на этой (нижней) границе.

Рисунок 5.10 – Область решения с теплопритоком на нижней границе и различными теплопритоками на левой и правой границах $q_1 < q_2$.

На рисунке 5.11 показаны линии тока при этих вариантах граничных условий на нижней границе резервуара СПГ. Видно образование большего вихря со стороны теплопритока, что обусловлено более сильным нагревом жидкости с этой стороны и вследствие этого большей скорости движения вверх, чем у противоположной стенки с меньшим теплопритоком.

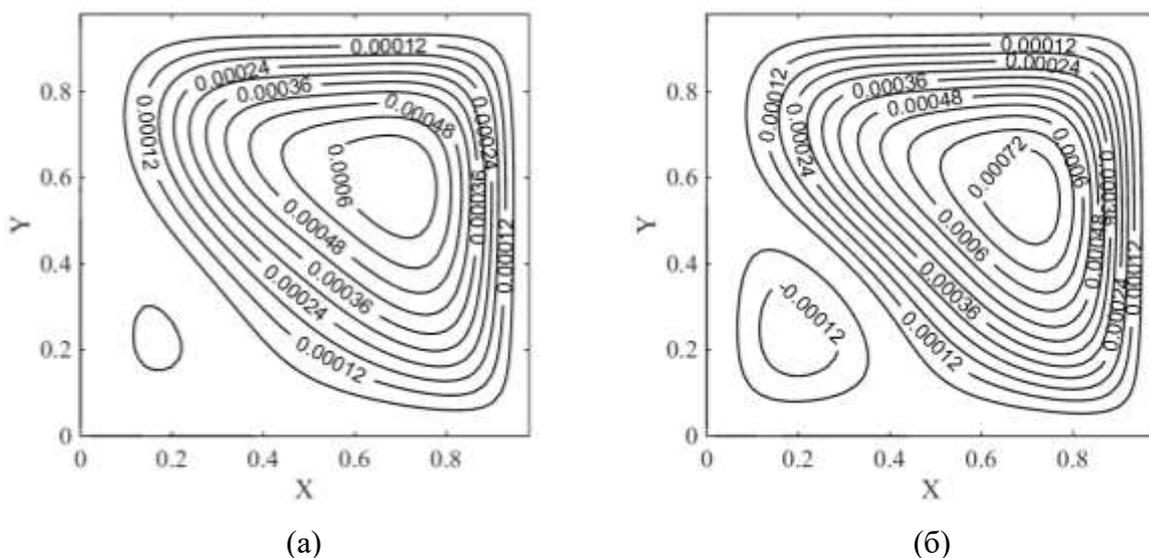


Рисунок 5.11 – Линии тока с различными теплопритоками на левой и правой границе при: а) теплоизоляции на нижней границе, б) с теплопритоком на нижней границе.

На рисунке 5.12 показано поле температур при теплоизоляции на нижней границе области решения (а) и при теплопритоке на нижней границе области решения (б). Видно, что СПГ, как и следовало ожидать, в результате прогревается со стороны большего теплопритока, движется вверх, тем самым создавая доминирующий вихрь (см. рисунок 5.11). Последнее, в свою очередь, усиливает перемешивание жидкости и ускоряет рост средней температуры СПГ в хранилище.

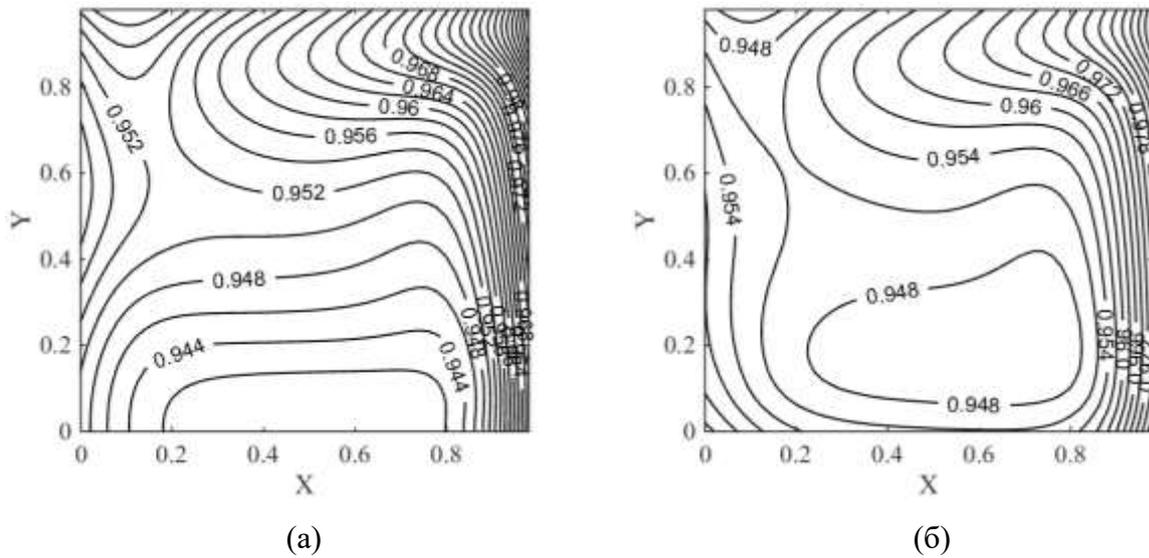
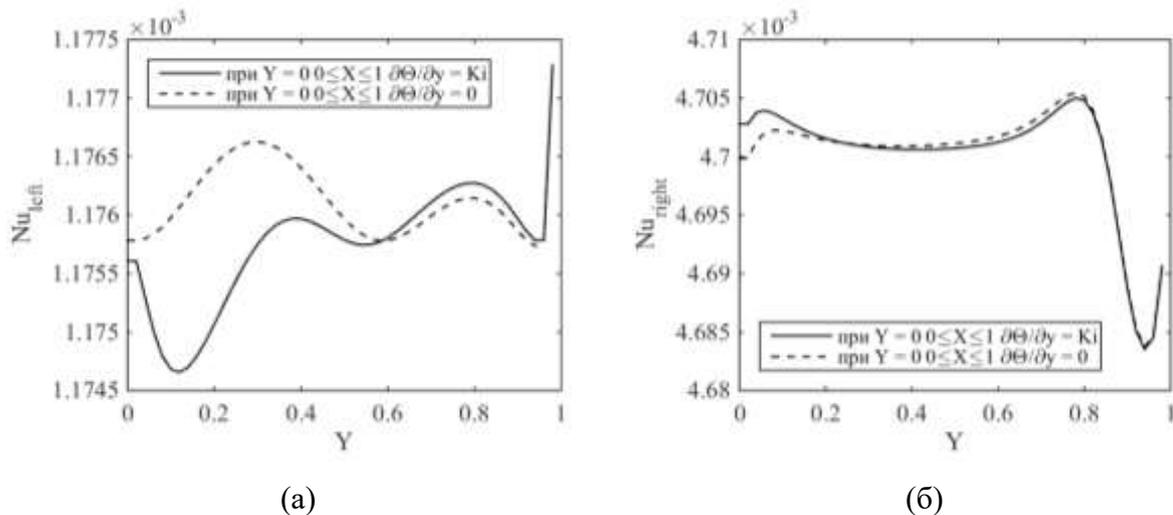


Рисунок 5.12 – Поле температур с различными условиями подвода теплоты на левой и правой границах $q_1 < q_2$: а) теплоизоляция на нижней границе, б) теплоприток на нижней границе.

На рисунке 5.13 показано распределение числа Нуссельта вдоль границ области решения при различных граничных условиях. Из рисунка 5.13 (б) видно, что на правой границе интенсивность теплообмена выше, чем на левой (см. рисунок 5.13, а).



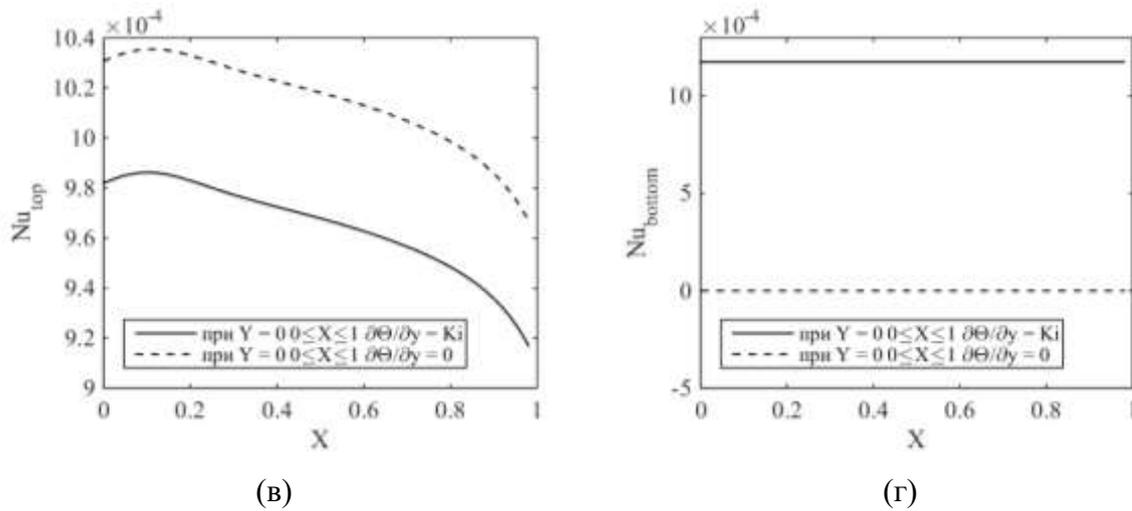


Рисунок 5.13 – Распределение числа Нуссельта на границах:
 а) $X = 0, 0 \leq Y \leq 1$, б) $X = 1, 0 \leq Y \leq 1$, в) $0 \leq X \leq 1, Y = 1$, г) $0 \leq X \leq 1, Y = 0$

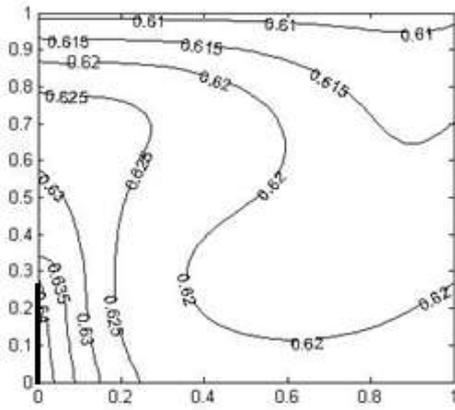
5.4 Анализ влияния нарушенной тепловой изоляции на теплоперенос в хранилищах СПГ

Тепловой поток через стенку хранилища сжиженного природного газа может варьироваться в различных диапазонах как в зависимости от климатических условий, так и в зависимости от состояния теплоизолирующих оболочек. Так же тепловой поток может сильно увеличиться из-за возникновения чрезвычайных ситуаций, таких как пожар, либо локальная разгерметизация вакуумной оболочки хранилища.

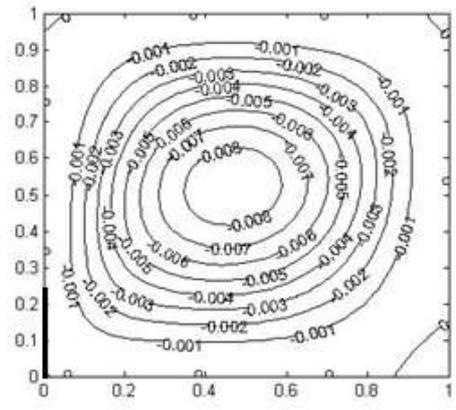
При анализе теплового режима хранилища сжиженного природного газа плотности теплового потока варьировались в диапазоне: $q = 0.05 \div 0.5 \text{ Вт/м}^2$.

Область решения представлена на рисунке 5.1. На верхней границе выполняется условие свободной поверхности, на которой теплообмен осуществляется за счет теплопередачи к ней и испарения. На остальных границах используются граничные условия второго рода. Нарушение тепловой изоляции моделируется путем повышения теплового потока в локальной зоне на границе области решения. Рассматривалось три варианта места нарушения тепловой изоляции: $X=0, 0 < Y < Y_1$; $X=0, 0 < Y < Y_2$; $X=0, 0 < Y < Y_3$.

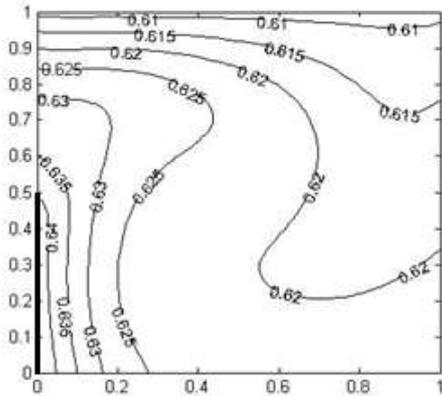
В области локального нагрева (рисунок 5.14 а, в) жидкость нагревается и перемещается в верхнюю часть резервуара вдоль левой границы, где охлаждается за счет испарения на свободной поверхности и опускается вниз вдоль правой границы резервуара в область низких температур. При увеличении размера трещины изоляции имеет место более интенсивный рост температур (рисунок 5.15 а).



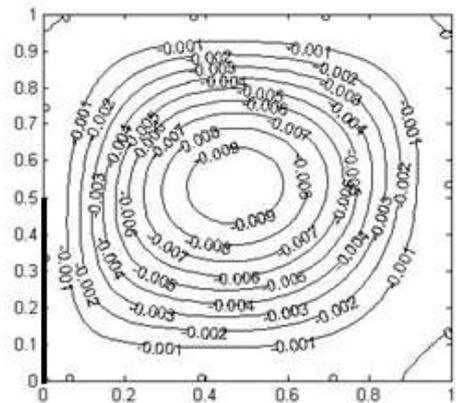
а)



б)



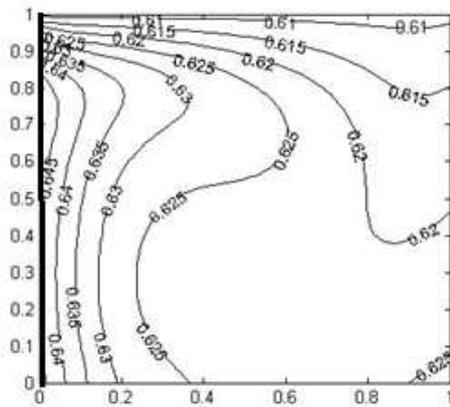
в)



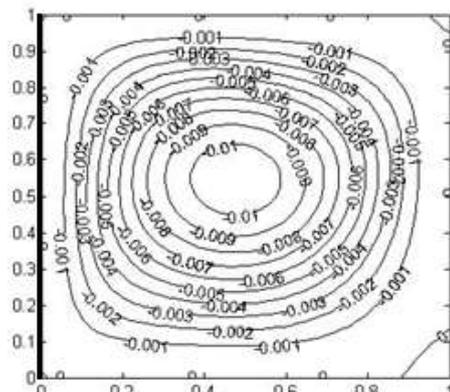
г)

Рисунок 5.14 – Поля температур (а, в) и функции тока (б, г) в области решения при нарушении изоляции стенки на участках: а,б) $X=0, 0<Y<Y_1$; в,г) $X=0, 0<y<Y_2$.

На рисунках 5.14 б, г и 5.15 б показаны линии тока. Видно образование одного вихря, занимающего большую часть области решения. Вихрь имеет вытянутую вдоль оси абсцисс форму.



(а)



(б)

Рисунок 5.15 – Поля температур (а) и функции тока (б) в области решения при нарушении изоляции стенки на участках: $X=0, 0<Y<1$.

На рисунке 5.16 изображены температурные профили. Около нижней границы температуры в разных случаях отличаются. Наибольшее значение температуры имеет место в том случае, когда нарушение приходилось на всю поверхность, а наименьшее при минимальном нарушении изоляции. Видно, что во всех случаях нарушений изоляции около верхней границы температуры выравниваются.

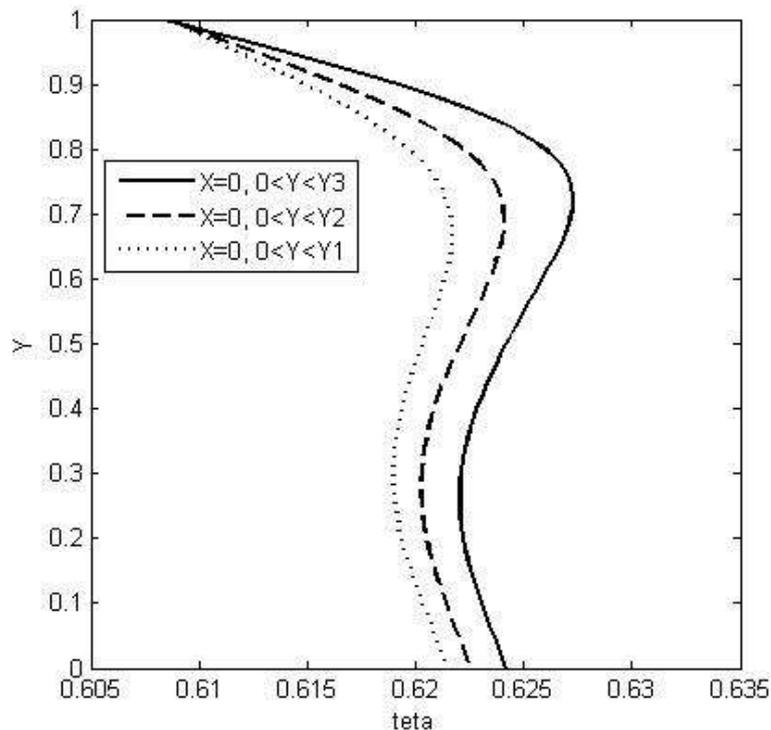


Рисунок 5.16 – Температурные профили в сечении $X=0.5$ при разных координатах трещины в слое теплоизоляции

Проведен анализ влияния нарушения изоляции стенки в центральной части боковой границы на процесс движения жидкости в резервуаре.

На рисунке 5.17 представлены поля температур и линии функции тока при различных вариантах нарушений тепловой изоляции.

Видно, что рост температуры происходит вблизи границы области с повышенным теплопритоком, а на границе со свободной поверхностью происходит снижение температуры вследствие испарения. Сравнивая рисунки (5.17а,в) можно сделать вывод, что при увеличении площади локального нагрева происходит более интенсивное перемешивание жидкости в

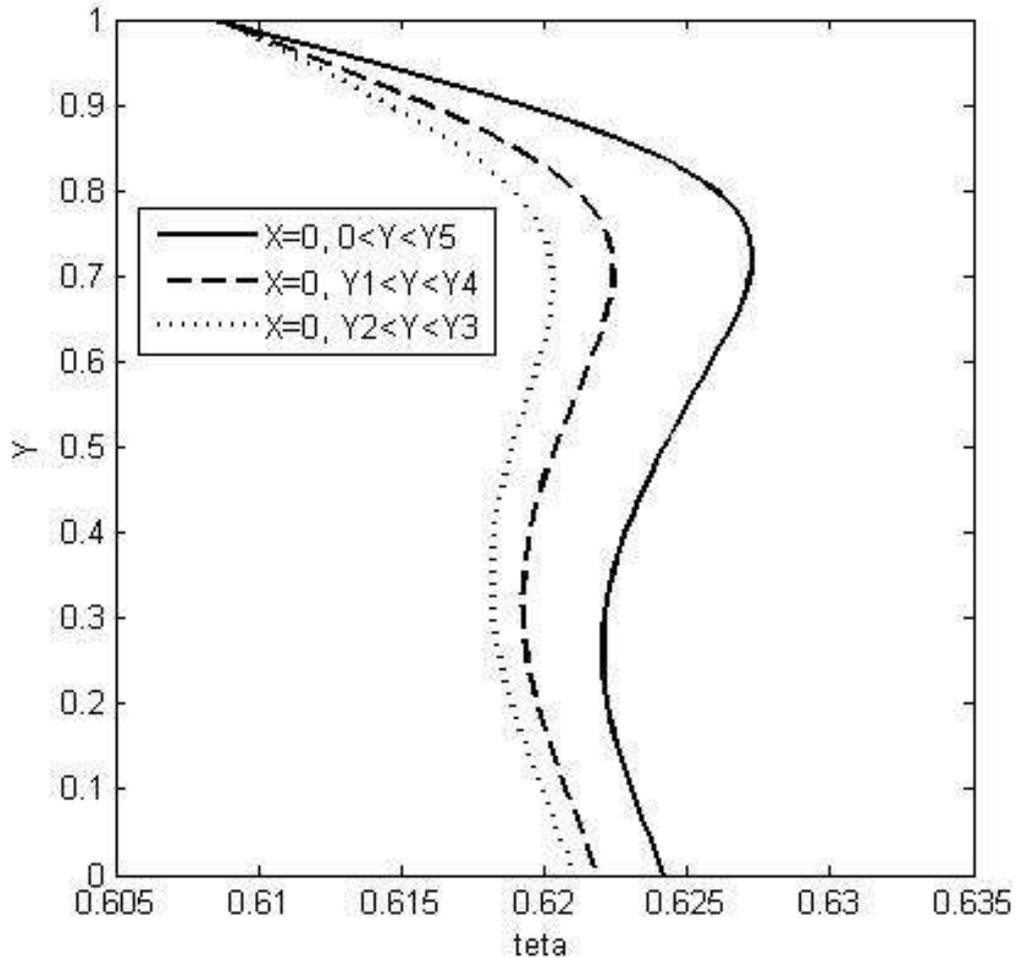
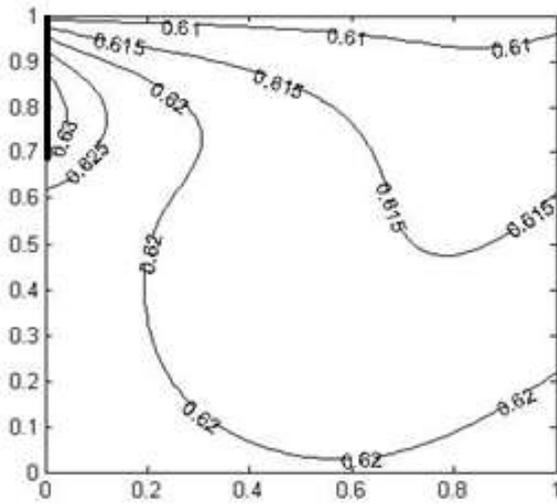
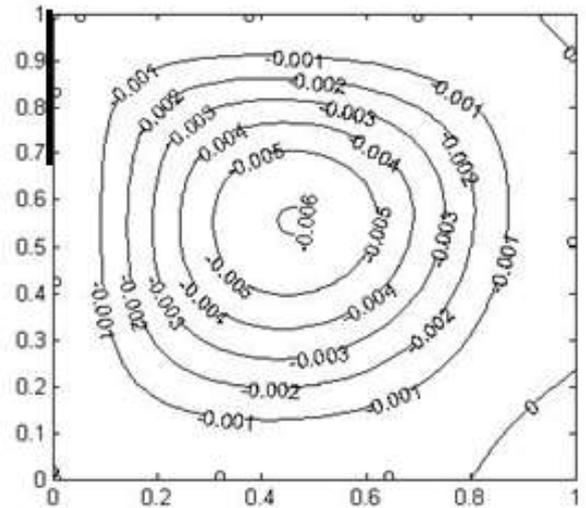


Рисунок 5.18 – Температурные профили в сечении $X=0.5$, $0 \leq Y \leq 1$

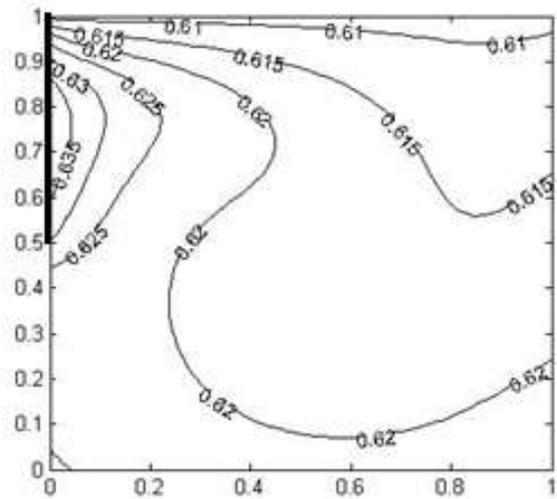
Ниже, на рисунке 5.19, представлены поля температур (а,в) и функции тока (б,г) для зоны более интенсивного теплообмена с окружающей средой. Область повышенных температур находится около участка локального нагрева, а в верхней части резервуара происходит снижение температуры вследствие испарения на свободной поверхности. При увеличении ширины зоны локального нагрева, как и следовало ожидать, имеет место более интенсивный рост температур. По рассчитанным численно значениям функции тока можно сделать вывод о том, что при изменении ширины трещины слоя изоляции структура течения СПГ существенно не изменяется.



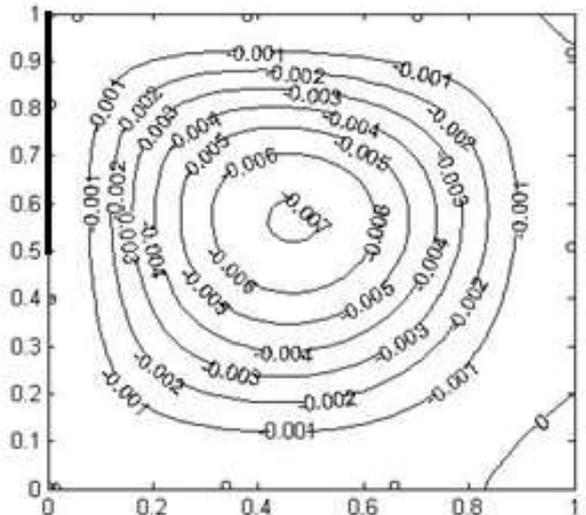
(a)



(б)



(в)



(г)

Рисунок 5.19 – Распределения температур и функции тока в области решения при нарушении изоляции стенки: а,б) $X=0, Y_2 < Y < Y_3$; в,г) $X=0, Y_1 < Y < Y_3$.

На рисунке 5.20 можно выделить область высоких температур при $N=0,75$. Наименьшее значение температуры приходится на зону вблизи верхней границы, это объясняется достаточно интенсивным испарением жидкости на свободной поверхности. На рисунке 5.21 показаны поля температур и линии функции тока, формирующиеся при различных площадях локального нагрева в трещинах, видно образование одного большого основного вихря (рисунок 5.21 б, увеличение площади локального нагрева приводит к образованию е двух симметричных вихрей (рисунок 5.21, г).

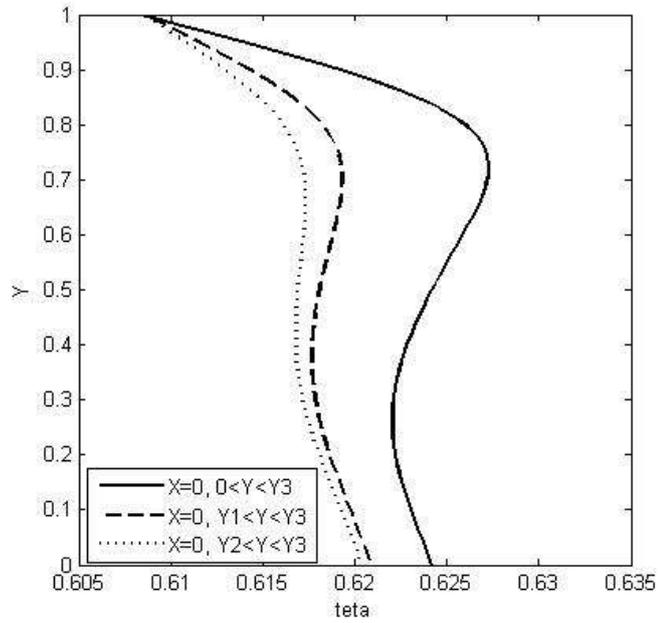


Рисунок 5.20 – Температурные профили в сечении $X=0.5, 0 \leq Y \leq 1$

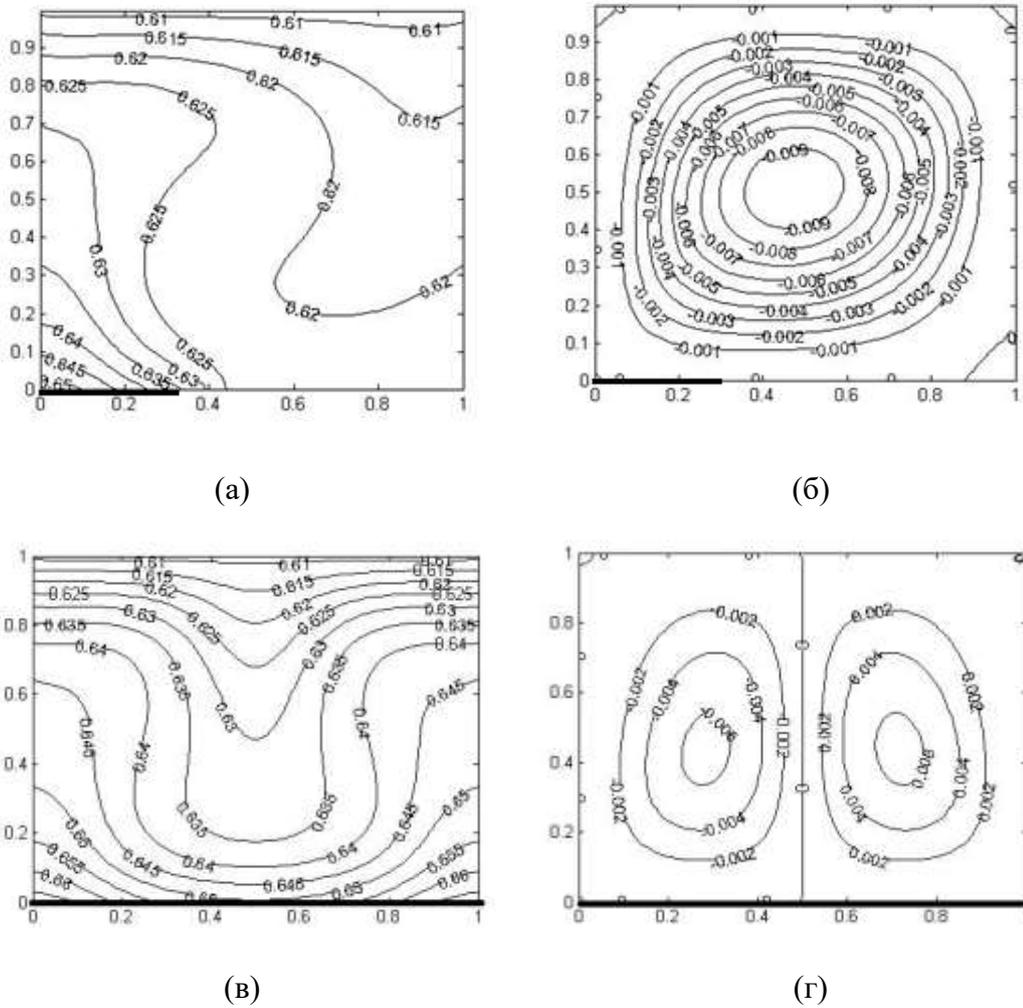


Рисунок 5.21 – Распределение температур и функции тока в области решения при нарушении изоляции стенки: а,б) $Y=0, 0 < X < X_1$, в,г) $Y=0, 0 < X < X_3$.

Около области с локальным нагревом (рисунок 5.22, а,в) происходит повышение температуры, это объясняется тем, что в правой части нижней границы высока плотность теплового потока. Так же в этом случае происходит образование большого вихря. При увеличении площади локального нагрева хорошо видно повышение интенсивности перемешивания.

На рисунке 5.23 видно, что максимальные значения температур находятся около нижней границы, это объясняется большими значениями теплового потока в нижней области резервуара. Температура изменяется нелинейно, так как жидкость в резервуаре перемешивается. С ростом Y во всех трех случаях происходит снижение температуры, это объясняется тем, что на верхней границе резервуара СПГ охлаждается в результате испарения (рисунок 5.24).

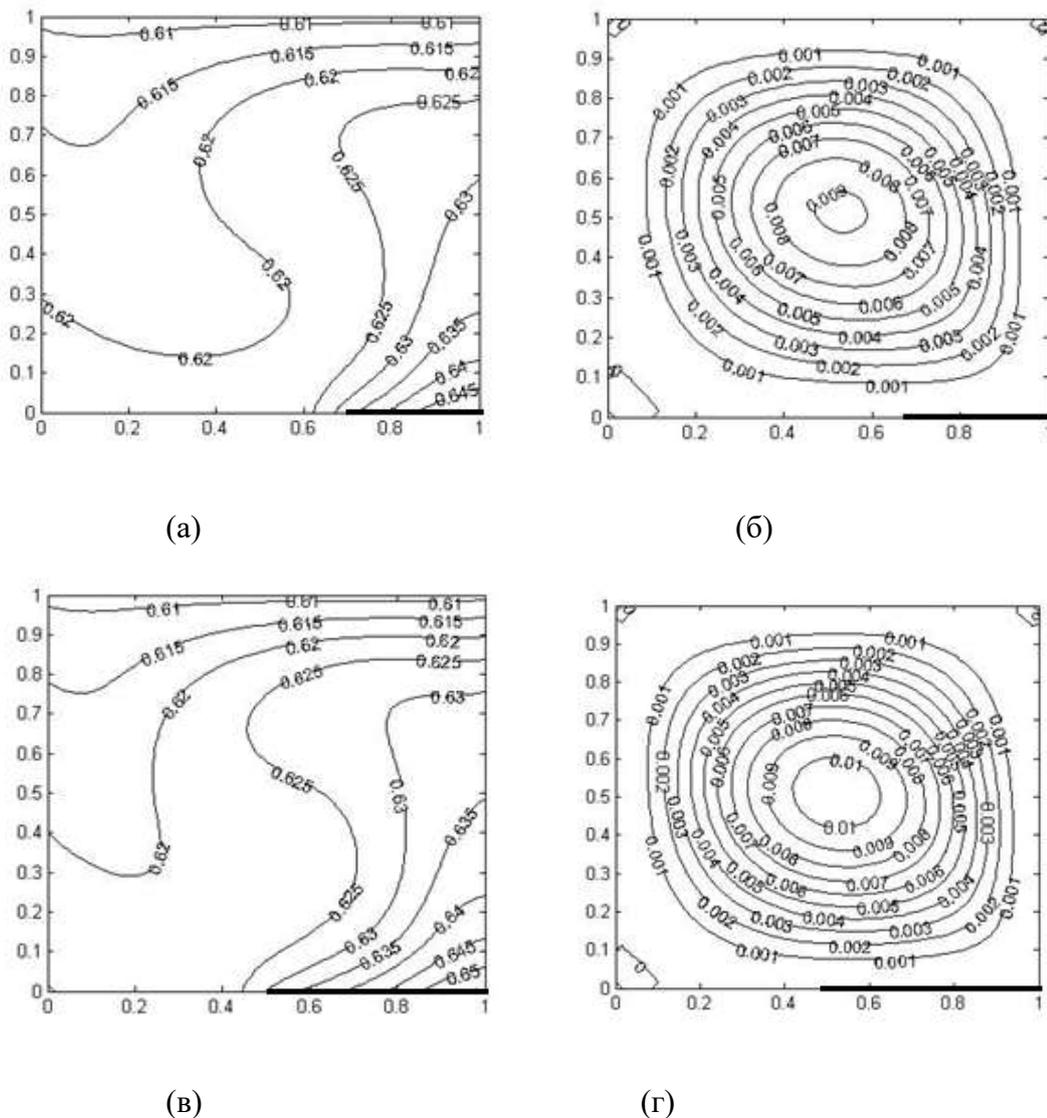


Рисунок 5.22 – Распределение температур и функции тока в области решения при нарушении изоляции стенки: а,б) $Y=0, X_2 < X < X_3$; в,г) $Y=0, X_1 < X < X_3$

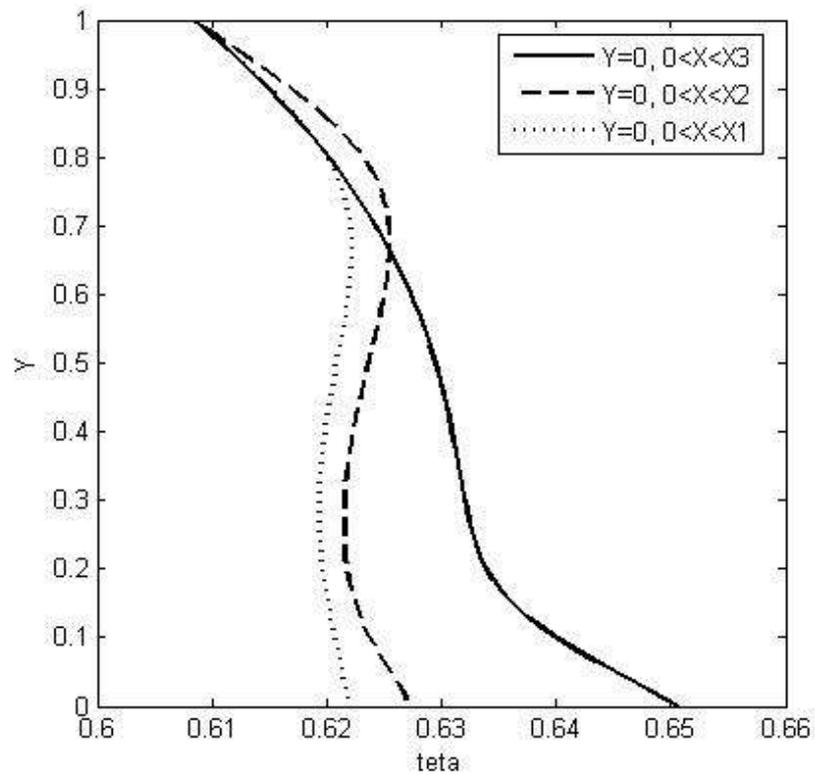


Рисунок 5.23 – Температурный профиль в сечении $X=0.5$, $0 \leq Y \leq 1$

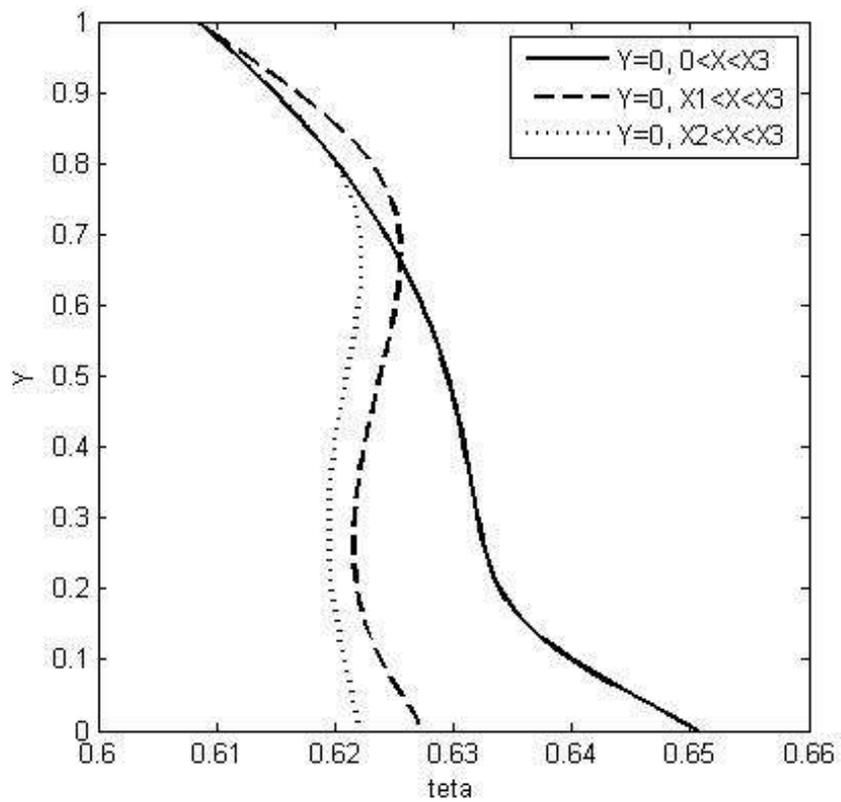
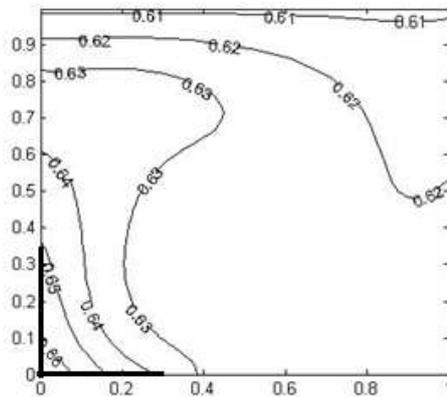


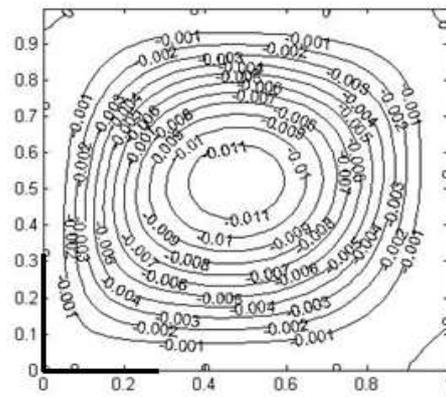
Рисунок 5.24 – Температурный профиль в сечении $X=0.5$, $0 \leq Y \leq 1$

Численно исследован также процесс естественной конвекции при совместном нарушении изоляции на боковой и нижней границах резервуара-хранилища СПГ.

