

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ВОРОНЕЖСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ФГБОУ ВО «ВГТУ»)

На правах рукописи



ЧУЙКИН СЕРГЕЙ ВЛАДИМИРОВИЧ

**МЕТОДОЛОГИЯ СОЗДАНИЯ СИСТЕМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ МИКРОКЛИМАТА
В УСЛОВИЯХ ФАЗОВЫХ ПРЕВРАЩЕНИЙ В ПОМЕЩЕНИИ**

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

Диссертация на соискание ученой степени доктора
технических наук

Научный консультант:
доктор технических наук, профессор
Зайцев Олег Николаевич

Воронеж 2025

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	5
1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ СОЗДАНИЯ СИСТЕМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ МИКРОКЛИМАТА В УСЛОВИЯХ ФАЗОВЫХ ПРЕВРАЩЕНИЙ В ПОМЕЩЕНИИ	19
1.1 Анализ научных и научно-технических работ в области проектирования систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха	22
1.2 Особенности технических и конструктивных решений систем обеспечения микроклимата на примере крытого ледового катка	40
1.3 Экономические и технологические предпосылки повышения эффективности систем обеспечения микроклимата	48
1.4 Основные положения методологии создания систем обеспечения микроклимата в условиях фазовых превращений в помещении	53
1.4 Выводы по первой главе	56
2 ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В ПОМЕЩЕНИЯХ В УСЛОВИЯХ ФАЗОВЫХ ПРЕВРАЩЕНИЙ	58
2.1 Анализ и выбор методов численного моделирования	58
2.2 Распределения скорости, температуры и влагосодержания воздуха в помещении крытого ледового катка без зрителей	64
2.3 Распределение влажности в обслуживаемой зоне помещения крытого катка при отсутствии организованного воздухообмене	74
2.4 Конденсация воды на поверхности перекрытия крытого катка при отсутствии организованного воздухообмене	79
2.5 Сравнительный анализ натурных и численных исследований распределения температуры и влажности воздуха в обслуживаемой зоне крытого ледового катка	86
2.6 Выводы по второй главе	103
3 МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛОМАССОБМЕНА ПРИ ОБТЕКАНИИ ПОВЕРХНОСТИ ЛЬДА ПОТОКОМ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА	104
3.1 Эмпирические модели конвективного теплообмена поверхности льда в	

помещениях крытых ледовых катков	106
3.2 Анализ процессов тепломассообмена на границе раздела фаз при обтекании поверхности льда потоком воздуха	113
3.3 Численное моделирование тепломассообмена тонкой пленки на поверхности льда	118
3.4 Физическое моделирование теплообмена при омывании поверхности тающего льда потоком воздуха	127
3.5 Выводы по третьей главе	133
4 РАДИАЦИОННО-КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН КОНСТРУКЦИЙ ПЕРЕКРЫТИЯ ПРИ НАЛИЧИИ РАДИАЦИОННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ В УСЛОВИЯХ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДА	135
4.1 Натурные исследования распределения температуры поверхностей несущих и ограждающих конструкций крытого катка	136
4.2 Стационарный теплообмен воздуха верей зоны катка с внутренней поверхностью перекрытия при организованном воздухообмене	141
4.3 Методика расчета нестационарного теплообмена конструкций перекрытия ледового катка с воздухом верхней зоны при неорганизованном воздухообмене	150
4.4 Численное моделирование сложного теплообмена конструкций перекрытия ледового катка при неорганизованном воздухообмене	168
4.5 Моделирование теплового режима конструкций перекрытия ледового катка при организованном и неорганизованном воздухообмене	173
4.6 Вывод по четвертой главе	181
5 МЕТОДЫ РАСЧЕТА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ СИСТЕМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ МИКРОКЛИМАТА КРЫТОГО ЛЕДОВОГО КАТКА	183
5.1 Совершенствование схемы воздухораспределения, реализующей поэтапное смешивание переменных объемов воздуха с отличающимися параметрами	183
5.2 Разработка конструкции центрального кондиционера для смешанной схемы воздухораспределения крытого ледового катка	191
5.3 Разработка усовершенствованной методики расчета параметров влажного воздуха при кондиционировании крытого ледового катка	194

5.4 Разработка программы расчета параметров состояния влажного воздуха при кондиционировании крытого ледового катка	209
5.5 Описание технических решений систем воздухораспределения и кондиционирования при обеспечении заданных параметров микроклимата крытого ледового катка	212
5.6 Выводы по пятой главе	216
6 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ СИСТЕМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ МИКРОКЛИМАТА КРЫТЫХ КАТКОВ ПРИ ИХ ВАРИАНТНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ	218
6.1 Общая характеристика математических моделей при решении оптимизационных задач	219
6.2 Обоснование перечня частных критериев оптимальности при системном анализе проектных решений систем обеспечения микроклимата крытых ледовых катков	226
6.3 Модель аддитивного критерия выбора рационального решения системы СКВ	230
6.4 Верификация модели критерия оптимальности системы обеспечения микроклимата крытых катков по суммарным дисконтированным затратам	236
6.5 Выводы по шестой главе	250
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	251
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	256
Приложения	284
Приложение А. Примеры работы построенных моделей	285
Приложение Б. Результаты расчетов энергопотребления на обработку воздуха в центральном кондиционере	293
Приложение В. Акты внедрения	301
Приложение Г. Охранные документы на объекты интеллектуальной собственности	311

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Фазовые превращения воды во влажном воздухе сопровождаются выделением или поглощением энергии, что приводит к отклонениям от расчетных тепловых, воздушных и влажностных режимов помещений. Кроме того, образование тумана и конденсата или изменение температуры в обслуживаемой зоне могут препятствовать выполнению технологических задач отдельными системами и оборудованием. Данная проблема наиболее выражена в помещениях с поверхностями, имеющими отрицательные температуры (например, крытых катках, ледовых аренах, хранилищах льда, холодильных камерах, технологических производствах). Задача поиска наилучших решений, учитывающих данные явления при проектировании энергоэффективных систем обеспечения микроклимата, в настоящее время методологически не решена. В связи с этим важнейшие направления исследований тепломассообмена и гидроаэромеханики систем вентиляции, кондиционирования и отопления зданий неразрывно связаны с развитием методов математического моделирования процессов в условиях фазовых превращений во влажном воздухе.

Согласно государственной программе развития физической культуры и спорта Российской Федерации, реализуемой посредством системы мероприятий, предусмотренных федеральным проектом «Спорт – норма жизни», национальным проектом «Демография», а также другими федеральными и региональными программами, к 2030 году необходимо повысить уровень обеспеченности населения спортивными сооружениями, исходя из требований к единовременной пропускной способности объектов спорта до 74 процентов. При этом одним из ключевых вызовов является наличие региональных диспропорций в обеспеченности населения физкультурно-спортивной инфраструктурой, обусловленных высокими финансовыми рисками, связанными с низкой инвестиционной привлекательностью отдельных проектов и особенностями реализации данных программ на приоритетных территориях. Наиболее выражена данная проблема в зимних видах спорта, требующих наличия специальных сооружений со строго нормируемыми техноло-

гическими циклами функционирования. Так, согласно отчету Международной федерации хоккея (ИИХФ), Россия по количеству населения на один крытый ледовых каток располагается на 17 месте с показателем 232 тыс. чел. на 1 объект и уступает не только Канаде, Финляндии, Швеции, Чехии, США, но и таким странам, как Андорра, Эстония, Латвия и т.д.

Действующие крытые катки и ледовые арены сосредоточены исключительно в региональных и областных центрах, что делает недоступными занятия зимними видами спорта для жителей районных центров и поселковых образований. А для строительства новых объектов малых ледовых катков и арен требуются дополнительные инвестиции (порядка 150 млн р. за объект, без учета стоимости земельного участка) при дефиците средств местных бюджетов и отсутствии инвестиционной привлекательности из-за высокого срока окупаемости (11 и более лет), значительно превышающего этот уровень в иных сегментах коммерческой недвижимости.

Следует отметить, что половина инвестиций для малых ледовых катков приходится на долю технологических машин и инженерного оборудования, включая системы вентиляции и кондиционирования воздуха. Кроме того, для обеспечения нормируемых условий их эксплуатации требуются ежегодные текущие затраты, в том числе на энергетические ресурсы, что составляет весьма значительные суммы и сдерживает решение поставленной задачи повышения обеспеченности населения спортивными сооружениями.

Таким образом, создание условий для повышения уровня обеспеченности населения спортивными сооружениями представляет собой актуальную народнохозяйственную задачу и обуславливает необходимость поиска путей для снижения стоимости строительства и эксплуатации малых ледовых катков. Важность обозначения путей решения поставленной задачи усугубляется фактическим риском перерасхода используемых ресурсов из-за нарушения технологического цикла в помещениях с искусственным льдом, образования коррозии на строительных конструкциях как следствия выпадения конденсата, а также высокой энергоемкости эксплуатации вентиляционных систем. Кроме того, существующие методы расчета параметров микроклимата и режима работы вентиляционных систем за-

частую не отвечают современным требованиям информационного моделирования как инструмента эффективного решения оптимизационных задач при строительстве и эксплуатации ледовых катков.

Необходимость обозначить тенденции снижения затрат в результате научного обоснования эффективных параметров микроклимата и схем воздухообмена вентиляционных систем при проектировании крытых катков обуславливает актуальность выбора именно данного объекта в качестве примера для темы исследования, определения ее основных направлений, цели и задач. Настоящая работа посвящена исследованиям тепломассообменных и гидродинамических процессов в основных помещениях ледовых катков без мест для зрителей, требующих наименьших вложений, для снижения региональных диспропорций в обеспеченности населения физкультурно-спортивной инфраструктурой.

Степень научной разработанности проблемы. Исследования в области вентиляции и кондиционирования воздуха проводили известные ученые, среди которых О. А. Аверкова, В. Н. Богословский, В. В. Батурин, М. Г. Зиганшин, А. М. Зиганшин, О. Я. Кокорин, С. В. Корниенко, А. Г. Кочев, И. Н. Логачев, К. И. Логачев, А. В. Нестеренко, Г. М. Позин, И. И. Полосин, Н. С. Сорокин, В. М. Уляшева и другие. Их работы заложили основы существующих отечественных научных школ, результаты исследований представителей которых послужили базой для современных научных концепций развития строительной отрасли в России и других странах.

Вопросы адаптации и применения разработанных подходов для решения задач проектирования и строительства систем обеспечения микроклимата крытых катков и арен с искусственным льдом подробно рассмотрены в работах О.Я. Кокорина, Э.Л. Лихтенштейна, В.А. Бобкова. Основное внимание в них уделяется практическому подходу к исследованию температурных полей искусственного катка, влиянию условий кристаллизации воды на качество льда, анализу энергетических показателей систем кондиционирования и разработке инженерных методов для их проектирования, основанных на результатах многолетних эмпирических исследований. Главным недостатком данных методов является их уязвимость с точки зрения точности получаемых результатов расчета.

Для повышения точности результатов расчетов могут использоваться численные методы исследования. В их основе – решение уравнений теплопроводности, энергии, переноса и диссипации турбулентной кинетической энергии, уравнения Навье-Стокса, рассмотренные в работах С.М. Анисимова, Д.М. Денисихиной, В.А. Пухкала, Е.Ю. Анисимовой и др.

При использовании численных методов особое внимание следует уделять квалификации составителей численных моделей, а также требуемым вычислительным мощностям оборудования, напрямую влияющим на период времени расчета от нескольких часов до нескольких дней, в зависимости от масштаба и сложности изучаемой модели. Применение такого подхода требует значительного объема исходных данных обо всех составных элементах рассматриваемой системы, что на начальном этапе проектирования трудновыполнимо. Вследствие этого возникает необходимость совершенствования методов и алгоритмов, а также построения моделей для решения обозначенных задач на основе комбинированного моделирования, включающего достоинства как инженерных, или суррогатных, моделей, так и численных моделей, построенных с помощью методов конечных элементов.

Цель работы – развитие методов расчета и теоретического обоснования энергоэффективных систем обеспечения микроклимата в условиях фазовых превращений воды во влажном воздухе помещения на примере крытых ледовых катков без зрителей для снижения капитальных и эксплуатационных затрат на системы вентиляции и кондиционирования воздуха.

Для достижения цели были сформулированы следующие задачи:

1. Провести анализ состояния проблемы создания систем обеспечения микроклимата в условиях фазовых превращений воды во влажном воздухе помещения и выявить основные направления повышения их энергоэффективности;
2. Разработать и верифицировать компьютерную модель теплообменных процессов в помещении крытого ледового катка без зрителей для построения полей скорости, температуры и влажности воздуха при различных схемах и режимах работы системы обеспечения микроклимата в условиях фазовых превращений;

3. Разработать и верифицировать компьютерную модель для исследования процесса теплообмена вентиляционных потоков с поверхностью льда в условиях фазовых превращений;

4. Разработать и верифицировать модель и методику расчета сложного радиационно-конвективного теплообмена конструкции перекрытия ледового катка с влажным воздухом верхней зоны для определения времени ее охлаждения до температуры точки росы, необходимого для энергоэффективного регулирования режима работы системы обеспечения микроклимата при неорганизованном воздухообмене;

5. Составить математическое описание процессов нестационарного теплообмена строительных конструкций крытого катка, направленное на теоретическое обоснование выбора рациональных конструктивных решений и режимов работы системы обеспечения микроклимата, способствующих снижению капитальных и эксплуатационных затрат, с учетом условия предотвращения охлаждения поверхности перекрытия ниже порогового значения;

6. Предложить и теоретически обосновать подход к организации распределения воздуха и его рециркуляционного отбора, способствующего повышению энергоэффективности системы кондиционирования;

7. Математически описать технологию обработки влажного воздуха системы кондиционирования зоны ледового поля для определения оптимальных режимов работы оборудования приточно-вытяжной установки;

8. Разработать и верифицировать модель теоретического обоснования энергоэффективной системы обеспечения микроклимата крытого ледового катка без зрителей, учитывающую качественные и количественные характеристики проектируемой системы;

9. Разработать методологию создания систем обеспечения микроклимата в условиях фазовых превращений в помещении. Развить общий подход к проектированию систем вентиляции и кондиционирования крытых ледовых катков, направленный на решение проблем повышения их энергоэффективности, снижения капитальных вложений и обеспечения нормированных параметров микроклимата.