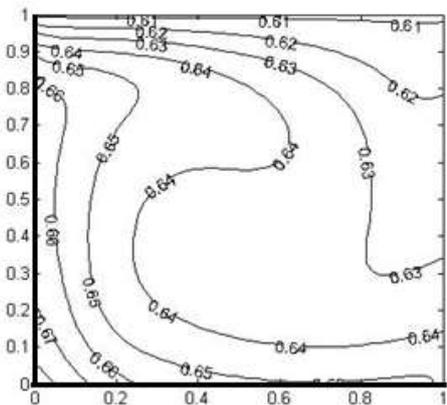
На рисунке 5.25 представлены поля температур и линии функции тока при различных площадях зон нарушения изоляции хранилища. Установлен рост температуры на границе в области с повышенным теплопритоком, на границе со свободной поверхностью происходит снижение температуры вследствие испарения. Сравнив рисунки (5.25 а,в,д) можно сделать вывод, что при увеличении площади локального нагрева происходит заметное более интенсивное перемешивание жидкости в резервуаре. На рисунке 5.25 (б,г,е) видно образование одного большого вихря, который занимает всю область решения, что наглядно иллюстрирует интенсивное перемешивание в резервуаре.



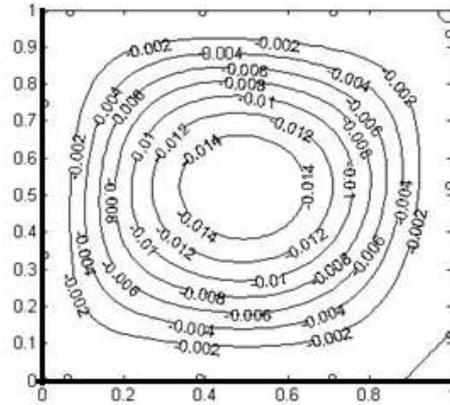
(а)



(б)



(в)



(г)

Рисунок 5.25 – Поля температур и функции тока в области решения при нарушении изоляции стенки: а,б) $0 < Y < Y_1$, $0 < X < X_1$; в,г) $0 < Y < Y_3$, $0 < X < X_3$.

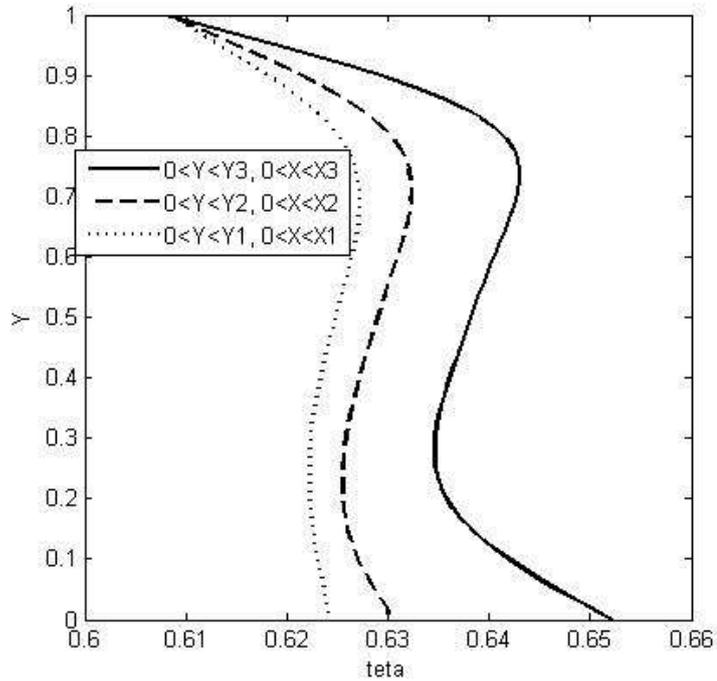


Рисунок 5.26 – Температурный профиль в сечении $X=0.5$, $0 \leq Y \leq 1$

На рисунке 5.26 разность температур в идентичный момент времени между вариантами: $Y=0$, $X_2 < X < X_3$; $Y=0$, $X_1 < X < X_3$ намного меньше, чем между вариантами $Y=0$, $X_1 < X < X_3$; $Y=0$, $0 < X < X_3$.

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

5.5 Моделирование смешанной конвекции в резервуарах-хранилищах сжиженного природного газа с участками ввода и вывода массы

Решена задача теплопереноса в движущейся несжимаемой вязкой жидкости в полости с одной свободной поверхностью и двумя участками ввода и вывода жидкости (рисунок 5.27).

При проведении анализа предполагалось, что теплофизические свойства среды не зависят от температуры, а режим течения является ламинарным. Жидкость считалась ньютоновской, несжимаемой и удовлетворяющей приближению Буссинеска.

Процесс переноса тепла в анализируемой области решения описывается системой нестационарных уравнений Навье-Стокса [88, 331]. Для определения скоростей и температур в

среде использованы нестационарные двумерные уравнения конвекции в приближении Буссинеска.

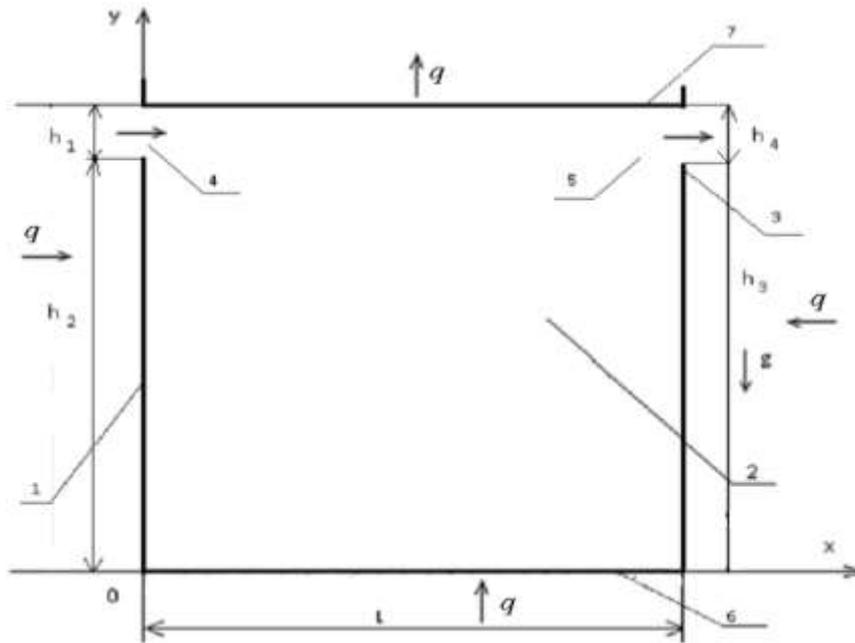


Рисунок 5.27 – Область решения рассматриваемой задачи.

Безразмерные уравнения Навье-Стокса в приближении Буссинеска в переменных “вихрь скорости - функция тока - температура” для рассматриваемой задачи аналогичны [84, 88].

Рассмотрены несколько вариантов расположений участков ввода и вывода жидкости, при которых существенно изменяется структура потока в резервуарах-хранилищах. Исследования были проведены при следующих значениях безразмерных и размерных величин: $10^4 \leq Gr \leq 10^6$, $Re = 500$, $T_0 = 112$ К, $T_{in} = 111$ К, $T_e = 112$ К. Получены распределения гидродинамических параметров и температур, характеризующие основные закономерности рассматриваемого процесса (рисунок 5.28).

На рисунке 5.28 приведены типичные результаты решения сформулированной задачи для режимов смешанной конвекции. В случае расположения участков ввода и вывода массы в верхней части полости наблюдается образование вихря в центральной части полости резервуара в результате влияния как вынужденного, так и естественного движения среды (рисунок 5.28, а). При диагональном расположении участков происходит разделение течения на две близких по площади области (рисунок 5.29, б). В случае ввода в верхней части левой стороны, а вывода в нижней части левой стороны области решения имеет место образование только одного обширного вихря, который прижимает входной поток вниз (рисунок 5.29, в). Основным механизмом образования этого вихря является вынужденная конвекция.

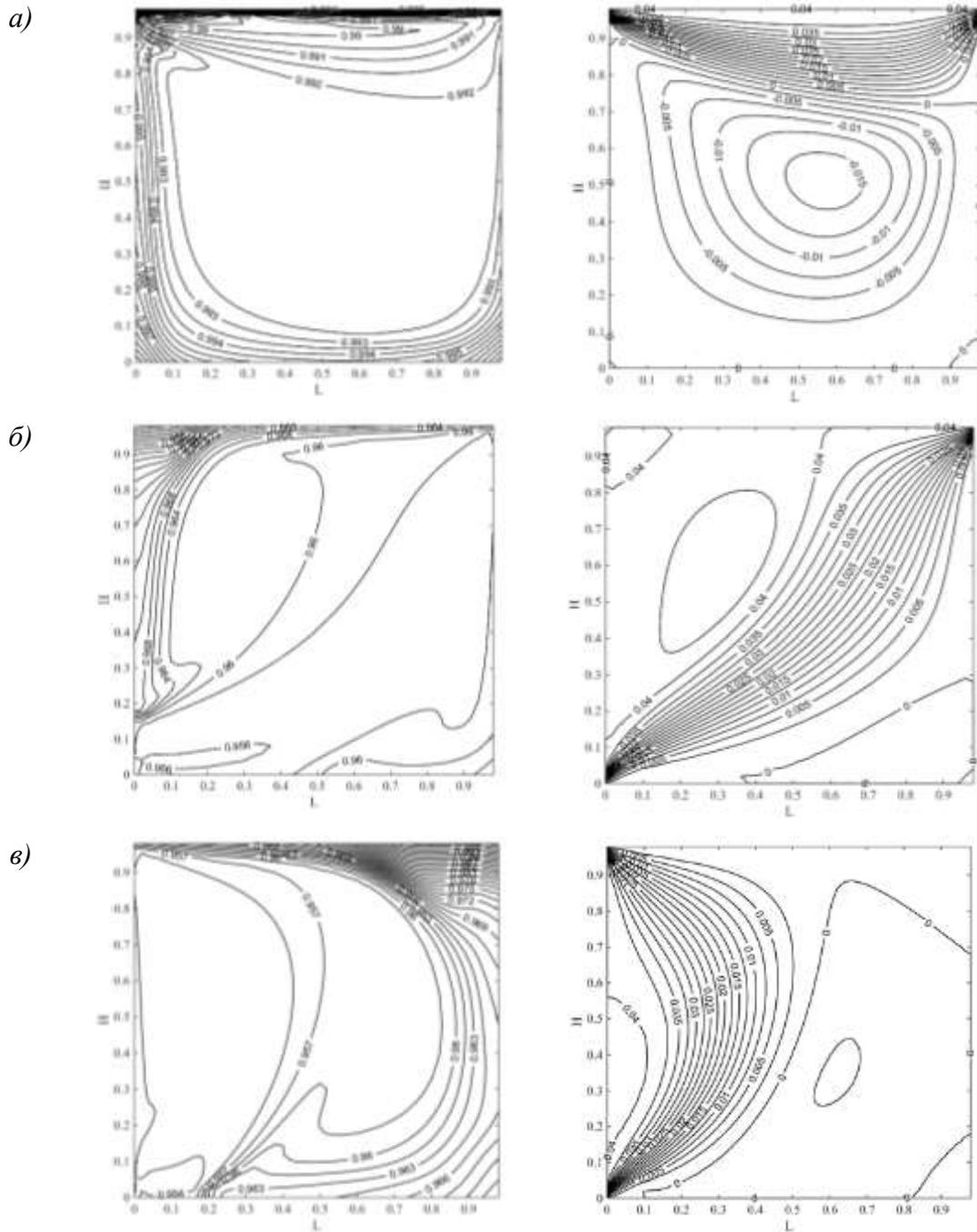


Рисунок 5.28 – Температурные поля и изолинии функции тока при различном расположении участков ввода и вывода жидкости: а) ввод и вывод в верхней части области решения; б) ввод в нижней части, вывод в верхней части области решения; в) ввод в верхней части левой стороны, вывод в нижней части левой стороны области решения.

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.

На рисунке 5.29 представлен температурный профиль в центральном сечении области для рассматриваемых вариантов решения задачи. Видно, что при смещении участка ввода массы в нижнюю часть, а вывода в верхнюю часть происходит наиболее интенсивное перемешивание жидкости в резервуаре за счет высокой интенсивности вихрей, происходит более равномерное распределение температур по всей области решения, перепад температуры по высоте уменьшается.

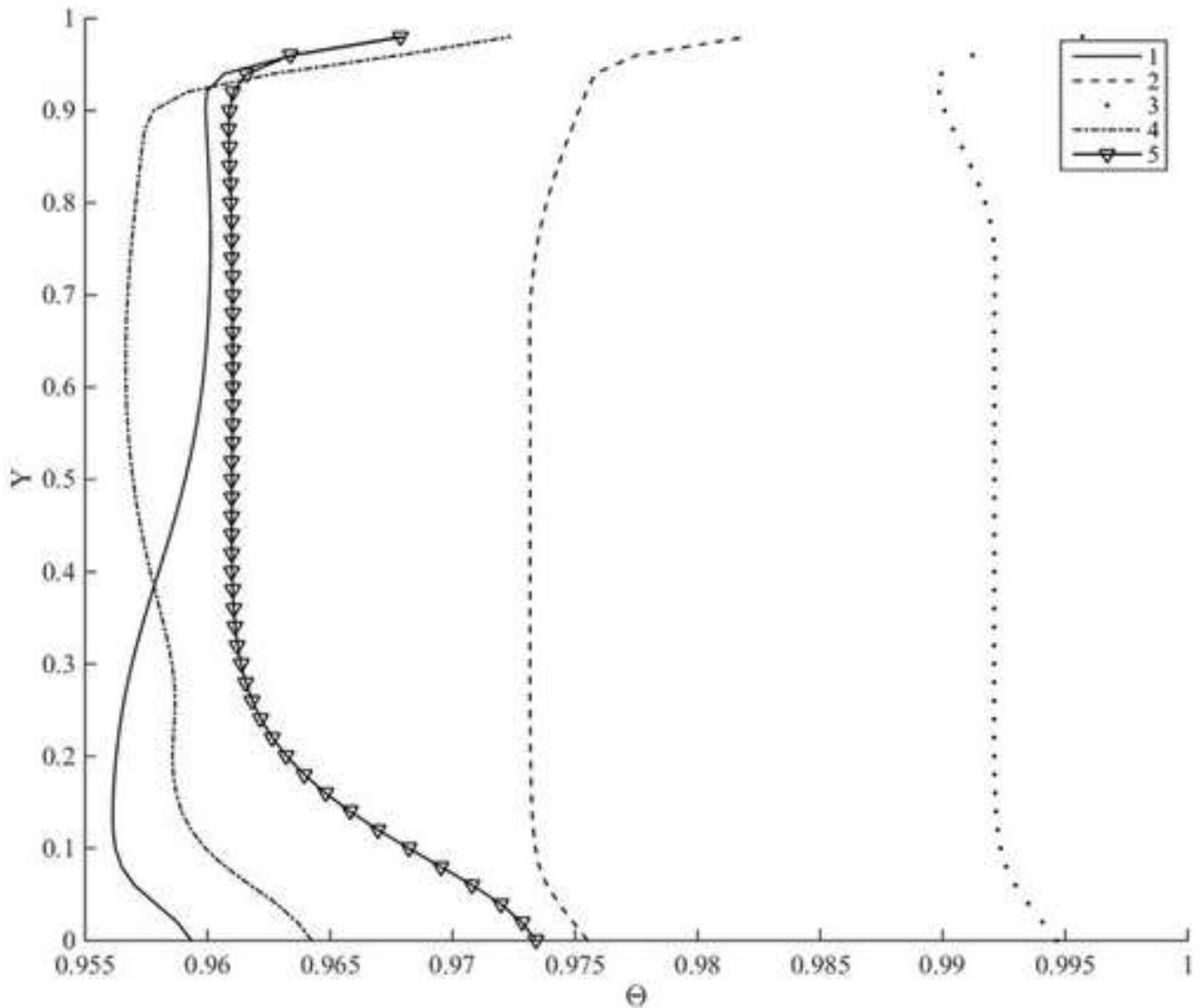
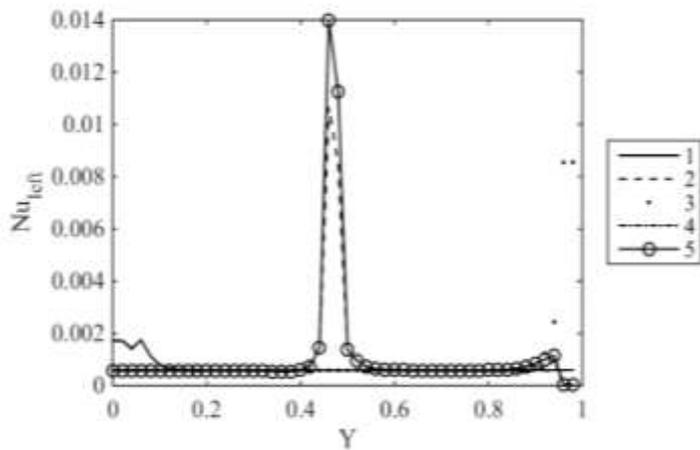
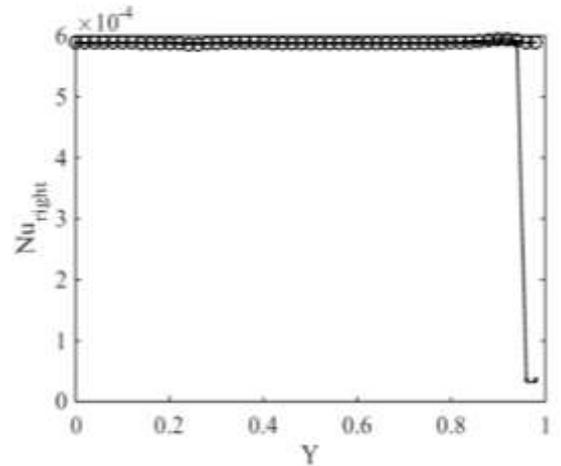


Рисунок 5.29 – Температурный профиль в центральном сечении резервуара: 1) ввод и вывод в верхней части области решения; 2) ввод в нижней части, вывод в верхней части области решения; 3) ввод в средней части, вывод в верхней части области решения; 4) ввод в верхней части левой стороны, вывод в нижней части левой стороны области решения; 5) ввод в верхней части левой стороны, вывод в средней части левой стороны области решения.

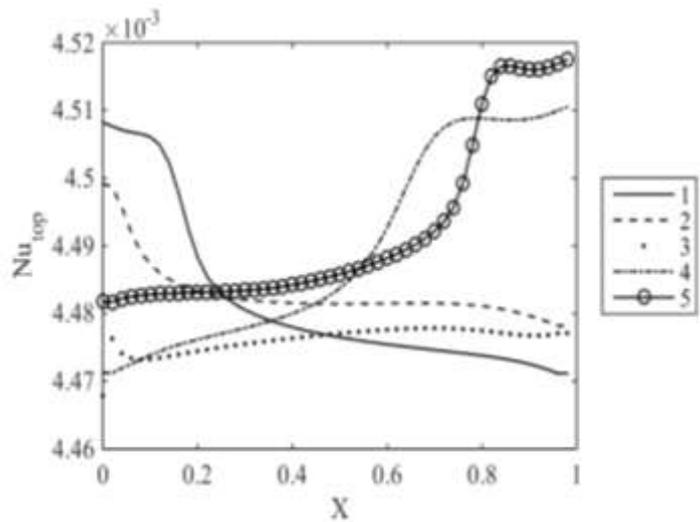
На рисунке 5.30 показана зависимость среднего числа Нуссельта от числа Грасгофа для каждой из границ области решения.



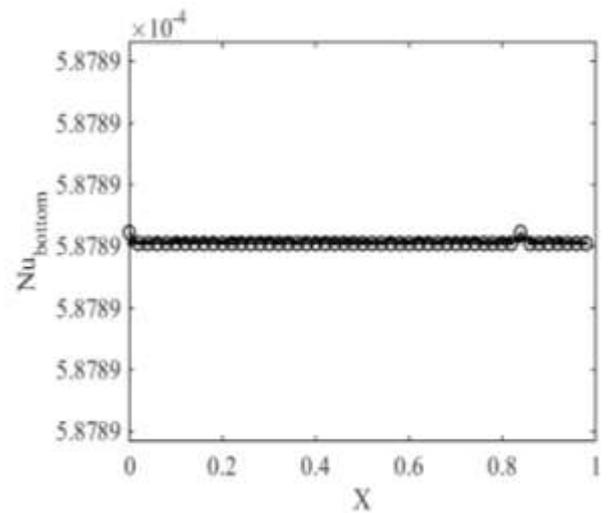
а)



б)



в)



г)

Рисунок 5.30 – Распределение числа Нуссельта на границах: а) $X = 0, 0 \leq Y \leq 1$, б) $X = 1, 0 \leq Y \leq 1$, в) $0 \leq X \leq 1, Y = 1$, г) $0 \leq X \leq 1, Y = 0$.

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. В вариантах б), в), г), д) этот эффект достигается за счет разной высоты входного участка. В варианте а) массообмен реализуется в большей степени за счет естественной конвекции жидкости.

5.6 Влияние значений теплопритоков на внешних границах резервуаров-хранилищ СПГ на тепловой режим при наличии участков ввода и вывода газа

Тепловой поток через стенку хранилища сжиженного природного газа может варьироваться в различных диапазонах как в зависимости от климатических условий, так и в зависимости от состояния теплоизолирующих оболочек [206, 324]. Так же тепловой поток может сильно увеличиться из-за возникновения чрезвычайных ситуаций, таких как пожар, либо разгерметизация вакуумной оболочки хранилища.

При исследовании теплового режима хранилища сжиженного природного газа задавались плотности теплового потока: $q = 0.05 \div 0.2 \text{ Вт/м}^2$.

На рисунке 5.31-5.40 приведены поля температур и линии тока СПГ при различных расположениях участков ввода и вывода жидкости и варьировании плотности теплового потока. Видно, что при увеличении значения плотности теплового потока, изолинии функции тока практически не меняют свою структуру. Наблюдается уменьшение температуры вблизи верхней поверхности, что обусловлено теплоотводом вследствие интенсивного испарения, и увеличение температуры вблизи границ, через которые осуществляется теплоприток.

Установлено, что регулируя значения теплопритоков на внешних границах области, можно управлять тепловым режимом жидкости при реализации смешанной конвекции в условиях ввода и вывода СПГ в области ограниченных размеров.

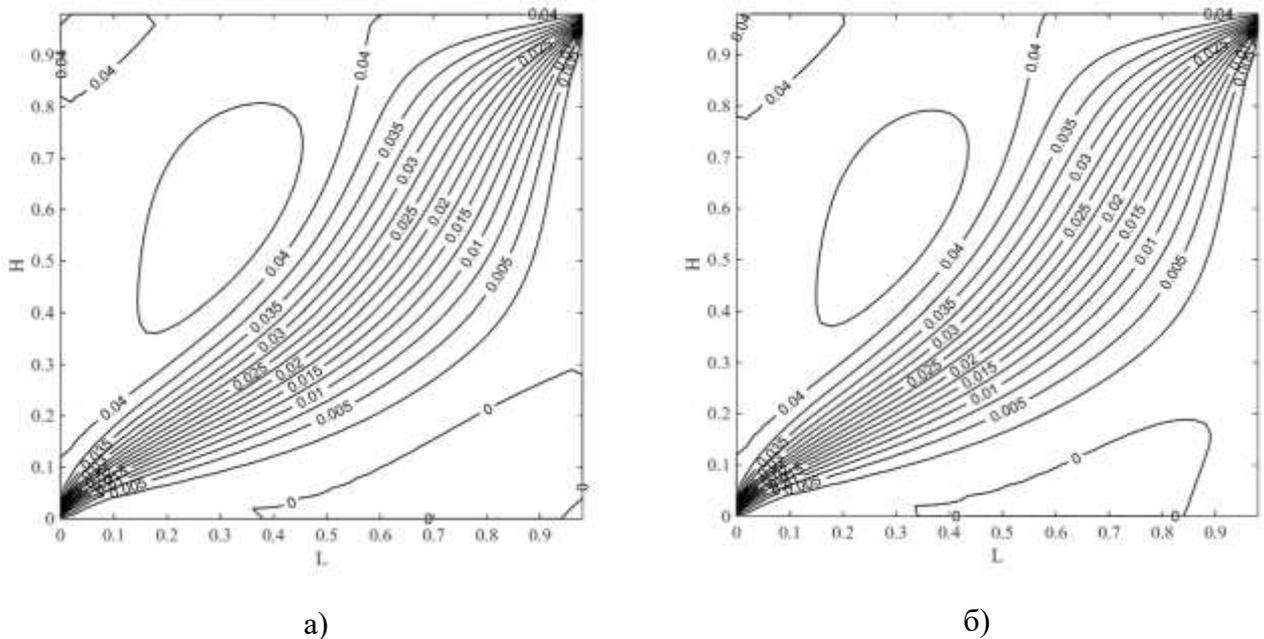
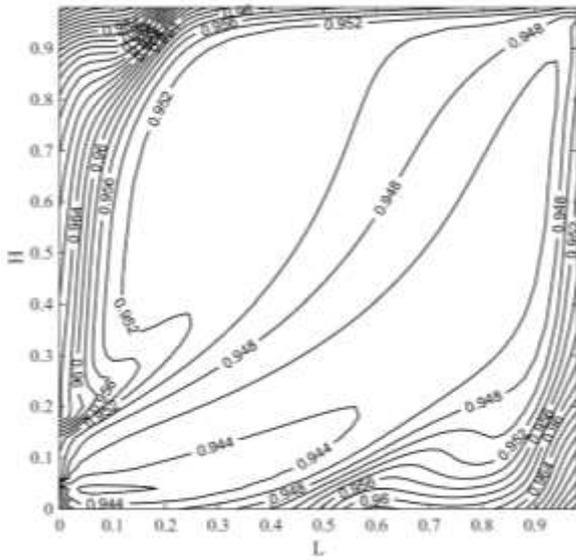
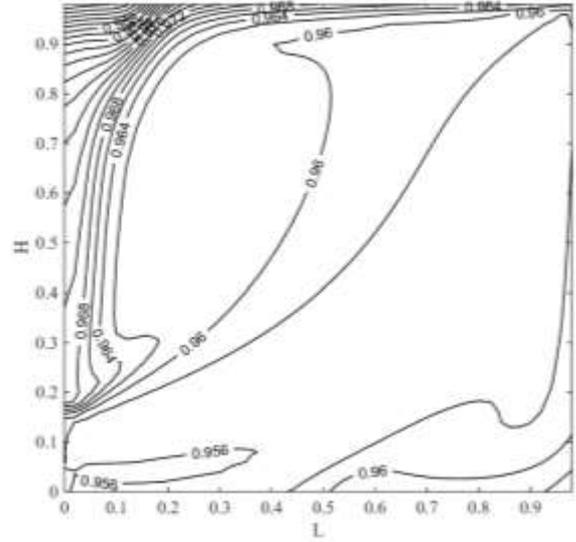


Рисунок 5.31 – Изолинии функции тока (ввод СПГ осуществляется в нижней части, вывод в верхней части области решения) при а) $Re = 500$, $q = 0.05 \text{ Вт/м}^2$ б) $Re = 500$, $q = 0.2 \text{ Вт/м}^2$

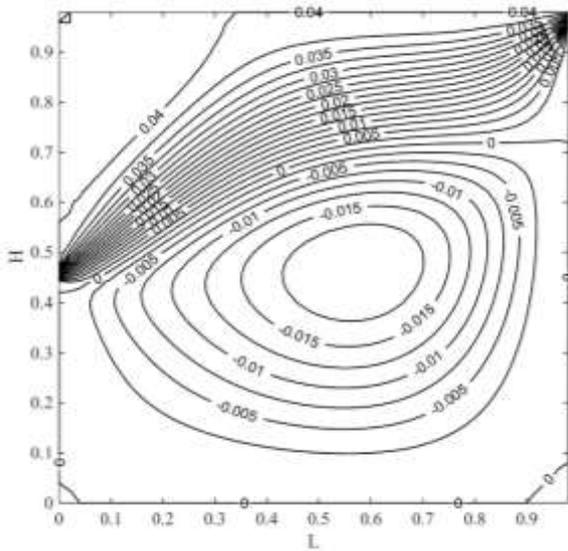


а)

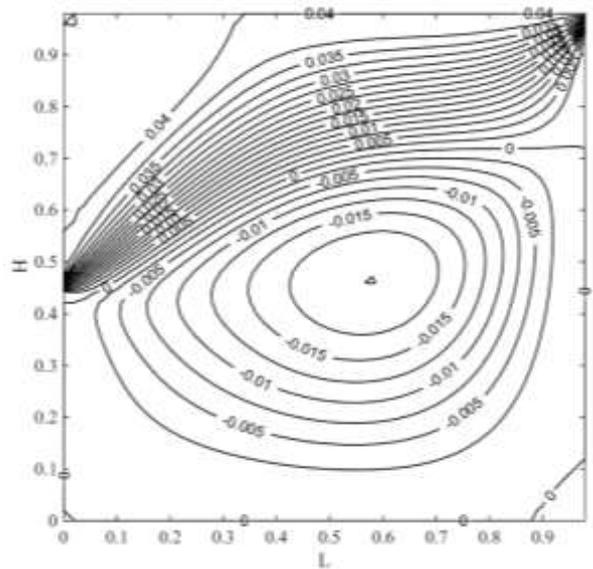


б)

Рисунок 5.32 – Поле температур при вводе в нижней части и выводе в верхней части области решения а) $Re = 500$, $q = 0.05 \text{ Вт/м}^2$ б) $Re = 500$, $q = 0.2 \text{ Вт/м}^2$

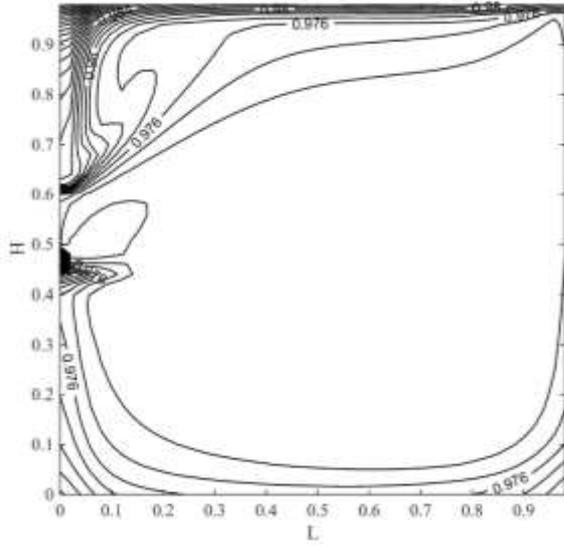


а)

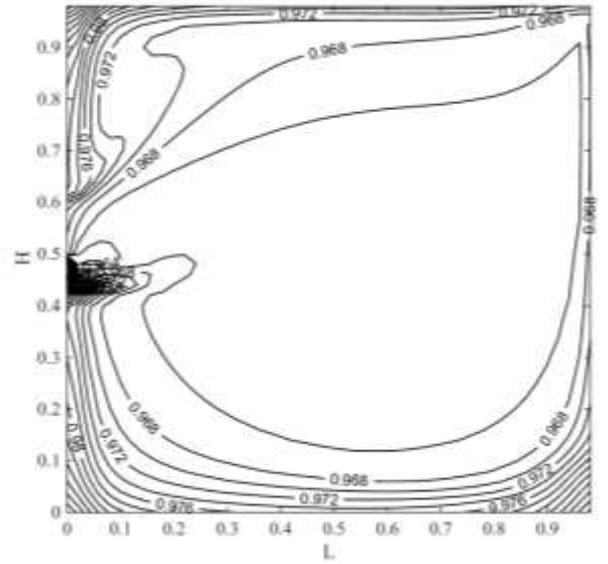


б)

Рисунок 5.33 – Изолинии функции тока: ввод СПГ в средней части, вывод в верхней части области решения а) $Re = 500$, $q = 0.05 \text{ Вт/м}^2$ б) $Re = 500$, $q = 0.2 \text{ Вт/м}^2$

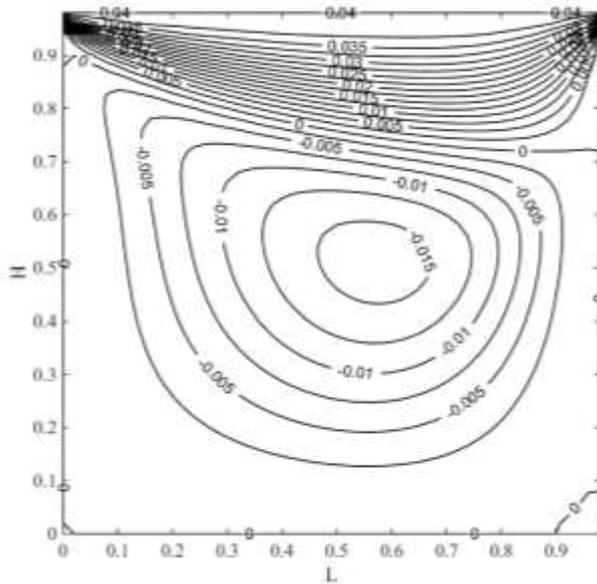


а)

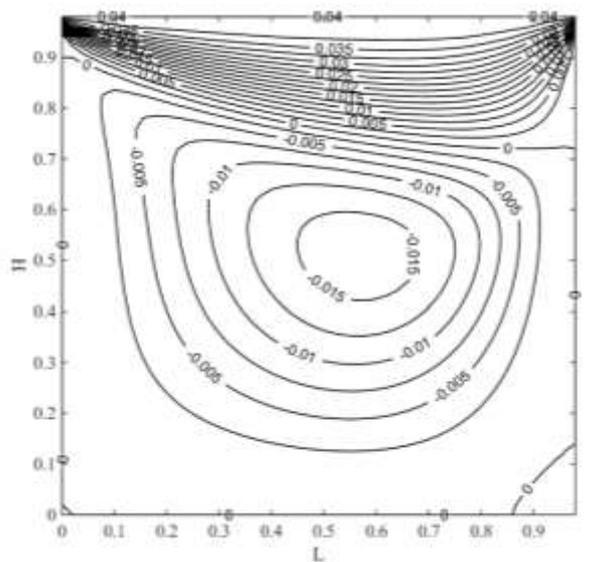


б)

Рисунок 5.34 – Поле температур при вводе СПГ в средней части, вывод в верхней части области решения а) $Re = 500$, $q = 0.05$ Вт/м², б) $Re = 500$, $q = 0.2$ Вт/м²



а)



б)

Рисунок 5.35 – Изолинии функции тока: ввод СПГ осуществляется в средней части, вывод в верхней части области решения при а) $Re = 500$, $q = 0.05$ Вт/м² б) $Re = 500$, $q = 0.2$ Вт/м²

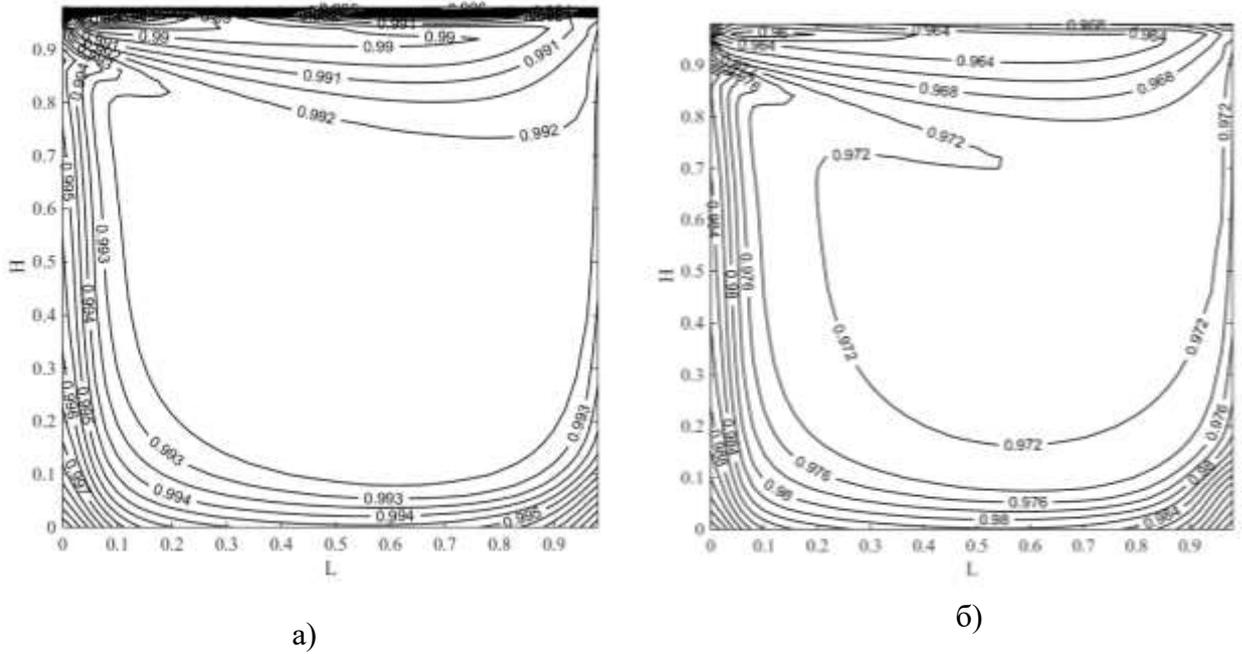


Рисунок 5.36 – Поле температур: ввод СПГ осуществляется в средней части, вывод в верхней части области решения а) $Re = 500$, $q = 0.05 \text{ Вт/м}^2$ б) $Re = 500$, $q = 0.2 \text{ Вт/м}^2$

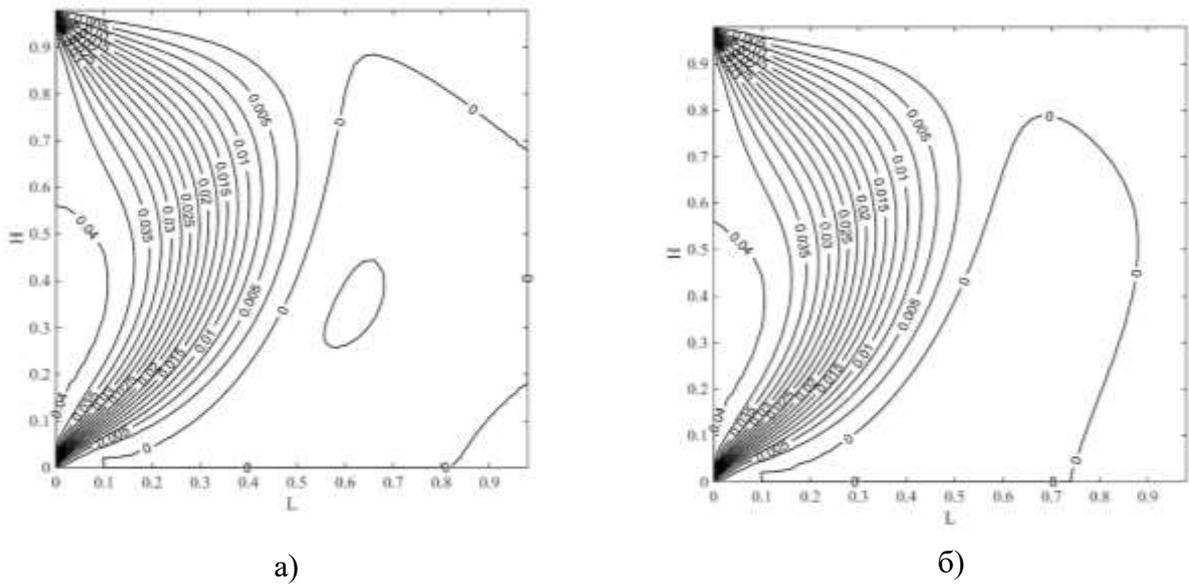
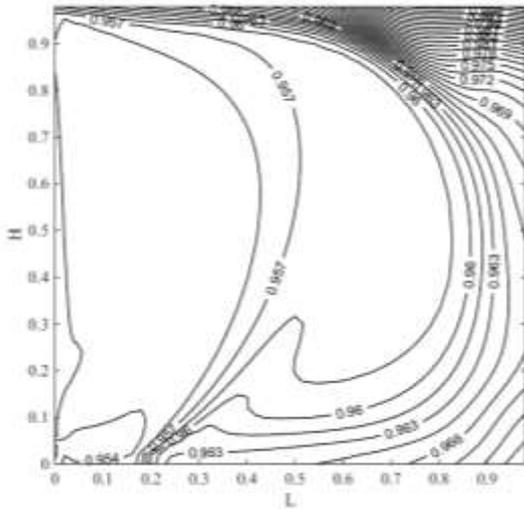


Рисунок 5.37 – Изолинии функции тока: ввод СПГ осуществляется в верхней части левой стороны, вывод в нижней части левой стороны области решения а) $Re = 500$, $q = 0.05 \text{ Вт/м}^2$ б) $Re = 500$, $q = 0.2 \text{ Вт/м}^2$



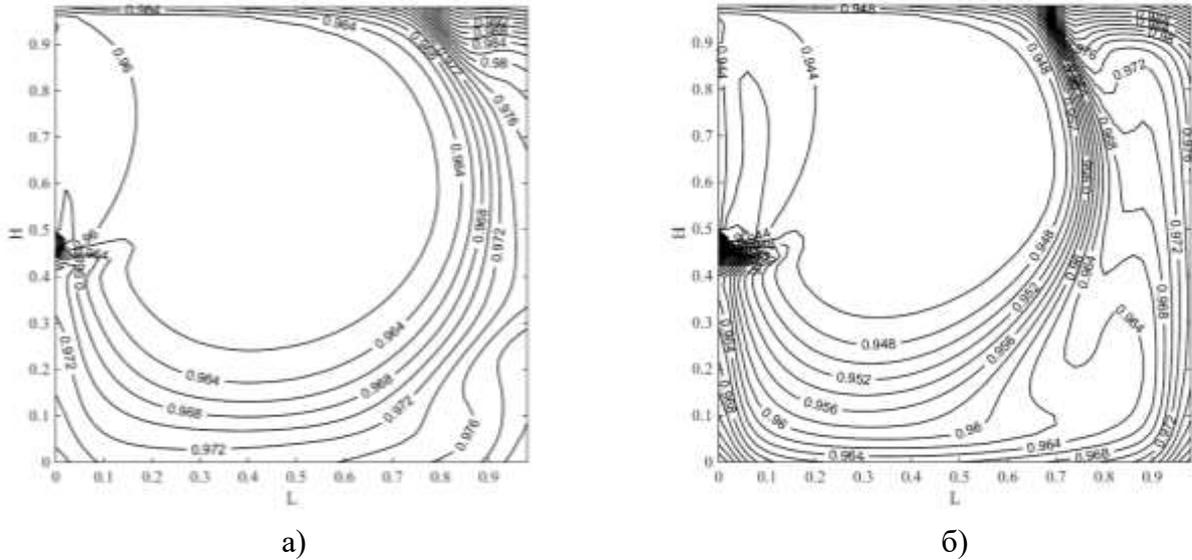


Рисунок 5.40 – Поле температур: ввод СПГ осуществляется в верхней части левой стороны, вывод в средней части левой стороны области решения а) $Re = 500$, $q = 0.05 \text{ Вт/м}^2$ б) $Re = 500$, $q = 0.2 \text{ Вт/м}^2$

5.7 Влияние скорости входного потока газа на структуру течения в резервуарах-хранилищах СПГ

Скорость входного потока может влиять на структуру потока в рассматриваемой полости. При увеличении скорости влияние вынужденной конвекции увеличивается, что меняет картину движение жидкости. Рассмотрены варианты увеличения скорости в два раза. Численные исследования были проведены при следующих значениях безразмерных величин: $Pr = 10^4$, $10^4 \leq Gr \leq 10^6$, $500 \leq Re \leq 1000$.

На рисунках 5.41 – 5.42 приведены изолинии функции тока и поле температур, если ввод осуществляется в нижней части, а вывод в верхней части области решения при а) $Re = 500$, б) $Re = 1000$. Можно отметить, что в данном случае вихрь в верхней части области решения становится более интенсивным вследствие более высокой скорости входного потока. Также в нижней части появляется дополнительный вихрь, который обусловлен вынужденной конвекцией.

На рисунках 5.43 – 5.44 приведены результаты, полученные при вводе в средней части, а выводе в верхней части области решения. Видно, что, при увеличении скорости в верхней части области появляется дополнительный вихрь. Когда ввод и вывод осуществляются в верхней части области решения (рисунки 5.45 – 5.46) при увеличении скорости вихрь становится интенсивнее и поток жидкости в верхней части больше смещается к верхней границе полости.

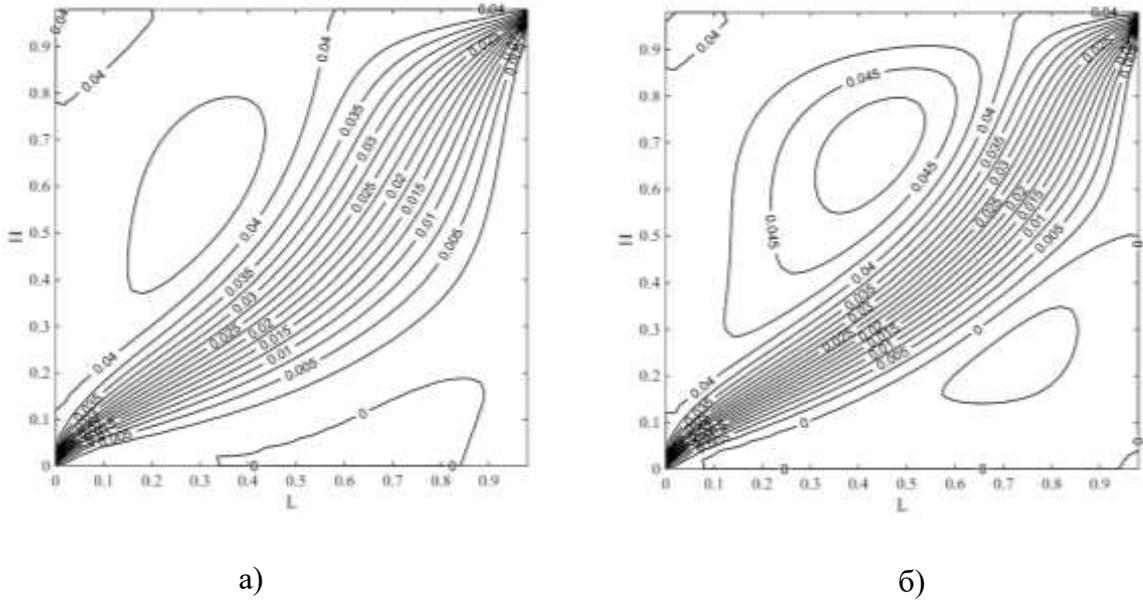


Рисунок 5.41 – Изолинии функции тока (ввод СПГ осуществляется в нижней части, вывод в верхней части области решения) а) $Re = 500$, б) $Re = 1000$

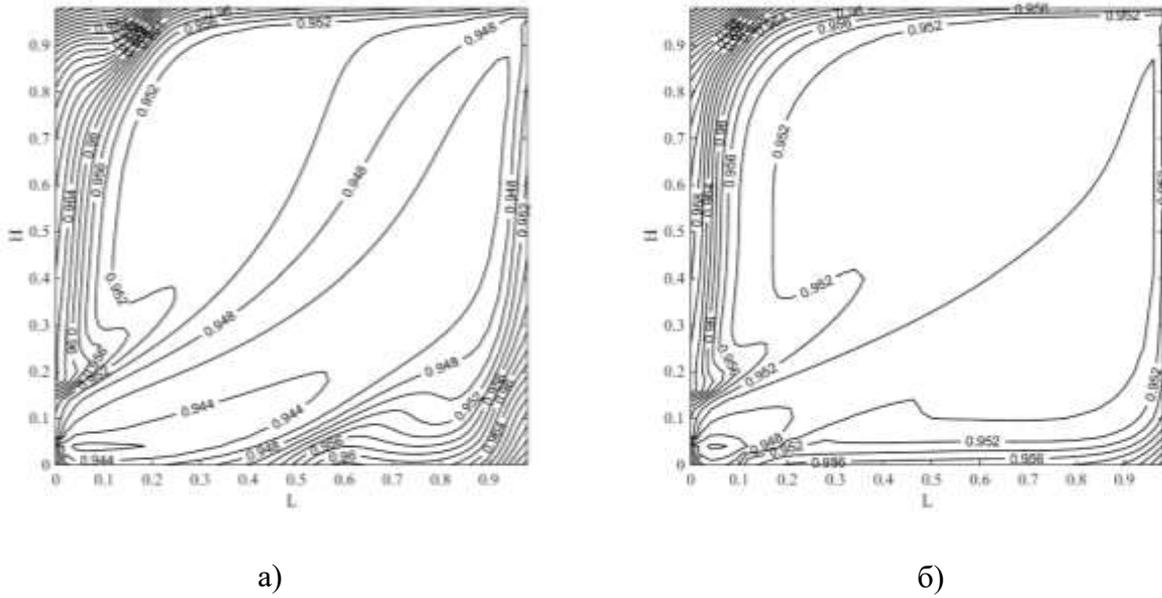
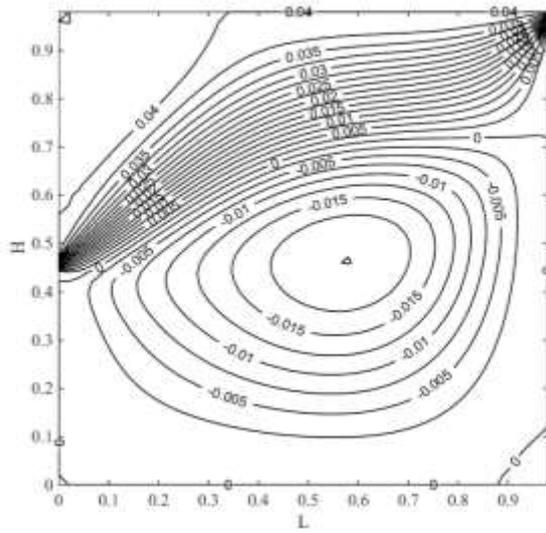
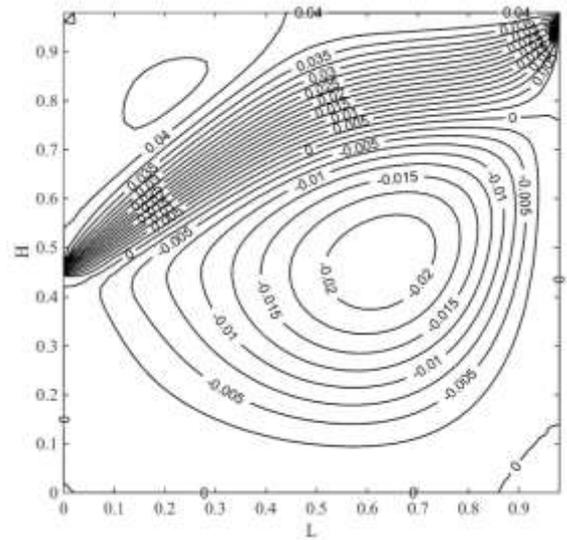


Рисунок 5.42 – Поле температур (ввод СПГ осуществляется в нижней части, вывод в верхней части области решения) а) $Re = 500$, б) $Re = 1000$

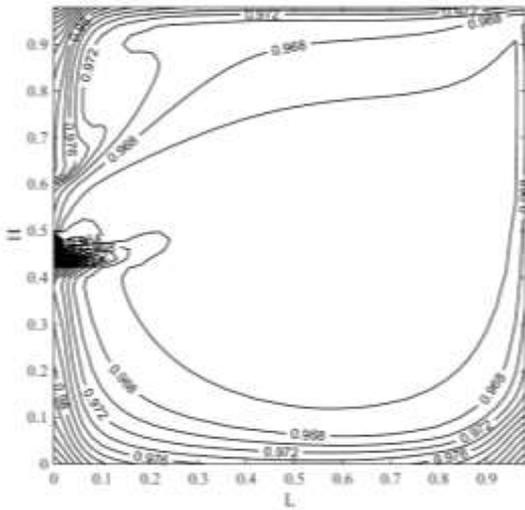


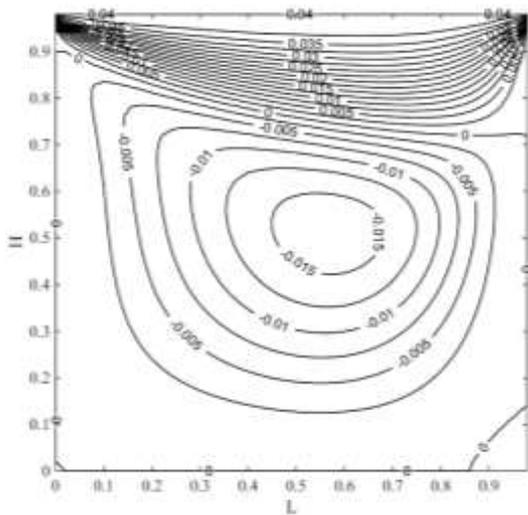
а)



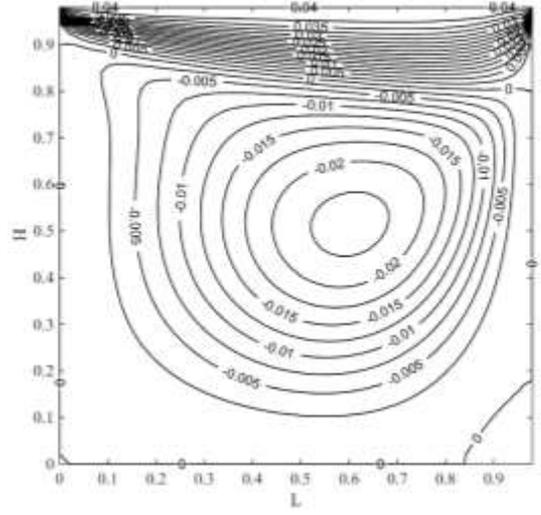
б)

Рисунок 5.43 – Изолинии функции тока (ввод СПГ осуществляется в средней части, вывод в верхней части области решения) а) $Re = 500$, б) $Re = 1000$



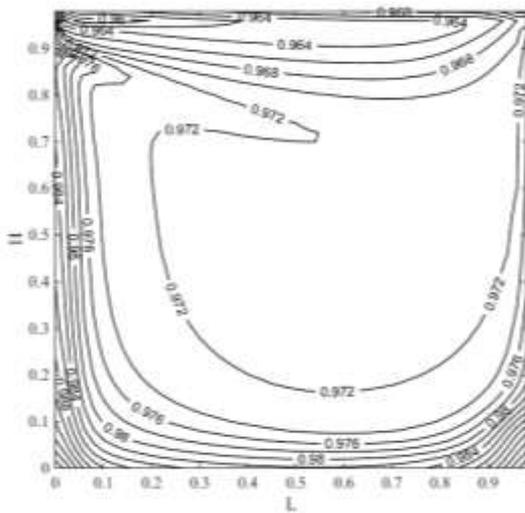


а)

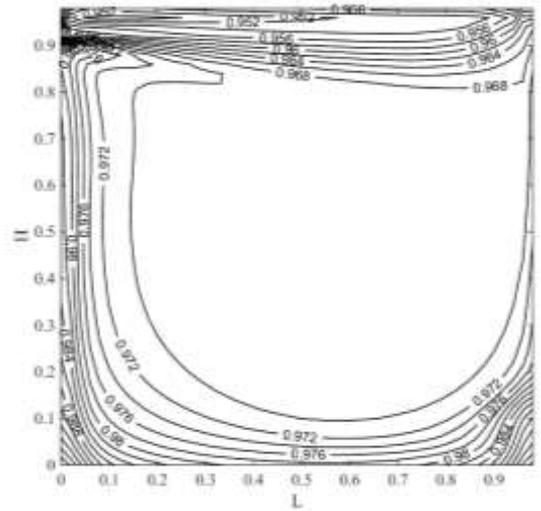


б)

Рисунок 5.45 – Изолинии функции тока (ввод СПГ и вывод осуществляется в верхней части области) решения а) $Re = 500$, б) $Re = 1000$.



а)



б)

Рисунок 5.46 – Поле температур (ввод СПГ и вывод осуществляется в верхней части области решения) а) $Re = 500$, б) $Re = 1000$

На рисунке. 5.47-5.48 приведены изолинии функции тока, когда ввод осуществляется в верхней части левой стороны, вывод в нижней части левой стороны области решения. Хорошо видно, что увеличение скорости входного потока в два раза приводит к образованию вихря в средней части полости, поток жидкости прижимается к левой границе области решения.

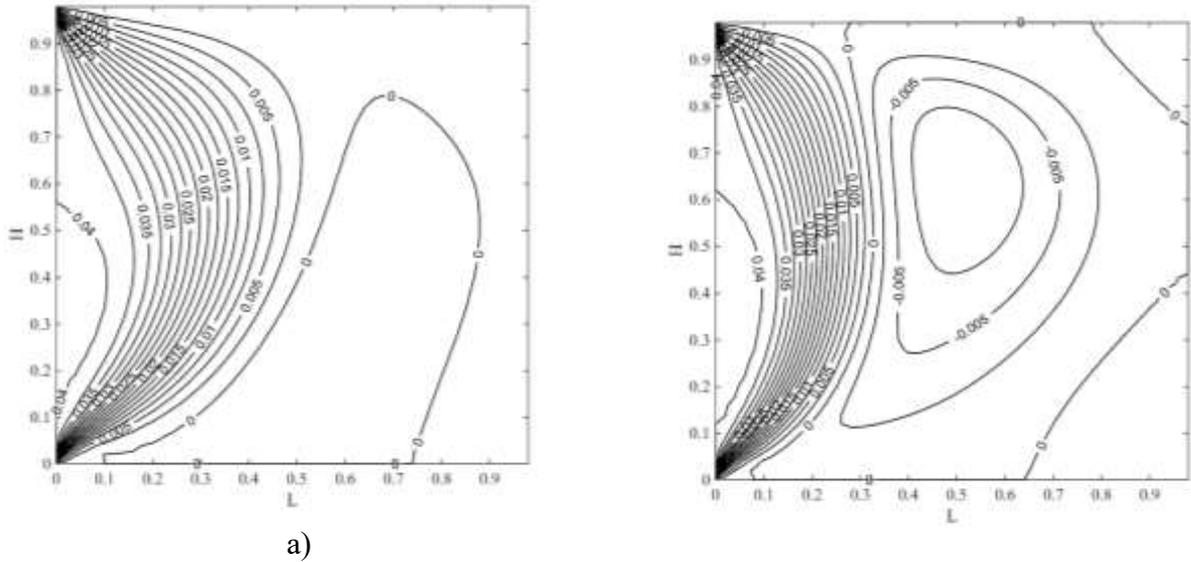


Рисунок 5.47 – Изолинии функции тока (ввод СПГ осуществляется в верхней части левой стороны, вывод в нижней части левой стороны области решения) а) $Re = 500$, б) $Re = 1000$

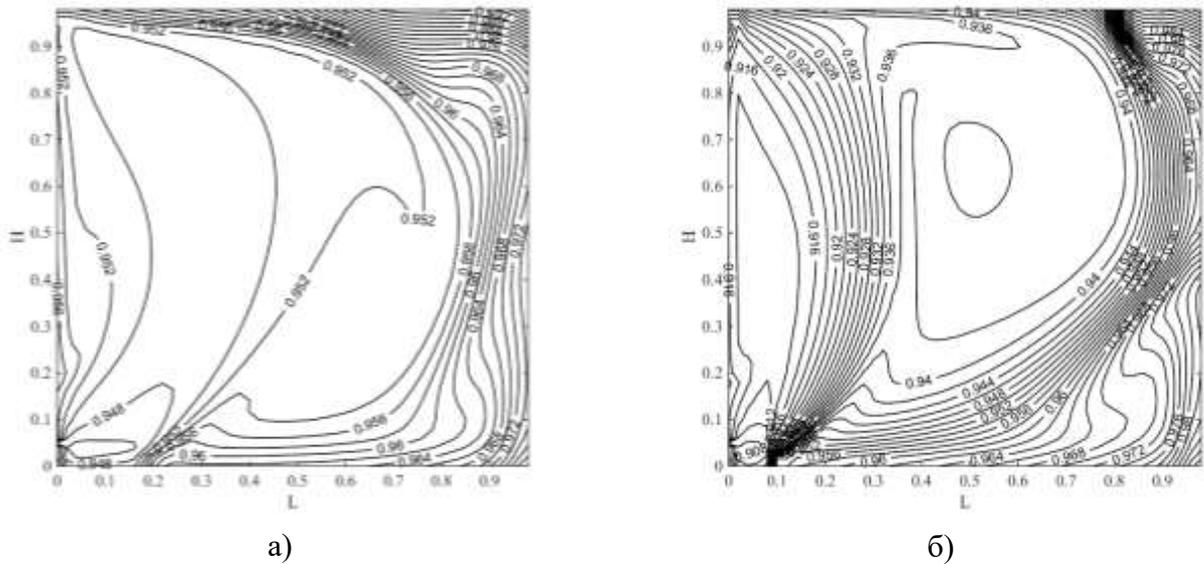
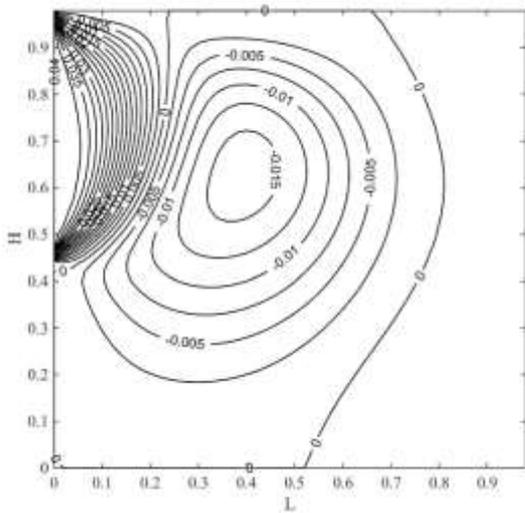
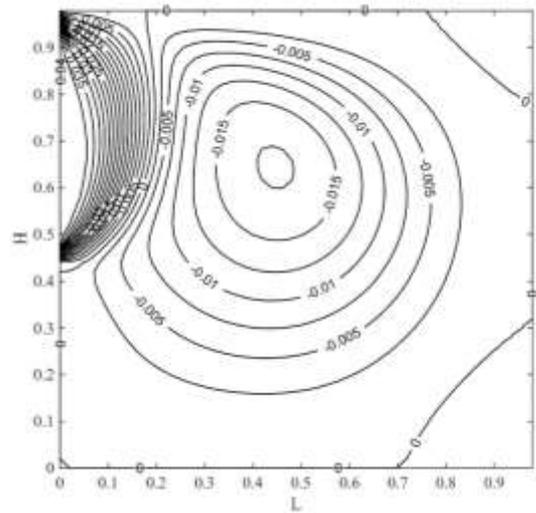


Рисунок 5.48 – Поле температур (ввод СПГ осуществляется в верхней части левой стороны, вывод в нижней части левой стороны области решения) а) $Re = 500$, б) $Re = 1000$

На рисунке 5.49 видно, что также увеличивается размер вихря, изолинии функции тока равномернее распределяются по средней части области решения. Температурные поля на рисунках 5.44-5.50 существенно отличаются. В этом случае формируется совершенно другая конфигурация течения в области анализа.

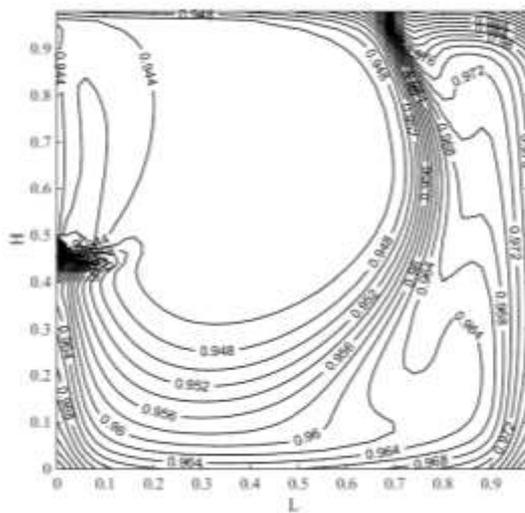


а)

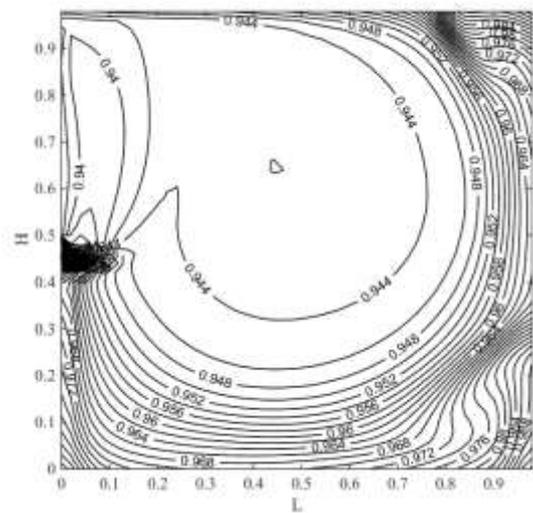


б)

Рисунок 5.49 – Изолинии функции тока (ввод СПГ осуществляется в верхней части левой стороны, вывод в средней части левой стороны области решения а) $Re = 500$, б) $Re = 1000$



а)



б)

Рисунок 5.50 – Поле температур (ввод СПГ осуществляется в верхней части левой стороны, вывод в средней части левой стороны области решения) а) $Re = 500$, б) $Re = 1000$

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 °С, 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 $V=0.01$ м/с в исследуемой области преобладают силы естественной конвекции, а при $V=0.1$ м/с уже смешанной. Дальнейшее повышение значения скорости входного потока приводит к преобладанию вынужденного режима конвективных течений.

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).

5.8 Анализ влияния размеров резервуаров СПГ на тепловой режим энергоносителя

Проанализированы несколько достаточно типичных вариантов хранения СПГ в резервуаре с низкотемпературной теплоизоляцией при его различных продольных и поперечных размерах (рисунок 5.51). Процесс переноса тепла в области решения (рисунок 5.51) описывался системой нестационарных двумерных уравнений конвекции в приближении Буссинеска [72, 78], записанной в декартовой системе координат. В реальной практике резервуары для хранения СПГ представляют собой полые цилиндры больших (до 80 м) размеров по высоте и радиусу [200, 204]. При больших поперечных размерах области решения задачи теплопереноса цилиндрическая форма не оказывает существенного влияния на результаты вычисления характеристик гидродинамических и теплофизических процессов. Поэтому решалась задача в декартовой системе координат.

На верхней (свободной) границе СПГ задавалось условие свободной поверхности [78, 201], а на остальных – второго рода. Численные исследования проведены для условий термогравитационной конвекции, соответствующих числам Грасгофа до 10^7 (ламинарные режимы). Численное решение задачи проведено методом конечных разностей с использованием алгоритма, апробированного при решении большой группы разных по существу задач [72, 78] термогравитационного теплопереноса в областях с локальными источниками энергии.

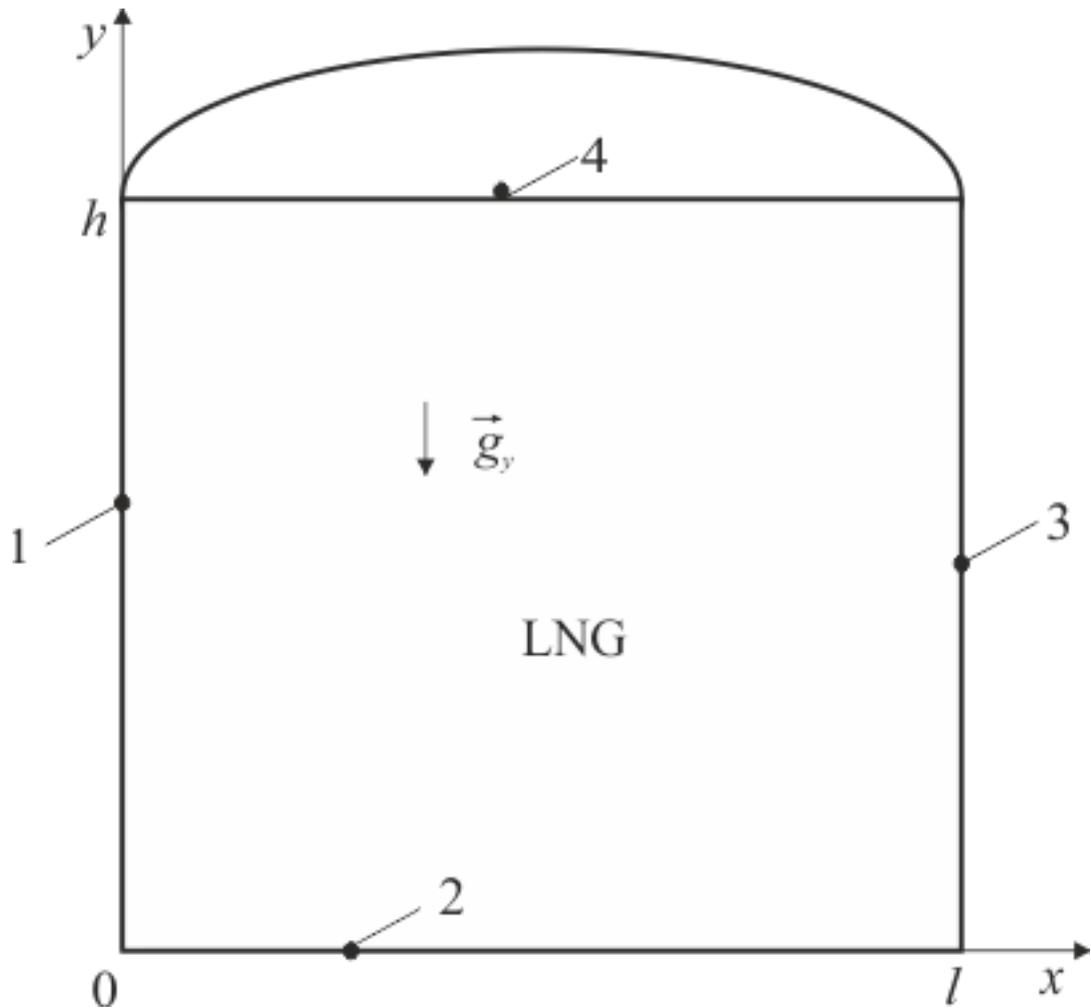


Рисунок 5.51 – Область решения: 1, 2, 3 – границы «СПГ – стенка», 4 – свободная поверхность
Система уравнений записывалась в безразмерном виде аналогично 5.1.