Основная гипотеза работы: выбор рациональных конструктивных решений и режимов работы систем обеспечения микроклимата в условиях фазовых превращений в помещении определяется термодинамическими параметрами внутреннего воздуха, схемой воздухообмена, а также интенсивностью теплообменных процессов.

Объект исследования – системы обеспечения микроклимата в условиях фазовых превращений в помещении.

Предмет исследования – методы, модели, алгоритмы, а также конструктивные решения систем обеспечения микроклимата в условиях фазовых превращений в помещении.

Методология и методы исследования. Методологическая база исследований базируется на основополагающих принципах и законах гидродинамики, тепломассообмена, системного анализа, численного моделирования и теории подобия. Применены современные вычислительные программные комплексы численного моделирования.

Научная новизна исследований. В работе получены следующие результаты, отличающиеся научной новизной:

1. Предложена математическая модель тепломассообменных процессов в крытых катках без зрителей, отличающаяся учетом влияния термодинамического фазового перехода воды за счет уравнения сохранения массы через энтропию и возникающего течения Стефана над поверхностью льда при малой скорости подачи притока в обслуживаемую зону. Модель верифицирована на базе натурных обследований распределения температуры и влажности воздуха крытого катка без зрителей;

2. На основании вычислительного эксперимента, учитывающего процессы испарения воды на поверхности льда, его плавление и кристаллизацию, получены распределения скорости, температуры и влагосодержания воздуха в помещении крытого ледового катка без зрителей для предложенного и существующего принципов воздухораспределения. Получено распределение влагосодержания воздуха

в помещении крытого ледового катка без зрителей при отсутствии организованного воздухообмена, возникающее под действием течения Стефана;

3. На основании вычислительного эксперимента получены зависимости, описывающие изменения площади конденсации водяного пара на внутренней поверхности перекрытия ледового катка без зрителей и времени ее охлаждения под действием радиационного отбора теплоты к ледовому полю с учетом градиента влагосодержания, обусловленного течением Стефана;

4. Эмпирически выявлено образование волнового течения пленки воды на поверхности тающего льда, построена модель развития течения под действием сдвиговых усилий потока воздуха, учитывающая возможность двойного фазового перехода жидкости;

5. Предложена модифицированная модель теплообмена на горизонтальной поверхности льда, в которой учитывается переменная толщина слоя жидкости, наблюдаемая при волнообразном пленочном течении под действием сдвиговых усилий. Важной характеристикой модели является учет динамического изменения продольного профиля волны, полученного путем сложения синусоид первой и второй гармоник генерируемого течения с переменной амплитудой;

6. Построена и верифицирована модель нестационарного теплообмена строительной конструкции перекрытия ледового катка, включающая уравнения теплопроводности, Фурье, Стефана-Больцмана и Бугера-Бэра, что позволило учесть ослабление радиационного охлаждения внутренних поверхностей конструкции, вызванное способностью влажного воздуха поглощать тепловое излучение;

7. Сформулированы основные принципы организации воздухораспределения крытого ледового катка без зрителей, отличающиеся от существующих совместным удалением воздуха из верхней и нижней частей помещения и направленные на регулирование влагосодержания притока двухступенчатым смешиванием наружного и рециркуляционного воздуха с отличающимися параметрами, а также переменным расходом;

8. Получено математическое описание процесса изменения параметров влажного воздуха при кондиционировании зоны ледового поля для автоматизиро-

ванного определения режимов работы оборудования приточно-вытяжной установки, использующей наличие температурного и влажностного градиентов в помещении с целью осушения наружного воздуха в первой ступени рециркуляции. Важной характеристикой описания является возможность точного определения коэффициента массоотдачи при волновом течении тонкой пленки жидкости с учетом тройной аналогии тепломассообменных процессов на поверхности ледового поля при таянии и конденсации льда. Предложен подход к определению соотношения переменных расходов рециркуляции из обслуживаемой и верхней зон в зависимости от изменяющихся температуры и влажности наружного воздуха, базирующийся на итерационном расчете параметров смеси после первой и второй рециркуляции;

9. Предложена математическая модель, предназначенная для поиска рационального проектного решения системы обеспечения микроклимата крытого ледового катка без зрителей по обобщенному векторному критерию – минимуму аддитивной функции, отличающаяся от существующих моделей возможностью учета объемов потребления теплоты, холода, электроэнергии, трудоемкости производимых работ, степени осушения воздуха в центральном кондиционере и коэффициенту эффективности воздухообмена. Вес частных критериев оптимальности определяется по расчету относительных частот рангов качественных и количественных характеристик системы. Верификация модели выбора рациональных схем конструктивных решений и вариантов компоновки оборудования для системы кондиционирования воздуха проведена по сумме дисконтированных затрат на этапах строительства и эксплуатации.

Положения, выносимые на защиту:

1. Методология создания систем обеспечения микроклимата в условиях фазовых превращений в помещении;

2. Модель тепломассообменных процессов в крытых катках без зрителей для расчета распределений температуры, влажности и скорости воздуха в обслуживаемой зоне при малой скорости подачи притока;

3. Результаты моделирования тепломассообменных процессов в помещении, влияющих на выбор рациональных конструктивных решений и режимов работы систем обеспечения микроклимата крытых ледовых катков без зрителей;

4. Модель развития течения пленки жидкости на горизонтальной поверхности тающего льда под действием сдвиговых усилий;

5. Модель конвективного теплообмена на горизонтальной поверхности искусственного льда при переменной толщине слоя конденсата, наблюдаемой при волнообразном пленочном течении;

6. Модель, методика и программа расчета нестационарного радиационно-конвективного теплообмена конструкций перекрытия ледового катка, направленные на выбор оптимальных режимов работы системы обеспечения микроклимата исходя из условий предотвращения выпадения конденсата на строительных конструкциях;

7. Схема воздухораспределения и конструкция приточно-вытяжной установки, способствующие повышению энергоэффективности системы кондиционирования ледового катка при осушении наружного воздуха в холодный период года;

8. Методика и программа расчета параметров микроклимата зоны ледового поля для определения оптимальных режимов работы оборудования приточно-вытяжной установки;

9. Математическая модель и алгоритм расчета обобщенного векторного критерия поиска наилучшего варианта проектного решения системы обеспечения микроклимата крытого катка, базирующиеся на основе метода взвешенных сумм и учитывающие качественные и количественные характеристики проектируемой системы.

Тематика работы. Содержание диссертации соответствует следующим пунктам паспорта специальности 2.1.3. Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение:

- получение численного решения задачи тепломассообмена вентиляционных потоков с ледовым полем крытого катка без зрителей для повышения точности расчета притоков теплоты к поверхности искусственного льда соответствует пунк-

ту 1 (в части исследования теплового и влажностного режима помещения, а также тепломассообмена систем вентиляции и холодогенерирующего оборудования) и пункту 3 (в части развития методов моделирования многофазных потоков);

- разработка схемы воздухораспределения и утилизации избытков холода зоны ледового поля соответствует пункту 3 (в части совершенствования систем вентиляции и кондиционирования воздуха) и пункту 2 (в части технологических задач энергосбережения систем и элементов вентиляции и кондиционирования воздуха зданий);

- предложение нового математического описания технологии обработки влажного воздуха системы кондиционирования зоны ледового поля для определения оптимальных режимов работы оборудования соответствует пункту 4 (в части разработки алгоритмов расчета и проектирования систем кондиционирования зданий и сооружений);

- разработка усовершенствованной методики и программы расчета нестационарного радиационно-конвективного теплообмена конструкций перекрытия ледового катка соответствует пункту 1 (в части исследования тепловых режимов помещений зданий и сооружений) и пункту 4 (в части создания математических моделей, алгоритмов и компьютерных программ для расчета и проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха);

- построение численной модель сложного теплообмена конструкций перекрытия крытого катка с влажным воздухом верхней зоны соответствует пункту 1 (в части исследования теплового и влажностного режимов помещений зданий и сооружений) и пункту 4 (в части разработки и проверки адекватности моделей и методов проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха);

- разработка математической модели и алгоритма расчета обобщенного векторного критерия оптимальности проектного решения системы обеспечения микроклимата крытого катка соответствует пункту 4 (в части разработки математических моделей и алгоритмов проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха зданий и сооружений).

Теоретическая и практическая значимость. Теоретическая значимость диссертационного исследования основывается на предложенных, верифицированных и апробированных результатах, а именно: принципах организации воздухо-распределения и использования градиентов температуры и влажности ледового катка; численной модели развития течения тонкой пленки конденсата на поверхности искусственного льда; математической модели расчета интенсивности конвективного теплообмена ледового поля с воздухом обслуживаемой зоны.

К теоретическим результатам, определяющим значимость проведенного исследования, относятся также математическое описание процесса, характеризующего изменения параметров влажного воздуха при кондиционировании воздуха в зоне ледового поля; методика расчета времени конденсации водяных паров на строительных конструкциях перекрытия при их нестационарном радиационно-конвективном теплообмене с влажным воздухом верхней зоны; математическая модель обобщенного векторного критерия оптимальности проектных решений для систем обеспечения микроклимата крытых катков без зрителей.

Разработанные схема воздухораспределения и конструкция приточно-вытяжной установки, алгоритмы и комплекс программ расчета температуры, влажности, подвижности воздуха зоны ледового поля, аналитические зависимости расчета тепломассообменных процессов влажного воздуха с внутренними поверхностями помещения, а также полученные зависимости нарастания скорости и площади конденсации водяного пара от вертикальной координаты под действием радиационного охлаждения поверхностью льда могут использоваться при внедрении технологий информационного моделирования в комплексные системы вариантного проектирования вентиляции, кондиционирования воздуха, холодоснабжения крытых катков без зрителей.

Степень достоверности результатов работы. Теоретическая часть диссертационных исследований базируется на основных положениях тепло-, гидро- и аэродинамики, системного анализа и устоявшихся практических методах проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Адекватность математических моделей и методов оценивается путем анализа согласованности результатов

численных, экспериментальных и натурных исследований (ледовый дворец «Невский» (г.Алексеевка), ледовый дворец «Россошь» (г.Россошь), ледовый каток «Хрустальный конек» (г.Воронеж)). Основные допущения, принятые при разработке моделей, методик и алгоритмов, также приводятся в работах других авторов.

Реализация полученных результатов исследований. Разработанные в рамках диссертационного исследования новые технические решения, методики, модели, алгоритмы и пакет программ были внедрены и используются при проектировании и обследовании систем обеспечения микроклимата в: ледовом катке «Арена Север» (г. Воронеж), МАУ ДО ООЦ «Олимпийский» (Липецкая обл., г. Усмань), ООО «ВТСК-36» (г. Воронеж), ООО «ЛИТЦ» (г. Липецк), АО «Гипро-ниигаз» (г. Саратов).

Полученные результаты используются в учебном процессе по дисциплинам «Тепломассообмен», «Математическое моделирование в теплоэнергетике», «Техническая термодинамика», «Обоснование проектов систем теплогазоснабжения и вентиляции» а также при курсовом и дипломном проектировании на кафедре теплогазоснабжения и нефтегазового дела ФГБОУ ВО «ВГТУ».

Апробация результатов исследования. Основные результаты, представленные в диссертационном исследовании, докладывались и обсуждались на международных, всероссийских и вузовских конференциях: научно-образовательном форуме «Инновации в сфере науки, образования и высоких технологий. Малое инвестиционное предпринимательство» (Воронеж, 2013); конференции «Инновационные технологии в системах теплогазоснабжения» (Воронеж, 2012); международной научной конференции «Градостроительство, инфраструктура и коммуникации» (Воронеж, 2014); XXI International Scientific Conference «Energy Management of Municipal Facilities and Sustainable Energy Technologies EMMFT 2019» (Voronezh, 2019); XVI международной межвузовской научно-практической конференции «Строительство – формирование среды жизнедеятельности» (Москва, 2013); всероссийской научно-практической конференция с международным участием «Математическое и экспериментальное моделирование физических процессов» (Биробиджан, 2022); Международной научно-технической конференции, посвя-

щенной 170-летию со дня рождения В.Г. Шухова (Белгород, 2023); LXXVIII Международной научно-практической конференции «Архитектура. Строительство. Транспорт. Экономика» (Санкт-Петербург, 2024).

Публикации. По теме научных исследований опубликовано 34 работы, из них в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях, рекомендуемых ВАК РФ по специальности защищаемой диссертации, опубликовано 16 работ (за 2023 и 2024 годы категории К1 и К2 – 8 работ; публикации до 2023 года – 5 работ; публикации за 2023 год категория К3 – 3 работы, 4 свидетельства о регистрации программы для ЭВМ, 2 патента на полезную модель, 1 патент на изобретение, 11 научных статей – в прочих изданиях. В том числе 3 работы опубликовано в изданиях, индексируемых в базе данных Scopus.

Общий объем работ составляет 234 страницы, из них автору принадлежат 164 страницы. В работах, опубликованных в соавторстве, лично автору принадлежат: постановка целей и задач исследований, анализ основных способов проектирования систем вентиляции и кондиционирования ледовых арен, выделение основных проблем и возможных путей их решения [125]; модель расчета интенсивности теплообмена горизонтальной ледовой пластины с набегающим потоком воздуха [81, 124]; схема воздухораспределения и конструкция приточно-вытяжной установки с двухступенчатым смешением наружного и рециркуляционного воздуха, удаляемого из верхней и нижней частей обслуживаемой зоны ледовой арены [199, 212, 213, 243]; методика и алгоритм программы расчета параметров микроклимата [196, 197]; методика и алгоритм программы расчета нестационарного радиационно-конвективного теплообмена конструкций перекрытия ледового катка [195, 198, 208]; построенная численная модель сложного теплообмена и теоретические зависимости нарастания скорости и площади конденсации водяного пара от высоты помещения [198]; математическая модель и алгоритм расчета обобщенного векторного критерия оптимальности [204, 228].