Численный анализ основных закономерностей исследовавшихся процессов проведен на примерах трех достаточно информативных по размерам областей: 1) $l = 1$ м, $h = 1$ м; 2) $l = 1$ м, $h = 0,5$ м; 3) $l = 0,5$ м, $h = 1$ м. В реальных условиях строительства хранилищ на внешнюю поверхность резервуара для хранения СПГ наносится слой низкотемпературной теплоизоляции [232], предназначенной для минимизации потоков теплоты, поступающей из грунта (или воздуха) в сжиженный природный газ. Но, как установлено в [232], пока нет материалов, обеспечивающих полную изоляцию СПГ. Тепловые потоки на границе «СПГ – стенка резервуара» составляют по данным [232] от $0,006 \text{ Вт/м}^2$ (суперизоляция типа «southampton MLI») до 50 Вт/м^2 (бетон). Распространенным материалом, применяемым для теплоизоляции резервуаров хранилищ СПГ, в последнее время стал пенополиуретан с толщиной слоя около 10 см (коэффициент теплопроводности $0.029 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$). При постановке задачи численного моделирования предполагалось, что рассматриваемый резервуар СПГ теплоизолирован этим

материалом, и соответственно, плотность теплового потока, поступающего к поверхности резервуара на трех внешних границах области (рисунок 5.51), задавалась равной: $q = 5 \text{ Вт/м}^2$ [232].

На рисунках 5.52-5.54 показаны вычисленные поля температур, формирующиеся при различных соотношениях размеров резервуара по координатам x и y . Установлено, что в зависимости от геометрии исследуемой области характер течения может достаточно существенно изменяться. При $l = h = 1 \text{ м}$ с ростом времени формируются три разных структуры конвективных течений (рисунок 5.52). В начальный период времени (от 0 до 8 ч) вследствие подвода теплоты от боковых и нижней поверхностей резервуара жидкость поднимается вдоль левой и правой вертикальных стенок и охлаждается вследствие теплоотвода от верхней (свободной) поверхности СПГ в результате его испарения. Распределение температур по объему заполненного резервуара в этот период достаточно равномерно (рисунок 5.52, а). Движение жидкости малой интенсивности при этом происходит преимущественно у боковых и верхней поверхностей (рисунок 5.52, б). С течением времени (в период от 8 ч до 41 ч) структура течения и направление основного потока СПГ существенно изменяются. Жидкость с более высокой температурой поднимается от нижней границы резервуара по его центральной части к свободной поверхности, где охлаждается и опускается вдоль боковых стенок (рисунок 5.52, в). Скорость движения жидкости в резервуаре увеличивается (рисунок 5.52, г). После этого (при $t > 43 \text{ ч}$) структура течения вновь кардинально меняется. Жидкость с более высокой температурой поднимается вдоль боковых стенок, а с менее высокой опускается по центру резервуара (рисунок 5.52, д). Скорости течения жидкости при этом выше (рисунок 5.52, е), чем при $t < 8 \text{ ч}$ (в начальный период времени).

При $l = 1 \text{ м}$ $h = 0,5 \text{ м}$ (менее высокий резервуар) в начальный период времени (рисунок 5.53 а, б) структура течения аналогична рассмотренному выше варианту (рисунок 5.52 а, б). Также с течением времени формируются три достаточно существенно отличающихся режима течения, только происходит сдвиг границ этих режимов во времени.

При $l = 0,5 \text{ м}$ $h = 1 \text{ м}$ изменений структуры течения во времени не происходит (рисунок 5.54). Жидкость поднимается вдоль боковых стенок и охлаждаясь у свободной поверхности опускается вниз по центру рассматриваемой области.

Следует отметить, что при соотношении высоты и поперечного размера резервуара 0.5:1 процессы движения сжиженного природного газа интенсивнее, чем при других вариантах. Соответственно, интенсифицируется и конвективный теплоперенос.

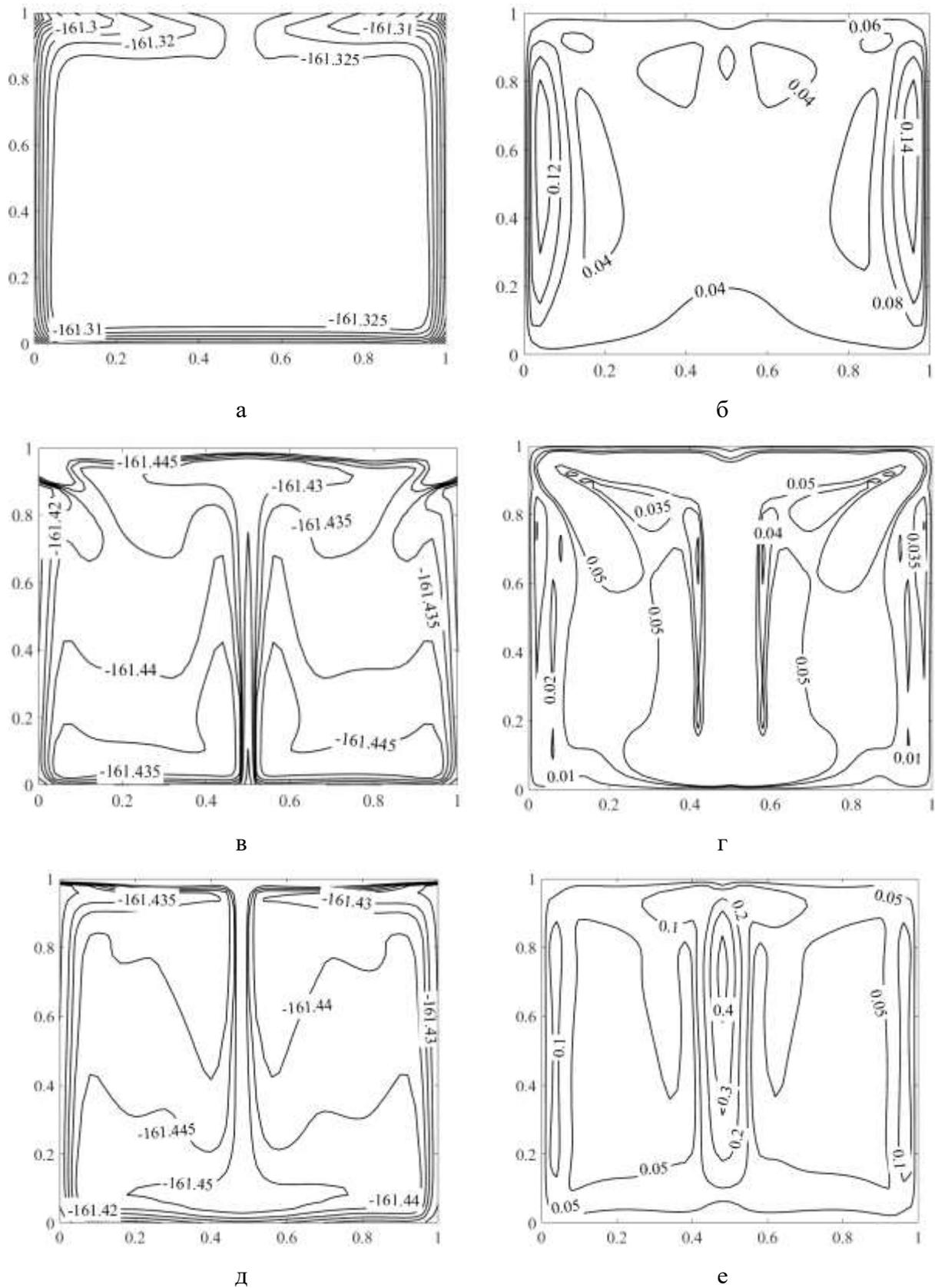


Рисунок 5.52 – Поля температур (а, в, д) и скорости (б, г, е) в резервуаре-хранилище СПГ при $l = 1$ м, $h = 1$ м в различные моменты времени: а, б – 3 ч; в, г – 14 ч; д, е – 54 ч.

Численные значения скорости указаны в мм/с.

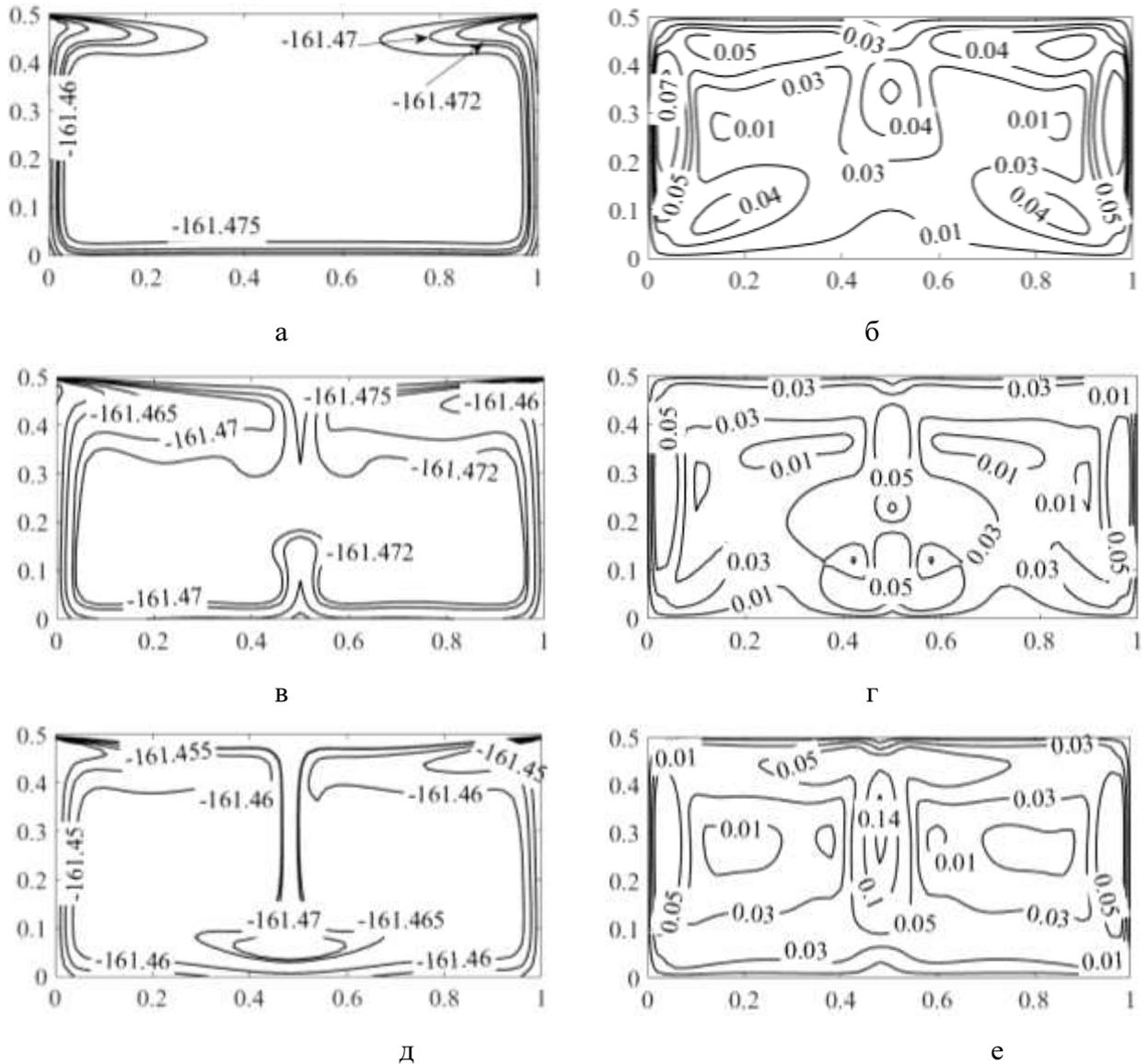


Рисунок 5.53 – Поля температур (а, в, д) и скорости (б, г, е) в резервуаре-хранилище СПГ при $l = 1$ м, $h = 0.5$ м в различные моменты времени: а, б – 3 ч; в, г – 14 ч; д, е – 41 ч.

Численные значения скорости указаны в мм/с.

Анализ температурных полей для трех вариантов конфигурации резервуара дает основания для вывода о том, что для относительно малых размеров области решения и значений тепловых потоков через слой низкотемпературной теплоизоляции к жидкости, значимых отличий температур вблизи поверхности теплообмена (границ области) нет. Это связано с тем, что в таких резервуарах (с характерными размерами до 1 м) несмотря на малые скорости (не более 0,05 мм/с) перемещения жидкости в резервуаре происходит достаточно интенсивный конвективный теплообмен, а перепад температуры при этом составляет менее 0,17 градуса, так как жидкость, нагреваемая от боковых стенок, сразу перемещается к свободной поверхности где и охлаждается в результате испарения СПГ.

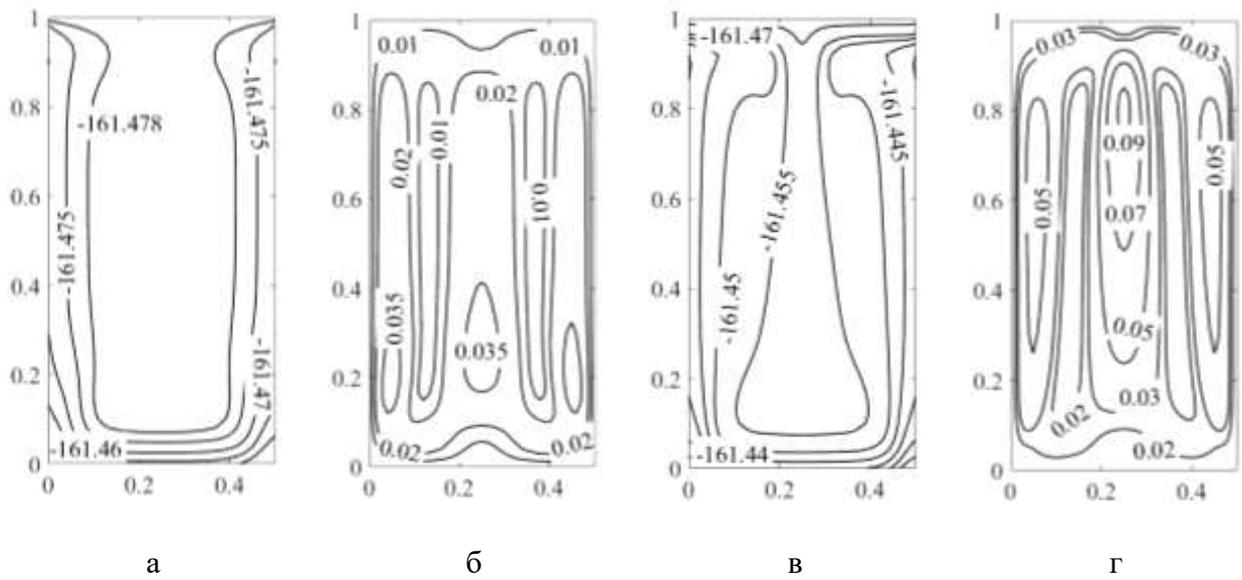


Рисунок 5.54 – Поля температур (а, в) и скорости (б, г) в резервуаре-хранилище СПГ при $l = 1$ м, $h = 0.5$ м в различные моменты времени: а, б – 3 ч; в, г – 41 ч. Численные значения скорости указаны в мм/с.

На рисунке 5.55 представлены зависимости массовой скорости испарения СПГ со свободной поверхности для трех рассмотренных вариантов конфигураций резервуара.

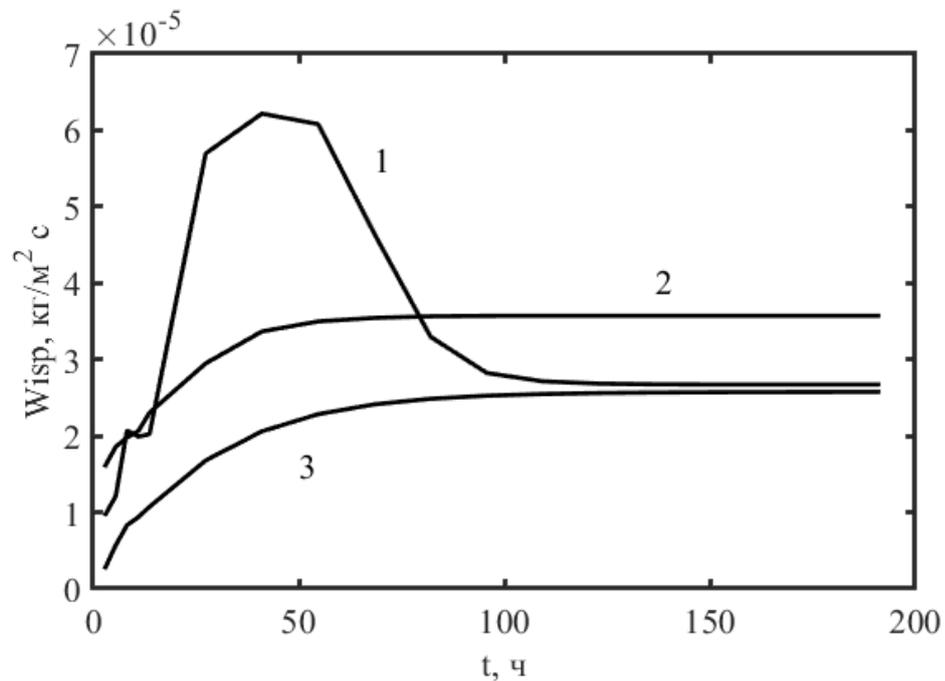


Рисунок 5.55 – Массовая скорость испарения (W_{isp}) со свободной поверхности при различных вариантах конфигурации резервуара СПГ: 1) $l = 1$ м, $h = 1$ м; 2) $l = 1$ м, $h = 0,5$ м; 3) $l = 0,5$ м, $h = 1$ м.

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 5.52 в, г). 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.

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

Выводы по пятой главе

1. Установлено влияние интенсивности теплообмена на границах низкотемпературного резервуара-хранилища на режимы конвекции сжиженного природного газа. Получены распределения гидродинамических параметров и температур, характеризующие основные закономерности рассматриваемого процесса. Выделены циркуляционные течения в области решения, обусловленные влиянием величины теплопритока через ограждающие конструкции.
2. Установлено, что с увеличением плотности теплового потока через внешние границы области решения возрастает градиент температуры и в центральном сечении резервуара. Увеличение температуры в нижней части резервуара вызвано подводом тепла к жидкости с внешних границ, тогда как в верхней области температура меняется незначительно, так как теплоприток частично компенсируется отводом тепла вследствие испарения жидкости со свободной поверхности.
3. Выявлено значительное влияние интенсивности теплообмена на границах области решения на режим течения и распределение температуры в СПГ. Так, например, изменение теплового потока на одной из границ на $0,5$ Вт/м² приводит к изменению структуры течения жидкости и соответственно теплового режима резервуара. Изменение профиля температуры в этом случае по вертикальному сечению рассматриваемой области может составлять около 2 °С, что в большинстве случаев является критичным при эксплуатации низкотемпературных хранилищ СПГ. Установлено, что регулируя интенсивность теплообмена на границах низкотемпературных резервуаров-хранилищ можно управлять тепловым режимом сжиженного газа вследствие естественной конвекции СПГ.

4. Также 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.
5. Выявлено влияние скорости входного потока на структуру течения и поле температур в резервуарах-хранилищах сжиженного природного газа. Так, например, при скорости входного потока $V=0.01$ м/с в исследуемой области преобладают силы естественной конвекции, а при $V=0.1$ м/с уже смешанной. Дальнейшее повышение значения скорости входного потока приводит к преобладанию режима вынужденных конвективных течений.

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 «ролlover» [28, 207, 232, 332].

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 понимания сложных процессов теплопереноса и конвекции в резервуарах СПГ. Она не только расширяет существующие знания в этой области, но и предлагает практические решения для повышения эффективности и безопасности хранения сжиженного природного газа.

ГЛАВА 6. ТЕПЛОПЕРЕНОС В СИСТЕМЕ «ЖИДКОСТЬ – ТЕПЛООБМЕННИК ИСПАРИТЕЛЬ ТЕПЛООВОГО НАСОСА»

Одним из наиболее доступных в любом регионе возобновляемых источников энергии является теплота водоемов разного назначения, которая может быть использована в системах теплоснабжения в результате работы теплонасосных установок (ТНУ) [234, 236, 246]. Но такие установки в настоящее время почти не используются на территории Российской Федерации. Одной из причин не востребоваемости теплонасосных технологий в РФ, возможно, является то, что до настоящего времени не разработана теория, обеспечивающая возможность прогностического моделирования характеристик работы ТНУ в типичных для отопительного сезона условиях низких (отрицательных) температур воздуха над поверхностью водоемов – низкопотенциальных источников теплоты для теплонасосных установок.

6.1 Экспериментальное исследование теплонасосной установки с дополнительным источником тепла в камере испарителя

6.1.1 Описание экспериментальной установки

На рисунке 6.1. представлена принципиальная схема используемой при проведении экспериментальных исследований теплонасосной установки.

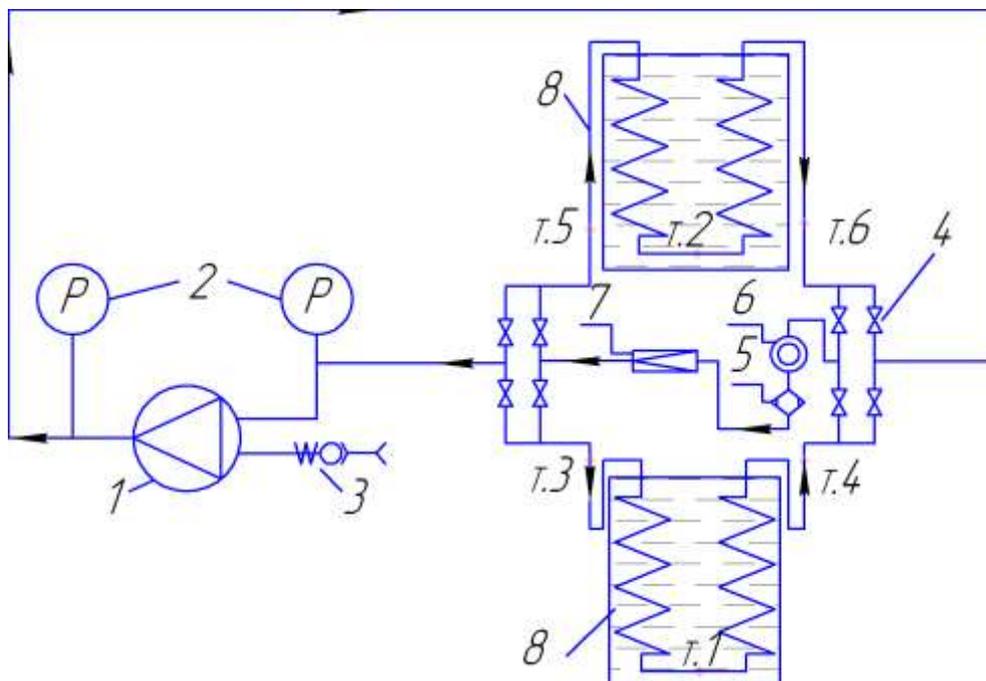


Рисунок 6.1 – Схема экспериментальной установки

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

Экспериментальная установка работает следующим образом. В зависимости от направления движения хладагента, задаваемого вентилями 4, один из теплообменников может быть либо конденсатором, либо испарителем. Заправочный штуцер 3 служит для заправки компрессора фреоном R-134a (манометры 2, высокого и низкого давлений позволяют измерять давление в двух точках гидропневматической системы установки: на выходе и на входе в компрессор. После сжатия в компрессоре 1 рабочее тело, пройдя через открытый вентиль 4, поступает в первый теплообменник (конденсатор), где происходит процесс передачи тепла нагреваемой жидкости. Далее хладагент движется через смотровое окно 6, фильтр-осушитель 5 и проходит через капиллярную трубку 7, после чего поступает во второй теплообменник (испаритель). При этом отбирается тепло от охлаждаемой жидкости, а затем возвращается в компрессор и процесс повторяется заново.

В экспериментах фиксировались температуры хладона в характерных точках теплового насоса. Измерение температуры осуществлялось цифровыми термомпарами и фиксировалось многоканальным измерителем температуры.

Смотровое стекло позволяет визуально контролировать агрегатное состояние фреона и наличие (или отсутствие) в нем влаги. Фильтр-осушитель служил для удаления влаги из хладагента, а также защищал капиллярную трубку от засорения твёрдыми частицами. Капиллярная трубка представляет собой устройство для расширения и охлаждения фреона и имеет форму дросселя постоянного сечения (регулирующий орган), где разность давлений конденсации и испарения фреона возникает вследствие трения.

6.1.2 Результаты эксперимента

В экспериментах 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. На рисунках 6.2 – 6.6 представлены зависимости значений температуры хладагента в камерах испарителя и конденсатора на моменты начала и конца эксперимента с дополнительным подводом теплоты в камере испарителя.

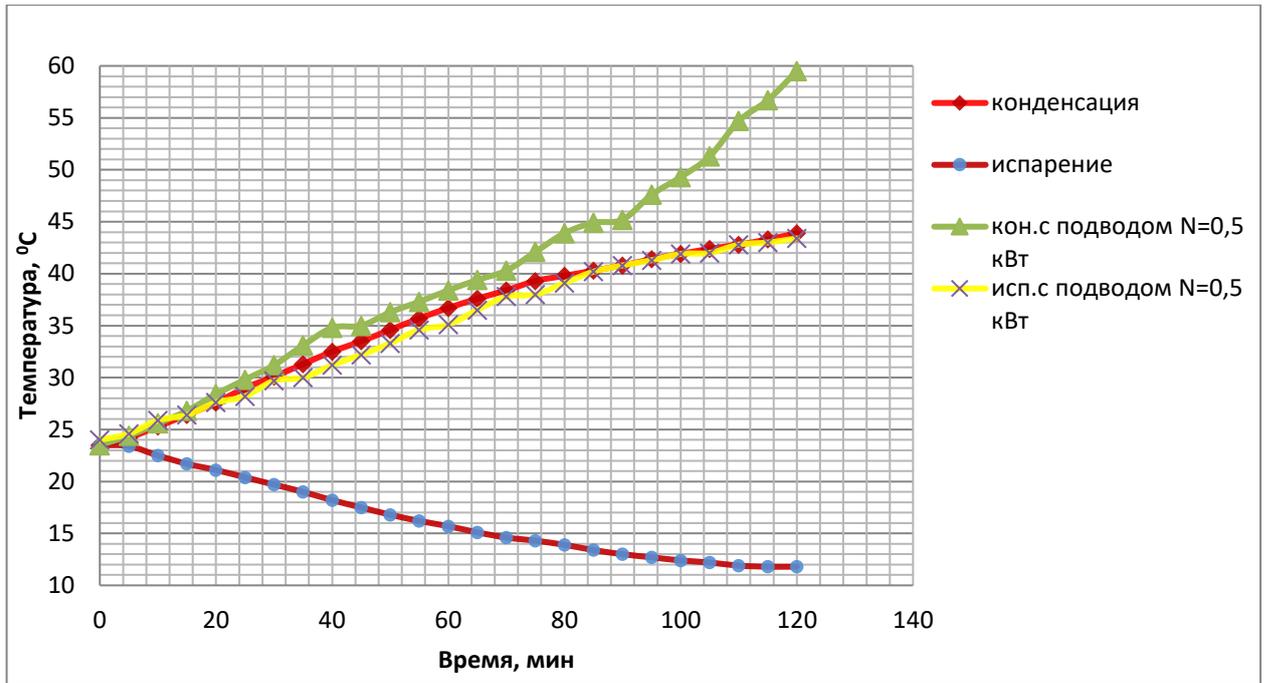


Рисунок 6.2 – Зависимость средней температуры хладагента в камерах конденсации и испарения от времени при подводимой мощности электронагревателя $N=0,5$ кВт

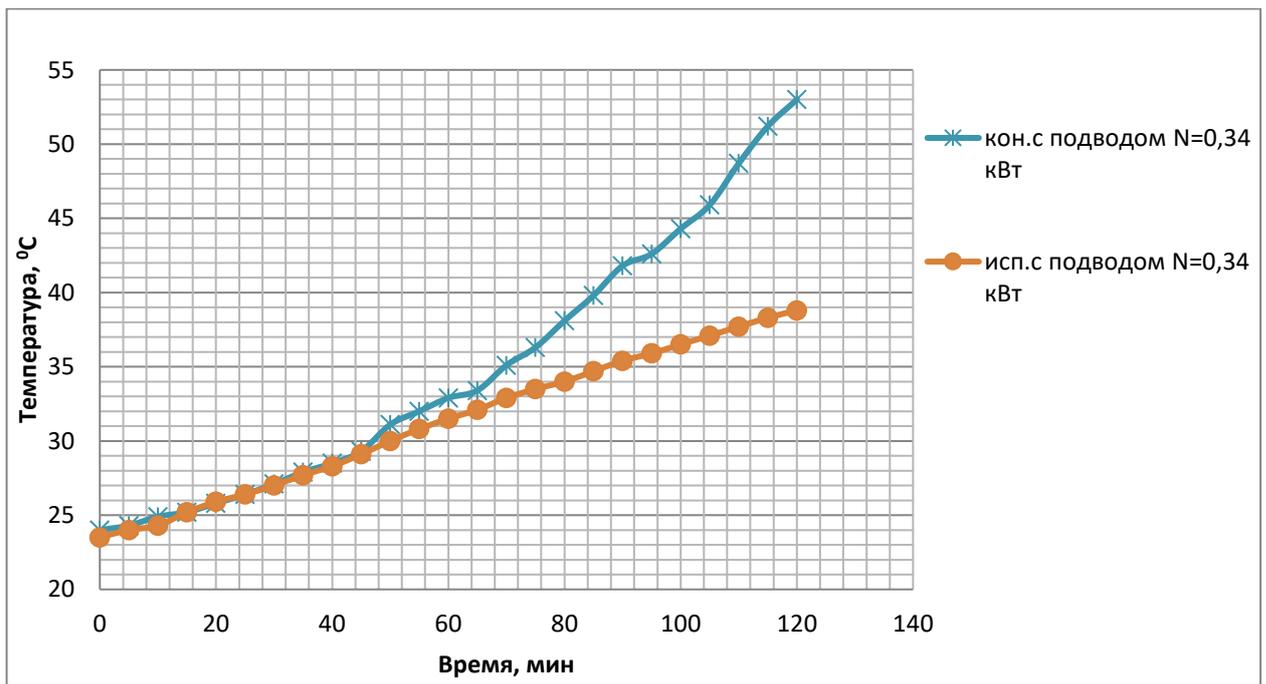


Рисунок 6.3 – Зависимость средней температуры хладагента в камерах конденсации и испарения от времени при подводимой мощности электронагревателя $N=0,34$ кВт

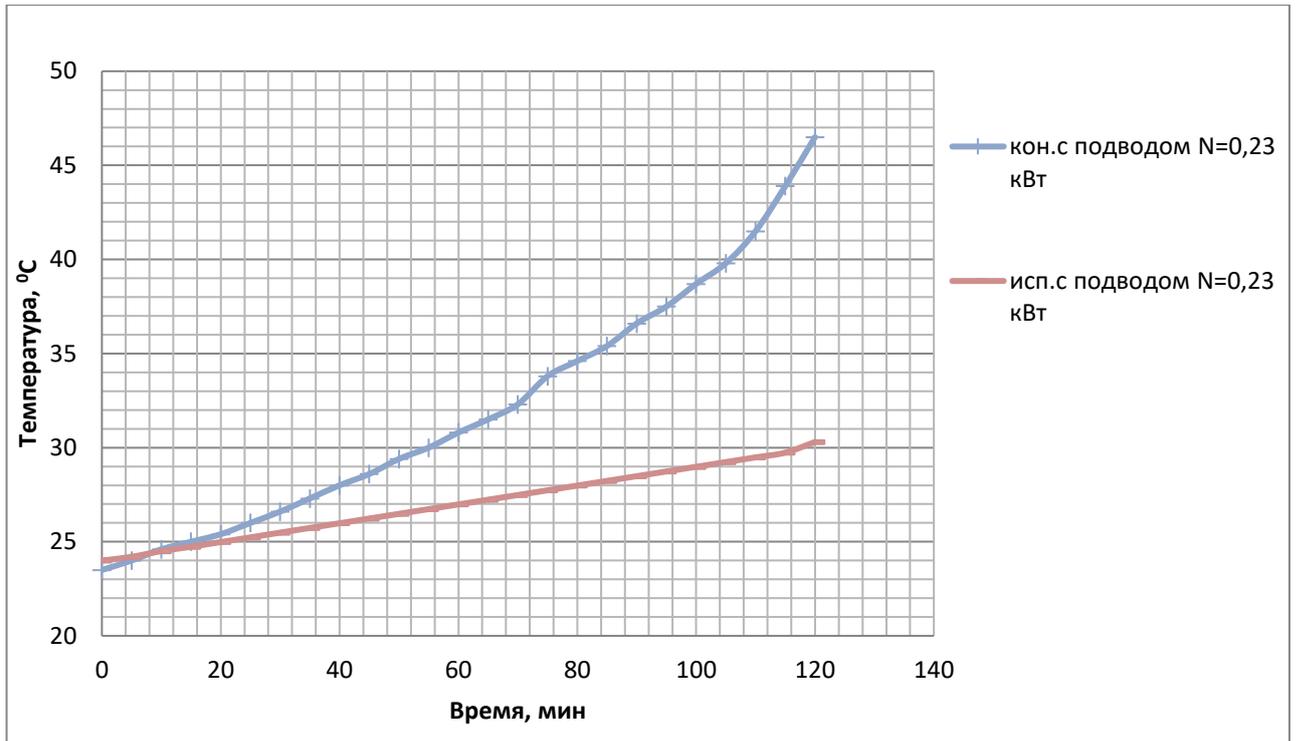


Рисунок 6.4 – Зависимость средней температуры хладагента в камерах конденсации и испарения от времени при подводимой мощности электронагревателя $N=0,23$ кВт

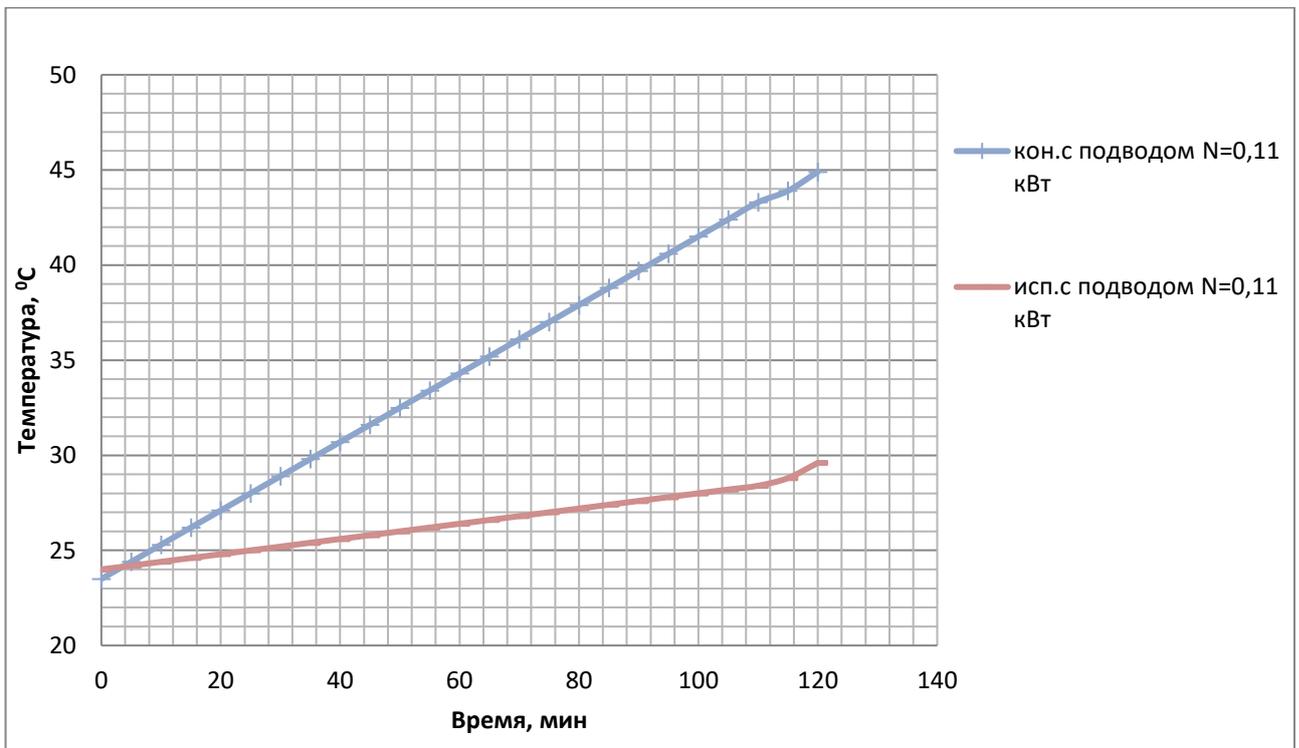


Рисунок 6.5 – Зависимость средней температуры хладагента в камерах конденсации и испарения от времени при подводимой мощности электронагревателя $N=0,11$ кВт

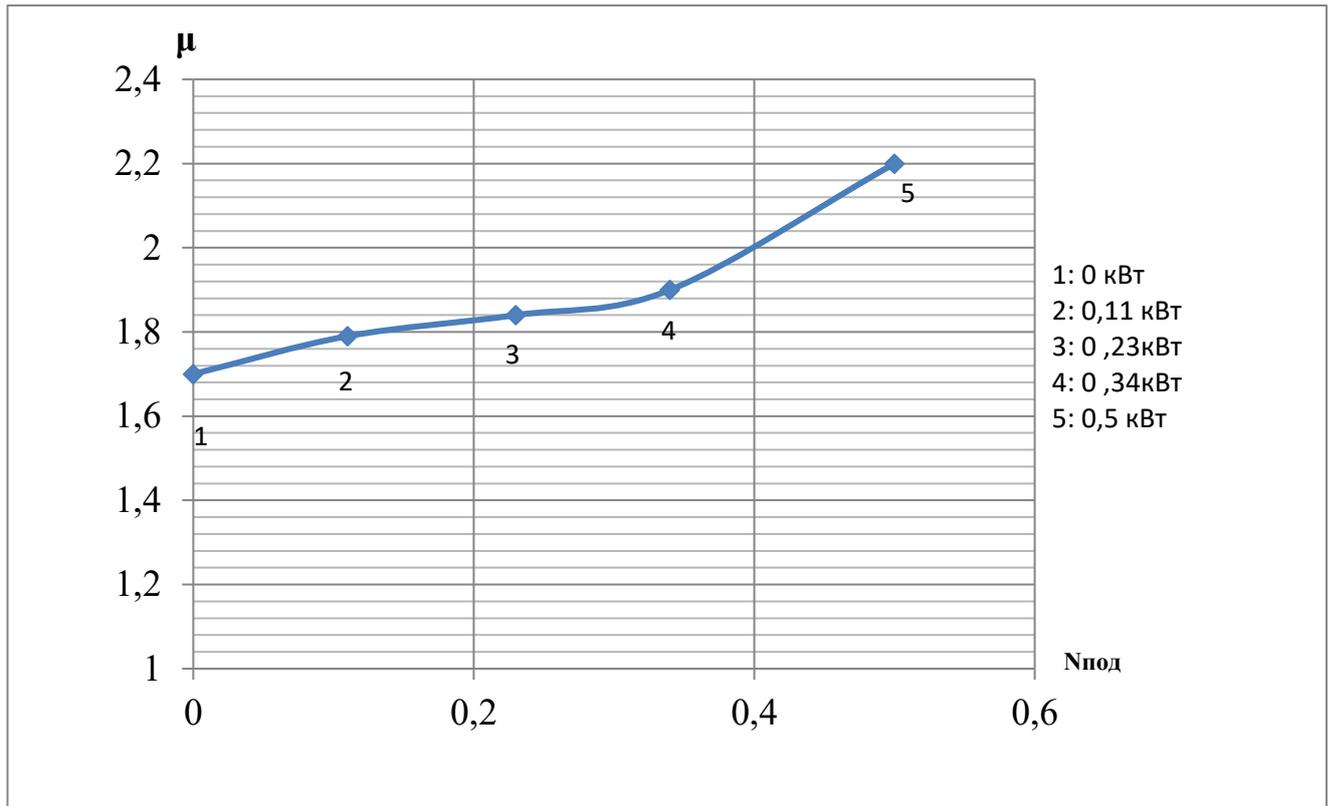


Рисунок 6.6 – Зависимость коэффициента трансформации от теплоты подводимой в испаритель

На рисунке 6.6. представлена зависимость коэффициента трансформации от теплоты, подводимой в испаритель. В точке 1 подводимая теплота равна нулю, в точке 2 - 0,11 кВт (рисунок 6.5), что увеличило производительность конденсатора в 1,79 раза. При подводе теплоты 0,23 кВт (рисунок 6.4) производительность конденсатора выросла в 1,84 раза (точка 3), в точке 4 - 0,34 кВт (рисунок 6.3), что увеличило производительность в 1,9 раза, в точке 5 мощность - 0,5 кВт (рисунок 6.2), производительность увеличилась в 2,2 раза.

Изменение количества теплоты в испарителе и конденсаторе определялось по формуле:

$$Q = C_p \cdot \rho \cdot \Delta T \cdot V + Q_{\text{нагр}}, \quad (6.1)$$

где C_p – удельная теплоемкость, кДж/(кг*°C), ρ – плотность вещества, кг/м³, ΔT – разность конечной и начальной температур вещества, V – объём нагреваемого (охлаждаемого) вещества, м³.

Полученные результаты представлены в таблице 6.1. Потери тепла в камере испарителя и камере конденсатора составили менее 1 %. Так как сосуды теплоизолированные, потерями тепла можно пренебречь.

Таблица 6.1 – Подведенная и отведенная теплота в зависимости от подводимой мощности электронагревателя в камеру испарителя

Теплота, кДж	Величина подводимой мощности в камеру испарителя, кВт				
	0 кВт	0,11 кВт	0,23 кВт	0,34 кВт	0,5 кВт
Подведенная теплота к испарителю, $Q_{и}$	4,835	4,94	5,11	6,25	6,708
Отведенная теплота от конденсатора, $Q_{к}$	8,323	8,834	9,42	11,88	14,759

При исследовании комбинированной теплонасосной установки установлено, что дополнительный нагрев воды в испарителе приводит к увеличению производительности теплового насоса. В процессе эксперимента в испаритель подводилось дополнительное тепло с использованием электрического электронагревателя. При помощи автотрансформатора изменялась мощность электронагревателя. В результате изменялась эффективность теплового насоса. При подведенной мощности электронагревателя в 0,5 кВт увеличивается производительность конденсатора в 2,2 раза, при дополнительной подведенной мощности электронагревателя в 0,34 кВт увеличивается производительности конденсатора в 1,9 раза. При дополнительной подведенной мощности электронагревателя в 0,23 кВт увеличивается производительности конденсатора в 1,84 раза, при дополнительной подведенной мощности электронагревателя в 0,11 кВт увеличивается производительности конденсатора в 1,79 раза. Проведенные экспериментальные исследования показали, что эффективность работы теплонасосной установки существенно зависит от интенсивности процесса теплопередачи между низкопотенциальным источником энергии и рабочим теплоносителем ТНУ.

6.2 Экспериментальные исследования работы теплонасосной установки в условиях образования льда испарителя

6.2.1 Экспериментальная установка

Экспериментальные исследования проводились с использованием установки (рисунок 6.7), которая представляла собой парокompрессионный тепловой насос с вынесенным в отдельную камеру (размеры 0,55×0,20×0,20 м) теплообменником-испарителем. В качестве источника низкопотенциального тепла использовалась пресная вода с близкой к реальным условиям водоемов в регионах с холодным климатом температурой. Схема экспериментальной установки включает компрессор, дроссельный вентиль, два теплообменника (испаритель, конденсатор) и контрольно-измерительной аппаратуру (рисунок 6.7).

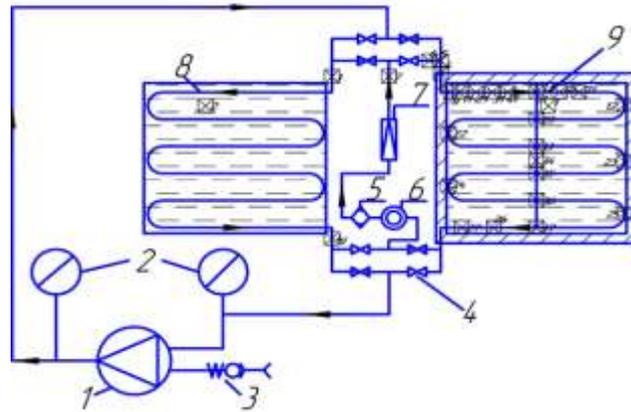


Рисунок 6.7 – Схема экспериментальной теплонасосной установки: 1 – компрессор, 2 – манометры, 3 – электрогенератор, 4 – задвижка, 5 – фильтр-осушитель, 6 – смотровое окно, 7 – капиллярная трубка, 8 – конденсатор, 9 – испаритель.

Сжатые в компрессоре пары хладагента в перегретом состоянии, пройдя через открытый вентиль, поступают в первый теплообменник (конденсатор), в котором происходит охлаждение и конденсация с отдачей теплоты нагреваемой воде системы водоснабжения. Далее хладагент после дроссельного вентиля расширяется и поступает во второй теплообменник (испаритель), где происходит его кипение, при этом тепло передается от относительно холодного – низкопотенциального источника к хладагенту, а затем последний возвращается в компрессор и процесс повторяется.

6.2.2 Методика проведения экспериментальных исследований

Эксперимент проводился в условиях, обеспечивающих контроль численных значений всех основных факторов. Температура низкопотенциального источника в камере-испарителе выдерживалась на уровне 14°C . Объем воды в резервуаре во всей серии экспериментов составлял $0,016\text{ м}^3$.

Измерения температуры осуществлялись на поверхностях трубок теплообменника (рисунок 6.8) и в нескольких точках пространства внутри резервуара (рисунок 6.9), заполненного водой, с использованием восьми градуированных хромель-алюмелевых термопар с диаметром спая 1 мм . Для определения случайных погрешностей результатов измерений каждый эксперимент повторялся несколько раз при неизменных исходных данных и внешних условиях. Измерения проводились одновременно 4-мя блоками термопар по 8 штук в каждом.

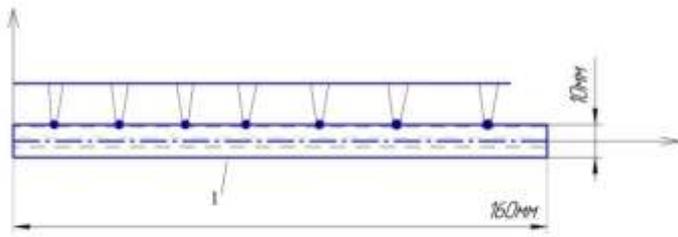


Рисунок 6.8 – Схема расположения термодатчиков по длине трубки испарителя (1)

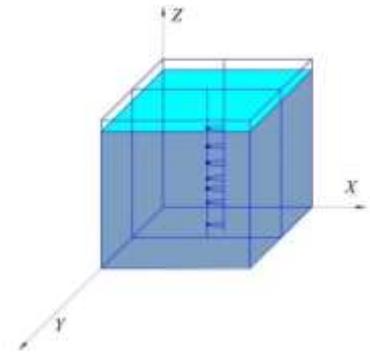


Рисунок 6.9 – Схема расположения термодатчиков по высоте резервуара испарителя

Для связи аналого-цифрового преобразователя с персональным компьютером, применялся адаптер сети, обеспечивающий гальваническую развязку между приборами. В качестве средства обработки данных использовался программный комплекс LabVIEW. Значения температур регистрировались в реальном времени с сохранением полученных данных. Суммарная относительная погрешность определения значений температур не превышала 4% во всем диапазоне изменения параметров.

В ходе эксперимента при работающей установке записывались показания термодатчиков в установленные промежутки времени: первый час через каждые 5 минут, затем в течение трех часов через каждые 20 минут.

6.2.3 Результаты экспериментальных исследований

При проведении экспериментальных исследований установлено, что начиная с 20-й минуты трубки испарителя обмерзают (рисунок 6.10). Этот процесс начинался от входа в испаритель и продолжался до половины его контура.



Рисунок 6.10 – Обмерзание испарителя

Толщина льда на трубке испарителя фиксировалась через определённые промежутки времени (от 5 до 60 мин) в семи контрольных точках (рисунок 6.8), через каждые 2 см (рисунок 6.11).

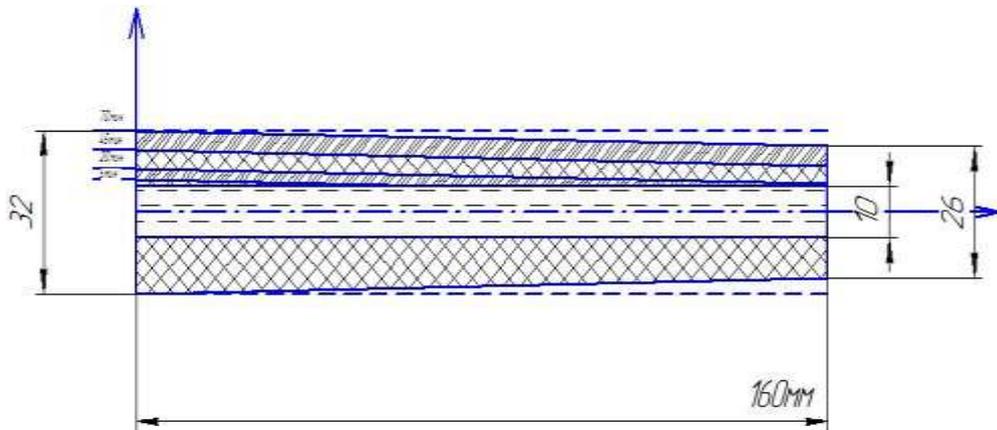


Рисунок 6.11 – Обмерзание трубки испарителя

Установлено, что образование льда происходит уже на пятой минуте работы установки (рисунки 6.12 и 6.13).

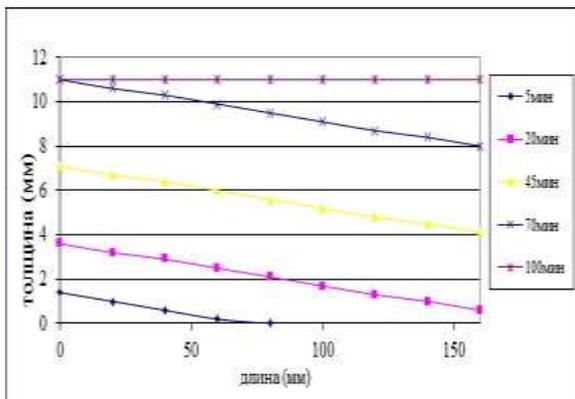


Рисунок 6.12 – Распределение толщины льда по длине трубки в различные моменты времени

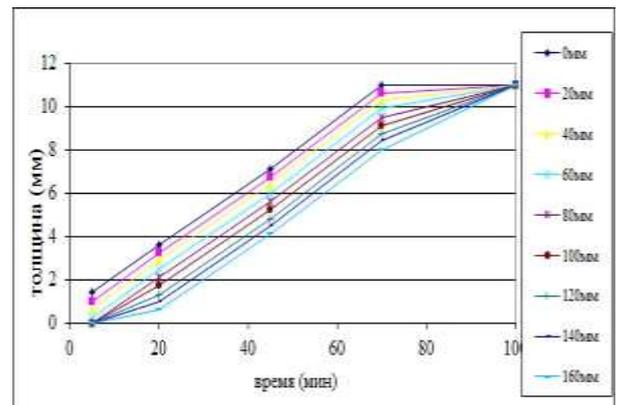
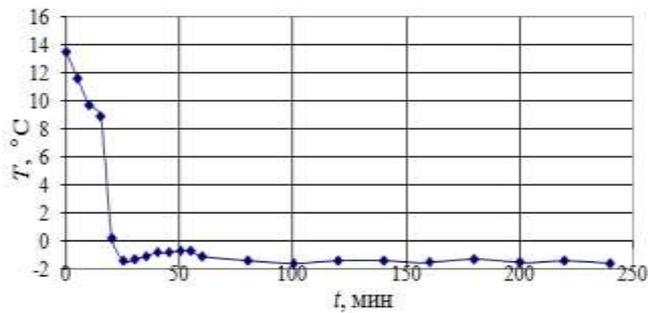


Рисунок 6.13 – Зависимость толщины льда в контрольных точках испарителя от времени

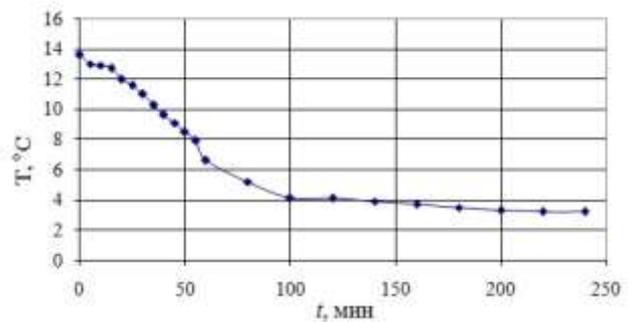
В начальный период времени скорость обледенения высока, это характеризуется тем, что происходит интенсивная теплопередача от низкопотенциального источника энергии к стенке теплообменника. Но к 45 минуте скорость кристаллизации существенно уменьшается, так как лед снижает теплопередачу в испарителе. Через 100 мин толщина слоя льда достигает своего максимального значения и остается в дальнейшем постоянной по длине отрезка испарителя (рисунок 6.13).

Установлено, что температура в верхней части (рисунок 6.14 а) испарителя снижается с ростом τ до значений ниже нуля градусов достаточно быстро, что и приводит к началу процесса

образования льда именно в этой области (рисунок 6.10). В нижней части испарителя (рисунок 6.14 б) зарегистрировано постепенное снижение температур. После 160-й минуты рост толщины льда прекращался, и температура на этой части испарителя оставалась постоянной.



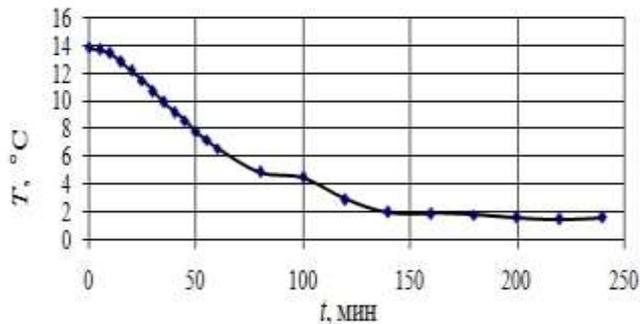
а



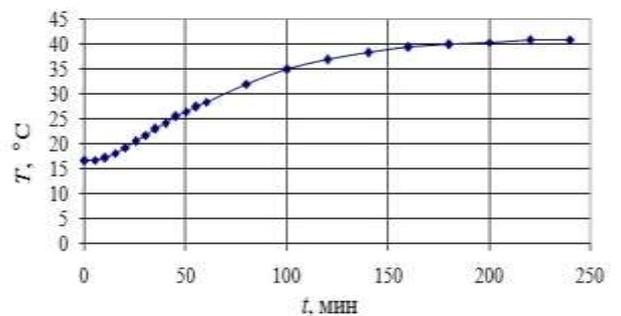
б

Рисунок 6.14 – Зависимость температуры поверхности верхних (а) и нижних трубок испарителя (б) от времени

Достаточно интенсивный теплообмен между теплоносителем и нагреваемой жидкостью зарегистрирован в интервале времени до 960 секунд (рисунок 6.15). При времени более 960 секунд и до конца эксперимента температура не изменялась и оставалась на уровне 2°C и 40°C соответственно, на верхней и нижней трубках.



а



б

Рисунок 6.15 – Зависимость температуры от времени для теплоносителя (а) и нагреваемой жидкости (б)

Установлено также, что по высоте резервуара-испарителя (рисунок 6.9) в сечении $X=0,1$ м и $Y=0,1$ м (рисунок 6.9) профили температуры (рисунок 6.16) соответствуют условиям генерации свободно-конвективных течений в рассматриваемых условиях.

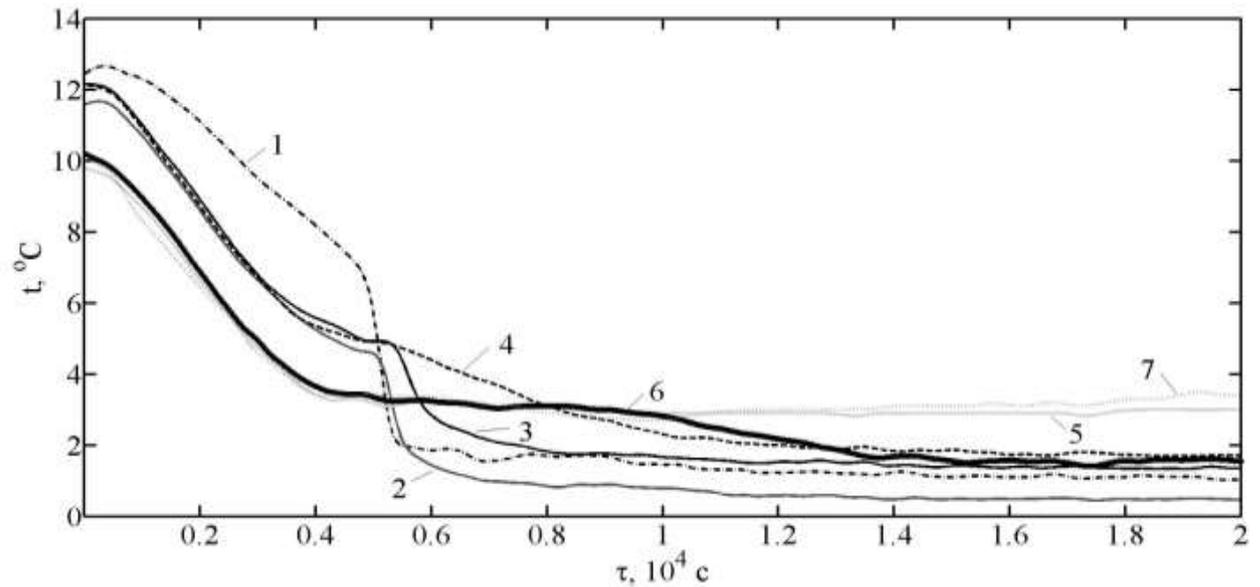


Рисунок 6.16 – Зависимость температуры воды от времени разных точек по высоте резервуара-испарителя (1..7 – номера термодпар).

Интенсивные конвективные течения, перемешивающие массы воды в рассматриваемой области, вызваны локальным снижением температур в начальный момент времени. При временах более 5000 сек (рисунок 6.16) заметно резкое падение температуры на нескольких уровнях теплообменника (термодпары 1-4). Это связано с тем, что в некоторых областях достигается условие резервуара $t \approx 4^{\circ}\text{C}$. При этом значении t плотность воды становится максимальной и меняется структура конвективного течения. После этого происходит незначительное снижение температуры, обусловленное уменьшением интенсивности (рисунок 6.17) конвекции и началом кристаллизации воды на поверхности теплообменника.

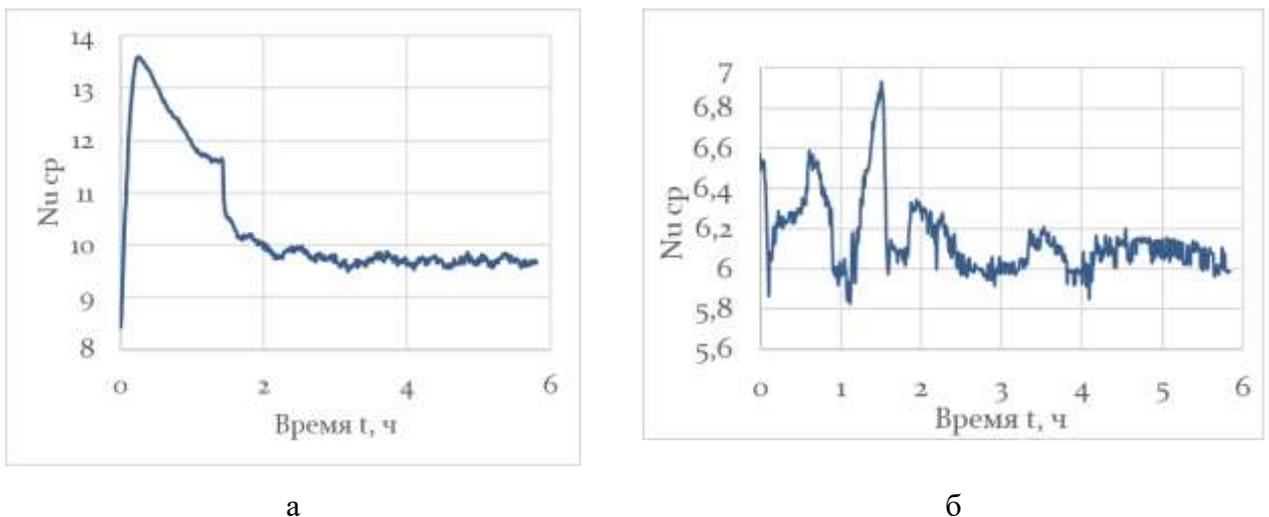


Рисунок 6.17 – Зависимость Nu_{cp} от времени по: а – длине рассматриваемого отрезка трубки испарителя (рисунок 6.8); б – всей длине испарителя (рисунок 6.10)

Проведен анализ безразмерного коэффициента теплообмена на начальном участке (от 0 до 160 мм) и по всей длине испарителя. Установлено, что на начальном этапе работы установки (1200 с) среднее число Нуссельта достигает своего максимального значения (рисунок 6.17). Затем происходит резкий спад $Nu_{ср}$, который продолжается до прекращения частичного обмерзания испарителя (один час работы установки). После этого $Nu_{ср}$ несущественно снижается в течение пяти часов. При завершении процесса частичного обмерзания испарителя (температура достигает своего минимума по длине испарителя (рисунок 6.15)) теплоотдача значительно уменьшается, и значение числа Нуссельта снижается в течение оставшихся четырех часов (рисунок 6.17).

Результаты экспериментальных исследований [333] 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.

Установлено, что обмерзание поверхности испарителя приводит к существенному снижению коэффициента теплоотдачи теплообменника. Так, например, обмерзание поверхности испарителя до толщины льда 5 мм на площади 10% приводит к уменьшению среднего коэффициента теплопередачи на 27 %.

Анализ результатов экспериментов [333] 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 хладонносителя по длине трубки теплообменника, падению интенсивности теплопередачи в камере испарителя и соответствующему снижению эффективности работы всей теплонасосной установки в целом.

Полученные результаты позволяют 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.

6.3 Математическое моделирование смешанной конвекции жидкости, окружающей испаритель теплонасосной установки

По результатам экспериментальных исследований (раздел 6.2) установлено, что в условиях отрицательных температур воздуха и, соответственно, низких температур воды в водоеме (например, не более 286 К) происходит обледенение трубок испарителя, погруженных в водоем с непроточной водой. Но такие водоемы принято считать наиболее перспективными по целому ряду объективных причин [19–23] для применения теплонасосных установок. В этой

связи, возможно, самым реальным вариантом водоема для использования ТНУ в условиях РФ является специальный малогабаритный водоем на магистрали удаления сточных вод микрорайона или крупного предприятия [241, 334]. В этом случае температура воды – источника низкопотенциальной энергии существенно (на 8-12 °С) выше, чем в естественных водоемах, и возможна работа теплонасосной установки с высоким коэффициентом преобразования энергии. Но при размещении теплообменников-испарителей в каналах движения сточных вод возможны большие перепады расхода последних вследствие нестационарности прихода стоков в систему их удаления. В этом случае испаритель может быть погружен в воду не на большую глубину, что влечет за собой снижение площади поверхности «теплосъёма» и соответствующее снижение эффективности работы ТНУ. В связи с вышеизложенным предлагается создание в каналах отвода сточных вод малых по размерам промежуточных водоемов с достаточной для полного погружения испарителя глубиной (до 1 м). В этом случае независимо от интенсивности притока теплоносителя поверхность испарителя постоянно будет погружена в «тёплую воду».

Целью исследования является 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 (рисунок 6.18). Верхняя граница области решения представляла собой свободную поверхность.

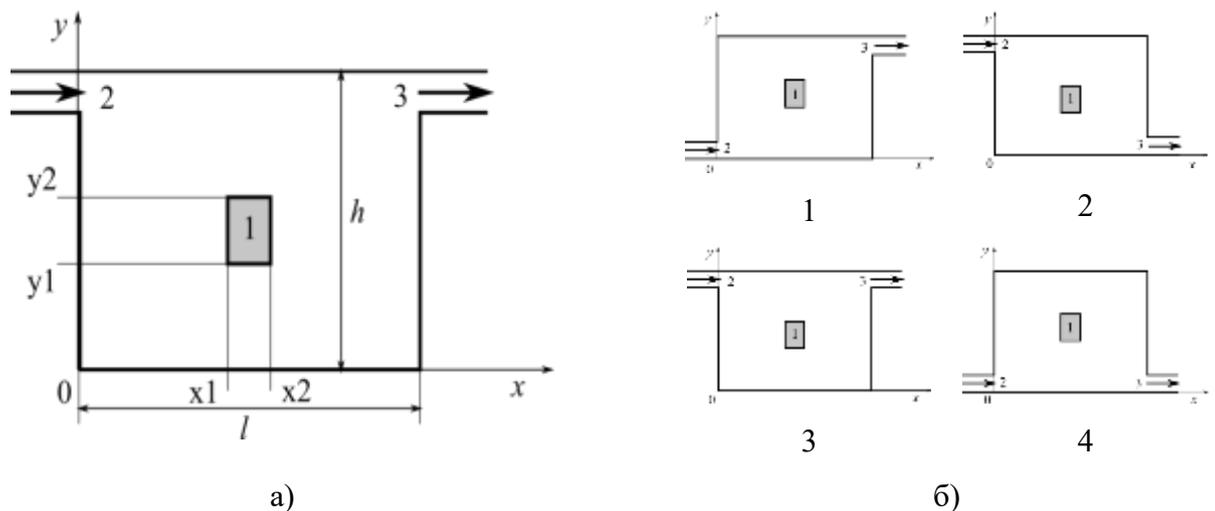


Рисунок 6.18 – Область решения задачи (а) и варианты геометрического расположения участков ввода и вывода сточных вод (б): 1) теплообменник-испаритель, 2) участок ввода жидкости, 3) участок вывода жидкости

В общем случае возможны различные варианты расположения участков ввода и вывода низкопотенциального теплоносителя – сточных вод в верхней или нижней частях промежуточных малогабаритных (с характерными размерами по всем трем координатам) водоемах. Наиболее типичные варианты такого расположения приведены на рисунке 6.18 б.

Предполагалось, что теплофизические свойства жидкости не зависят от температуры. Жидкость считалась вязкой, ньютоновской, удовлетворяющей приближению Буссинеска, теплопроводной. Течение ламинарное. Границы области решения (за исключением участков ввода и вывода воды) – непроницаемы. Отток массы за счет испарения со свободной поверхности не изменял массу жидкости. Температура во всей рассматриваемой области в начальный момент времени считалась постоянной и одинаковой.

Эти допущения позволяют упростить решение поставленной задачи, не внося в нее значительных ограничений. С целью обоснования принятых при постановке задачи допущений можно отметить, что температура сточных вод (как бытовых, так и промышленных) меняется в основном только небольшом диапазоне от 20 до 40 градусов. Это обусловлено тем, что при движении сточных вод по каналам их отведения протекают два процесса одновременно. Стоки, с одной стороны, охлаждаются вследствие теплоотвода в окружающую среду. В тоже время в поток поступают новые стоки с более высокой температурой. В результате средняя по протяженности канала водоотведения температура стоков, как правило, меняется незначительно. Испарение со свободной поверхности сточной воды при низких температурах воздуха в условиях движения жидкости не оказывает сколько-нибудь значимого влияния на ее температурное поле, так как скорость испарения мала в типичных условиях работы систем водоотведения в период «осень – зима – весна». Также в условиях течения сточных вод под действием массовых сил скорость движения мала и можно обоснованно не учитывать слабую турбулизацию потока при переходе из магистрального канала в резервуар. Принято, что в течение всего процесса температура теплообменника-испарителя остается неизменной. На боковых и нижней границах водоема стенки принимались теплоизолированными. При решении задачи варьировалось геометрическое месторасположение участков ввода и вывода массы.

На участке ввода массы (рисунок 6.18) скорость принималась постоянной, на выходе выполнялись условия симметрии по продольному направлению.

Принятое допущение о двумерной постановке задачи является обоснованным, так как в рассматриваемой задаче поперечная составляющая скорости будет существенно меньше двух других компонент, соответствующих плоскости (x, y) движения вводимой в резервуар воды.

Процесс теплопереноса в жидкости (рисунок 6.18) для рассматриваемой физической модели описывается системой двумерных нестационарных уравнений Навье-Стокса в

приближении Буссинеска с нелинейными граничными условиями [335, 336]. Задача решалась методом конечных разностей в безразмерной постановке аналогично [72, 335–337].

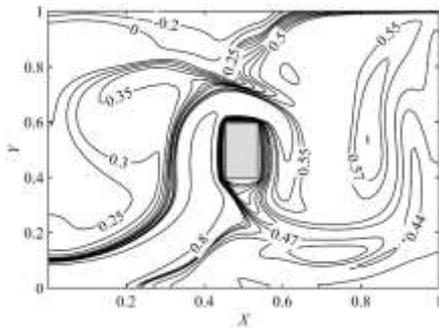
Численный анализ основных закономерностей проведен при следующих параметрах: $Re = 1000$, $Gr = 10^6$, $Pr = 7.1$, температура окружающего воздуха в зимний $T_e = 258\text{K}$ и осенний $T_e = 278\text{K}$ периоды, температура входного потока $T_{in} = 313\text{K}$.

На рисунках 6.19 и 6.20 представлены структуры течения и поля температур в условиях конвективного теплообмена в резервуаре с теплообменником-испарителем теплового насоса с различным расположением участков ввода и вывода жидкости и условиями на свободной поверхности, соответствующими осеннему и зимнему периодам года.

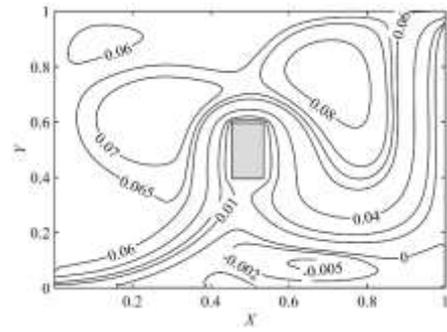
Видно, что различное расположение каналов ввода и вывода масс существенно влияет на структуру течения и поля температур в рассматриваемом резервуаре. При расположении источника ввода и вывода массы только в верхней (рисунки 6.19 д, е и 6.20 д, е) или нижней (рисунки 6.19 ж, з и 6.20 ж, з) областях водоема присутствуют циркуляционные течения малой интенсивности.

В случае верхнего расположения источников ввода и вывода сточных вод (вариант 3 рисунок 6.18 б) нагретая жидкость протекает в верхней части резервуара, не оказывая существенного влияния на тепловой и гидродинамический режим резервуара (рисунок 6.19 д, е и рисунок 6.20 д, е). Жидкость стратифицирована и испаритель находится в области с холодной водой. Перепад температуры по глубине рассматриваемой области значителен и может составлять 20 градусов. Нагретая жидкость преимущественно охлаждается за счет теплообмена с окружающей средой на верхней свободной границе.

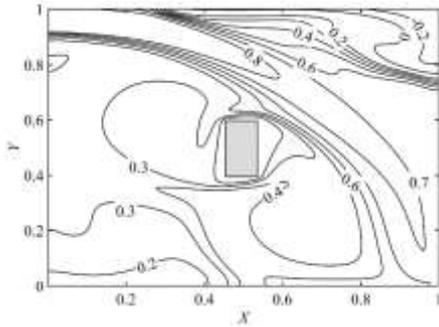
При расположении источников ввода и вывода жидкости в нижней части резервуара вариант 4 (рисунок 6.18 б) основной поток нагретой воды проходит в нижней части резервуара (рисунок 6.19 ж, з и рисунок 6.20 ж, з). Охлажденная вода за счет теплоотвода с верхней границы и поверхности испарителя, опускаясь вниз создает циркуляционное течение в верхней части резервуара, которое препятствует распространению основного потока с нагретой водой в верхнюю и центральную область резервуара. Испаритель теплового насоса оказывается в области с охлажденной жидкостью.