Личный вклад автора. Автором самостоятельно сформулированы цели и задачи исследования, выбраны объекты и методы исследований; проведен обзор и анализ передового отечественного и зарубежного опыта проектирования сис-

тем обеспечения микроклимата крытых ледовых катков. Выполнены исследования, по развитию теоретических положений в области расчета теплообмена между поверхностью искусственного льда и потоком воздуха при волновом течении тонкой пленки конденсата под действием сдвиговых усилий набегающего потока. Проведены численные и натурные исследования распределения температуры и влажности воздуха в обслуживаемой зоне катка; Проведены численные и натурные исследования радиационно-конвективного теплообмена конструкций перекрытия ледового катка с воздухом верхней зоны, их анализ и обобщение; апробированы и подготовлены к публикации основные материалы диссертационной работы.

Структура и объем диссертационной работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы из 265 наименований и 4 приложений. Общий объем работы составляет 317 страниц, включает 106 рисунков, 22 таблиц.

1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ СОЗДАНИЯ СИСТЕМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ МИКРОКЛИМАТА В УСЛОВИЯХ ФАЗОВЫХ ПРЕВРАЩЕНИЙ В ПОМЕЩЕНИИ

При эксплуатации ряда общественных и промышленных объектов в различных зонах помещения или на поверхностях с температурами ниже точки насыщения наблюдаются фазовые превращения воды, сопровождающиеся поглощением или выделением теплоты, называемой теплотой фазового перехода. Этими процессами являются конденсация, испарение, парообразование, кристаллизация, сублимация, плавление. Большая часть этих процессов наблюдается в крытых ледовых аренах и катках, так в одном помещении одновременно могут протекать процессы кристаллизации, плавления и сублимации льда, конденсации воды в воздухе (в виде тумана) и на внутренних поверхностях (в виде капель и пленок), а так же испарения с поверхности тающего льда. Таким образом, данный вид объекта может быть выбран в качестве примера для разработки и верификации методологии создания систем обеспечения микроклимата в условиях фазовых превращений в помещении. Далее будут рассмотрены основные положения и проблемы проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха помещения с искусственным льдом, которые, в зависимости от вида проводимых спортивных и культурно-массовых мероприятий, могут иметь различные архитектурно-строительные и планировочные решения, влияющие на подход к организации и проектированию систем жизнеобеспечения.

В настоящее время, согласно нормативным документам, принято выделяют следующие сооружения: специализированные – предназначенные для проведения определенного вида мероприятий или учебно-тренировочных занятий; универсальные – предназначенные для проведения различных видов мероприятий без трансформации помещения; многофункциональные – предназначенные для проведения различных видов мероприятий при условии трансформации помещения. Немаловажной характеристикой подобных объектов является наличие или отсутствие мест для зрителей, что влияет на архитектурно-строительные особенности, тре-

буемую пропускную способность здания и параметры микроклимата. Кроме того, очевидно, что главной особенностью рассматриваемого объекта, отличающей его от других спортивных и культурно-массовых сооружений, является наличие обширной поверхности из искусственного льда, имеющего отрицательную температуру. Данный фактор значительно влияет на тепломассообменные процессы внутреннего воздуха с омываемыми поверхностями, а, следовательно, и на технологические процессы при его подготовке и распределении системами приточно-вытяжной вентиляции. Здесь и далее под искусственным льдом понимается определение, принятое в соответствии с современной нормативной литературой по правилам проектирования спортивных и культурно-массовых сооружений и означающее специальное покрытие из замороженной с помощью холодильных машин воды, прошедшей систему водоподготовки. Ледовое покрытие является многослойным. Намораживание начинается с охлаждения плиты основания до -7°C до получения первого слоя льда (ледовой подушки) толщиной 2...2,5 см. Данный слой рекомендуется обновлять один раз в год. Далее, на первый слой льда наносится специальная краска и разметка поля. В завершении намораживается слой «рабочего льда» толщиной 2...3 см. Таким образом, общая толщина ледового массива составляет 5,5 см, который в дальнейшем требует специального обслуживания или замены, периодичность которых оказывает заметное влияние на эксплуатационные затраты.

Наибольший вклад в повышение доступности физкультурно-спортивной инфраструктуры для зимних видов спорта во всем мире вносят малые ледовые арены и катки, требующие меньших капитальных и эксплуатационных вложений. Как правило, небольшие крытые катки строятся с использованием технологий быстровозводимых зданий на основе металлического каркаса с навесными сэндвич-панелями. Воздухоподпорные сооружения на основании надувных конструкций широкого распространения не получили. Строительство подобных объектов обходится примерно в 150 млн. руб. без учета стоимости земельного участка. В действующих нормативных документах помещения крытых катков и ледовых арен разделяют на: основные – предназначенные для непосредственного прове-

дения спортивных, учебно-тренировочных и культурно-массовых мероприятий; вспомогательные – необходимые для корректной эксплуатации объекта.

Определяющими факторами при создании требуемого микроклимата рассматриваемых зданий, помимо упомянутого выше присутствия охлаждающей поверхности, являются: наличие зон с различными параметрами микроклимата в пределах одного помещения и большая высота основного помещения. При отсутствии мест для зрителей температура, влажность, подвижность воздуха и др. параметры зависят от вида проводимых мероприятий, так же от этого зависит минимально допустимое расстояние до низа ограждающих конструкций кровли. Зонной облуживания системами отопления, вентиляции и кондиционирования является весь объем основного помещения.

При проведении учебно-тренировочных занятий или демонстрационных матчей по хоккею с шайбой необходим жесткий лед с температуре от $-6,5$ до $-5,5$ °С при температуре воздуха в зоне ледовой площадки порядка $+6...+10$ °С, для фигурного катания лед должен быть более мягкий с интервалом температур порядка $-4...-3$ °С при температуре воздуха $+10...+13$ °С. Поскольку в специализированных катках и аренах предусматривается проведение одного вида мероприятий, параметры микроклимата рассчитываются в соответствии с выбранным соревнованием. В универсальных и многофункциональных объектах руководствуются наиболее экстремальными условиями. Наличие мест для зрителей свыше 800 приводит к необходимости разделения общего объема помещения на зоны с различными температурами, влажностью, подвижностью воздуха исходя из условий комфортности зрителей и технологических особенностей создания ледовой поверхности. Так же, следует отметить, что согласно работам Русакова С.В., выполнявшего обязанности главного технолога хоккейного кластера в объеме Зимних Олимпийских игр Сочи-2014, отдельные системы для зон ледового поля и зрительских трибун необходимо осуществлять при числе зрителей свыше 200 чел., так как расход наружного воздуха по санитарным нормам для игроков в хоккей ($50 \text{ чел} \times 80 \text{ м}^3/\text{ч}$) и зрителей ($200 \times 20 \text{ м}^3/\text{ч}$) соразмерны. Значительная часть затрат при строительстве крытых катков приходится на оборудование и машины для подготовки льда и поддержа-

ния его качества в надлежащем состоянии. Кроме того, на коммунальные платежи направляется более трети эксплуатационных расходов. Это свидетельствует о значимости выбираемого проектного решения энергопотребляющих систем, а именно систем отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и холодо-снабжения, на общую инвестиционную привлекательность и окупаемость данных объектов. Рассмотрим далее основные проблемы, возникающие при их проектировании с учетом приведенной классификации.

1.1 Анализ научных и научно-технических работ в области проектирования систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха

Ранее при научных исследованиях [125, 126, 209] отмечалось, что крытые катки и ледовые арены с искусственным льдом являются наиболее энергоемкими объектами спортивного и культурно-массового назначения, а их системы отопления, вентиляции и кондиционирования должны соответствовать ряду специфических требований, которые заметно отличаются от требований, предъявляемых к другим общественным объектам. Данные системы должны обеспечивать требуемые санитарно-гигиенические параметры внутреннего воздуха в зонах нахождения людей, предотвращать образования конденсата на поверхностях сооружения, поддерживать необходимое качество льда. Таким образом, системы обеспечения микроклимата по их назначению можно разделить на три вида: обеспечивающие заданные параметры воздуха в зоне ледовой поверхности; обслуживающие зоны нахождения зрителей и обслуживающего персонала; поддерживающие температуру поверхностей строительных и ограждающих конструкций выше точки росы [91, 98, 158-160, 209 и др.]. Проблемы, возникающие при проектировании этих систем представлены на рисунке 1.1. В последние годы с помощью современных вычислительных средств был проведен ряд теоретических и экспериментальных исследований формирования тепло-влажностного и воздушного режимов крытых катков и ледовых арен [11, 41, 67, 89, 151-153, 174, 176, 178 и др.], это привело к увеличению точности получаемых результатов.

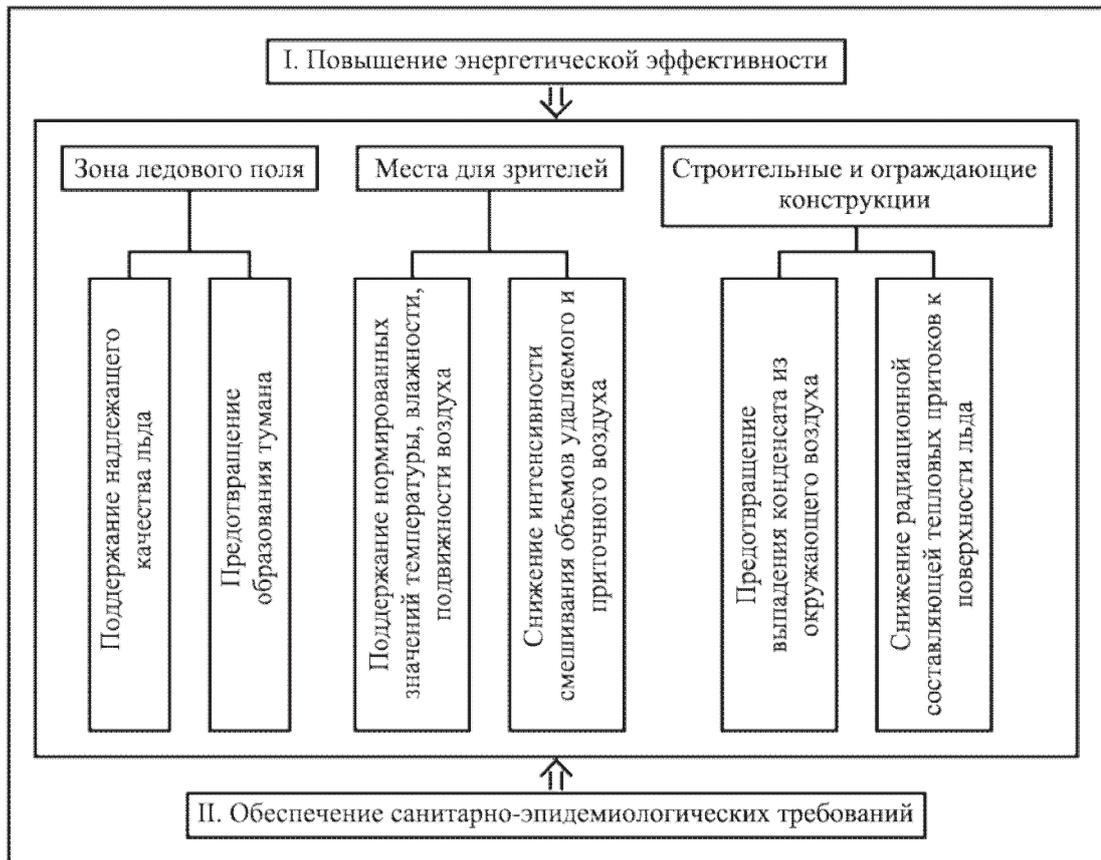


Рисунок 1.1 – Назначение систем обеспечения микроклимата помещений с искусственным льдом

На сегодняшний день наибольшее распространение получила методика, приведенная в работах О. Я. Кокорина [90-100], согласно которой системы кондиционирования воздуха проектируются исходя из условия поддержания рекомендуемой температуры, влажности и подвижности воздуха в зоне нахождения людей в обслуживаемых зонах, а тепловой режим обуславливается, прежде всего, тепловыми притоками к поверхности льда, которая устраивается на бетонной плите, располагаемой на специальных опорах или непосредственно на поверхности грунта. Охлаждение плиты осуществляется за счет хладагента (хладоносителя), кипящего (движущегося) в трубках, залитых в бетоне с определенным шагом и схемой укладки [14, 32, 49, 55, 56, 70, 87, 88, 108]. Это приводит к неравномерности распределения температуры по поверхности плиты, даже при условии постоянства температуры движущегося по трубкам хладагента. Как указывается в работах [70, 108, 112-116], разница температур между двумя произвольными точками ледового поля не должна превышать $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Невыполнение данного норма-

тива может привести к образованию так называемых «температурных пятен», под которыми понимаются области с различными температурами льда, а, следовательно, и различными свойствами, в том числе коэффициентом трения из-за размягчения льда, вследствие чего спортсмены и судьи подвергаются опасности получения травм. Рабочая толщина льда должна составлять порядка 25...50 мм, в случае превышения данных значений наблюдается увеличение энергозатрат для поддержания интервала температур поверхности льда в допустимых пределах. Так, при увеличении толщины льда на 10 мм температура хладоносителя должна снижаться на 1°C [153]. Кроме того, получаемое по такой технологии покрытие имеет слоистую структуру с малыми обособленными кристаллами, не проникающими в вышележащие слои льда [209].

Поскольку испарение и конденсация влаги при взаимодействии ледового поля с окружающим воздухом протекают по границам кристаллов [112, 116], что объясняется меньшей термодинамической устойчивостью границ по сравнению с основной массой кристалла, необходимо стремиться к заливке относительно монолитного слоя льда с крупной кристаллической структурой. Основные проблемы и задачи при формировании более качественного ледового покрытия рассматриваются в работах [70, 108, 112-116], где отмечается, что определяющим условием при теплотехническом расчете холодильного оборудования для заливки льда является компенсация им тепловых притоков к поверхности льда от окружающей среды, величина которых определяется интенсивностью радиационно-конвективного теплообмена, который зависит от параметров микроклимата в помещении. Для основных помещений без зрительских мест, как отмечалось ранее, характерным является поддержание упомянутых параметров микроклимата во всем объеме помещения, а холодильное оборудование ледового поля, при установившемся режиме, должно компенсировать тепловые притоки к поверхности льда (рисунок 1.2), общее число которых определяется по формуле (1.1).

$$Q_{т.л.пов} = Q_{т.кон} + Q_{т.луч} + Q_{т.св}^e + Q_{т.св}^u + Q_{т.люд}, \quad (1.1)$$

где $Q_{т.кон}$ – конвективный приток теплоты от воздуха к поверхности льда, Вт;
 $Q_{т.луч}$ – приток лучистой теплоты от ограждающих конструкций и поверхностей к

поверхности льда, Вт; $Q_{m.св}^e$ – приток лучистой теплоты от естественного освещения, Вт; $Q_{m.св}^u$ – теплопритоки к поверхности льда от осветительных приборов, Вт; $Q_{m.люд}$ – теплопритоки от людей на льду и в прилегающих зонах, Вт.