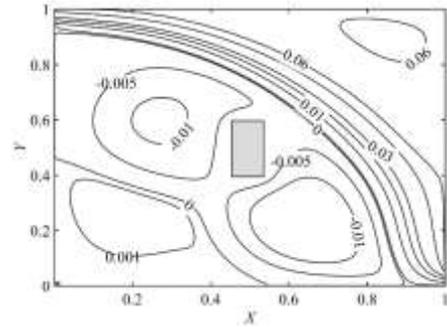
а)



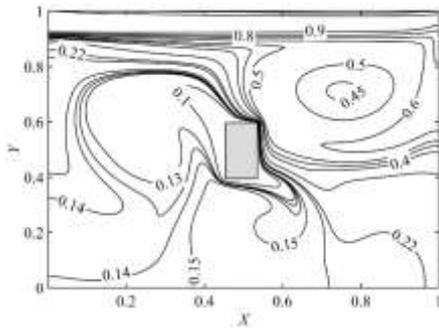
б)



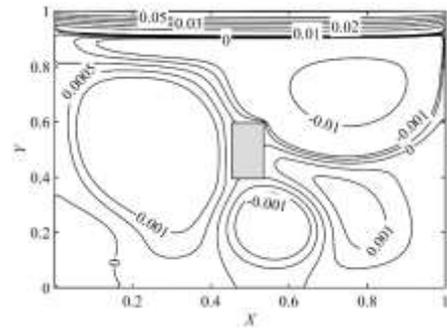
в)



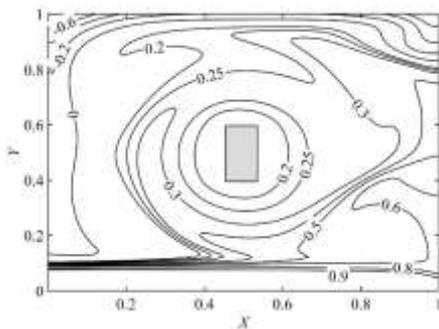
г)



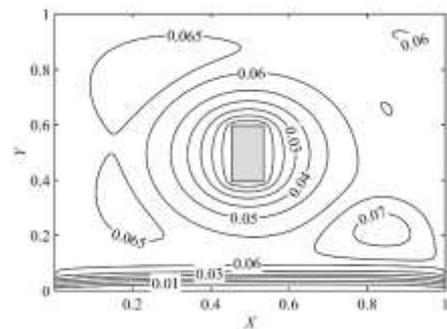
д)



е)

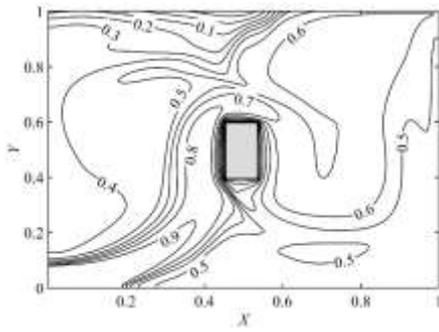


ж)

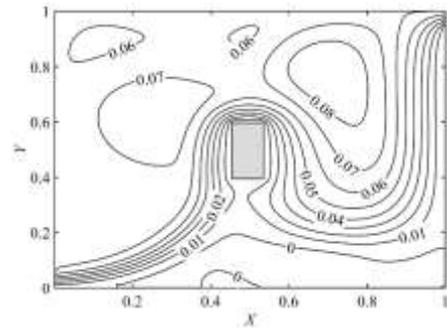


з)

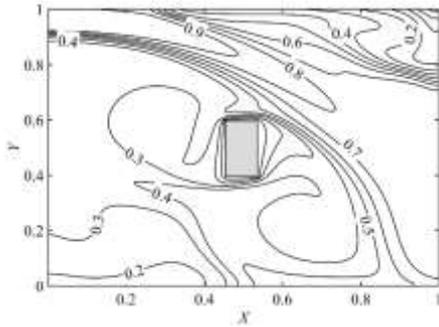
Рисунок 6.19 – Поля безразмерной температуры (а, в, д, ж) и линии тока (б, г, е, з) в зимний период года при различных положениях источников ввода и вывода массы (рисунок 6.18 б): а, б – ввод массы снизу, вывод сверху (вариант 1); в, г – ввод массы сверху, вывод снизу (вариант 2); д, е – ввод массы сверху, вывод сверху (вариант 3); ж, з – ввод массы снизу, вывод снизу (вариант 4).



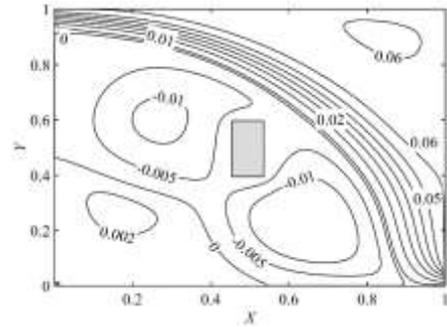
а)



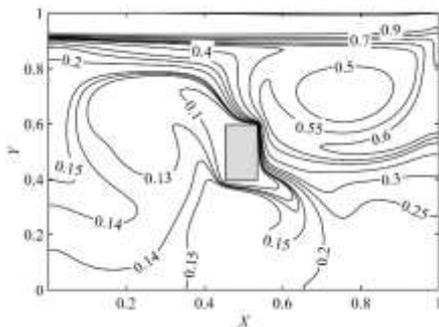
б)



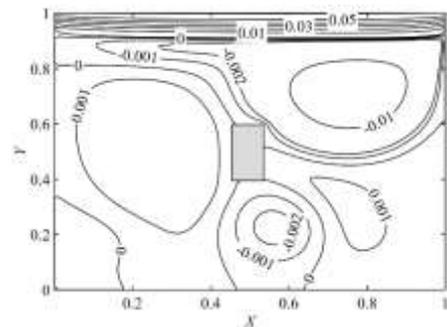
в)



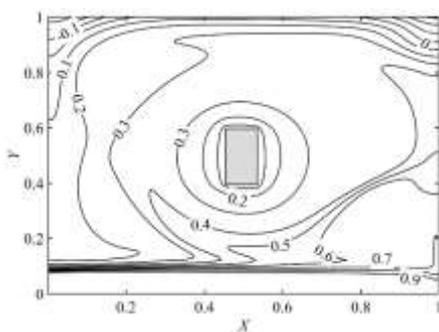
г)



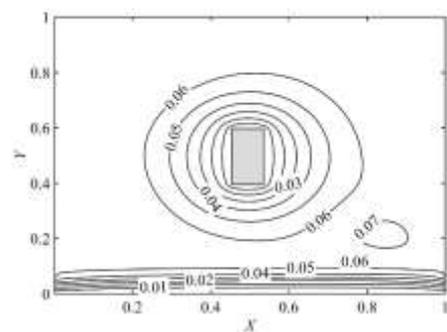
д)



е)



ж)



з)

Рисунок 6.20 – Поля безразмерной температуры (а, в, д, ж) и линии тока (б, г, е, з) в осенний период года при различных положениях источников ввода и вывода массы (рисунок 1 б): а, б – ввод массы снизу, вывод сверху (вариант 1); в, г – ввод массы сверху, вывод снизу (вариант 2); д, е – ввод массы сверху, вывод сверху (вариант 3); ж, з – ввод массы снизу, вывод снизу (вариант 4).

При расположении источников ввода сточной воды в верхней части резервуара и вывода в нижней (вариант 2 рисунок 6.18 б) основное течение нагретой жидкости проходит практически по диагонали резервуара (рисунок 2 в, г и 3 в, г), разделяя жидкую среду на две температурные области. Область низкой температуры формируется в левом нижней части резервуара, а область высокой температуры в верхней правой части. При этом основной поток проходит выше расположения испарителя, который оказывается в циркуляционной зоне с низкотемпературной жидкостью. В верхней правой части резервуара наблюдается интенсивное равномерное перемещение слоев воды с различным уровнем прогрева.

При расположении участков ввода и вывода сточных вод в нижней и верхней частях резервуара (вариант 1 рисунок 6.18 б), соответственно (рисунок 6.19 а, б и 6.20 а, б), основной поток нагретой жидкости поднимается вверх за счет термогравитационных сил и омывает поверхность испарителя теплового насоса. Охлажденная за счет отвода тепла на верхней границе жидкость, опускаясь вниз, формирует циркуляционное течение в правой верхней области и оттесняет основной поток нагретой жидкости в нижнюю правую часть резервуара к области вывода вдоль правой стенки.

Следует отметить, что при различных положениях участков ввода и вывода массы как в осенний (рисунок 6.19), так и в зимний (рисунок 6.20) периоды года характерны практически идентичные циркуляционные течения. Изменение температуры над поверхностью водоема приводит к незначительному изменению температуры жидкости в резервуаре и не оказывает существенного влияния на структуру течения вследствие постоянного притока достаточно теплой воды промышленных и бытовых стоков.

Анализ линий тока наиболее привлекательного по интенсивности подвода теплоты к испарителю (вариант 2, рисунок 6.19 б) показывает, что в этом случае в резервуаре не формируются застойные зоны, а циркуляционные течения реализуются не только в верхней части резервуара. Они охватывают, по существу, весь резервуар. Это приводит к тому, что и дисперсная фаза стоков (твердые частицы различных антропогенных образований, капли масел и других неорганических высоковязких жидкостей, которые в потоке воды ведут себя как частицы твердых материалов) не осаждаются на дне резервуара, а переносятся вместе с несущей средой к выходному каналу. Важную роль при этом играют и достаточно высокие температуры сточных вод (каналы водоотведения находятся на относительно больших глубинах 1,5 – 2 м.). Поэтому все циркуляционные течения, как показывают результаты численного анализа, характеризуются (рисунок 6.19, 6.20) высокой интенсивностью.

На рисунке 6.21 представлены результаты исследований влияния различных вариантов расположения участков ввода и вывода массы на характеристики процесса смешанной конвекции

(значения температур воды на выходе из водоема и интенсивность теплообмена между испарителем теплового насоса и водой) для различных условий теплообмена на свободной поверхности жидкости.

Проведён анализ интенсивности теплообмена на поверхности испарителя по значениям среднего числа Нуссельта (Nu_{avg}) с использованием подхода [337].

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 6.21).

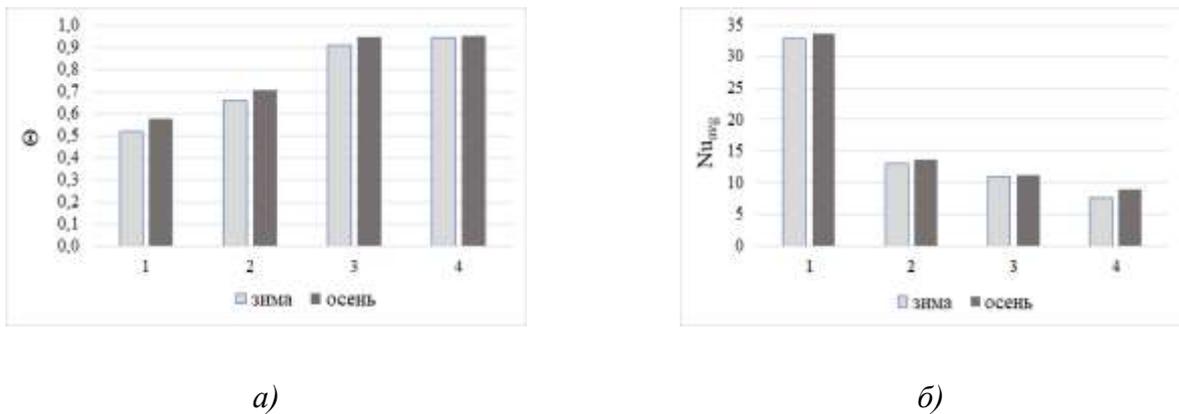


Рисунок 6.21 – Значения средних безразмерных температур на участке вывода жидкости (а) для осеннего и зимнего периодов и среднее число Нуссельта Nu_{avg} (б) на поверхности теплообменника-испарителя при различном расположении участков ввода и вывода массы (1-4 варианты расположения областей ввода и вывода массы).

По результатам численного анализа установлено, что теплообмен между испарителем теплового насоса и сточной водой интенсифицируется в том случае, когда поверхность испарителя омывается основным нагретым потоком жидкости. Этот случай достигается при диагональном расположении участков ввода и вывода массы (варианты 1, 2, рисунок 6.19 а, б и рисунок 6.20 а, б), при этом ввод массы снизу, а вывод сверху предпочтителен, т.к. в этом случае число Нуссельта (вариант 1, рисунок 6.21, б) максимально. При этом жидкость достаточно хорошо охлаждается и на выходе из резервуара средняя температура жидкости минимальна (рисунок 6.21, а). В случае расположения ввода сверху и вывода снизу теплообмен между поверхностью испарителя и жидкостью снижается практически в три раза (рисунок 6.21, 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. Минимальный теплообмен между

поверхностью испарителя и водой имеет место при расположении источников ввода и вывода массы в нижней части резервуара (в четыре раза по сравнению с максимальным).

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.

При этом, как показал численный анализ, регулирование циркуляционных течений в резервуаре может осуществляться и за счет изменения диаметра входного канала и его формы.

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. Более того, при наличии промышленных производств с достаточно большими расходами сточных вод возможна установка на магистралях последних каскадов теплонасосных установок (десятков и даже сотен единиц), которые будут обеспечены энергией низкопотенциальных источников. Следует также отметить, что, в крупных городах такой вариант работы ТНУ может компенсировать часть затрат на теплоснабжение, которые на большей части территории РФ велики.

Также необходимо отметить, что специфика работы теплонасосных установок (интенсивное снижение температуры вблизи поверхности испарителя) является фактором, снижающим интенсивность коррозионных процессов поверхностей трубок испарителя. Как правило, сточные воды являются химически агрессивными средами (в большей или меньшей, в зависимости от компонентного состава). Скорость же коррозии сильно зависит от температуры. Поэтому интенсивная работа испарителя способствует снижению скоростей коррозии и увеличению срока эксплуатации ТНУ. Можно сказать, что теплонасосные установки сами себя защищают от разрушения в результате коррозии.

6.4 Математическое моделирование смешанной конвекции жидкости в водоеме с теплонасосной установкой при различных условиях теплообмена на свободной поверхности

Во многих случаях значительную роль при формировании теплового режима в рассматриваемой области и течения среды играет теплоотвод по внешним границам водоема. До настоящего времени моделирование конвективного теплопереноса, учитывающего влияние внешней среды на характер течения и температурное поле вокруг ТНУ, не проводилось.

Проведено математическое моделирование смешанной конвекции жидкости в водоеме с работающим тепловым насосом при различных условиях теплообмена на свободной поверхности [338].

Задача конвективного теплопереноса сформулирована для прямоугольной полости с теплообменником-испарителем теплового насоса, имеющей участки ввода и вывода жидкости и одну свободную поверхность. Область решения представлена на рисунке 6.22.

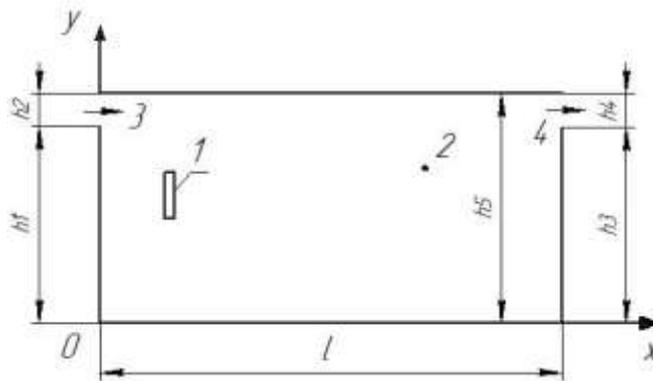


Рисунок 6.22 – Область решения задачи: 1) теплообменник-испаритель, 2) водоем, 3) участок ввода жидкости, 4) участок вывода жидкости

При моделировании предполагалось, что теплофизические свойства жидкости и материала стен не зависят от температуры. Жидкость считалась теплопроводной, вязкой, ньютоновской, удовлетворяющей приближению Буссинеска. Режим течения – ламинарный, границы полости (за исключением участков ввода и вывода воды) – непроницаемы. Не учитывался отток массы за счет испарения со свободной поверхности. В начальный момент времени принималось, что температура во всей рассматриваемой области постоянна и одинакова.

Эти допущения не вносят в постановку задачи значительных ограничений, но позволяют упростить ее решение. Температура теплообменника-испарителя остается неизменной в течение всего процесса. Внешние стенки принимались теплоизолированными.

На участке ввода массы (рисунок 6.22) продольная компонента скорости принималась постоянной, на выходе из полости приняты условия симметрии по продольному направлению.

Положение испарителя ТНУ изменялось согласно схеме на рисунке 6.23.

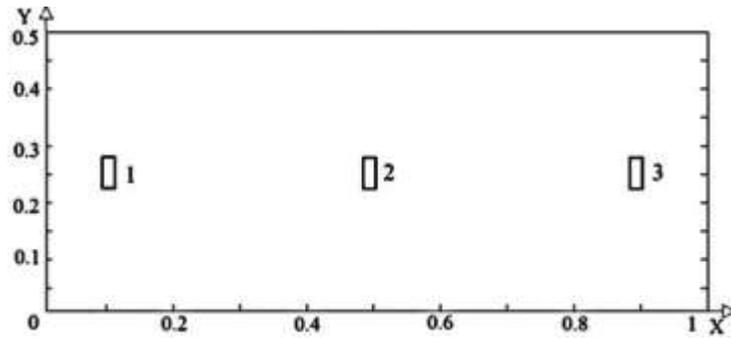


Рисунок 6.23 – Местоположения теплообменника-испарителя теплового насоса в водоеме

Отметим, что в реальных водоемах возможна реализация трехмерных распределений температур и компонент скоростей, но в рассматриваемой задаче поперечная составляющая скорости будет меньше двух других компонент, соответствующих основной плоскости движения вводимой в резервуар воды. Поэтому можно считать принятое допущение о двумерной постановке задачи обоснованным.

Процесс переноса тепла в жидкости (рисунок 6.22) для принятой физической модели описывается системой нестационарных двумерных уравнений Навье-Стокса в приближении Буссинеска с нелинейными граничными условиями [27, 331]. Задача решалась в безразмерной постановке, аналогично [55, 339].

Исследовалось влияние условий на свободной поверхности жидкости на смешанную конвекцию в водоеме, в который сбрасываются воды промышленных энергоисточников. Численное решение задачи проводилось при следующих значениях безразмерных величин и температур: $Re = 1000$, $Gr = 10^6$, $Pr = 7.1$, $T_e = 258\text{K}$, $T_{in} = 313\text{K}$, $T_i = 274\text{K}$.

На рисунках 6.24 и 6.25 представлены линии тока и температуры для режима смешанной конвекции в водоеме с теплообменником-испарителем теплового насоса и участками ввода и вывода жидкости с различными внешними условиями на свободной поверхности, соответствующие осеннему и зимнему периоду.

Следует отметить, что при различных положениях теплообменника-испарителя теплового насоса как в зимний (рисунок 6.24), так и в осенний (рисунок 6.25) периоды года характерны практически одинаковые циркуляционные течения.

При расположении источника в левой части (рисунок 6.24 а, б и 6.25 а, б) исследуемой области образуется основной вихрь в правом нижнем углу. В случае, когда теплообменник располагается по центру (рисунок 6.24 в, г и 6.25 в, г) формируется ряд низкотемпературных циркуляционных зон в угловых частях по обе стороны от стока тепла.

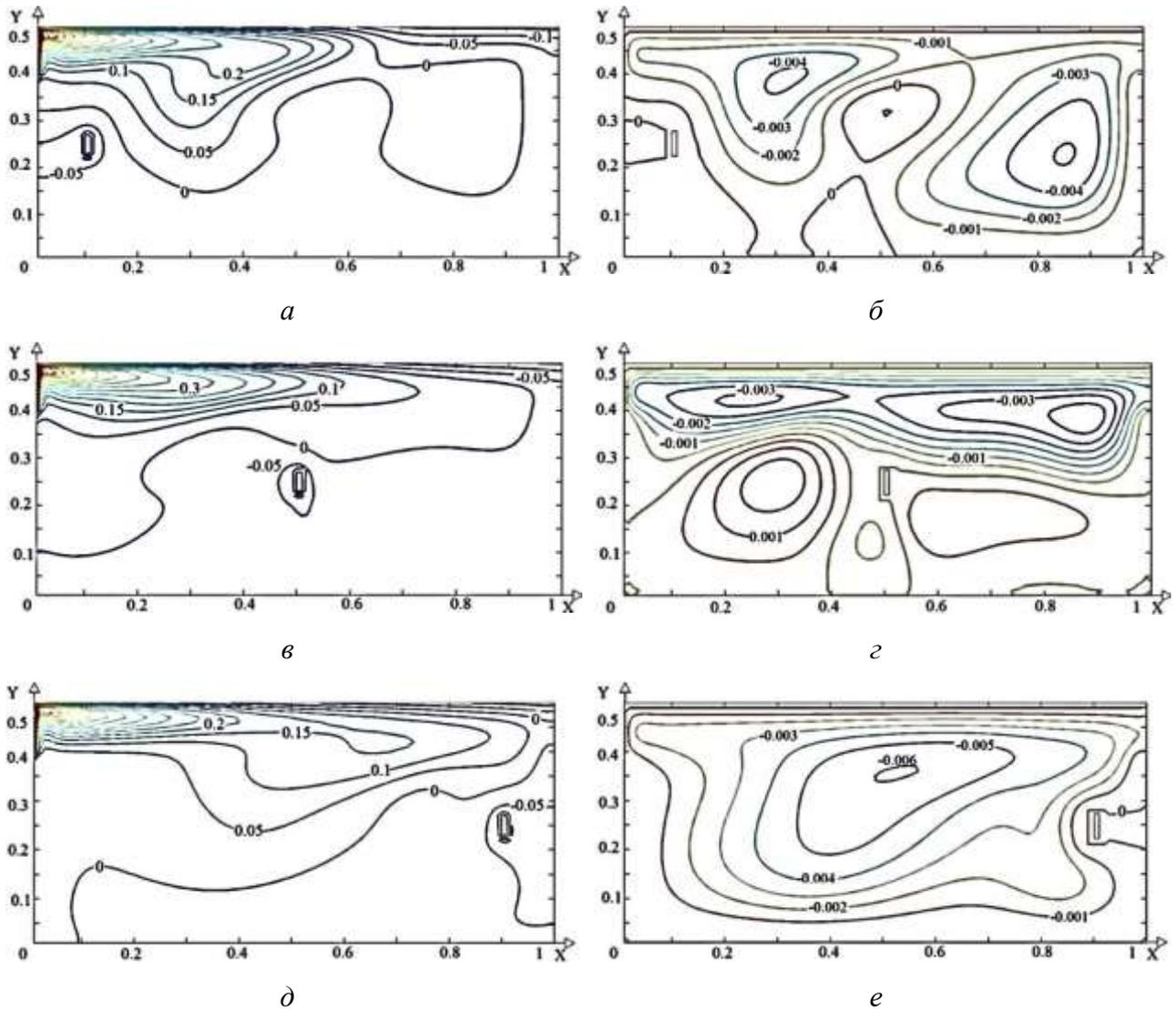


Рисунок 6.24 – Поле температуры (*a, в, д*) и линии тока (*б, г, e*) в зимний период года при $Re = 1000$, $Gr = 10^6$, $T_{in} = 313K$ и различных положениях теплообменника-испарителя теплового насоса: *a, б* – положение №1; *в, г* – положение №2; *д, e* – положение №3

В обоих случаях хорошо выражена температурная неоднородность по глубине водоема и высока вероятность обмерзания теплообменника. Смещение теплообменника в правую часть (рисунки 6.24 *д, e* и 6.25 *д, e*) приводит к формированию одного обширного циркуляционного вихря и соответственно к интенсивному перемешиванию масс жидкости по всему объему водоема.

Анализ результатов численного моделирования (рисунки 6.24 и 6.25) 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 направленное течение потока вдоль свободной поверхности.

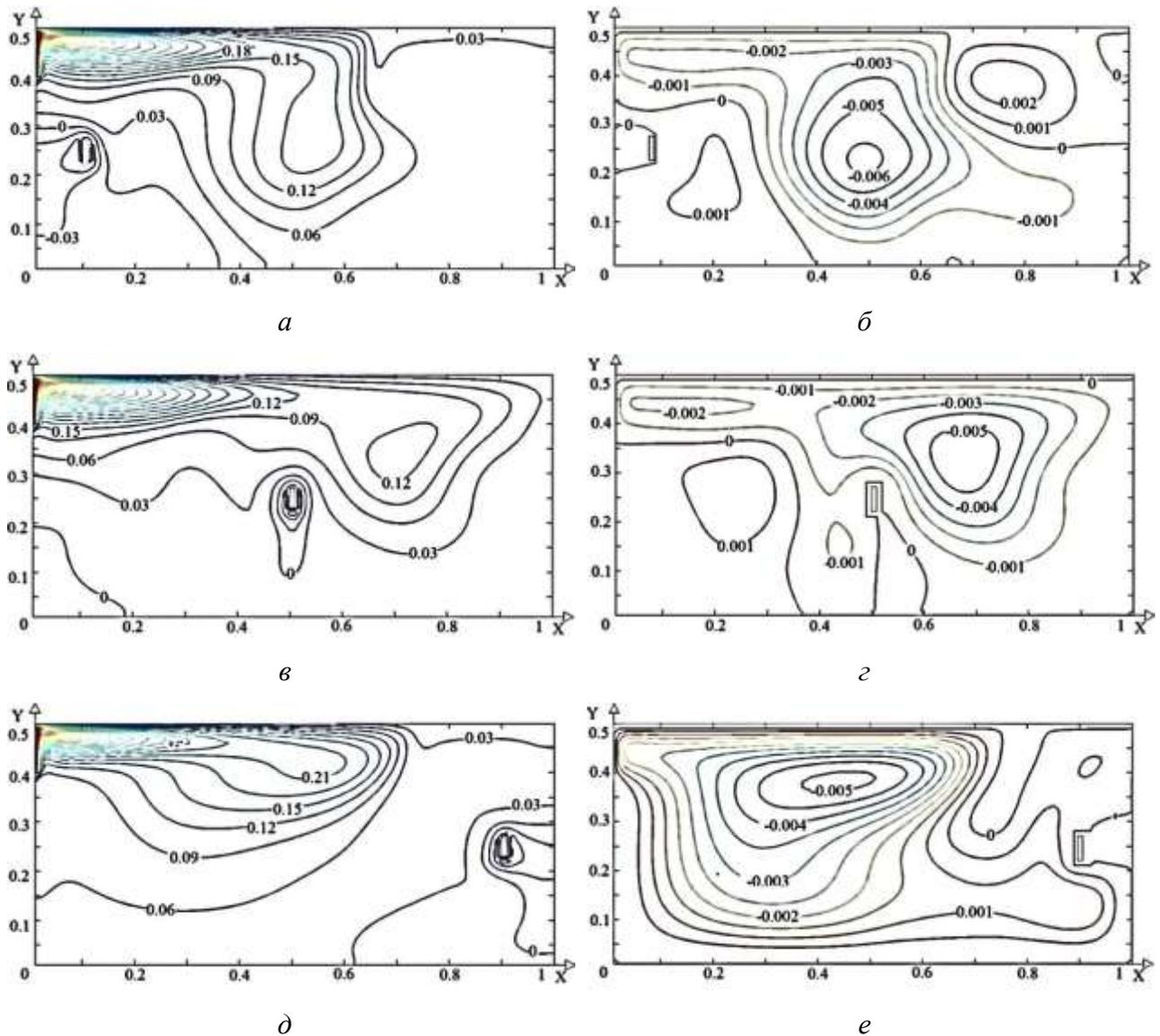


Рисунок 6.25 – Поле температуры (*а, в, д*) и линии тока (*б, г, е*) в осенний период года при $Re = 1000$, $Gr = 10^6$, $T_{in} = 313K$ и различных положениях теплообменника-испарителя теплового насоса: *а, б* – положение №1; *в, г* – положение №2; *д, е* – положение №3

На рисунке 6.26 представлены профили температур в центральном сечении полости при $x = 0,5$. Сравнивая профили температур для осеннего и зимнего периода видно, что при более низких температурах (зимой) происходит снижение температур в центральном сечении.

Проводя анализ влияния условий на свободной поверхности жидкости на режим смешанной конвекции, следует отметить, что при понижении температуры окружающей среды температурное поле водоема значительно изменяется. При расположении теплообменника в средней части температура в осенний период остается равной начальной $T = 283 K$, тогда как в

зимний период она не превышает $T = 279$ К. При этом внешние условия не влияют на интенсивность теплоотвода на трех внешних границах, кроме свободной поверхности жидкости (рисунок 6.27).

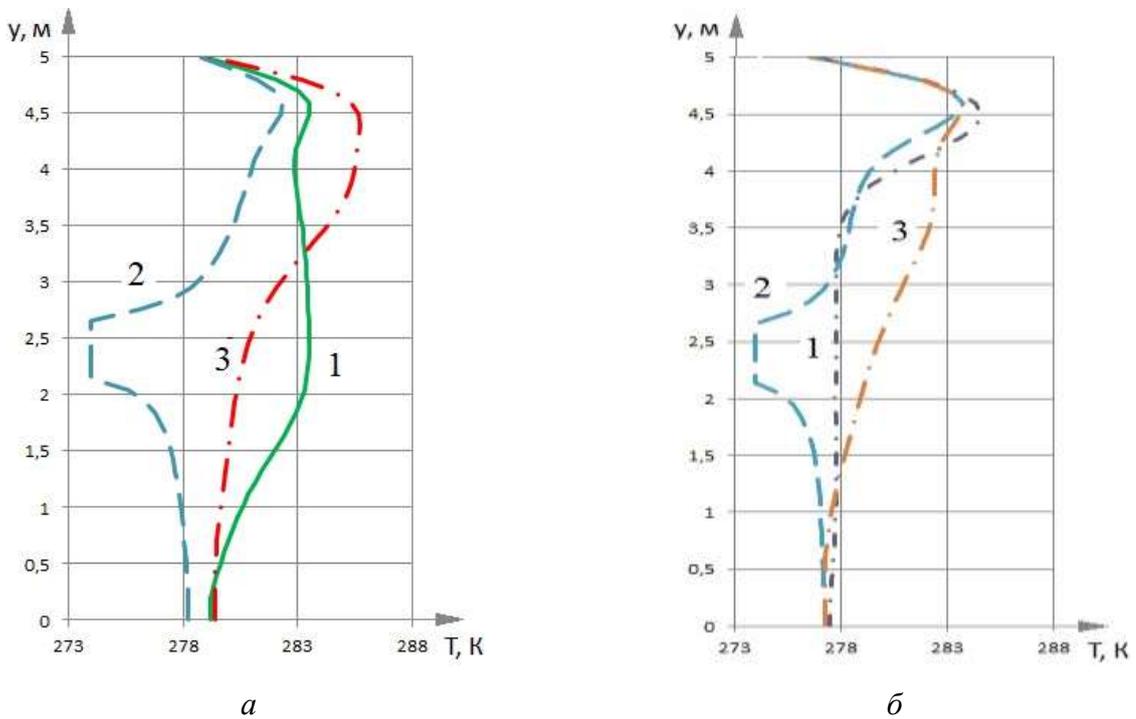


Рисунок 6.26 – Распределения температур в сечении, проходящем по центру полости ($x = 5$ м) при различных расположениях теплообменника-испарителя теплового насоса в осенний (а) и зимний (б) периоды

Анализ влияния числа Рейнольдса на значения среднего числа Нуссельта на свободной поверхности жидкости проводился с использованием формулы [329]:

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

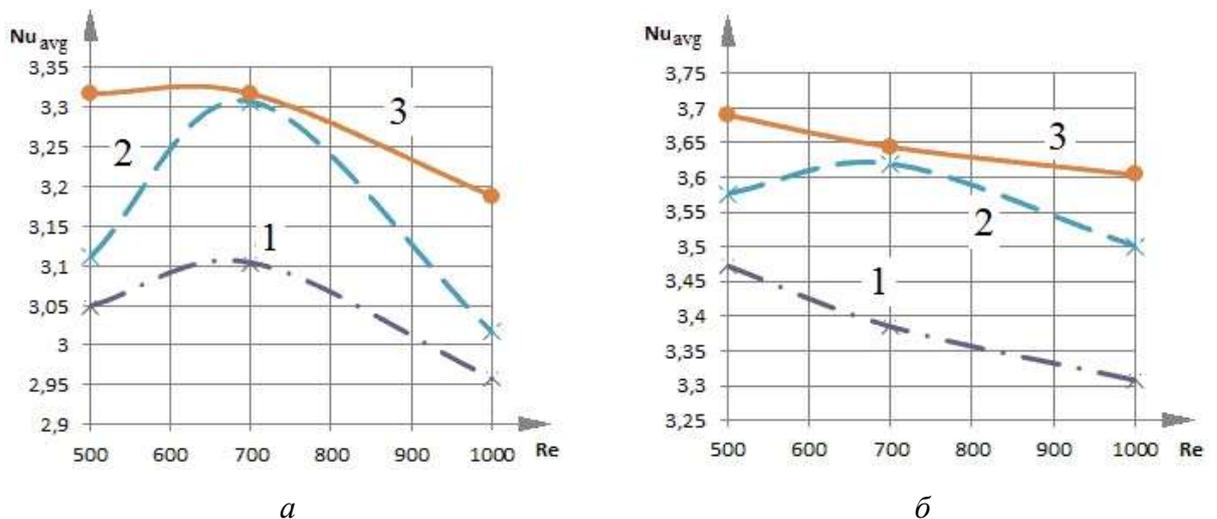


Рисунок 6.27 – Зависимость среднего числа Нуссельта Nu_{avg} на свободной поверхности от числа Рейнольдса при различном расположении теплообменника-испарителя теплового насоса для осеннего (а) и зимнего (б) периодов.

При анализе безразмерного коэффициента теплообмена на всех границах рассматриваемой области установлено, что теплообмен между жидкостью и окружающей средой осуществляется преимущественно через верхнюю (рисунок 6.27) свободную границу. 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 6.27), 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 6.27 а и б).

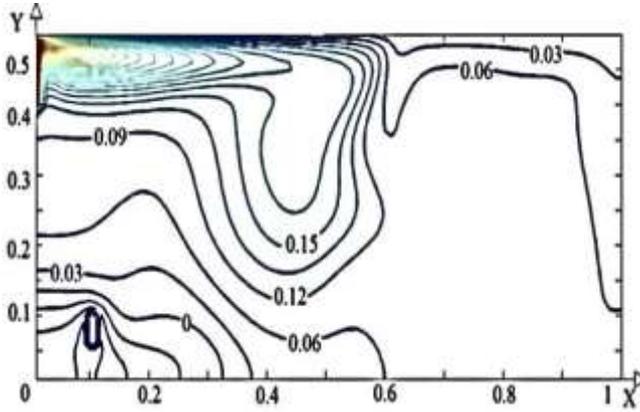
Хорошо проявляются точки излома. Такое расположение стока тепла при низких скоростях ввода воды препятствует продвижению потока жидкости с температурой $\Theta = 1$ в центр рассматриваемой области. В осенний период года (рисунок 6.27 а) безразмерный коэффициент теплоотдачи достигает своего максимального значения при $Re = 700$ для всех вариантов расположения теплообменника испарителя. Можно отметить, что зависимости $Nu_{avg} = f(Re)$ изменяются при разных схемах размещения теплообменника-испарителя и разных условиях теплообмена на поверхности водоема.

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 изменяются и температурные режимы. Соответственно, при различных временах года необходимо менять расположение теплообменника в пространстве водоема для увеличения интенсивности теплообмена и уменьшения вероятности его обмерзания.

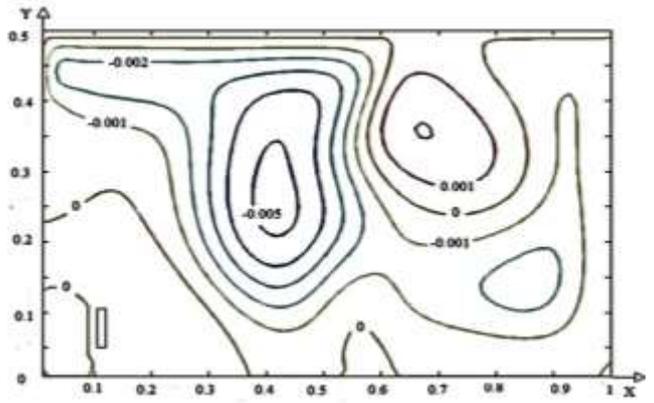
Сформулированная модель смешанной конвекции жидкости в водоеме, используемом в качестве низкопотенциального источника энергии испарителя теплового насоса, с локальными участками ввода и вывода массы может быть использована для усовершенствования методики расчета тепловых режимов водоемов – источников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

На рисунке 6.28 представлены линии тока и поле температур, характеризующие режим смешанной конвекции вязкой несжимаемой жидкости в прямоугольной области для различных вариантов положения теплообменника-испарителя теплового насоса в водоеме. Установлено, что

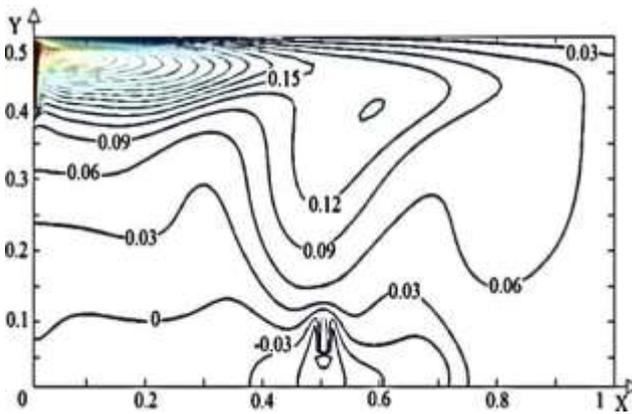
при расположении испарителя в нижней левой части водоема (рисунок 6.28 а, б) формируются два центральных вихря. Холодная масса воды, циркулирующая около стока тепла не перемешивается с основным потоком жидкости. В результате формируется застойная зона, что приводит к уменьшению интенсивности теплообмена испарителя с окружающей жидкостью.