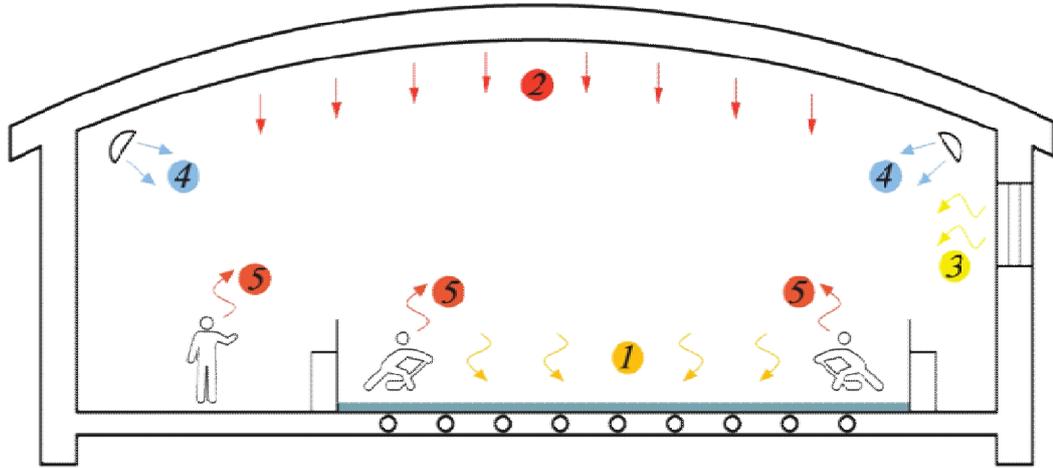


Рисунок 1.2 – Тепловые притоки к поверхности льда: 1 – конвективный приток от внутреннего воздуха; 2 – приток лучистой теплоты от ограждающих конструкций и поверхностей; 3 – приток лучистой теплоты от естественного освещения; 4 – теплопритоки к поверхности льда от осветительных приборов; 5 – теплопритоки от людей на льду и в прилегающих зонах

Первая составляющая теплового баланса зоны ледового поля (рисунок 1.2) определяется работой отопительно-вентиляционных систем и зависит от температуры внутреннего воздуха и его подвижности у поверхности льда. Величину данных конвективных притоков принято определять по уравнению Ньютона-Рихмана, которое принимает вид [91, 98, 209, 235, 241]

$$Q_{m.кон} = F_l \cdot \alpha_{кон} \cdot (t'_в - t_l), \quad (1.2)$$

где F_l – площадь ледового поля, м²; $\alpha_{кон}$ – коэффициент теплоотдачи ледовой поверхности, Вт/(м²·град); $t'_в$ – температура воздуха в зоне ледового поля, °С; t_l – температура поверхности льда, °С.

В работе [70] указывается, что неравномерность распределения температуры поверхности льда не зависит от температуры воздуха, которая определяет только величину притока теплоты к пластине, а следовательно, численный показатель t_l , величина же температурной неравномерности поверхности зависит в ос-

новном от температуры хладагента в трубках основания катка. Применительно к системам обеспечения микроклимата принято считать, что температура поверхности льда не изменяется, и задается как и температура воздуха техзаданием в зависимости от вида проводимых мероприятий. Таким образом, тепловые притоки в данном случае будут определяться величиной коэффициента теплоотдачи, которая, согласно теории тепломассообмена, в значительной степени обуславливается режимом омывания плоской пластины окружающим воздухом [8, 15, 21, 34, 64-66, 105, 107 и др.]. Ранее при научных исследованиях [209] отмечалось, что по причине архитектурно-технологических особенностей крытых катков и ледовых арен с искусственным льдом (большая высота помещения и наличие в нем охлаждающей поверхности в нежной зоне) подача приточного воздуха может реализовываться лишь «сверху вниз» в направлении обслуживаемой зоны наклонными или вертикальными струями. При этом поток нагретого приточного воздуха при взаимодействии с холодным воздухом зоны ледового поля за счет архимедовой силы поднимается вверх. В случае ошибочного расчета скорости подачи воздуха на поверхности льда могут формироваться «зоны инееобразования», что, в свою очередь, подтверждает важность ограничения подвижности воздуха у ледовой поверхности, отмечаемое в работах [91, 209, 241, 243]. Это говорит о необходимости уточнения существующих зависимостей для определения коэффициентов теплоотдачи в зависимости от схемы воздухораспределения систем вентиляции и кондиционирования.

Вторая составляющая теплового баланса (рисунок 1.2) зависит от температуры взаимодействующих поверхностей, их оптических характеристик. С увеличением температурного напора, интенсивность излучения увеличивается, поскольку увеличивается внутренняя энергия тела. Приток лучистой теплоты от потолка к поверхности льда принято определять по формуле

$$Q_{т.луч} = F_l \cdot q_{луч} \cdot \beta_{отр}, \quad (1.3)$$

где $q_{луч}$ – плотность лучистого теплового потока к поверхности льда от строительных конструкций и ограждающих поверхностей, Вт/м²; $\beta_{отр}$ – коэффициент отражения (зависит от материала поверхности или конструкции [94]).

Плотность лучистого притока теплоты в общем случае определяется по известной зависимости, вытекающей из закона Стефана-Больцмана

$$q_{\text{луч}} = c_n \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi, \quad (1.4)$$

где c_n – приведенный коэффициент излучения, Вт/(м²·К⁴), определяется по формуле (1.5); T_1 и T_2 – температуры взаимодействующих поверхностей, К; φ – коэффициент облучения, учитывает взаимное расположения поверхностей теплообмена.

$$c_n = 1 / \left(\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_0} \right), \quad (1.5)$$

где c_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела, равняется 5,67 Вт/(м²·К⁴); c_1 и c_2 – коэффициенты излучения серых тела при взаимном облучении, Вт/(м²·К⁴). Для рассматриваемого объекта принято определять приведенный коэффициент излучения системы лед - окружающие поверхности с помощью зависимости

$$c_n = c_0 \cdot A, \quad (1.6)$$

где A – коэффициент поглощения слоя льда (согласно [153] принимается равным 0,5; в зарубежной литературе [235] рекомендуется принимать ≈0,9). Таким образом, коэффициент A является приведенной степенью черноты системы тел, ε_n , между которыми происходит теплообмен, и определяется либо с помощью номограмм, либо по зависимости

$$\varepsilon_n = 1 / (1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1). \quad (1.7)$$

В уравнении (1.4) за температуру первой поверхности принимается средне-взвешенная температура ограждающих поверхностей $T_{\text{огр}}$ (может быть принята равной абсолютной температуре внутреннего воздуха). За температуру второй поверхности принимается необходимая температура льда $T_{\text{л}}$.

Таким образом, из-за неизменного коэффициента излучения в приведенной методике не учитываются свойства материала поверхности перекрытия и плотность теплового потока от вертикальных поверхностей. На рисунке 1.4 представлен график зависимости удельного лучистого потока теплоты в зависимости от изменения коэффициента излучения поверхности кровли параллельной ледовому полю.

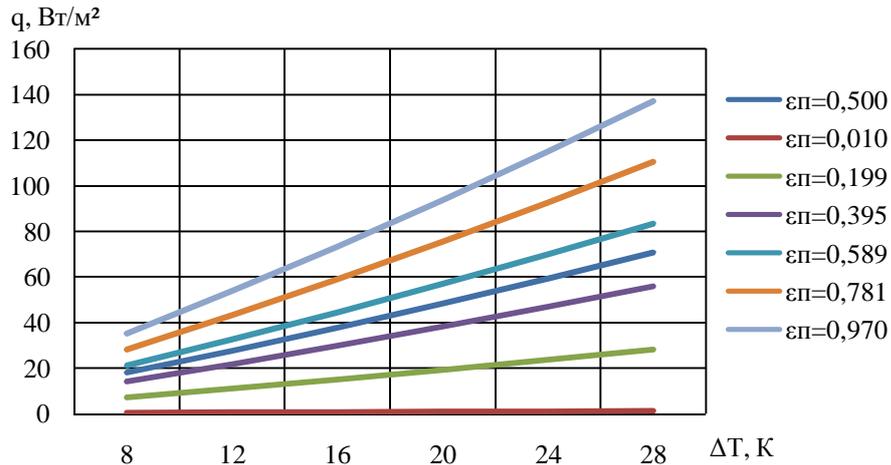


Рисунок 1.3 – Зависимость лучистого потока между поверхностями кровли и льда от приведенной степени черноты $\varepsilon_{п}$ и температурного напора между $\Delta T = T_{опр} - T_{л}$

Из графика видно, что из-за изменения приведенной степени черноты внутренней поверхности кровли удельный тепловой поток может значительно изменять. Таким образом, в существующей нормативной литературе принимается среднее значение этой величины, применение которой может привести к получению неверных результатов. Кроме того, принято не учитывать коэффициент облучения вертикальных и горизонтальных конструкций, а принимать его равным единице [91, 153, 229], в то время как величина лучистого теплообмена, например от вертикальных поверхностей, может варьироваться от 10 до 50% (рисунок 1.4) в зависимости от высоты помещения и удаления стен от ледового поля.

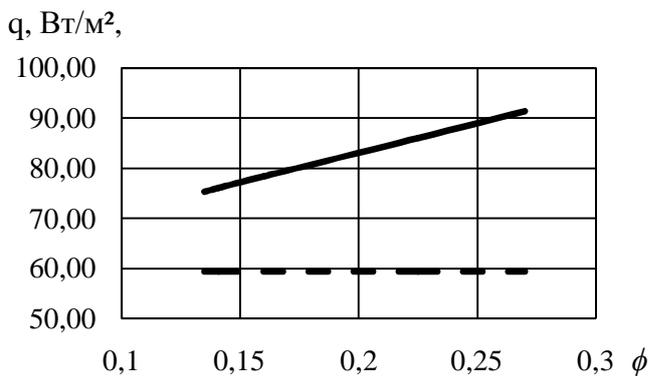


Рисунок 1.4 – Влияние стен катка на общую величину удельного лучистого теплового потока к поверхности льда

Коэффициент облучения с поверхности на поверхность в общем случае определяется с помощью двойного интегрирования по зависимости (1.8) или по номограммам, приведенным в [28-30, 122]

$$\varphi = \frac{1}{F_1} \int_{F_1} \int_{F_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{\pi R^2} dF_1 dF_2, \quad (1.8)$$

где F_1 и F_2 – площади взаимодействующих поверхностей, м²; R – расстояние между поверхностями, м; β_1 и β_2 – углы падения излучения.

Уменьшение лучистой составляющей в балансе тепловых притоков может осуществляться: 1) с помощью увеличения термического сопротивления ограждающих конструкций за счет теплоизоляции; 2) с помощью экранирования за счет устройства так называемых энергосберегающих потолков; 3) с помощью специальных красок с низкими отражательными свойствами. Необходимо также отметить, что в связи с наличием бортов у ледового поля, а также возможным расположением над поверхностью льда воздухопроводов, элементов освещения, а также иных поверхностей, препятствующих свободному распространению теплового облучения, при расчете необходимо учитывать эффект экранирования или затенения ледового поля, что в настоящих методиках не предусматривается. Наиболее предпочтительным здесь будет являться метод, рассмотренный в работе [122], заключающийся в пересчете экранируемой площади теплообменивающихся поверхностей.

Составляющая тепловых притоков от естественного освещения имеет место при наличии световых проемов в основном помещении рассматриваемых объектов. Наличие световых проемов, как правило, характерно для крытых учебно-тренировочных катков без зрителей, а их наличие обуславливается требованием поддержания нормативной освещенности в помещении. Максимальное поступление теплоты наблюдается в период наибольшего солнечного облучения ограждающих конструкций и может быть определено [28-30, 148]

$$Q_{m.cв}^e = Q_p^e + Q_{mnp}^e, \quad (1.9)$$

где Q_p^e – тепlopоступления, поступающие непосредственно за счет солнечного излучения, Вт; Q_{mnp}^e – тепlopоступления за счет теплопроводности к внутреннему воздуху помещения, при разности температур между поверхностью окон и внутренним воздухом, Вт (может не учитываться из-за незначительной величины).

$$Q_p^e = (q_n \cdot K_u + q_p \cdot K_o) \cdot F_{ок} \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot \beta_3, \quad (1.10)$$

где q_n – интенсивность прямой солнечной радиации, Вт/м²; q_p – интенсивность рассеянной солнечной радиации, Вт/м²; K_u – степень освещенности солнцем светового проема; K_o – степень облученности рассеянной радиацией; $F_{ок}$ – площадь светового проема; β_1 , β_2 и β_3 – коэффициенты учитывающие затенение непрозрачной частью профиля оконной конструкции, светопропускание прозрачной частью конструкции и светопропускание нестационарных светозащитных устройств.

$$Q_{mnp}^e = (t_n + (q_n \cdot K_u + q_p \cdot K_o) \cdot P / \alpha_n - t_v) \cdot F_{ок} \cdot K, \quad (1.11)$$

где t_n – температура наружного воздуха; P – величина поглощения солнечного излучения окна; α_n – коэффициент теплоотдачи поверхности остекления, Вт/(м²град); K – коэффициент теплопередачи окна Вт/(м²град). Для укрупненных расчетов теплоступлений через световые проемы может применяться формула

$$Q_{m.св}^e = F_{ок} \cdot q_{ок} \cdot B_{ок}, \quad (1.12)$$

где $q_{ок}$ – удельный тепловой поток через остекление, Вт/м²; $B_{ок}$ – поправочный коэффициент влияния вида остекления. Естественное освещение может не предусматриваться при обеспечении нормативной освещенности с помощью искусственного освещения, это характерно для демонстрационных объектов многофункциональных комплексов. В данном случае составляющая теплопритоков к поверхности льда от солнечной радиации через световые проемы отсутствует.

Тепловые притоки от систем искусственного освещения достигают максимума при проведении трансляций спортивных мероприятий в связи с требованием обеспечения высокого уровня вертикальной освещенности для обеспечения высокой четкости изображения, суммарная мощность систем освещения при этих условиях может достигать 350 кВт. Поскольку до 40% теплоты от искусственного освещения воспринимаются системами вентиляции, тепловые притоки к поверхности льда от осветительных приборов определяются по формуле [98, 158-160]

$$Q_{m.св}^u = 0,6 \cdot F_l \cdot q_{осв}, \quad (1.13)$$

где $q_{осв}$ – удельные тепловыделения от световых приборов, Вт/м², для закрытых помещений может определяться по формуле

$$q_{осв} = A_{осв}^l \cdot K \cdot \eta_n \cdot N_{осв}, \quad (1.14)$$

где $N_{осв}$ – электрическая мощность освещения; η – КПД светильников; K – доля лучистого потока, поступающей на поверхность льда, определяемая настройками системы освещения; $A_{осв}^l$ – коэффициент поглощения (0,6...0,8).

Согласно работам Русакова С.В. в случае применения современных светодиодных светильников, доля мощности освещения, поступающей ко льду, уменьшается до 40%.

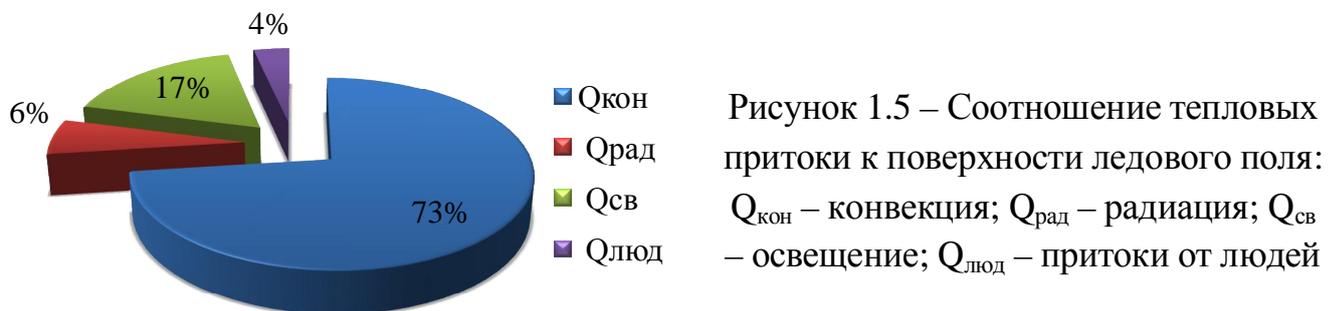
Приток теплоты от людей принято определять по формуле (1.15) [98]. Данный поток теплоты поступает к объему воздуха в обслуживаемой зоне.

$$Q_{т.люд} = n \cdot q_{люд}, \quad (1.15)$$

где n – количество людей; $q_{люд}$ – удельные тепловыделения от людей, Вт.

Поскольку ледовое поле отделяется от вспомогательных зон катков без зрителей специальными ограждениями, тепловыделениями от людей находящихся в этих зонах можно не учитывать в общем балансе теплопритоков к поверхности льда.

Согласно проведенным исследованиям [209] по методике Кокорина О.Я. приведенной в [98] основная часть воспринимаемой поверхностью льда теплоты приходится на конвективный теплообмен, что делает его расчет наиболее значимым (рисунок 1.5).



Однако, результаты практических исследований Русакова С.В. показывают, что основная часть тепловой нагрузки на лед приходится на лучистую составляющую. Это так же подтверждается зарубежными источниками, так в книге

ASHRAE Handbook 2018. Refrigeration, глава 44 табл. 2, видно, что лучистые притоки значительно выше, а их соотношение может, например, принимать вид, приведенный на рисунке 1.6

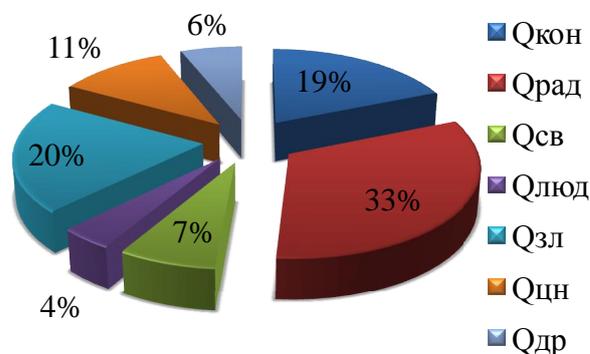


Рисунок 1.6 – Ежедневная загрузка холодильных установок для ледовых катков (Эдмонтон, зима): $Q_{кон}$ – конвекция; $Q_{рад}$ – радиация; $Q_{св}$ – освещение; $Q_{люд}$ – притоки от людей; $Q_{зл}$ – заливка льда; $Q_{цн}$ – циркуляционные насосы; $Q_{др}$ – другое

После определения количества тепловых притоков в теплый период года выполняется проверка на возможность поддержания холодильным оборудованием требуемой температуры поверхности льда. Нарушение нормативных температурных напоров между внутренним воздухом и омываемыми им поверхностями может привести к ухудшению качества льда, выпадению конденсата и образованию тумана над поверхностью ледового поля. Кроме того, следует помнить, что состояние ледового поля зависит от равномерности распределения температур над поверхностью льда.

В работах отечественных и зарубежных авторов Лихтенштейна Э.Л. [108, 112-116], Кокорина О.Я. [90-100], Быкова А. В. [153], Вишневого Е. П. [41], Русакова С.В. [158-160] и других [11, 32, 49, 58, 67, 87-89, 141, 145, 174, 176, 220, 232, 264, 265] рассматривались основные особенности при организации систем обеспечения микроклимата в помещениях крытых катков и ледовых арен. Решение проблем высокой энергоемкости инженерных систем, обеспечения санитарно-эпидемиологических функций, образования конденсата на ограждающих конструкциях и поверхностях, конденсации влаги на ледовом поле, образования тумана и пр. возможно только при комплексном изучении характерных особенностей систем обеспечения микроклимата.

Выше отмечалось, что большая площадь поверхности льда с отрицательной температурой существенно влияет на микроклимат в помещении. Наиболее

заметно это влияние при лучистом теплообмене, в результате которого ограждающие конструкции и поверхности окружающие ледовое поле охлаждаются. На рисунке 1.7 приводится изменение удельного лучистого потока между льдом и перекрытием в зависимости от высоты помещения. В данном случае приводится график для двух параллельных поверхностей при неизменном температурном напоре между ними. При понижении температуры поверхности ниже точки росы (температура охлаждения ненасыщенного воздуха до состояния насыщения при сохранении постоянного влагосодержания) происходит образование конденсата.

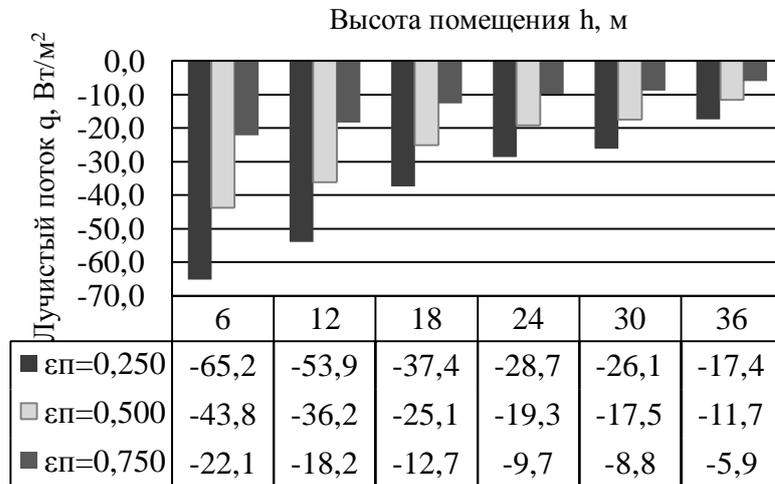


Рисунок 1.7 – Изменение лучистого теплового потока между ледовой поверхностью и перекрытием в зависимости от высоты помещения. Расчетные параметры принимаются равными: $t_n = -6^\circ\text{C}$; $t_{неп} = 18^\circ\text{C}$; ширина поверхностей $a = 30$ м; длина поверхностей $b = 60$ м

Исследования [265] показывают, что наиболее вероятным местом образования конденсата под воздействием излучения ледового поля являются несущие конструкции кровли, расположенные по центру площадки. При систематическом образовании пленки конденсации на конструкциях возможна ее коррозия и потеря несущей способности с дальнейшим разрушением. Температуру точки росы определяют по диаграммам, таблицам или приближенной формуле (1.16). Принято считать, что температура внутренней поверхности перекрытия для предотвращения образования конденсата должна быть выше температуры точки росы на $2,5^\circ\text{C}$ ($t_{ноб} = t_p + 2,5$).

$$t_p = \left[237,7 \cdot \left(\frac{17,27 \cdot t_g}{237 + t_g} + \ln \left(\frac{\varphi_g}{100} \right) \right) \right] / \left[17,27 - \left(\frac{17,27 \cdot t_g}{237 + t_g} + \ln \left(\frac{\varphi_g}{100} \right) \right) \right], \quad (1.16)$$

где t_g – температура воздуха, °С; φ_g – относительная влажность воздуха, %.

Для определения минимально допустимой температуры перекрытия $t_{нов}$ рассчитывают количество тепловых притоков, отводимых и поступающих к поверхности кровли. Помимо радиационной составляющей теплового баланса перекрытия $q_{л}^{нов}$, необходимо учитывать конвективный тепловой поток от внутреннего воздуха $q_{к}^g$ и поток теплоты, отводимый к наружному воздуху за счет процесса теплопередачи q_m^H , тогда уравнение теплового баланса примет вида

$$q_{кр} = q_{л}^{нов} + q_{к}^g + q_m^H. \quad (1.17)$$

Радиационную составляющую можно найти по формуле

$$q_{л}^{нов} = q_{лед} + q_{ст} + q_{з.тр}, \quad (1.18)$$

где $q_{лед}$ – удельные тепловые притоки к поверхности льда, Вт/м²; $q_{ст}$ – удельные тепловые притоки от окружающих стен, Вт/м²; $q_{з.тр}$ – удельные тепловые притоки от зрительских трибу (при наличии), Вт/м².

Конвективную составляющую принято определять по формуле

$$q_{к}^g = \alpha_{к} \cdot (t_g - t_{нов}), \quad (1.19)$$

где $\alpha_{к}$ – коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности кровли, Вт/(м²·град).

Теплопередача через ограждающие конструкции, присущая в большей степени для отопительного периода, определяется по формуле

$$q_m^H = K \cdot (t_g - t_H), \quad (1.20)$$

где K – коэффициент теплопередачи строительных конструкций, Вт/(м²град).

Немаловажным фактором при расчете систем вентиляции и кондиционирования является определение температуры воздуха верхней зоны помещения. Для учета перепада температур воздуха, в зависимости от высоты расположения устройств, для его удаления в системах с рециркуляцией принято пользоваться известной зависимостью

$$t_g^y = t_g + grad t (h - 2), \quad (1.21)$$

где h – высота помещения, м; $grad t$ – градиент температуры выше обслуживаемой зоны, определяется по справочной литературе.

Как отмечается в работе [210], в научно-технической литературе не указывается к какой категории по удельным избыткам явной теплоты относятся рассматриваемые объекты, что затрудняет расчет градиента температуры. Также отсутствует достаточный объем натурных исследований полей температуры воздуха над ледовым полем. В этой связи целесообразно использовать данные численного моделирования. На рисунке 1.8 представлены графики изменения температур удаляемого воздуха, отнесенные к их минимальному значению (что наблюдается в рабочей зоне на высоте 1,5-2 м) в зависимости от высоты помещения.

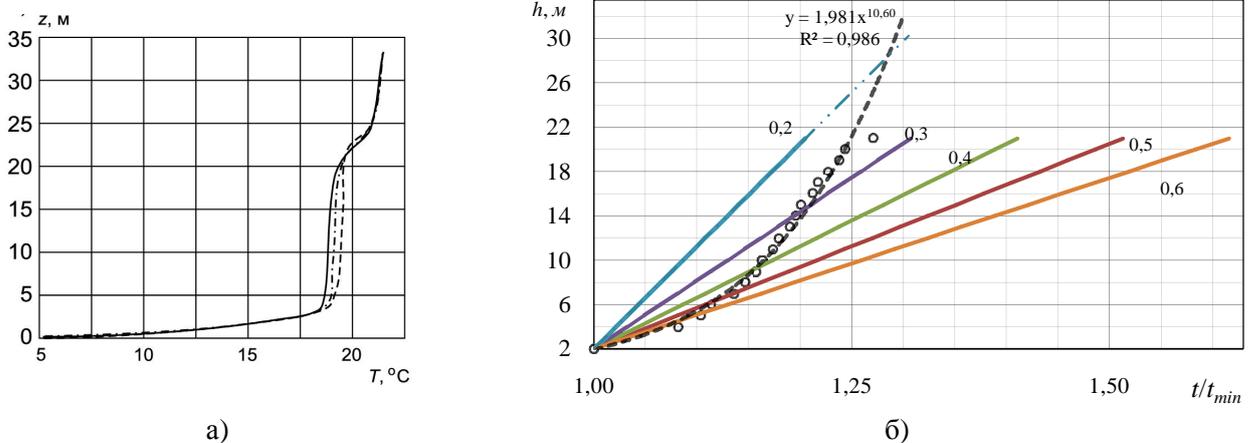


Рисунок 1.8 – Изменение температуры воздуха по высоте крытого катка: а) из источника [67]; б) из источника [210]

На рисунке 1.8б кривая является степенной линией тренда с достоверностью аппроксимации 0,986. Прямые, с обозначениями 0,2...0,6, построены по уравнению (1.21) с соответствующими значениями температурного градиента.