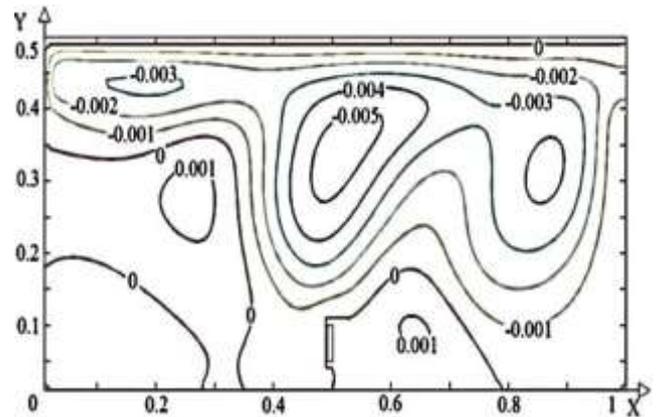
а



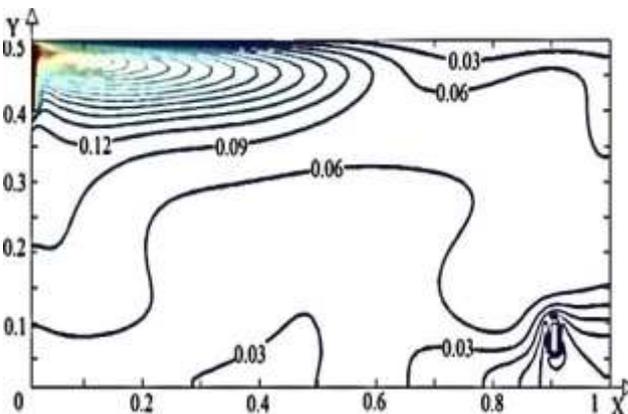
б



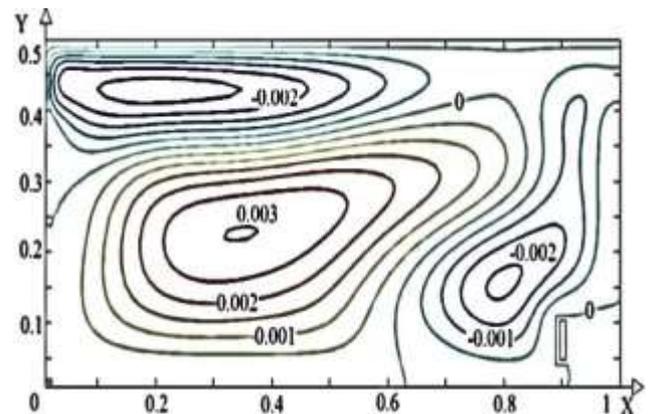
в



г



д



е

Рисунок 6.28 – Поле температуры (а, в, д) и линии тока (б, г, е) для различных положений испарителя теплового насоса (1 – а, б; 2 – в, г; 3 – д, е)

При расположении стока тепла в нижней центральной зоне (рисунок 6.28 в, з) два основных вихря смещаются к правой стенке за счет образования вторичных вихрей в левой области. Теплообмен между жидкостью и испарителем интенсифицируется, так как последний находится в области основного вихря, что приводит к отсутствию обширных застойных низкотемпературных зон. Распределение температуры в этом случае достаточно равномерно по всему объему водоема. Смещение испарителя к правой стенке (рисунок 6.28 д, е) делает возможным образование трех обширных вихрей. Основной вихрь располагается в центре, другой в области ввода жидкости (высокотемпературный), третий у теплообменника (низкотемпературный).

Проведен анализ влияния числа Рейнольдса на значения среднего числа Нуссельта на свободной поверхности жидкости: $Nu_{avg4} = \int_0^1 \left| \frac{\partial \Theta}{\partial Y} \right|_{Y=1} dX$ (рисунок 6.29).

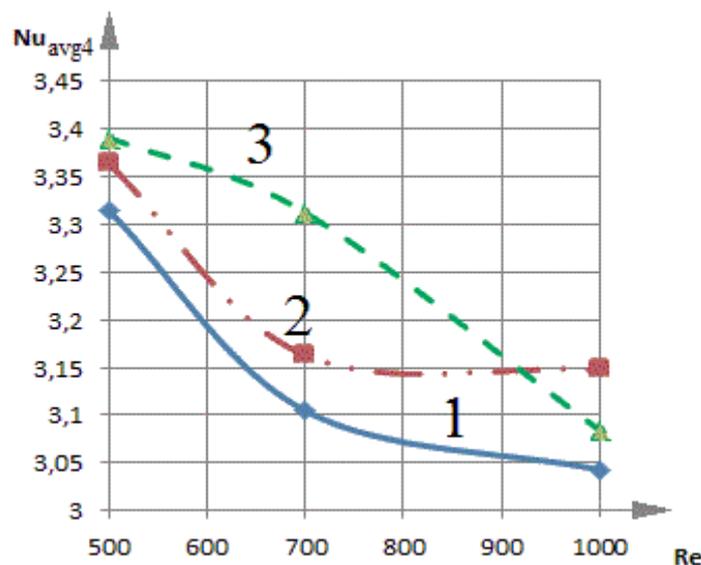


Рисунок 6.29 – Зависимость среднего числа Нуссельта от числа Рейнольдса на поверхности жидкости при различном расположении теплообменника-испарителя теплового насоса.

Видно (рисунок 6.29), что с увеличением числа Re происходит снижение значений безразмерного коэффициента теплообмена для всех вариантов расположения теплообменника испарителя.

Следует отметить, что расположение теплового насоса в левой и средней части водоема препятствует развитому циркуляционному течению по центру водоема. В тоже время зависимость $Nu_{avg4} = f(Re)$ области решения при крайнем левом и крайнем правом размещении теплообменника отличаются своей немонотонностью. Наблюдаются точки перегиба (рисунок 6.29). Такое расположение стока тепла при низких скоростях ввода воды препятствует продвижению потока жидкости с температурой $\Theta = 1$ к соответствующим угловым зонам

рассматриваемой области и контакту с прилегающими стенками. Но при увеличении циркуляционных течений достигаются достаточные для перетока части энергии жидкости за испаритель, расположенный слева (рисунок 6.28 *а, б*), условия. Температуры выравниваются, в результате интенсивность теплообмена снижается (зависимость 1 на рисунок 6.29). Расположение теплообменника справа (рисунок 6.29) препятствует движущемуся тепловому потоку жидкости достигать нижней части границы $X = 1$. Это обстоятельство оказывает влияние на средний коэффициент теплообмена (рисунок 6.29).

Выводы по шестой главе

1. Сформулированная модель конвективного теплопереноса в открытом проточном водоеме - низкопотенциальным источником энергии с помещённым в него испарителем теплового насоса, может быть использована для усовершенствования методики проектирования систем теплоснабжения на базе теплонасосных установок, размещенных в малогабаритных водоемах сточных вод – источников низкопотенциальной теплоты.
2. Кристаллизация воды на трубках испарителя ТНУ 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.
3. Обмерзание поверхности испарителя приводит к существенному снижению коэффициента теплоотдачи теплообменника. Так, например, обмерзание поверхности испарителя до толщины льда 5 мм на площади 30% приводит к уменьшению коэффициента теплоотдачи на 10%. 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.
4. Установлены масштабы влияния дополнительного подвода тепла к среде, в которой находится испаритель теплонасосной насосной установки, на его производительность. Так, например, подведенная мощность к воде в 0,5 кВт увеличивается производительность ТНУ в 2,2 раза, а 0,11 кВт увеличивается производительности ТПУ в 1,79 раза.

5. Из четырёх 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. При этом, как показал численный анализ, регулирование циркуляционных течений в резервуаре может осуществляться и за счет изменения диаметра входного канала и его формы.
6. 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. Более того, при наличии промышленных производств с достаточно большими расходами сточных вод возможно установка на магистралях последних каскадов теплонасосных установок (десятков и даже сотен единиц), которые будут обеспечены энергией низкопотенциальных источников.
7. Установлено влияние мест расположения участков ввода и вывода жидкости на гидродинамику и теплообмен в малогабаритном промежуточном водоеме сточных вод с расположенным в нем испарителем теплового насоса. Выявлено что геометрическое расположение участков ввода и вывода сточных вод в водоеме существенно влияет на его гидродинамический и тепловой режим. Так, например, при расположении ввода и вывода в верхней части перепад температуры по высоте водоема может достигать 20 градусов, при этом ухудшается теплообмен между жидкостью и поверхностью испарителя и появляется вероятность обледенения теплообменника. Располагая ввод жидкости в нижней части, а вывод в верхней, можно интенсифицировать теплообмен между жидкостью и испарителем в 4 раза и уменьшить перепад температуры по высоте резервуара в два раза (до 10 градусов), так как основной поток нагретой жидкости омывает поверхность испарителя теплового насоса, перемешивая при этом жидкость в водоеме.
8. 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.

Необходимо отметить, что представленные в данной диссертации результаты в силу общности постановки задачи могут быть использованы и при анализе гидродинамики и теплообмена в различных несжимаемых жидкостях, для которых применима ньютоновская модель.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей работе обоснована целесообразность моделирования процессов теплопереноса в объектах и системах промышленной теплоэнергетики с использованием математических моделей в виде систем уравнений математической физики.

Основные результаты и выводы диссертационной работы заключаются в следующем.

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 полукрытых 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 и турбулентном приближениях 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 10 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 и 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 диссертации автор выражает искреннюю благодарность своему научному консультанту профессору Г.В. Кузнецову за помощь в проведении представленных исследований и обсуждении полученных результатов, а также за моральную поддержку и теплоту человеческих отношений.

Список использованной литературы

1. Быстрицкий Г.Ф. Теплотехника и энергосиловое оборудование промышленных предприятий : учебник для вузов / Г. Ф. Быстрицкий – Москва: Юрайт, 2023. Вып. 5-е изд., испр. и доп.– 305с.
2. Леонтьев А.И. Научные основы технологий XXI века / А. И. Леонтьев, Н. Н. Пилюгин, Ю. В. Полежаев, В. М. Поляев – УНПЦ «Энергомаш», 2000.
3. Ушаков В.Я. Современная и перспективная энергетика: технологические, социальноэкономические и экологические аспекты. / В. Я. Ушаков – Томск, 2008. Вып. Изд-во ТПУ– 469с.
4. Подковальников С.В. Энергетика XXI века: системы энергетики и управление ими / С. В. Подковальников, С. М. Сендеров, В. А. Стенников, др. / под ред. Н.И. Воропай. – – Новосибирск: Наука, 2004.– 364с.
5. Гавриш П.Д. Водохранилища и водооградительные сооружения ГАЭС, ТЭС и АЭС / П. Д. Гавриш, В. Ф. Канарский, В. М. Кондратьев / под ред. Т.П. Доценко. – – Энергоатомиздат, 1989.– 192с.
6. Попов В.М. О тепловом загрязнении окружающей среды выбросами и сбросами ТЭС и ТЭЦ / Попов В.М., Рябцев В.И., Рябцев Г.А. // Безопасность жизнедеятельности (БЖД): научно-практический и учебно-методический журнал – 2002. – № 4 – С.26–27.
7. Иваненко С.А. Динамика вод и распространение загрязняющих веществ в водохранилище / Иваненко С.А., Корявов П.П. // Математическое моделирование – 2002. – Т. 14 – № 6 – С.105–118.
8. Андрижиевский А.А. Пространственное моделирование тепловых сбросов в водные системы / Андрижиевский А.А., Трифонов А.Г. // Труды БГТУ. №3. Химия и технология неорганических веществ – 2003. – С.264–267.
9. Barletta A. Combined forced and free flow in a vertical rectangular duct with prescribed wall heat flux / Barletta A., Rossi Di Schio E., Zanchini E. // International Journal of Heat and Fluid Flow – 2003. – Т. 24 – № 6 – С.874–887.
10. Rosengarten G. Mixed convection in a narrow rectangular cavity with bottom inlet and outlet / Rosengarten G., Morrison G.L., Behnia M. // International Journal of Heat and Fluid Flow – 2001. – Т. 22 – № 2 – С.168–179.
11. Морозова О.Г. Влияние затопленных растительных остатков на формирование гидрохимического режима водоема-охладителя Березовской ГРЭС-1. Влияние альгофлоры водоема-охладителя на качество воды / Морозова О.Г., Гаевский Н.А., и др. // Химия растительного сырья – 2001. – № 3 – С.123–126.

12. Мордухай-Болтовской Ф.Д. Проблема влияния тепловых и атомных электростанций на гидробиологический режим водоемов (обзор) / Мордухай-Болтовской Ф.Д. // Экология организмов водохранилищ-охладителей – 1975. – Т. 27 – С.7–9.
13. Серяков С.А. Альгоиндикация изменения химизма воды в пресноводных водоемах из-за антропоического влияния Тверь, 2003. – 45–50с.
14. Страшкраба М. Пресноводные экосистемы. Математическое моделирование / М. Страшкраба, А. Гнаук – Мир, 1989.– 376с.
15. Министерство строительства Российской Федерации СНиП 2.04.02-84. Строительные правила и нормы водоснабжения, наружных сетей и сооружений / Министерство строительства Российской Федерации – М., 2001.– 239с.
16. Алексеев Л.П. Изучение и методы расчета крупномасштабной турбулентности глубоководного водоема: по материалам исследований на оз. Байкал / Л. П. Алексеев – Гидрометеиздат, 1989.– 128с.
17. Фурсова П.В. Математическое моделирование в экологии сообществ. Проблемы окружающей среды / Фурсова П.В., Левич А.П. // ВИНТИ – 2002. – № 9 – С.112.
18. 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.
19. Тепловые насосы в современной промышленности и коммунальной инфраструктуре / – Москва: Издательство «Перо», 2016.– 204с.
20. Deng J. Does heat pumps perform energy efficiently as we expected: Field tests and evaluations on various kinds of heat pump systems for space heating / Deng J., Wei Q., Liang M., He S., Zhang H. // Energy & Buildings – 2019. – Т. 182 – С.172–186.
21. Wang Y. Improvement of energy efficiency for an open-loop surface water source heat pump system via optimal design of water-intake / Wang Y., Wong K.K.L., Liu Q., Jin Y., Tu J. // Energy and Buildings – 2012. – Т. 51 – С.93–100.
22. Батенин В.М. Термодинамическая оценка возможности повышения экономичности теплофикационных турбин с использованием теплового насоса, работающего на водяном паре / Батенин В.М., Даценко В.В., Зейгарник Ю.А., Косой А.С., Синкевич М.В. // Теплоэнергетика – 2016. – № 1 – С.3–8.
23. Шамигулов П.В. Определение оптимальной глубины закладки горизонтального теплообменника теплового насоса / Шамигулов П.В., Дорошенко Е.В. // Альтернативная энергетика и экология – 2015. – № 17–18 – С.48–53.

24. Кузнецов Г.А. Математическое моделирование сопряженной смешанной конвекции в прямоугольной области с источником тепла / Кузнецов Г.А., Шеремет М.А. // Прикладная механика и техническая физика – 2008. – Т. 49 – № 6 – С.68–81.
25. Шеремет М.А. Сопряженный конвективно-кондуктивный теплоперенос в замкнутом объеме с локально сосредоточенными источниками тепловыделения / Шеремет М.А. – 2006.
26. Максимов В.И. Смешанная конвекция вязкой несжимаемой жидкости в водоемах-охладителях ТЭС / Максимов В.И. – 2006.
27. 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.
28. Lukaszewski M.W. Application of inverse methods based algorithms to Liquefied Natural Gas (LNG) storage management / Lukaszewski M.W., Zimmerman W.B.J., Tennant M.T., Webster M.B. // Chemical Engineering Research and Design – 2013. – Т. 91 – № 3 – С.457–463.
29. Migliore C. Weathering prediction model for stored liquefied natural gas (LNG) / Migliore C., Tubilleja C., Vesovic V. // Journal of Natural Gas Science and Engineering – 2015. – Т. 26 – С.570–580.
30. Xu B. Investigation on the heat transfer characteristics during flow boiling of liquefied natural gas in a vertical micro-fin tube / Xu B., Shi Y., Chen D. // Cryogenics – 2014. – Т. 60.
31. Давлятчин Р.Р. Лучисто-конвективный теплообмен газовых инфракрасных излучателей с многослойной конструкцией кровли / Давлятчин Р.Р., Куриленко Н.И. // Приволжский научный журнал – 2009.
32. Куриленко Н.И. Теплообмен газовых инфракрасных излучателей с многослойной конструкцией кровли / Куриленко Н.И., Давлятчин Р.Р. // Вестник ТГАСУ – 2009.
33. Родин А.К. Газовое лучистое отопление / А. К. Родин – Ленинград: Недра, 1987.– 191с.
34. Общие положения по проектированию и строительству газораспределительных систем из металлических и полиэтиленовых труб // – 1997. – 17с.
35. Родин А.К. Определение основных теплотехнических параметров систем лучистого отопления с газовыми инфракрасными излучателями / Родин А.К. // Распределение и сжигание газа – 1976. – № 2 – С.14–24.
36. Булатов А.Л. Эффективность использования инфракрасных газовых излучателей для отопления производственных помещений ОАО «Магнитогорский металлургический комбинат» / Булатов А.Л., Загребина Е.В. // АВОК – 2007. – № 2 – С.36–40.

37. Бухмиров В.В. Модификации зонального метода для решения задач радиационного теплообмена: основные положения / Бухмиров В.В., Крупенников С.А., Солнышкова Ю.С. // Вестник Ивановского государственного энергетического университета – 2009. – Т. 2 – С.61–63.
38. Бухмиров В.В. Алгоритм расчета систем лучистого отопления помещений / Бухмиров В.В., Крупенников С.А., Солнышкова Ю.С. // Вестник Ивановского государственного энергетического университета – 2010. – Т. 4 – С.23–25.
39. Ициксон Б.С. Инфракрасные газовые излучатели / Б. С. Ициксон, Ю. Л. Денисов – Л.: Недра, 1969. – 280с.
40. Kuznetsov G.V. Conjugate natural convection with radiation in an enclosure / Kuznetsov G.V., Sheremet M.A. // International Journal of Heat and Mass Transfer – 2009. – Т. 52 – № 9–10 – С.2215–2223.
41. Кузнецов Г.В. Двумерная задача естественной конвекции в прямоугольной области при локальном нагреве и теплопроводных границах конечной толщины / Кузнецов Г.В., Шеремет М.А. // Известия РАН. Сер. Механика жидкости и газа – 2006. – № 6 – С.29–39.
42. Кузнецов Г.В. Сопряженный теплоперенос в замкнутой области с локально сосредоточенным источником тепловыделения / Кузнецов Г.В., Шеремет М.А. // Инженерно-физический журнал – 2006. – Т. 79 – № 1 – С.56–63.
43. Kuznetsov G.V. Conjugate heat transfer in an enclosure under the condition of internal mass transfer and in the presence of local heat source / Kuznetsov G.V., Sheremet M.A. // International Journal of Heat and Mass Transfer – 2009. – Т. 52 – № 1–2 – С.1–8.
44. Бухмиров В.В. Экспериментальное исследование системы отопления и инфракрасными излучателями / Бухмиров В.В., Солнышкова Ю.С., Пророкова М.В. // Вестник Ивановского государственного энергетического университета – 2011. – Т. 3 – С.12–16.
45. Кузнецов Г.В. Сопряженный теплоперенос в системе с радиационным источником нагрева Минск, 2012. – 147–151с.
46. Кузнецов Г.В. Об одном подходе к математическому моделированию тепловых режимов радиоэлектронной аппаратуры и электронной техники / Кузнецов Г.В., Шеремет М.А. // Микроэлектроника – 2008. – Т. 37 – № 2 – С.150–158.
47. Kuznetsov G.V. Conjugate Natural Convection In An Enclosure With Local Heat Sources / Kuznetsov G.V., Sheremet M.A. // Computational Thermal Sciences – 2009. – Т. 3 – № 3 – С.341–360.
48. Лыков А.В. Сопряженные задачи конвективного теплообмена / Лыков А.В. // Сб-к научн. трудов ИТМО АН БССР им. А.В. Лыкова «Проблема тепло- и массопереноса» – 1976. – С.83–98.
49. Лыков А.В. Тепломассообмен: справочник / А. В. Лыков – Москва: Энергия, 1978. Вып. 2-е изд., перераб. и доп. – 479с.

50. Лыков А.В. Сопряженные задачи конвективного теплообмена / А. В. Лыков, А. А. Алексахенко, В. А. Алексахенко – Минск: Изд-во БГУ, 1971.– 126с.
51. Kavga A. Performance of an Infrared Heating System in a Production Greenhouse / Kavga A., Karanastasi E., Konstas I., Panidis Th. // IFAC Proceedings Volumes – 2013. – Т. 46 – № 18 – С.235–240.
52. Maksimov V.I. Numerical modeling of heat transfer in a large room heated by a gas infrared emitter and with equipment located in it at different heights Tomsk, Russia, 2021. – 020011с.
53. Borisov B.V. Influence of the laboratory equipment mutual arrangement and an infrared emitter on the heat transfer processes in a heated room Tomsk, Russia, 2021. – 020002с.
54. 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.
55. 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.
56. Chen C. Energy analysis of three ventilation systems for a large machining plant / Chen C., Lai D., Chen Q. // Energy and Buildings – 2020. – Т. 224 – С.110272.
57. 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.
58. Zhang C. A review of integrated radiant heating/cooling with ventilation systems- Thermal comfort and indoor air quality / Zhang C., Pomianowski M., Heiselberg P.K., Yu T. // Energy and Buildings – 2020. – Т. 223 – С.110094.
59. Митин И.В. Анализ и обработка экспериментальных данных: учебно-методическое пособие для студентов младших курсов / И. В. Митин, В. С. Русаков – Москва: Физический Факультет МГУ, 1996.– 44с.
60. Гребенникова И.В. Методы математической обработки экспериментальных данных : учебно-методическое пособие / И. В. Гребенникова – Екатеринбург: Издательство Уральского университета, 2015.– 124с.
61. Максимова И.Н. Методы обработки экспериментальных данных: учеб. пособие / И. Н. Максимова – Пенза: ПГУАС, 2014.– 116с.

62. 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.
63. 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.
64. Kuznetsov G.V. Features of the processes of heat and mass transfer when drying a large thickness layer of wood biomass / Kuznetsov G.V., Syrodoy S.V., Nigay N.A., Maksimov V.I., Gutareva N.Yu. // *Renewable Energy* – 2021. – Т. 169 – С.498–511.
65. 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.
66. Кузнецов Г.В. Теплоперенос при нагреве локальной области крупногабаритного производственного помещения газовыми инфракрасными излучателями / Кузнецов Г.В., Куриленко Н.И., Максимов В.И., Мамонтов Г.Я., Нагорнова Т.А. // *Инженерно-физический журнал* – 2013. – Т. 86 – № 3 – С.489–494.
67. Кузнецов Г.В. Экспериментальное исследование смешанной конвекции в прямоугольной области с локальным источником тепловыделения и теплоотводом на внешних границах / Кузнецов Г.В., Максимов В.И. // *Инженерно-физический журнал* – 2016. – Т. 89 – № 5 – С.1250–1256.
68. Borisov B.V. Formation of Regulational 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.
69. Baranovskii N.V. Experimental Investigation of the Regimes of Thermal Action on a Layer of Soil Exposed to Inert Heating / Baranovskii N.V., Maksimov V.I., Razva A.S., Bazarov A.V. // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics* – 2020. – Т. 93 – № 6 – С.1402–1407.
70. 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.

71. Maksimov V. Influence of Placement Gas Infrared Emitters on the Energy-Effectiveness of their Application / Maksimov V., Nagornova T. // *Advanced Materials Research* – 2015. – Т. 1085 – С.502–506.
72. 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.
73. Захаревич А.В. Оценка пожарной опасности мазута в условиях перегрузки, хранения и транспорта на тепловых электрических станциях / Захаревич А.В., др. // *Известия Томского политехнического университета [Известия ТПУ]* – 2008. – Т. 313 – № 4 – С.25–28.
74. 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.
75. 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.
76. Борисов Б.В. Численный анализ влияния конфигурации системы воздухообмена на температурный режим локальных рабочих зон в помещении с газовым инфракрасным излучателем / Борисов Б.В., Вяткин А.В., Кузнецов Г.В., др. // *Известия Томского политехнического университета [Известия ТПУ]. Инжиниринг георесурсов* – 2023. – Т. 334 – № 3 – С.7–17.
77. 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.
78. Максимов В.И. Новый подход к моделированию процесса формирования теплового режима термосифонов больших размеров для использования геотермальной теплоты / Максимов В.И., Нурпейис А.Е. // *Известия Томского политехнического университета [Известия ТПУ]. Инжиниринг георесурсов* – 2019. – Т. 330 – № 8.
79. 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.

80. 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.
81. 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.
82. 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.
83. 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.
84. 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.
85. 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.
86. Guskov A.V. Heat and Mass Transfer during High-Speed Acceleration of Steel Reference Node through the Channel of Ballistic Booster Complex / Guskov A.V., Lider A.M., Maksimov V.I., Milevsky K.E. // Journal of Engineering Thermophysics – 2018. – Т. 27 – № 3 – С.369–377.
87. 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.
88. 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.
89. Куриленко Н.И. Математическое моделирование сопряженного теплопереноса в системе с радиационным источником нагрева / Куриленко Н.И., др. // Научно-технические ведомости СПбГПУ – 2012. – № 2 (147) – С.48–53.

90. Maksimov V.I. Mathematical modeling of heat transfer in a closed two-phase thermosyphon / Maksimov V.I., Nurpeiis A.E. // Известия вузов. Проблемы энергетики – 2019. – Т. 21 – № 3 – С.3–13.
91. Кузнецов Г.В. Свободно-конвективный теплоперенос в отопляемых 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.
92. 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.
93. Кузнецов Г.В. Естественная конвекция в замкнутом параллелепипеде при наличии локального источника энергии / Кузнецов Г.В., Максимов В.И., Шеремет М.А. // Прикладная механика и техническая физика – 2013. – Т. 54 – № 4 – С.86–95.
94. Кузнецов Г.В. Сопряженный теплоперенос при работе газовых инфракрасных излучателей, смещенных относительно верхней границы обогреваемой области / Кузнецов Г.В., др. // Энергосбережение и водоподготовка – 2015. – № 2 (94) – С.46–51.
95. Куриленко Н.И. О методе анализа энергоэффективности применения газовых инфракрасных излучателей в системах отопления / Куриленко Н.И., др. // Энергетик – 2015. – № 5 – С.11–13.
96. Кузнецов Г.В. Тепловые режимы локальных рабочих зон крупногабаритных производственных помещений при нагреве газовыми инфракрасными излучателями / Кузнецов Г.В., др. // Промышленная энергетика : производственно-технический журнал – 2013. – № 9 – С.40–44.
97. Полежаев В.И. Свободная конвекция: обзор моделей, методов и приложений Москва, 1994. – 3–10с.
98. Джалурия Й. Естественная конвекция: Тепло– и массообмен / Й. Джалурия – Мир, 1983. – 400с.
99. Barletta A. Natural convection in a 2D–cavity with vertical isothermal walls: Cross–validation of two numerical solutions / Barletta A., Nobile E., Pinto F., Rossi di Schio E., Zanchini E. // International Journal of Thermal Sciences – 2006. – Т. 45 – С.917–922.
100. Carton I. The effect of insulating vertical walls on the onset of motion in a fluid heated from below / Carton I. // Int. J. Heat and Mass Transfer – 1972. – Т. 15 – С.665–672.
101. Kim D.M. Heat transfer by combined wall conduction and natural convection through a rectangular solid with a cavity New York, 1983. – 313–322с.
102. Larson D.W. Transient combined laminar free convection and radiation in a rectangular enclosure / Larson D.W., Viskanta R. // Journal of Fluid Mechanics – 1976. – Т. 78 – С.68–85.

103. Merrikh A.A. Natural convection in an enclosure with disconnected and conducting solid blocks / Merrikh A.A., Lage J.L. // *International Journal of Heat and Mass Transfer* – 2005. – Т. 48 – С.1361–1372.
104. Mezrhab A. Computation of combined natural–convection and radiation heat–transfer in a cavity having a square body at its center / Mezrhab A., Bouali H., Amaoui H., Bouzidi M. // *Applied Energy* – 2006. – Т. 83 – С.1004–1023.
105. Бароцци Г.С. Метод решения сопряженных задач теплообмена: вариант полностью развитого ламинарного течения в трубе II / Бароцци Г.С., Пальярини Г. // *Теплопередача* – 1985. – Т. 107 – № 1 – С.72–79.
106. Бердников В.С. Сопряженный теплообмен кристалла с окружающей средой в методе Чохральского Новосибирск: Институт теплофизики СО РАН, 2004. – 52с.
107. Вавилов В.П. Моделирование нестационарного теплопереноса в системе теплоэнергопотребления с локально сосредоточенным источником тепловыделения в сопряженной постановке / Вавилов В.П., Кузнецов Г.В., Шеремет М.А. // *Промышленная теплотехника* – 2005. – Т. 27 – № 4 – С.43–55.
108. Ким Д.М. Влияние теплопроводности стенки на теплообмен при свободной конвекции в полости квадратного сечения / Ким Д.М., Висканта Р. // *Теплопередача* – 1985. – Т. 107 – № 1 – С.141–150.
109. Королев С.А. Численное исследование тепловой конвекции в условиях сопряженного теплообмена: Автореф. дис... канд. физ. мат. наук. / Королев С.А. – 2004.
110. Кузнецов Г.В. Моделирование пространственного теплопереноса в замкнутом объеме с локально сосредоточенными источниками тепловыделения / Кузнецов Г.В., Шеремет М.А. // *Известия Томского политехнического университета* – 2003. – Т. 306 – № 6 – С.69–72.
111. Мейер Влияние тепловых свойств ячейки на свободную конвекцию в наклонных прямоугольных ячейках / Мейер, Митчелл, Эль-Вакил // *Теплопередача* – 1982. – Т. 104 – № 1 – С.120.
112. Эль-Шербини Влияние температурных граничных условий на свободную конвекцию в вертикальных и наклонных слоях воздуха / Эль-Шербини, Холландс, Рейтби // *Теплопередача* – 1982. – Т. 104 – № 3 – С.107.
113. Kaminski D.A. Conjugate natural convection in a square enclosure: effect of conduction on one of the vertical walls / Kaminski D.A., Prakash C. // *International Journal of Heat and Mass Transfer* – 1986. – Т. 29 – С.1979–1988.

114. Oh J.Y. Numerical study of heat transfer and flow of natural convection in an enclosure with a heat-generating conducting body / Oh J.Y., Ha M.Y., Kim K.C. // Numerical Heat Transfer, Part A – 1997. – Т. 31 – С.289–304.
115. Гореликов А.В. Смешанная конвекция чистой воды в квадратной ячейке с движущейся верхней стенкой / Гореликов А.В., Зубков П.Т., Моргун Д.А. // Математическое моделирование – 2000. – Т. 12 – № 8 – С.69–76.
116. Ревизников Д.Л. Сопряженный теплообмен при обтекании неоднородных тел / Ревизников Д.Л. // Математическое моделирование – 2000. – Т. 12 – № 7 – С.51–57.
117. Чикина Л.Д. Моделирование распространения загрязнения в Мобилском заливе (США) / Чикина Л.Д., Чикин А.Л. // Математическое моделирование – 2001. – Т. 13 – № 2 – С.93–98.
118. Saeidi S.M. Forced convection in a square cavity with inlet and outlet ports / Saeidi S.M., Khodadadi J.M. // International Journal of Heat and Mass Transfer – 2006. – Т. 49 – С.1896–1906.
119. Бароцци Г.С. Метод решения сопряженных задач теплообмена: вариант полностью развитого ламинарного течения в трубе II Теплопередача / Бароцци Г.С., Пальярини Г. – 1985. – Т. 107 – № 1 – С.72–79.
120. Эль-Шербини Р. Холландс Влияние температурных граничных условий на свободную конвекцию в вертикальных и наклонных слоях воздуха / Эль-Шербини Р. Холландс // Теплопередача – 1982. – Т. 104 – № 3 – С.107.
121. Carton I. Natural Convection in Enclosures Breckenridge, 1982.
122. Koutsoheras W. Natural convection phenomena in inclined cells with finite walls: a numerical solution / Koutsoheras W., Charters W.W.S. // Solar Energy – 1977. – Т. 19 – С.433–438.
123. Lage J.L. The Ra-Pr domain of laminar natural convection in an enclosure heated from the side / Lage J.L., Bejan A. // Numerical Heat Transfer, Part A – 1991. – Т. 19 – С.21–41.
124. Ha M.Y. A numerical study on transient heat transfer and fluid flow of natural convection in an enclosure with a heat-generating conducting body / Ha M.Y., Jung M.J., Kim Y.S. // Numerical Heat Transfer, Part A – 1999. – Т. 35 – С.415–434.
125. Горобец В.Г. Исследование теплоотдачи новых типов вертикальных поверхностей с дискретным оребрением в условиях свободной конвекции Москва, 1998. – 58–60с.
126. Чикин А.Л. Трехмерная задача расчета гидродинамики Азовского моря / Чикин А.Л. // Математическое моделирование – 2001. – Т. 13 – № 2 – С.86–92.
127. Петрикевич Б.Б. Применение интегральной теории пограничного слоя для решения сопряженных задач теплообмена в каналах высокоэнергетических установок / Петрикевич Б.Б., Панин С.Д., Астрахов А.В. // ИФЖ – 2000. – Т. 73 – № 1 – С.131–137.

128. Arcidiacono S. Low-Prandtl number natural convection in volumetrically heated rectangular enclosures II. Square cavity, $AR = 1$ / Arcidiacono S., Piazza I.D., Ciofalo M. // *International Journal of Heat and Mass Transfer* – 2001. – Т. 44 – С.537–550.
129. Галлиев И.М. Течение и теплообмен при смешанной конвекции воды в горизонтальном и наклонных каналах / Галлиев И.М., Зубков П.Т. // *Математическое моделирование* – 1999. – Т. 11 – № 10 – С.106–115.
130. Kimura S. The «Heatline» Visualization of Convective Heat Transfer / Kimura S., Bejan A. // *ASME Journal of Heat Transfer* – 1983. – Т. 105 – № 4 – С.916–919.
131. Morega A.M. Heatline visualization of forced convection boundary layers / Morega A.M., Bejan A. // *International Journal of Heat and Mass Transfer* – 1993. – Т. 36 – С.3957–3966.
132. Aydin O. Determination of optimum air-layer thickness in double-pane windows / Aydin O. // *Energy and Buildings* – 2000. – Т. 32 – С.303–308.
133. Aydin O. Conjugate heat transfer analysis of double pane windows / Aydin O. // *Building and Environment* – 2006. – Т. 41 – С.109–116.
134. Богословский В.Н. Тепловой режим здания / В. Н. Богословский – Москва: Стройиздат, 1979.– 248с.
135. Богословский В.Н. Теплообмен в помещении с панельно-лучистой системой обогрева / Богословский В.Н. // *Водоснабжение и санитарная техника* – 1961. – № 9 – С.11–19.
136. Родин А.К. Применение излучающих горелок для отопления / А. К. Родин – Ленинград: Недра, 1976.– 117с.
137. Оцеп С.А. Лучистое отопление / С. А. Оцеп – Москва: Гос. Изд-во литературы по строительству, 1945.– 147с.
138. Малышева А.Е. Гигиеническая оценка радиационного охлаждения зданий Москва, 1959. – 259–263с.
139. Мачкаши А. Лучистое отопление / А. Мачкаши, Л. Банхиди / под ред. В.Н. Богословский, Л.М. Махов. – – Москва: «Стройиздат», 1985.– 464с.
140. Kollmar F. Die Strahlungsheizung / F. Kollmar, W. Lise – München: Springer, 1957.– 142с.
141. Борхерт Р. Техника инфракрасного нагрева / Р. Борхерт, В. Юбиц – Москва - Ленинград: Госэнергоиздат, 1963.– 278с.
142. Банхиди Л. Тепловой микроклимат помещений / Л. Банхиди – Москва: Стройиздат, 1981.– 247с.
143. Fanger P.O. Thermal Comfort / P. O. Fanger – New York: McGraw-Hill Book Co., 1973.– 244с.
144. Тилин Л.А. Лучистое отопление нагретым воздухом / Тилин Л.А. – 1955. – С.153.