Из графиков видно, что диапазон изменения величины температурного градиента для крытых помещений с искусственным льдом лежит в пределах от 0,2 до 0,5 °C/м. Величины ниже 0,2 могут наблюдаться только на высоте расположения воздухозабора более 30 метров, что в современных проектных решениях не встречается. Значение температурного градиента более 0,5 допустимо принимать только в случае расположения воздухозабора на высоте от 2 до 6 метров, что также маловероятно, поскольку минимальная высота крытых катков и ледовых арен должна быть более 6 м. Точки пересечения линии тренда с прямыми показывают числовые значения температурных градиентов по высоте над ледовым полем, они

могут применяться при графоаналитическом расчете параметров удаляемого воздуха из верхней зоны.

Ранее отмечалось, что одной из проблем, возникающих при эксплуатации крытых катков и арен, является образование тумана. Причина заключается в охлаждении влажного воздуха поверхностью льда при дополнительном смешивании воздушных масс из обслуживаемой зоны и пограничного слоя. Такой вид тумана принято называть туманом охлаждения. Для данного вида необходимо, чтобы внутренний воздух изначально был теплее поверхности льда.

Для предотвращения образования тумана, представляющего собой объемную конденсацию воды из внутреннего воздуха, охлажденного ниже температуры точки росы, конвективная составляющая теплообмена должна расходоваться на охлаждение воздуха зоны ледового поля до нормируемых значений температуры, которые зависят от вида проводимых мероприятий. Туман может представлять собой небольшой слой непосредственно у поверхности льда либо заполнять объем ограниченный бортами ледовой площадки. Избежать появления тумана можно регулированием температуры и влажности приточного воздуха. Температура приточного воздуха не должна превышать критических значений, для этого ее необходимо определять по формуле [159-161]

$$t_n = t_{вл} + \frac{3,6 \cdot (Q_{т.кон} - Q_{т.люд})}{L_n \cdot \rho_n \cdot c_p} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (1.22)$$

где L_n – объемный расход приточного воздуха, м³/ч; ρ_n – плотность приточного воздуха, кг/м³; c_p – теплоемкость приточного воздуха, кДж/(кг·град).

Согласно методике Кокорина О.Я. [91, 98] расчет необходимого объемного расхода подаваемого воздуха определяется из условий равномерного заполнения зоны ледового поля приточным воздухом и создания предпосылок для понижения температуры притока до требуемого значения у поверхности льда. Подвижность воздуха у поверхности льда ограничивается величиной 0,3 м/с, в противном случае в зонах превышения этого показателя качество льда ухудшается. Добиться выполнения данного требования возможно лишь при омывании ледового поля обратными потоками, индуцируемыми направленными струями. Расчет воздухорас-

пределения при этом принято называть расчетом по обратному потоку, а за нормируемую скорость в обратном потоке принимается максимально допустимая скорость в обслуживаемой зоне [59-61].

Количество свежего приточного воздуха находится из санитарных норм

$$L_{\text{пр}} = l \cdot n, \quad (1.23)$$

где q – санитарная норма свежего приточного воздуха на одного занимающегося, м³/чел; n – количество спортсменов и судей.

Важно отметить, что подход, по определению расхода воздуха исходя из равномерного заполнения зоны ледового поля для крытых катков с малой высотой (6-15 м) может привести к образованию тепловых пятен на льду из-за повышенной скорости и температуры в струе. В этой связи, как правило, подача воздуха в крытых ледовых катках подобного типа производится равномерно в верхнюю зону с пониженной скоростью.

Наличие мест для зрителей накладывает дополнительные требования к организации систем отопления, вентиляции и кондиционирования. Основные требования к воздуху в местах пребывания зрителей сходны с другими культурно-зрелищными объектами и определяются условиями энергоэффективности и санитарно-эпидемиологической безопасностью. В холодный период года температура воздуха в зоне размещения мест для зрителей может поддерживаться на уровне 18°C и влажности 30...45%, для теплого периода температура должна составлять не выше 26°C и влажности не более 60%. Подвижность воздуха должна находиться в пределах 0,1 м/с. Расчетное число зрителей в зале катка или арены при проектировании систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха принимается исходя из 100% наполняемости зрительских мест.

В крытых катках и ледовых аренах круглогодичного использования применяются системы центрального водяного отопления из двух отдельных групп нагревательных приборов. Основная группа рассчитывается на дежурное отопление с температурой +5°C, дополнительная группа доводит температуру воздуха до расчетной. Дополнительная группа может выполняться в виде воздушного отопления, совмещенного с системами приточной вентиляции. Также при соответст-

вующем обосновании централизованное отопление можно не предусматривать, если тепловые потери в полном объеме компенсируются системами вентиляции и кондиционирования.

Наибольшее распространение в настоящее время получил общеобменный перемешивающий тип вентиляции с подачей и удалением воздуха турбулентными струями из верхней зоны помещения. При этом необходимо охлаждать подаваемый воздух для компенсации тепlopоступления из верхней и рабочей зон. Также в данном случае наблюдается интенсивное перемешивание приточного и вытяжного воздуха, что приводит к постепенному повышению концентрации вредных выделений в зоне дыхания людей. Поскольку температуры в приточной струе и обслуживаемой зоне различны, что характерно для неизотермических струй, на воздушный поток действуют гравитационные силы, оказывающие влияние на его развитие и затухание. Ввиду большой высоты основных помещений крытых катков необходимо учитывать соотношение этих сил и сил инерции в струе, которое наиболее полно может быть охарактеризовано текущим критерием Архимеда [59-61].

Для рассматриваемого объекта подача воздуха может осуществляться вертикальными или наклонными струями. В первом случае считают, что гравитационные силы не искривляют ось струи, но заметно изменяют количество его движения. Так, для летнего периода наблюдается ускорение воздушного потока, поскольку в обслуживаемую зону подается охлажденный воздух. В отопительный период, если системы вентиляции и кондиционирования выполняют функцию воздушного отопления, имеет место торможение потоков воздуха в струе, так как его температура выше температуры окружающей среды. Для наклонных струй характерно искривление оси струи, которое зависит от отношения сил инерции и гравитации [59-61]. Если в рабочую зону подается нагретый воздух, по мере его удаления от приточного устройства значение текущего критерия Архимеда увеличивается и на некотором расстоянии от выпускного отверстия достигает критического значения, после чего наблюдается размывание струи, а в местах находде-

ния людей могут образовываться застойные области. Это приводит к формированию повышенных концентраций вредных веществ.

Для предотвращения возможного распределения вредных выделений во всем объеме помещения, особенно в периоды распространения опасных вирусных заболеваний, скорость вентиляционных потоков должна быть снижена, что приведет к уменьшению турбулентности. В этом случае организация воздухораспределения осуществляется с помощью вытесняющей вентиляции. Подача воздуха производится в зону нахождения людей под кресла, а удаляется через воздухозаборные устройства из верхней зоны. Допустимые концентрации вредных веществ в зоне дыхания человека при вытесняющей вентиляции обеспечиваются меньшими объемами приточного воздуха по сравнению с перемешивающей вентиляцией.

Однако из-за подачи притока непосредственно к зрителям, его температура не может отличаться от температуры в обслуживаемой зоне более чем на 2...2,5°C. По этой причине данный тип вентиляции не может совмещаться с воздушным отоплением при значительных тепловых потерях через ограждающие конструкции, а в холодный период года необходимо предусматривать традиционную систему водяного отопления. Установка воздушных отопительных агрегатов нежелательна из-за больших скоростей и температур подаваемого воздуха, что пагубно влияет на распределение температурных и скоростных полей внутреннего воздуха зоны ледового поля. В данном случае представляется целесообразным применение лучистого отопления. Кроме того, расчет вентиляционных потоков и приточных струй при организации общеобменной перемешивающей вентиляции подробно исследовался отечественными и зарубежными учеными и приводится в работах [1, 2, 24-26, 43, 50, 59-61, 71-74, 117 и др.], для вытесняющей вентиляции таких исследований недостаточно, а акцент при их расчете ставится на численное моделирование, требующее высокой квалификации проектировщиков и больших вычислительных мощностей технических средств моделирования.

Далее рассматриваются существующие технические и конструктивные способы решения упомянутых проблем при обеспечении требуемых параметров микроклимата рассматриваемого объекта.

1.2 Особенности технических и конструктивных решений систем обеспечения микроклимата на примере крытого ледового катка

Поддержание требуемых значений температуры, влагосодержания, относительной влажности и подвижности воздуха в зоне ледовой арены, а также предотвращение образования тумана и выпадения конденсата может быть реализовано только при точном расчете и корректной организации воздухообмена. Согласно наиболее распространенной методике проектирования, приведенной в работах [90-100, 158-160], распределение воздуха системами вентиляции и кондиционирования должно производиться по схеме «сверху вниз» (рисунок 1.9), с подачей притока через сопла 1, расположенные вдоль длинных сторон ледового поля 5 наклонными или вертикальными сосредоточенными струями.

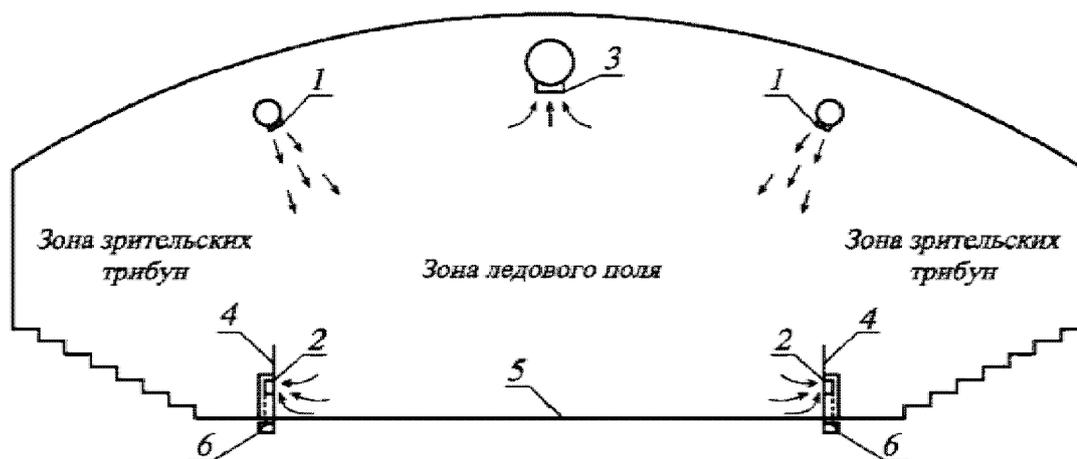


Рисунок 1.9 – Схемы распределения воздуха системы кондиционирования крытого ледового катка без зрителей: 1 – приточные воздухораспределители; 2 – воздухозаборные устройства, встроенные в ограждающие борта; 3 – вытяжные устройства, расположенные над поверхностью льда; 4 – ограждающий борт; 5 – ледовое поле; 6 – магистральные вытяжные воздуховоды, расположенные в подпольных каналах

Приточные осесимметричные струи должны обеспечивать полное перекрытие зоны ледовой площадки, а скорость движения воздуха у поверхности льда не должна превышать 0,3 м/с. Выбор воздухораспределителей 1 производится по номограммам с учетом действия гравитационных сил между струей и окружающей ее средой. Воздух, после соприкосновения с поверхностью льда, удаляется из

верхней зоны через воздухозаборные устройства 3. Так как объемного расхода свежего приточного воздуха, определяемого по формуле (1.22), не достаточно для оптимальной работы выбранного типа воздухораспределителей, недостаток притока может восполняться рециркуляцией. Как отмечалось выше, применение подобного способа распределения воздуха при значительной высоте помещения сопровождается рядом трудностей, связанных с вероятностью возникновения замыкания воздушных потоков, при котором нагретый приточный воздух за счет разности плотностей всплывает вверх, не достигая при этом обслуживаемой зоны. Кроме того, наличие ограждающих бортов 4 у ледового поля способствует образованию вихревых зон [209].

В центральный кондиционер на обработку поступает смесь рециркуляционного и наружного воздуха в количестве $L_{ин}$. Объем рециркуляционного воздуха определяется условиями заполнения приточными струями ледовой площадки. Параметры приточного воздуха определяются графоаналитическим методом при помощи Id-диаграммы. Режим работы систем кондиционирования воздуха в холодный период года определяется аналогично теплomu периоду, однако, следует помнить, что температура ограждающих поверхностей должна быть выше температуры точки росы. Удаляемый из верхней зоны воздух воспринимает тепловыделения от световых приборов, в результате его температура увеличивается на значение, определяемое по формуле

$$\Delta t_{эм} = 3,6 \frac{0,4 \cdot Q_{m.осв}}{L_{эм} \cdot \rho_{вл} \cdot c_p}, \quad (1.24)$$

Вентиляционный воздух может удаляться из обслуживаемой зоны, в таком случае схема воздухораспределения получила название «сверху вниз». Данная схема воздухораспределения применялась при проектировании ледового дворца в Турине, Италия [209]. Первый ряд сидений зрительских трибун располагается на 1,5 м выше уровня ледовой поверхности. Вдоль периметра ледового поля установлены воздухозаборные устройства вытяжной системы вентиляции, которые встраиваются в строительные конструкции зрительских трибун. Это же, в перспективе, можно осуществить при установке подобных воздухозаборных уст-

ройств в ограждающих бортах 4 (рис. 1.9). При этом необходимо соблюсти существующие требования по безопасности и экономической целесообразности при производстве ограждений (бортов). Кроме того, для малых крытых катков без зрителей, ледовое поле может быть заглублено относительно прилегающих зон, что будет способствовать поддержанию требуемых параметров микроклимата в обслуживаемой зоне, тогда воздухозабор может так же осуществляться через устройства, встроенные в конструкции ограждений. В этом случае подача воздуха осуществляется через воздухораспределительные устройства 1, расположенные в верхней части помещения, также по периметру ледового поля.

Данная схема позволяет создать над поверхностью льда зону холодного воздуха, препятствующую попаданию в нее вентиляционных потоков со стороны зрительских трибун. Обслуживаемое пространство делится на зоны с теплым воздухом для зрителей и зону с холодным воздухом для людей, находящихся на льду. При таком способе организации вентиляционных потоков (рисунок 1.9) не возникает помех раздаче воздуха с низкими температурами по периметру ледового поля [145].