145. Насонов Е.А. Методика оценки и исследования микроклимата и теплопотерь отапливаемого жилого здания / Насонов Е.А. // Отопление и вентиляция жилых и общественных зданий: Сб. научных трудов НИИСТ – 1966. – С.161–169.
146. Chrenko F.A. Heated ceilings and comfort / Chrenko F.A. // *Jornal IHVE* – 1973. – Т. 20 – С.68–75.
147. Миссенар А. Лучистое отопление и охлаждение - пер. с франц. / А. Миссенар – Госстройиздат, 1961.– 299с.
148. Пономарёва Н.К. Основные гигиенические параметры систем лучистого отопления / Пономарёва Н.К. // *Водоснабжение и санитарная техника* – 1957. – № 8 – С.19–24.
149. Шиванов В.В. Снижение энергозатрат при использовании газового лучистого отопления Н.Новгород: ICEF, 2007.
150. Гвозденко Л.А. Обоснование допустимых нормативов облученности инфракрасным излучением в зависимости от его спектрального состава / Гвозденко Л.А. // *Медицина труда и промышленная экология* – 1999. – Т. 12 – С.13–18.
151. СанПиН 2.2.4.548 - 96. Гигиенические требования к микроклимату производственных предприятий // – 1997. – 17с.
152. Turkiewicz K. Ocena warunków cieplnych hali przemysłowej przy ogrzewaniu powietrznym / Turkiewicz K. // *Politechnika Śląska* – 1981. – Т. 22 – С.133–151.
153. Мачкаши А. Лучистое отопление периметральными зонами потолка / Мачкаши А. // *Водоснабжение и санитарная техника* – 1961. – № 9 – С.34–38.
154. Богословский В.Н. Строительная теплофизика : Теплофиз. основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / В. Н. Богословский – Москва: Высшая школа, 1982. Вып. 2-е изд., перераб. и доп.– 415с.
155. Давлятчин Р.Р. Влияние лучистой системы отопления на теплоизолирующие свойства покрытий производственных зданий и сооружений / Давлятчин Р.Р. – 2009.
156. Богословский В.Н. Отопление / В. Н. Богословский, А. Н. Сканава – Москва: Стройиздат, 1991.– 735с.
157. Редько А.Ф. Совершенствование систем отопления производственных помещений газовыми трубчатыми инфракрасными нагревателями / Редько А.Ф., Болотских Н.Н. // *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит* – 2010. – № 4 (74).
158. Болотских Н.Н. Совершенствование методики расчёта систем отопления газовыми трубчатыми инфракрасными нагревателями / Болотских Н.Н. // *Науковий вісник будівництва* – 2009. – Т. 54 – С.76–91.

159. Суринов Ю.А. Интегральные уравнения теплового излучения и методы расчета лучистого теплообмена в системе серых тел, разделенных диатермической средой / Суринов Ю.А. // Известия АН СССР. Серия ОТН – 1948. – № 7 – С.981–1002.
160. Суринов Ю.А. Обобщенный зональный метод исследования и расчета лучистого теплообмена в поглощающей и рассеивающей среде / Суринов Ю.А. // Известия АН СССР; Энергетика и транспорт – 1975. – № 4 – С.112–137.
161. Суринов Ю.А. О нестационарных задачах теории лучистого теплообмена / Суринов Ю.А. // Известия вузов. Черная металлургия – 1997. – С.58–66.
162. Pollman F. Heizen mit Infrared / Pollman F. // Maschinenmarkt – 1969. – № 55 – С.1261–1262.
163. Skunce G. Warmetechnischer Vergleich zwischen Warmluft- und Strahlungsheizung / Skunce G. // Gaswarme international – 1973. – Т. 7 – С.252–255.
164. Министерство регионального развития Российской Федерации СП 60.13330.2012 (Актуализированный СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха») / Министерство регионального развития Российской Федерации – Москва: ООО «Аналитик», 2012.– 76с.
165. Киссин М.И. Расчёт тепла при лучистом отоплении М., 1952. – 26–31с.
166. Колпаков Г.В. Лучистое отопление / Колпаков Г.В. – 1945. – С.147.
167. Сканави А.Н. Отопление / А. Н. Сканави – Стройиздат, 1988. Вып. 2-е изд., перераб. и доп.– 416с.
168. Сканави А.Н. Конструирование и расчет водяного и воздушного отопления зданий / А. Н. Сканави – Стройиздат, 1983. Вып. 2-е изд.-перераб. и доп.– 304с.
169. Шорин С.Н. Теплопередача , 1949. – 17–22с.
170. Табунщиков Ю.А. Расчёты температурного режима помещения и требуемой мощности для его отопления или охлаждения / Ю. А. Табунщиков – Москва: Стройиздат, 1981.– 82с.
171. Листов А.М. Метод расчёта теплового режима вентилируемых помещений при лучистом отоплении М., 1952. – 26–31с.
172. Бушуев В.В. ТЭК и экономика регионов России / В. В. Бушуев – Москва: Энергия, 2007.
173. Назмеев Ю.Г. Мазутные хозяйства ТЭС / Ю. Г. Назмеев – Москва: Издательство МЭИ, 2002.
174. Мутугуллина И.А. Применение подогревателей при использовании мазута / Мутугуллина И.А. // Международный научный журнал «Символ науки» – 2017. – Т. 03–2 – С.92–95.
175. Адамов В.А. Сжигание мазута в топках котлов / В. А. Адамов – Ленинград: Недра, 1989.
176. Хозяйство жидкого топлива. Прием, хранение, подготовка и подача мазута на ТЭС. Организация эксплуатации и технического обслуживания. Нормы и требования // – 2009.

177. АО «Нефтепродуктпроект» ВНТП 5-95. Нормы технологического проектирования предприятий по обеспечению нефтепродуктами (нефтебаз) // – 1995.
178. Камалов Р.Ф. Исследование процессов теплопереноса в резервуарных парках мазутных хозяйств ТЭС / Камалов Р.Ф., Шамсутдинов Э.В. // Сборник тезисов XXXVIII Сибирского теплофизического семинара – 2022. – С.1–5.
179. Rastorguev Y.L. The temperature dependence of the thermal conductivity of narrow fractions of Ozeksuat oil / Rastorguev Y.L., Geller Z.I., Grigor'ev B.A. // Journal of Engineering Physics – 1967. – Т. 12 – № 1 – С.27–29.
180. Geller Z.I. On Temperature Distribution Over the External Surface of Screen Tubes / Geller Z.I., Koval'sky E.V. // International Journal of Heat and Mass Transfer – 1966. – Т. 9 – № 6 – С.533–538.
181. Дыганов В.А. Определение циркуляционного расхода мазута, обеспечивающего достижение заданного температурного режима в резервуаре / Дыганов В.А., Будилкин В.В., Назмеев Ю.Г. // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики – 2003. – Т. 11–12 – С.187–189.
182. Осипов Г.Т. Численное исследование процесса совмещенного циркуляционного подогрева мазута в резервуаре с помощью параллельно соединенных 4-х подогревателей / Осипов Г.Т., Назмеев Ю.Г. // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики – 2003. – № 5–6 – С.70–76.
183. Белов И.А. Математическая модель циркуляционного совмещенного подогрева мазута в резервуаре / Белов И.А., Будилкин В.В., Назмеев Ю.Г. // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики – 2003. – № 1–2 – С.60–67.
184. Namkanisorn A. CFD prediction of mixing performance for circular and non-circular jet mixing tanks / Namkanisorn A., Wattananusorn S., Sakdasri W., Bumrunthaichaichan E. // Korean Journal of Chemical Engineering – 2022. – Т. 39 – № 6 – С.1424–1435.
185. Kalaichelvi P. Mixing time estimation and analysis in a jet mixer / Kalaichelvi P., Swarnalatha Y., Raja T. // Journal of Engineering and Applied Sciences – 2007. – Т. 2 – № 5 – С.35–43.
186. Камалов Р.Ф. Влияние расхода мазута на теплообмен и гидродинамику в резервуаре хранения / Камалов Р.Ф., Здор В.О. // Промышленная теплоэнергетика – 2025.
187. Гуменников А.А. Численное моделирование процесса разогрева мазута в резервуаре в программном комплексе FlowVision / Гуменников А.А., Варфоломеева О.И., Хворенков Д.А. // Ижевский государственный технический университет – 2023.
188. Камалов Р.Ф. Исследование процессов теплопереноса в резервуарных парках мазутных хозяйств ТЭС / Камалов Р.Ф., Шамсутдинов Э.В. // Труды Академэнерго – 2006. – Т. 3 – С.80–88.
189. Григорьев Б.В. Повышение надежности системы подогрева мазута на Тюменской ТЭЦ-2 / Григорьев Б.В., Шастунова У.Ю. // Вестник Тюменского государственного университета.

- Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика – 2021. – Т. 7 – № 1 (25) – С.79–91.
190. Бродов Ю.М. Расчет теплообменных аппаратов паротурбинных установок: учебное пособие / Бродов Ю.М., Ниренштейн М.А. – 2001. – С.373.
191. Кислицын А.А. Основы теплофизики (лекции и семинары) / А. А. Кислицын – Тюмень: Изд-во Тюмен. гос. ун-та, 2002.– 152с.
192. Рабинович О.М. Сборник задач по технической термодинамике / О. М. Рабинович – Москва: Машиностроение, 1973.– 344с.
193. Смирнов А.С. Транспорт и хранение нефти и газа / А. С. Смирнов, Л. А. Генкина, М. М. Хумпулян, Д. Л. Чернов – Москва: Государственное научно-техническое изд-во нефтяной и горно-топливной литературы, 1962.– 422с.
194. Karaeva J.V. Jet mixing when heating oil and fuel oil in storage tanks / Karaeva J.V., Zdor V.O., Kadyirov A.I., Shamsutdinov E.V. // E3S Web of Conferences – 2019. – Т. 124 – С.01047.
195. Guo B. Natural gas engineering handbook / B. Guo, A. Ghalambor – Houston, TX: Gulf Pub. Co, 2005.– 446с.
196. Group G.T.S. Rollover in LNG Storage Tanks | 2nd Edition: 2012 - 2015 | Public Version // – 2015.
197. Bennacer R. Symmetry breaking of melt flow typically encountered in a Bridgman configuration heated from below / Bennacer R., El Ganaoui M., Leonardi E. // Applied Mathematical Modelling – 2006. – Т. 30 – № 11 – С.1249–1261.
198. Conrado C. The influence of chemical composition on vaporisation of LNG and LPG on unconfined water surfaces / Conrado C., Vesovic V.
199. Kurle Y.M. Dynamic simulation of LNG loading, BOG generation, and BOG recovery at LNG exporting terminals / Kurle Y.M., Wang S., Xu Q. // Computers & Chemical Engineering – 2017. – Т. 97 – С.47–58.
200. Saleem A. A CFD simulation study of boiling mechanism and BOG generation in a full-scale LNG storage tank / Saleem A., Farooq S., Karimi I.A., Banerjee R. // Computers & Chemical Engineering – 2018. – Т. 115 – С.112–120.
201. Roh S. Numerical study of transient natural convection in a pressurized LNG storage tank / Roh S., Son G., Song G., Bae J. // Applied Thermal Engineering – 2013. – Т. 52 – № 1 – С.209–220.
202. Miana M. Calculation of Boil-Off Rate of Liquefied Natural Gas in Mark III tanks of ship carriers by numerical analysis / Miana M., Legorburo R., Díez D., Hwang Y.H. // Applied Thermal Engineering – 2016. – Т. 93 – С.279–296.
203. Migliore C. A non-equilibrium approach to modelling the weathering of stored Liquefied Natural Gas (LNG) / Migliore C., Salehi A., Vesovic V. // Energy – 2017. – Т. 124 – С.684–692.

204. Huerta F. A realistic vapour phase heat transfer model for the weathering of LNG stored in large tanks / Huerta F., Vesovic V. // *Energy* – 2019. – Т. 174 – С.280–291.
205. Withers M.R. Economic and environmental assessment of liquefied natural gas as a supplemental aircraft fuel / Withers M.R., Malina R., Gilmore C.K., Gibbs J.M., Trigg C., Wolfe P.J., Trivedi P., Barrett S.R.H. // *Progress in Aerospace Sciences* – 2014. – Т. 66 – С.17–36.
206. Khelifi-Touhami M.S. Laminar natural convection flow in a cylindrical cavity application to the storage of LNG / Khelifi-Touhami M.S., Benbrik A., Lemonnier D., Blay D. // *Journal of Petroleum Science and Engineering* – 2010. – Т. 71 – № 3–4 – С.126–132.
207. Hubert A. Predicting Liquefied Natural Gas (LNG) rollovers using Computational Fluid Dynamics / Hubert A., Dembele S., Denissenko P., Wen J. // *Journal of Loss Prevention in the Process Industries* – 2019. – Т. 62 – С.103922.
208. Cheng H. Thermal performance calculation with heat transfer correlations and numerical simulation analysis for typical LNG open rack vaporizer / Cheng H., Ju Y., Fu Y. // *Applied Thermal Engineering* – 2019. – Т. 149 – С.1069–1079.
209. Sharafian A. Performance analysis of liquefied natural gas storage tanks in refueling stations / Sharafian A., Herrera O.E., Mérida W. // *Journal of Natural Gas Science and Engineering* – 2016. – Т. 36 – С.496–509.
210. Pereira C. Thermodynamic Analysis for Liquefaction of Natural Gas Using the C3-MR Refrigeration Process / Pereira C., S. A.H., K. S. // *International Journal of Chemical Engineering and Applications* – 2014. – Т. 5 – № 1 – С.17–22.
211. Королев Н.С. Методика оценки пикового давления в газовой подушке хранилища сжиженного природного газа стартового комплекса при возникновении ролловера / Королев Н.С., Бармин И.В. // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение* – 2013. – Т. 6 – № 21 – С.7–11.
212. Sarsten J.A. LNG Stratification and Rollover / Sarsten J.A. // *Pipeline & Gas Journal* – 1972. – Т. 199 – № 9 – С.37–42.
213. Heestand J. A predictive model for rollover in stratified LNG tanks / Heestand J., Shipman C.W., Meader J.W. // *AIChE Journal* – 1983. – Т. 29 – № 2 – С.199–207.
214. McAdams W.H. Heat Transmission / W. H. McAdams – , 1954.
215. Nakano R. An experimental study on the mixing of stratified layers using liquid freon , 1982. – 383–391с.
216. Sugawara Y. Rollover test in LNG storage tank and simulation model Springer, 1984. – 805–811с.
217. Zellouf Y. First step in optimizing LNG storages for offshore terminals Elsevier, 2011. – 19с.

218. Shi J.Q. Numerical modelling and experimental study of rollover in cryogenic liquids and liquid freon / Shi J.Q. – 1990.
219. Chatterjee N. Effects of stratification on boil-off rates in LNG tanks / Chatterjee N., Geist J.M. // Pipeline and Gas Journal – 1972. – Т. 199 – № 11 – С.40–45.
220. Germeles A.E. A model for LNG tank rollover Springer, 1975. – 326–336c.
221. Turner J.S. The coupled turbulent transports of salt and heat across a sharp density interface / Turner J.S. // International Journal of Heat and Mass Transfer – 1965. – Т. 8 – № 5 – С.759–767.
222. Morioka M. Natural Convection of Density-Stratified Layers in a Vessel / Morioka M., Enya S. // Heat Transfer Japanese Research – 1984. – Т. 12 – С.48–69.
223. Bergman T.L. A differential model for salt-stratified, double-diffusive systems heated from below / Bergman T.L., Incropera F.P., Viskanta R. // International Journal of Heat and Mass Transfer – 1985. – Т. 28 – № 4 – С.779–788.
224. Turner J.S. Buoyancy Effects in Fluids / J. S. Turner – Cambridge: Cambridge University Press, 1973.
225. Kazmierczak M. Transient double diffusion in a stably stratified fluid layer heated from below / Kazmierczak M., Poulikakos D. // International Journal of Heat and Fluid Flow – 1990. – Т. 11 – № 1 – С.30–39.
226. Crapper P.F. Measurements across a diffusive interface / Crapper P.F. // Deep-Sea Research – 1975. – Т. 22 – С.537–545.
227. Arita T. Fundamental Study on Rollover of Two-Density-Stratified Layers of Liquids , 1992. – 67–72c.
228. Lemembre A. Evolution par convection naturelle d'une stratification formée de deux couches liquides dans un réservoir cylindrique / Lemembre A. – 1999.
229. Munakata T. A study of double-diffusive rollover in cylindrical enclosures , 1995. – 279–291c.
230. GIIGNL The LNG Industry - GIIGNL Annual Report 2017 / GIIGNL – Neuilly-sur-Seine, France: GIIGNL, 2017.
231. Wang Y. LNG Rollover: Converting a Safety Problem to Tank Loading Operational Asset Orlando, FL, United States, 2006.
232. Scurlock R.G. Stratification, Rollover and Handling of LNG, LPG and Other Cryogenic Liquid Mixtures / R. G. Scurlock – Berlin/Heidelberg: Springer International Publishing, 2015.
233. Петраков Г.А. Энергосберегающие теплонасосные системы теплоснабжения / Петраков Г.А., Стогней В.Г., Мартынов А.В., Левадный А.С. // Энергосбережение и водоподготовка – 2006. – № 2 – С.66–68.

234. Слесаренко В.В. Перспективы применения тепловых насосов при утилизации теплоты городских стоков / Слесаренко В.В., Князев В.В., Вагнер В.В., Слесаренко И.В. // Энергосбережение и водоподготовка – 2012. – № 3 – С.28–33.
235. Шинкевич Т.О. Компрессионные ТН в системах отопления / Шинкевич Т.О., Попкова С.О., Шинкевич П.О. // Научный журнал КубГАУ – 2011. – № 68(04) – С.1–10.
236. Калнинь И.М. Теплонасосная технология в решении крупномасштабных задач теплофикации с использованием низкопотенциальной теплоты энергоисточников / Калнинь И.М., Легуенко С.К., Проценко В.П., Пустовалов С.Б., Савицкий А.И. // Энергосбережение и водоподготовка – 2009. – № 5 – С.25–30.
237. Буртасенков Д.Г. Повышение эффективности централизованного теплоснабжения путем использования тепловых насосов / Буртасенков Д.Г. – 2006.
238. Молодкина М.А. Повышение технико-экономических показателей парогазовых тепловых электростанций путем утилизации низкопотенциальной теплоты с использованием тепловых насосов / Молодкина М.А. – 2012.
239. Харченко В.В. Оптимизация низкотемпературного контура теплонасосной установки на основе теплоты поверхностных вод / Харченко В.В., Сычев А.О. // Альтернативная энергетика и экология – 2013. – № 7 (129) – С.31–36.
240. Сычев А.О. Пути повышения технико-экономических показателей теплонасосных установок, использующих теплоту поверхностных вод / Сычев А.О., Харченко В.В. // Альтернативная энергетика и экология – 2015. – № 10–11 – С.84–90.
241. Дидиков А.Е. Анализ экономических и экологических аспектов применения тепловых насосов для утилизации низкопотенциального тепла очистных сооружений / Дидиков А.Е. // Экономика и экологический менеджмент – 2016. – № 1 – С.92–98.
242. Livingstone D.M. The relationship between air and water temperatures in lakes of the Swiss Plateau: a case study with palaeolimnological implication / Livingstone D.M., Lotter A.F. // Journal Paleolimnol – 1998. – Т. 9 – С.181–198.
243. Lv Y. An Optimization Method for CCHP and River Water Source Heat Pump Combined System / Lv Y., Sici P., Rong X., Yanef J. // Energy Procedia – 2018. – Т. 145 – С.1–7.
244. Mitchell M.S. Open-loop direct surface water cooling and surface water heat pump systems: a review / Mitchell M.S., Spitler J.D. // HVAC&R Research – 2013. – Т. 19 – № 2 – С.125–140.
245. Сафронов П.Г. Использование теплового насоса в тепловых схемах тепловых электростанций / Сафронов П.Г., Батухтин А.Г., Иванов С.А. // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока – 2009. – № 2 – С.202–204.

246. Попов А.В. Новейшие возможности использования тепловых насосов / Попов А.В. // Промышленная энергетика – 2010. – № 4 – С.46–50.
247. Lienhard J.H. A heat transfer textbook / J. H. Lienhard – Cambridge: J.H. Lienhard V, 2000.– 696с.
248. Mitchell M.S. Experimental Investigations and Design Tool Development for Surface Water Heat Pump Systems: diss. submitted for the degree of Master of Science / Mitchell M.S. – 2014.
249. Блох А.Г. Основы теплообмена излучением / А. Г. Блох – Госэнергоиздат, 1962.– 330с.
250. Гебхарт Б. Свободноконвективные течения, тепло- и массообмен / Б. Гебхарт, И. Джалурия, Р. Махаджан, Б. Саммакия – Мир, 1991.– 678с.
251. Кочин Н.Е. Теоретическая гидромеханика / Н. Е. Кочин, И. А. Кибель, И. В. Розе – Физматгиз, 1963.– 584с.
252. Ландау Л.Д. Гидродинамика / Л. Д. Ландау, Е. М. Лифшиц – Наука, 1986.– 736с.
253. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский – Наука, 1978.– 736с.
254. Лыков А.В. Теоретические основы строительной теплофизики / А. В. Лыков – Минск, 1961.– 520с.
255. Лыков А.В. Теория теплопроводности / А. В. Лыков – Высшая школа, 1967.– 600с.
256. Пасконов В.М. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена / В. М. Пасконов, В. И. Полежаев, Л. А. Чудов – Наука, 1984.– 288с.
257. Чепмен С. Математическая теория неоднородных газов / С. Чепмен, Т. Каулинг – ИЛ, 1960.– 510с.
258. Соковишин Ю.А. Введение в теорию свободно-конвективного теплообмена / Ю. А. Соковишин, О. Г. Мартыненко – Изд-во Ленингр. ун-та, 1982.– 224с.
259. Шеремет М.А. Сопряженные задачи естественной конвекции. Замкнутые области с локальными источниками тепловыделения / М. А. Шеремет – Берлин: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2011.
260. Большов Л.А. Пограничные слои и особенности распределения теплоотдачи энерговыводяющей жидкости Москва, 1998. – 50–53с.
261. Григорук Д.Г. Свободная конвекция энерговыводяющей жидкости в цилиндрической геометрии Москва, 2002. – 57–60с.
262. Ефанов А.Д. Экспериментальные и расчетные исследования теплогидравлики теплообменников реакторов типа БН при малых скоростях течения теплоносителя, включая опрокидывание циркуляции Москва, 1998. – 67–71с.
263. Кондратенко П.С. Свободная конвекция в квазидвумерной геометрии Москва, 2002. – 87–90с.

264. Опанасенко А.Н. Свободноконвективный теплоперенос через канал с различной ориентацией в поле тяжести, соединяющий замкнутые полости с различной температурой Москва, 1998. – 116–119с.
265. Петухов Б.С. Теплообмен в ядерных энергетических установках / Б. С. Петухов, Л. Г. Генин, С. А. Ковалев, С. Л. Соловьев – Изд-во МЭИ, 2003.
266. Свиридов Е.М. Процесс замерзания воды внутри горизонтальной трубы Москва, 2002. – 140–143с.
267. Богданова М.В. Моделирование теплопереноса в криоёмкости при наличии переменного внешнего теплового потока Москва, 1998. – 42–45с.
268. Волков А.В. Свободноконвективный теплообмен малорядных шахматных пучков из оребренных труб для вязких теплоносителей Москва, 2002. – 41–44с.
269. Горобец В.Г. Теплообмен и оптимальные размеры горизонтальной цилиндрической поверхности с поперечным разрезным оребрением при естественной конвекции Москва, 2002. – 53–56с.
270. Дульнев Г.Н. Теплообмен в радиоэлектронных аппаратах / Г. Н. Дульнев, Э. М. Семяшкин – Ленинград, 1968.– 360с.
271. Краус А.Д. Охлаждение электронного оборудования / А. Д. Краус – Ленинград, 1971.– 248с.
272. Макаров М.В. Численное исследование процессов теплообмена в криогенном топливном баке Москва, 2002. – 102–107с.
273. Попов И.А. Экспериментальное исследование теплоотдачи и течения на вертикальных поверхностях с дискретной шероховатостью при свободной конвекции газа Москва, 2002. – 132–135с.
274. Young T.J. Convective flow and heat transfer in a channel containing multiple heated obstacles / Young T.J., Vafai K. // International Journal of Heat and Mass Transfer – 1998. – Т. 41 – С.3279–3298.
275. Лятхер В.М. Гидравлическое моделирование / В. М. Лятхер, А. М. Прудовский – Москва: Энергоатомиздат, 1984.– 392с.
276. Пехович А.И. Основы гидроледотермики / А. И. Пехович – Ленинград: Энергоатомиздат, 1983.– 200с.
277. Maksimov V.I. Advantage analysis of systems for ensuring local working zones thermal conditions based on gas infrared emitters in comparison with traditional convective heating systems / Maksimov V.I., Nagornova T.A., Kurilenko N.I., Voloshko I.V. // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University, Geo Assets Engineering – 2021. – Т. 332 – № 9 – С.128–141.
278. Kurilenko N.I. Temperature patterns in the gas infrared radiator heating area / Kurilenko N.I., Mamontov G.Ya., Mikhaylova L.Yu. // EPJ Web of Conferences – 2015. – Т. 82.

279. International Organization for Standardization Building Environment Design - Design, Dimensioning, Installation and Control of Embedded Radiant Heating and Cooling Systems / International Organization for Standardization – 2012.
280. Sarbu I. Numerical modelling of high-temperature radiant panel heating system for an industrial hall / Sarbu I., Tokar A. // International Journal of Advanced and Applied Sciences – 2018. – T. 5 – № 5 – C.1–9.
281. Prek M. Experimental analysis of an improved regulation concept for multi-panel heating radiators: Proof-of-concept / Prek M., Krese G. // Energy – 2018. – T. 161 – C.52–59.
282. Jaluria Y. Natural Convection Heat and Mass Transfer / Y. Jaluria – Oxford: Pergamon Press, 1980.
283. Kurilenko N.I. New Approach to Microclimate Parameter Selection for the Production Area with Heat Supply Systems Based on Gas Infrared Radiators / Kurilenko N.I., Kurilenko E.Y., Mamontov G.Y. // EPJ Web of Conferences – 2016. – T. 110 – C.01033.
284. Bergman T.L. Fundamentals of Heat and Mass Transfer / T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, D. P. DeWitt – New York: John Wiley & Sons, 2011. Вып. 7th.
285. U.S. Department of Energy DOE Fundamentals Handbook: Thermodynamics, Heat Transfer and Fluid Flow / U.S. Department of Energy – Washington, DC, USA, 2016.
286. Haynes W.M. CRC Handbook of Chemistry and Physics / W. M. Haynes – Boca Raton, FL, USA: CRC Press, 2015. Вып. 96th.
287. Peng P. Field study and numerical investigation on heating performance of air carrying energy radiant air-conditioning system in an office / Peng P., Gong G., Deng X., Liang C., Li W. // Energy and Buildings – 2020. – T. 209 – C.109712.
288. Haynes W.M. Handbook of Chemistry and Physics 2015–2016 / W. M. Haynes – Boca Raton, FL, USA: CRC/Taylor & Francis, 2015.
289. Koca A. Experimental Investigation of Heat Transfer Coefficients Between Hydronic Radiant Heated Wall and Room / Koca A., Gemici Z., Topacoglu Y., Cetin G., Acet R.C., Kanbur B.B. // Energy and Buildings – 2014. – T. 82 – C.211–221.
290. Derbal R. A simple method for building materials thermophysical properties estimation / Derbal R., Defer D., Chauchois A., Antczak E. // Construction and Building Materials – 2014. – T. 63 – C.197–205.
291. Cengel Y.A. Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications / Y. A. Cengel, A. J. Ghajar – New York: McGraw-Hill, 2011. Вып. 4th.
292. Yan C. A simplified analytical model to evaluate the impact of radiant heat on building cooling load / Yan C., Wang S., Shan K., Lu Y. // Applied Thermal Engineering – 2015. – T. 77 – C.30–41.

293. Obyn S. Variability and impact of internal surfaces convective heat transfer coefficients in the thermal evaluation of office buildings / Obyn S., Moeseke G. van // *Applied Thermal Engineering* – 2015. – Т. 87 – С.258–272.
294. Pedersen C.O. Development of a heat balance procedure for calculating cooling loads / Pedersen C.O., Fisher D.E., Liesen R.J. // *ASHRAE Transactions* – 1997. – Т. 103 – № 2 – С.459–468.
295. Wang D. Experimental study on the thermal performance of an enhanced-convection overhead radiant floor heating system / Wang D., Wu C., Liu Y., Chen P., Liu J. // *Energy and Buildings* – 2017. – Т. 135 – С.233–243.
296. Mitsopoulos G. Parametric analysis and multi-objective optimization of a solar heating system for various building envelopes / Mitsopoulos G., Bellos E., Tzivanidis C. // *Thermal Science and Engineering Progress* – 2018. – Т. 8 – С.307–317.
297. Vösa K.-V. A combined analytical model for increasing the accuracy of heat emission predictions in rooms heated by radiators / Vösa K.-V., Ferrantelli A., Kurnitski J. // *Journal of Building Engineering* – 2019. – Т. 23 – С.291–300.
298. Роуч П.Дж. Вычислительная гидродинамика / П. Дж. Роуч – Мир, 1980. – 616с.
299. Квашнин И.М. К вопросу о нормировании воздухообмена по содержанию CO₂ в наружном и внутреннем воздухе / Квашнин И.М., Гурин И.И. // *АВОК* – 2008. – № 5 – С.34–42.
300. Богословский В.Н. Вентиляция и кондиционирование воздуха / В. Н. Богословский, А. И. Пирумов, В. Н. Посохин, др. / под ред. Н.Н. Павлов, Ю.И. Шиллер. – Москва: Стройиздат, 1992. Вып. 4-е изд., перераб. и доп. – 319с.
301. Цветков Ф.Ф. Теплообмен: Учебное пособие для вузов / Ф. Ф. Цветков, Б. А. Григорьев – Москва: Издательство МЭИ, 2005. Вып. 2-е изд., испр. и доп. – 550с.
302. Максимов В.И. Теплоперенос в системе с радиационным источником нагрева при числах Грасгофа равных от 10^6 до 10^{11} Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2012. – 169–170с.
303. Кузнецов Г.В. Сопряжённый теплоперенос в замкнутой области с локально сосредоточенным источником тепловыделения / Кузнецов Г.В., Шеремет М.А. // *Инженерный физический журнал* – 2006. – № 1 – С.56–53.
304. Самарский А.А. Теория разностных схем / А. А. Самарский – Москва: Наука, 1977. – 656с.
305. Давлятчин Р.Р. Аспекты радиационного отопления Москва, 2009. – 153–157с.
306. Dear R.J. de Thermal comfort in naturally ventilated buildings: revisions to ASHRAE Standard 55 / Dear R.J. de, Brager G.S. // *Energy and Buildings* – 2002. – Т. 34 – № 6 – С.549–561.
307. ANSI/ASHRAE Standard 55-2017: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy // – 2017.

308. Hesaraki A. A comparative review on the application of radiant low-temperature heating and high-temperature cooling for energy, thermal comfort, indoor air quality, design and control / Hesaraki A., Huda N. // *Sustainable Energy Technologies and Assessments* – 2022. – Т. 49 – С.101661.
309. Bird R.B. *Transport Phenomena* / R. B. Bird, W. E. Stewart, E. N. Lightfoot – Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2007. Вып. 2nd.
310. Batchelor G.K. *An Introduction to Fluid Dynamics* / G. K. Batchelor – Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2000.
311. Tritton D.J. *Physical Fluid Dynamics* / D. J. Tritton – Oxford, UK: Clarendon Press, 1988. Вып. 2nd.
312. Wilcox D.C. *Turbulence Modeling for CFD* / D. C. Wilcox – Mumbai, India: DCW Industries, 1998. Вып. 2nd.
313. Kuzmin D. On the Implementation of the k- ϵ Turbulence Model in Incompressible Flow Solvers Based on a Finite Element Discretization / Kuzmin D., Mierka O., Turek S. // *International Journal of Computing Science and Mathematics* – 2007. – Т. 1 – № 2–4 – С.193–206.
314. Siegel R. *Thermal Radiation Heat Transfer* / R. Siegel, J. R. Howell – New York: Taylor & Francis, 2002. Вып. 4th.
315. Olesen B.W. Introduction to thermal comfort standards and to the proposed new version of EN ISO 7730 / Olesen B.W., Parsons K.C. // *Energy and Buildings* – 2002. – Т. 34 – № 6 – С.537–548.
316. International Organization for Standardization Moderate Thermal Environment – Determination of the PMV and PPD Indices and Specification of the Conditions for Thermal Comfort // – 2005.
317. Pop I. *Convective Heat Transfer: Mathematical and Computational Modelling of Viscous Fluids and Porous Media* / I. Pop, D. B. Ingham – Pergamon Вып. 1st.
318. CEN/TC Energy Performance of Buildings. Part 1: Indoor Environmental Input Parameters for Design and Assessment of Energy Performance of Buildings Addressing Indoor Air Quality, Thermal Environment, Lighting and Acoustics / CEN/TC – 2019. – № EN 16798-1.
319. Borisov B.V. Thermal conditions of a heat supply object with local heat supply to the working zone from a gas infrared emitter under mixed convection conditions Tomsk, Russia, 2021. – 040004с.
320. COMSOL Multiphysics [Электронный ресурс]. URL: https://www.mathworks.com/products/connections/product_detail/comsol-multiphysics.html (дата обращения: 04.02.2025).
321. Бажан П.И. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов – Москва: Машиностроение, 1989. – 365с.
322. Тугунов П.И. Типовые расчеты при проектировании и эксплуатации нефтебаз и нефтепроводов / П. И. Тугунов, В. Ф. Новоселов – Москва: Недра, 1981.

323. Назмеев Ю.Г. Теплообменные аппараты ТЭС: учеб. пособие для вузов / Ю. Г. Назмеев, В. М. Лавыгин – Издательский дом МЭИ, 2007. Вып. 4-е изд., дополненное – 269с.
324. Aneziris O.N. Integrated risk assessment for LNG terminals / Aneziris O.N., Papazoglou I.A., Konstantinidou M., Nivolianitou Z. // *Journal of Loss Prevention in the Process Industries* – 2014. – Т. 28.
325. Shi J.Q. Numerical modelling and flow visualization of mixing of stratified layers and rollover in LNG / Shi J.Q., Beduz C., Scurlock R.G. // *Cryogenics* – 1993. – Т. 33 – № 12 – С.1116–1124.
326. Lu X.S. Numerical modeling of stratification and rollover in LNG and the improvements to Bates-Morrison Model Kohala Coast, Hawaii, 2003.
327. Li Y. Simulating on rollover phenomenon in LNG storage tanks and determination of the rollover threshold / Li Y., Li Z., Wang W. // *Journal of Loss Prevention in the Process Industries* – 2015. – Т. 37.
328. Belov I.A. Modeling of Turbulent Flows / I. A. Belov, S. A. Isaev – St. Petersburg: Baltic State Technical University, 2001.– 108с.
329. Kuznetsov G.V. Mathematical modelling of complex heat transfer in a rectangular enclosure / Kuznetsov G.V., Sheremet M.A. // *Thermophysics and Aeromechanics* – 2014. – Т. 16 – № 1 – С.2.
330. Maksimov V.I. EPJ Web of Conferences / Maksimov V.I., Nagornova T.A. – 2014. – Т. 76.
331. 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.
332. Kulitsa M. LNG rollover challenges and their mitigation on Floating Storage and Regasification Units: New perspectives in assessing rollover consequences / Kulitsa M., Wood D.A. // *Journal of Loss Prevention in the Process Industries* – 2018. – Т. 54 – С.352–372.
333. Птухин И.Н. Экспериментальное исследование влияния температуры низкопотенциального источника энергии на интенсивность теплообмена в камере испарителя теплонасосной установки / Птухин И.Н., Максимов В.И. // *Современные проблемы науки и образования* – 2014. – № 6 – С.8.
334. Накоряков В.Е. Автономные теплоисточники на базе низкопотенциального (15-25° С) тепла сточных вод Новосибирск: Программа энергоэффективности и энергобезопасности Новосибирской области на период до 2020 года, 2015. – 249–256с.
335. Kuznetsov G.V. Mathematical modelling of heat and mass transfer under conditions of mixed convection in rectangular region with heat source and heat-conducting walls / Kuznetsov G.V., Sheremet M.A. // *Thermophysics and Aeromechanics* – 2008. – Т. 15 – № 1 – С.99–112.

336. Sheremet M.A. Mathematical simulation of convective-radiative heat transfer in a ventilated rectangular cavity with consideration of internal mass transfer / Sheremet M.A., Shishkin N.I. // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics* – 2012. – Т. 85 – № 4 – С.828–835.
337. Кузнецов Г.В. Математическое моделирование теплопереноса в технологическом водоемоохладителе / Кузнецов Г.В., Максимов В.И. // *Известия Российской академии наук. Энергетика* – 2019. – № 4 – С.98–107.
338. Демьянович Н.В. Математическое моделирование смешанной конвекции жидкости в водоеме с локальным стоком тепла при различных условиях теплообмена на свободной поверхности / Демьянович Н.В., Максимов В.И., Нагорнова Т.А. // *Фундаментальные исследования* – 2014. – № 12 (часть 9) – С.1883–1888.
339. Maksimov V.I. Influence of heatsink from upper boundary on the industrial premises thermal conditions at gas infrared emitter operation / Maksimov V.I., Nagornova T.A. // *EPJ Web of Conferences* – 2014. – Т. 76.