Проведенные расчеты [213] показывают, что при длительной работе систем кондиционирования воздуха ледового поля с воздухообменом, организованным по схеме «сверху вниз», влагосодержание внутреннего воздуха над поверхностью льда может достигнуть недопустимо малых значений, что обуславливает необходимость включения в состав центрального кондиционера секции орошения, что приводит к дополнительным эксплуатационным и капитальным затратам на системы кондиционирования. Это может нивелировать получаемую экономию теплоты и холода, связанную с особенностями рассматриваемой схемы. Вследствие этого целесообразна разработка новой схемы воздухообмена, которая будет сочетать в себе основные достоинства существующих схем и исключать их основные недостатки.

В качестве материалов для воздуховодов могут служить не только традиционные оцинкованные теплоизолированные воздуховоды, но и получающие все большее распространение текстильные воздуховоды. Так, например, подобные

элементы предусматриваются на арене «Адлер-Арена» в г. Сочи, «Thialf» в г. Херенвене, Нидерланды, и «Алау» в г. Нур-Султан, Казахстан. Текстильные воздуховоды могут применяться как для подачи воздуха в зону занимающихся и зрителей, так и для его удаления. Достоинством текстильных воздуховодов является простота монтажа, малая масса и возможность повторения геометрии обслуживаемой зоны, что наиболее актуально, например, для конькобежных комплексов. Также они не требуют использования изоляционных материалов, так как вероятность образования конденсата на их поверхности ниже. Подача приточного воздуха может осуществляться, например, с помощью сопел с предварительно рассчитанными углами установки.

В параграфе 1.1 отмечалось, что наличие мест для зрителей налагает дополнительные трудности при проектировании систем отопления, вентиляции и кондиционирования. Вследствие необходимости создания зон с различными параметрами микроклимата в пределах одного помещения требуется учитывать перепад температур между этими зонами, например, при проведении хоккейных матчей температура поверхности льда должна находиться в интервале от $-6,5$ до $-5,5^{\circ}\text{C}$ при температуре воздуха в зоне ледового поля от 6 до 10°C , температура воздуха зрительских трибун составляет порядка 25°C в теплый период года и 18°C в холодный период года.

Уменьшение такого температурного напора возможно путем применения лучистого отопления. В этом случае допускается снизить температуру воздуха на несколько градусов без ухудшения комфорта в области действия инфракрасных излучателей, за счет увеличения радиационной составляющей результирующей температуры в помещении. В качестве отопительных устройств могут использоваться электрические или газовые инфракрасные обогреватели. Вторые не допускается устанавливать на объектах предусматривающих возможность постоянного пребывания зрителей. Это связано с ограничениями по пожарной безопасности общественных объектов.

Величина допустимого снижения температуры воздуха без ухудшения комфортности может определяться на основе методов, учитывающих облучение, от-

несенное к поверхности головы в зависимости от различных коэффициентов облученности, методов, учитывающих излучение, достигающее всего тела и его положения относительно греющих поверхностей, методов, учитывающих асимметричное излучение, и прочие [122]. Выбор расчетного метода зависит от микроклиматических и архитектурно-строительных особенностей помещений.

В работах [235, 264] на примере нескольких американских искусственных катков проводилось моделирование распределения температур и концентраций вредных веществ в объеме здания в зависимости от схемы воздухораспределения. Наибольшую эффективность показала схема распределения воздуха с подачей приточного воздуха из верхней зоны в направлении ледовой арены и его удаления из обслуживаемой зоны вблизи ледового поля. В данных исследованиях рассматривались крытые катки с числом мест для зрителей не более 800, в результате не было предусмотрено отдельного кондиционирования для ледового поля и мест для зрителей.

Приток воздуха должен иметь довольно высокую температуру для обеспечения условий комфортного пребывания зрителей, но в таком случае невозможно устранить влияние теплого воздуха на поверхность льда, что неизбежно приведет к ухудшению его качества. При такой схеме в одной из зон температурный и влажностный режимы не соответствуют требуемым значениям, следовательно, возрастает вероятность образования тумана и выпадения конденсата на поверхностях, например на стеклах ограждающих бортов и строительных конструкций.

Данные проблемы проявляются уже на этапе эксплуатации, для их решения применяется, например, установка осушителей воздуха или отопительных приборов в верхней зоне помещения под кровлей [91, 95, 98, 160]. Это затрудняет эксплуатацию систем обеспечения микроклимата, увеличивает капитальные и эксплуатационные затраты, кроме того, установка отопительных приборов может применяться только при незначительном подогреве воздуха и не может применяться в теплый период года. Также для предотвращения выпадения влаги на перекрытиях может предусматриваться двухзональная подача приточного воздуха с различными параметрами, причем в верхнюю зону подается воздух с

перегревом. Температура внутренней поверхности ограждения для предотвращения выпадения конденсата должна превышать температуру точки росы минимум на $2,5^{\circ}\text{C}$ ($t_{\text{нов}}=t_{\text{рос}}+2,5$). Повышение этой температуры производится либо за счет выбора необходимых параметров воздуха в верхней зоне, либо увеличением термического сопротивления перекрытия. Как отмечается в работе [91, 143], при стационарных условиях теплообмена ограждающих конструкций минимально допустимая температура воздуха верхней зоны может быть найдена по формуле

$$t_{\text{вз}} = \frac{(t_{\text{рос}} + 2,5)\alpha_{\text{в}} + K \cdot t_{\text{н}}}{\alpha_{\text{в}} - K}, \quad (1.25)$$

Здесь необходимо отметить, что коэффициент теплоотдачи для внутренней поверхности кровли крытых катков и ледовых арен должен учитывать не только конвективную, но и лучистую составляющую от окружающих поверхностей, в том числе от поверхности льда. При двухзонной подаче продувочный воздух верхней зоны должен обеспечивать поддержание температуры у перекрытия не ниже значения, определяемого по формуле (1.25). Определение количества теплоты, необходимого для перегрева водяного пара, затрудняется необходимостью определения количества конденсирующейся влаги.

Считается возможным принимать при ориентировочных расчетах, что конденсируется около 30% всей выделяющейся в помещении влаги. Тепло, поступающее в воздух при конденсации, частично рассеивается в объеме 50% [136]. Расчет воздухообмена в данном случае проводится графоаналитическим методом, алгоритм которого приводится в работе [143], исходными данными являются: расход подаваемого воздуха, параметры наружного воздуха, угловой коэффициент, температура продувочного воздуха и поправочный коэффициент, учитывающий разделение объема помещения на две зоны.

Основным недостатком приводимого алгоритма применительно к объекту исследования является отсутствие учета влияния расположения приточных и вытяжных устройств систем вентиляции и кондиционирования зоны ледового поля. Избежать влаговываждения можно также за счет уменьшения интенсивности лучистого охлаждения от поверхности льда путем экранирования, окраски или изоля-

ции. Для окраски рекомендуется применять алюминиевые краски с отражательной способностью порядка 0,6. Наибольшее отражение наблюдается в случае покрытия потолков изолирующими материалами с отражательной способностью порядка 0,1. Так широкое распространение получил материал Radiant Ice, представляющий собой двухсторонний фольгированный материал, который для жесткости армируется стеклосеткой.

Наибольший теплотехнический эффект наблюдается в случае применения экранирования или проектирования так называемого энергосберегающего потолка. Помимо предотвращения образования конденсата, наблюдается также снижение величины удельного радиационного теплопритока от потолка к поверхности льда, что снижает нагрузку на системы холодоснабжения ледового поля. Данная конструкция представляет собой натяжной потолок с коэффициентом черноты около 0,03.

Теплотехнический расчет энергосберегающих потолков основан на определении удельных тепловых потоков между двумя параллельными пластинами разделенными экраном. Поскольку расстояния от кровли и ледового поля до экрана различно, изменяются и коэффициенты облучения. В связи с этим интенсивность лучистого теплообмена между поверхностью кровли и экраном, а также между поверхностью льда и экраном будет, соответственно, определяться по формулам

$$\begin{cases} q_{кр-эк} = \varepsilon_n^1 \cdot c_0 \left[\left(\frac{T_{кр}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{эк}}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi_1; \\ q_{эк-лед} = \varepsilon_n^2 \cdot c_0 \cdot \left[\left(\frac{T_{эк}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{лед}}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi_2, \end{cases} \quad (1.26)$$

где $T_{кр}$ – температура кровли, °К; $T_{эк}$ – температура экрана, °К; $T_{лед}$ – температура поверхности льда, °К; $\varepsilon_{1n} = 1/(1/\varepsilon_{кр} + 1/\varepsilon_{эк} - 1)$ и $\varepsilon_{2n} = 1/(1/\varepsilon_{эк} + 1/\varepsilon_{лед} - 1)$ – приведенная степень черноты при лучистом теплообмене «поверхность кровли - экран» и «экран-поверхность льда», соответственно.

При установившемся режиме $q_{кр-эк} = q_{эк-лед}$, следовательно, можно записать

$$\varepsilon_{1n} \cdot c_0 \left[\left(\frac{T_{кр}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{эк}}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi_1 = \varepsilon_{2n} \cdot c_0 \cdot \left[\left(\frac{T_{эк}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{лед}}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi_2, \quad (1.27)$$

Температуру экрана можно найти по формуле

$$T_{эк} = \frac{\varepsilon_{1n} \cdot \varphi_1 \cdot \left(\frac{T_{кр}}{100} \right)^4 + \varepsilon_{2n} \cdot \varphi_2 \cdot \left(\frac{T_{лед}}{100} \right)^4}{\varepsilon_{2n} \cdot \varphi_2 + \varepsilon_{1n} \cdot \varphi_1}, \quad (1.28)$$

Решая совместно уравнения (1.27) и (1.28), можно найти удельные тепловые потоки от поверхности кровли к экрану и от экрана к поверхности льда

$$q_{кр-эк} = \varepsilon_{1n} \cdot \varphi_1 \cdot c_0 \left[\left(\frac{T_{кр}}{100} \right)^4 - \frac{\varepsilon_{1n} \cdot \varphi_1 \cdot \left(\frac{T_{кр}}{100} \right)^4 + \varepsilon_{2n} \cdot \varphi_2 \cdot \left(\frac{T_{лед}}{100} \right)^4}{\varepsilon_{2n} \cdot \varphi_2 + \varepsilon_{1n} \cdot \varphi_1} \right], \quad (1.29)$$

$$q_{кр-эк} = \varepsilon_{2n} \cdot \varphi_2 \cdot c_0 \left[\frac{\varepsilon_{1n} \cdot \varphi_1 \cdot \left(\frac{T_{кр}}{100} \right)^4 + \varepsilon_{2n} \cdot \varphi_2 \cdot \left(\frac{T_{лед}}{100} \right)^4}{\varepsilon_{2n} \cdot \varphi_2 + \varepsilon_{1n} \cdot \varphi_1} - \left(\frac{T_{лед}}{100} \right)^4 \right]. \quad (1.30)$$

На рисунке 1.10 приводится изменение величины удельного теплового потока между кровлей и ледовым полем при наличии экрана в зависимости от высоты помещения крытого катка без зрителей. Расстояние от экрана до теплообменных поверхностей различно, следовательно, изменяется коэффициент облучения, определяемый по номограммам.

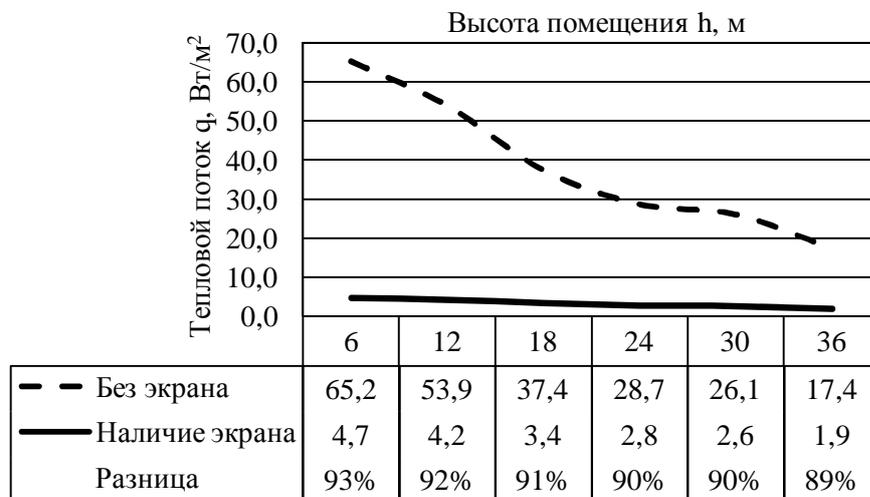


Рисунок 1.10 – Удельный тепловой поток между кровлей и ледовым полем при отсутствии и наличии экрана

Из графика видно, что при наличии экранов уменьшение притока теплоты к поверхности льда составляет в среднем порядка 90%. Это приводит к снижению энергозатрат на поддержание нормативного качества льда. В работе [106] указывается, что величина лучистой теплоты от потолка к поверхности льда составляет около 28% от общего теплового баланса. Применение подобных решений сопровождается необходимостью дополнительных мероприятий по их обслуживанию.

1.3 Экономические и технологические предпосылки повышения эффективности систем обеспечения микроклимата

Согласно [91, 264] эффективность систем кондиционирования крытых катков и ледовых арен возрастает с понижением температуры удаляемого воздуха, следовательно, воздухозаборные устройства предпочтительнее располагать как можно ближе к поверхности льда. Помимо увеличения эффективности воздухообмена в пользу расположения вытяжных устройств вблизи ледового поля говорит и уменьшение энергозатрат на подготовку приточного воздуха за счет снижения температуры воздуха после смешения и его дополнительного осушения. Это было подтверждено технико-экономическим исследованием, проведенным в работе [209] для климатической зоны Центрального Черноземья. Параметры воздуха, подаваемого системами кондиционирования, определялись графоаналитическим методом с помощью Id-диаграмм состояния влажного воздуха, при котором первоочередной задачей является определение параметров наружного, внутреннего и удаляемого воздуха (приведены в таблицах 1.1 и 1.2).

Таблица 1.1 – Параметры воздуха в расчетных точках Id-диаграммы для схемы «сверху вверх»

Точка	t , °С	ρ , кг/м ³	d , г/кг	I , кДж/кг	ϕ , %	t_p , °С
1	2	3	4	5	6	7
ТЕПЛЫЙ ПЕРИОД ГОДА						
Н	28,6	1,17	12,7	61,2	52	17,7
П	20,2	1,20	4,33	31,4	29	1,8
ВЛ	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9

окончание таблицы 1.1

У	14,5	1,23	5,33	28,1	52	4,8
С'	18,1	1,21	7,10	36,2	55	8,9
О	3,20	1,28	4,33	14,1	91	1,9
ХОЛОДНЫЙ ПЕРИОД ГОДА						
Н	-26,0	1,43	0,30	-25,6	85	-27,5
П	13,4	1,23	2,65	20,2	28	-4,2
ВЛ	6	1,27	2,65	12,7	46	-4,2
У	10,5	1,25	3,65	19,5	46	-0,4
С'	6,1	1,26	3,1	13,9	53	-2,4
О	-3,1	1,31	2,65	3,5	91	-4,2

Примечание: параметры в точках соответствуют: *Н* – наружному воздуху; *П* – приточному воздуху; *Вл* – воздуху обслуживаемой зоны; *У* – удаляемому воздуху; *С'* – смесь наружного и рециркуляционного воздуха; *О* – после осушения в камере охлаждения

Таблица 1.2 – Параметры воздуха в расчетных точках Id-диаграммы для
схемы «сверху вниз»

Точка	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$d, \text{г/кг}$	$I, \text{кДж/кг}$	$\phi, \%$	$t_p, ^\circ\text{C}$
1	2	3	4	5	6	7
ТЕПЛЫЙ ПЕРИОД ГОДА						
Н	28,6	1,17	12,7	61,2	52	17,7
П	20,2	1,20	4,33	31,4	29	1,8
ВЛ	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9
У	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9
С''	12,5	1,25	5,4	26,2	60	5,0
О	3,2	1,28	4,33	14,1	91	1,9
ХОЛОДНЫЙ ПЕРИОД ГОДА						
Н	-26,0	1,43	0,30	-25,6	85	-27,5
П	13,4	1,23	2,65	20,2	28	-4,2
ВЛ	6	1,27	2,65	12,7	46	-4,2
У	6	1,27	2,65	12,7	45	-4,2
С''	2,3	1,28	2,2	7,8	49	-6,4
О	1,8	1,28	2,5	8,1	58	-4,9

В работе [209] указывается, что при организации распределения воздуха по схеме «сверху вверх» к вытяжному воздуху будет эжектироваться часть нагретого воздуха из верхней зоны ледовой арены, и температура удаляемого воздуха при этом составит 14,5°C.

Объем воспринимаемой влаги удаляемым воздухом будет составлять около 1 г/кг, влагосодержание вытяжного воздуха определяется по формуле (1.31), а параметры удаляемого воздуха для схемы «сверху вниз», будут соответствовать параметрам воздуха над поверхностью льда.

$$d_y = d_{\text{вл}} + 1, \quad (1.31)$$

где d_y – влагосодержание воздуха в верхней зоне, г/кг; $d_{\text{вл}}$ – влагосодержание воздуха у поверхности льда, г/кг.

Организация воздухораспределения по схеме «сверху вниз» позволяет значительно уменьшить энергозатраты на охлаждение и нагрев приточного воздуха при его подготовке в теплый и холодный период года. Это объясняется тем, что при удалении воздуха из зоны, расположенной в непосредственной близости от поверхности льда, его температура и влагосодержание ниже температуры и влагосодержания воздуха, удаляемого из верхней части помещения. За счет этого параметры точки смешения изменяются, что приводит к значительной экономии холода и теплоты. Наиболее наглядно уменьшение энергозатрат при использовании схемы «сверху вниз» проявляется при сравнении Id-диаграмм состояния влажного воздуха (рисунок 1.11). В данном случае затраты тепловой энергии на обработку приточного воздуха не зависят от выбранного способа воздухораспределения, а требуемый расход холода уменьшается. Количество энергии на выработку холода в камере охлаждения при осушении подаваемого воздуха определяется по формулам (1.32 и 1.33). Процесс осушения характеризуется отрезками $C'O$ и $C''O$ (рисунок 1.11).

$$Q'_x = L_n \cdot \rho_n \cdot \frac{(t_{c'} - t_0)}{3600}, \quad (1.32)$$

$$Q''_x = L_n \cdot \rho_n \cdot \frac{(t_{c''} - t_0)}{3600}, \quad (1.33)$$

где Q'_x и Q''_x – затраты холода при обработке воздуха по схемам «сверху-вверх» и «сверху-вниз» соответственно, Вт; L_n – расход приточного воздуха, м³/ч; ρ_n – плотность приточного воздуха, кг/м³; $t_{c'}$ и $t_{c''}$ – температура воздуха после смешительной камеры при схемах «сверху-вверх» и «сверху-вниз», соответственно, °С; t_0 – температура воздуха в точке O , °С.

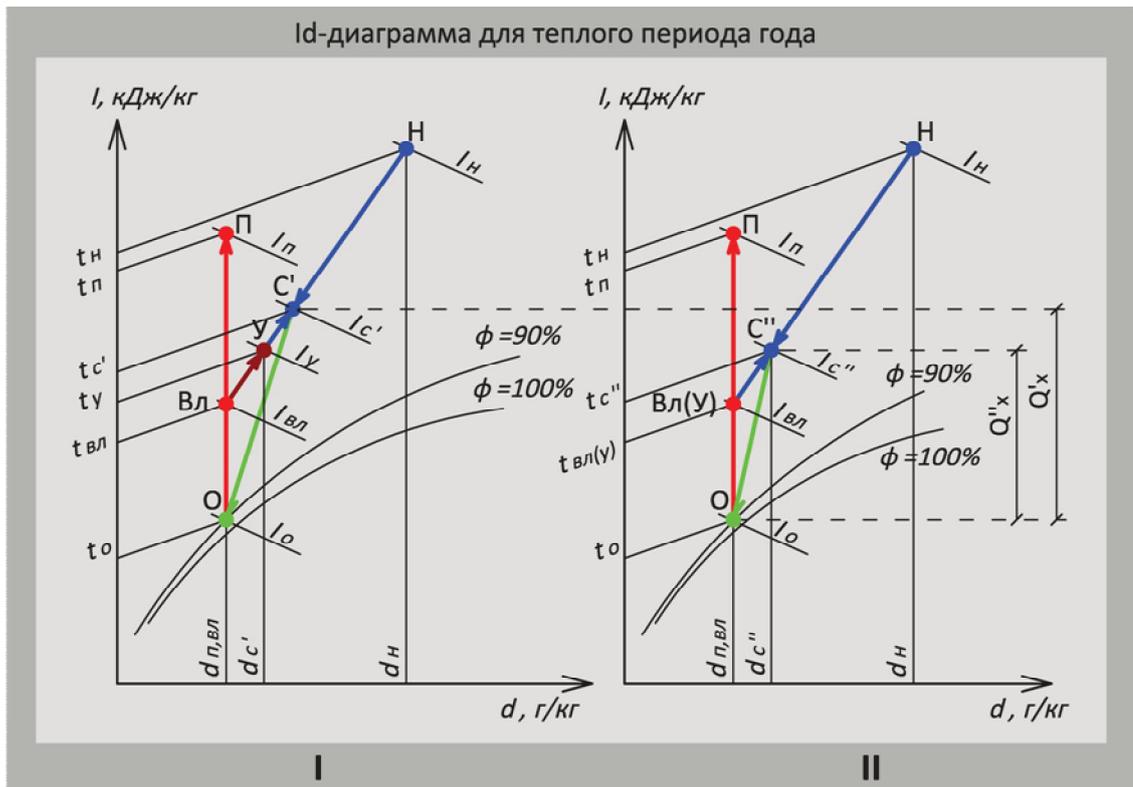


Рисунок 1.11 – Id-диаграмма изменения параметров обрабатываемого воздуха в теплый период года для схем: I – «сверху-вверх»; II – «сверху-вниз» (На Id-диаграммах, здесь и далее, процессы изображены схематично для удобства восприятия. Например процесс II-Вл изображен без учета поступлений влаги в зоне ледового поля, при расчете они должны учитываться в значении влагосодержания воздуха, а точка Вл должна быть смещена вправо на рассчитанную величину)

В холодный период года в случае применения схемы «сверху-вниз», помимо экономии холода, наблюдается также и значительное уменьшение тепловых затрат на подогрев приточного воздуха, что показано на рисунке 1.12, необходимое количество теплоты определяется по формуле (1.34)

$$Q_m = L_n \cdot \rho_n \cdot \frac{(t_n - t_{o''})}{3600}, \quad (1.34)$$

Исследования [209] показывают, что затраты холода и вовсе могут не потребоваться, в отличие от схемы воздухораспределения «сверху-вверх», при которой для уменьшения влагосодержания воздух после смешения охлаждают. Таким образом, наиболее целесообразной с точки зрения энергоэффективности схемой воздухораспределения является схема «сверху-вниз». Однако следует отметить, что при применении данной схемы в холодный период года может возникнуть не-

обходимость установки в приточный агрегат дополнительной секции орошения, что приведет к увеличению строительных и эксплуатационных затрат. В противном случае, внутренний воздух зоны ледового поля будет постепенно осушаться, что ухудшает характеристики скольжения льда. Это объясняется одновременным протеканием процессов конденсации и сублимации (испарения) влаги с поверхности льда, причем с понижением влагосодержания воздуха интенсивность сублимации возрастает.

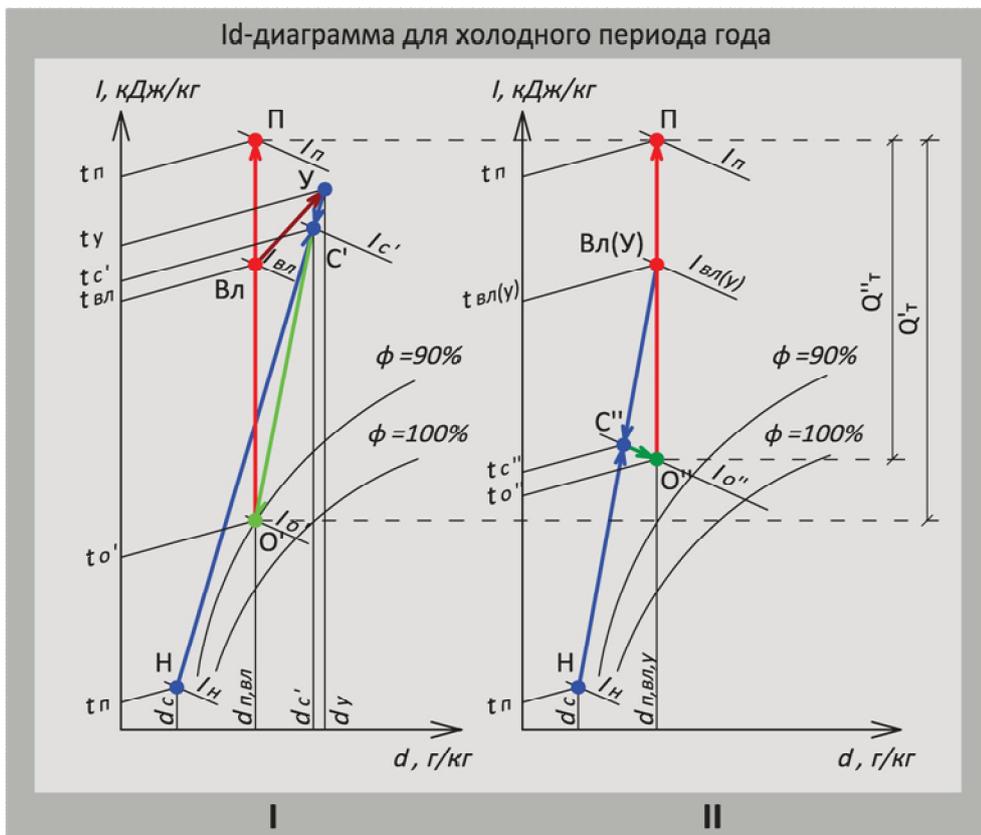


Рисунок 1.12 – Id-диаграмма изменения параметров обрабатываемого воздуха в холодный период года для схем: I – «сверху-вверх»; II – «сверху-вниз»

Вследствие разности температур на границе раздела фаз льда с отрицательной температурой и прилегающего к нему воздуха с положительной температурой неизбежно формирование тонкой водяной пленки, толщина которой зависит от температуры воздуха и ледовой поверхности. Поскольку коэффициент трения коньков о лед напрямую зависит от свойств поверхности льда, наличие этой пленки, облегчающей скольжение, является весьма желательным фактором при проведении спортивных мероприятий на крытых ледовых аренах. Толщина водяной

пленки увеличивается с ростом температуры воздуха или льда и уменьшается с ее понижением. Кроме того, на развитие водяной прослойки между поверхностью льда и воздухом ледовой арены влияет его влажность. Поэтому при значительном снижении значения влагосодержания внутреннего воздуха процесс сублимации может привести к полному испарению воды с поверхности льда. Таким образом, при длительной работе систем кондиционирования влагосодержание внутреннего воздуха зоны ледового поля достигнет недопустимо малых значений, и в случае распределения воздуха по схеме «сверху-вниз» необходима дополнительная влажностная обработка притока.

Особое значение эффективность энергозатратных систем жизнеобеспечения приобретает для объектов без зрителей, в которых отсутствует доход от реализации билетов, а также сопутствующих товаров и услуг при проведении культурно-массовых и зрелищных мероприятий. Окупаемость малых катков и арен без зрителей возводимых на средства клубов или частных инвесторов возможна лишь при минимизации капитальных и эксплуатационных затрат, а также без привлечения кредитных заимствований, снижающих доходность объекта.

1.4 Основные положения методологии создания систем обеспечения микроклимата в условиях фазовых превращений в помещении

Описанные проблемы приводят к необходимости разработки методологии создания систем обеспечения микроклимата в условиях фазовых превращений в помещении. В основе методологии лежат следующие положения:

1. Обоснование подходов к организации воздухообмена в помещении для поддержания допустимых, оптимальных или технологических параметров микроклимата в условиях возможных фазовых превращений воды в различных зонах помещения или на поверхностях строительных и ограждающих конструкций. В общем случае решение данной задачи необходимо осуществлять с помощью численного моделирования, которое учитывает разномасштабность тепломассообменных процессов, путем разбиения общей задачи на несколько подзадач. Например, при моделировании процесса тепломассообмена внутреннего воздуха с поверхностями, имеющими

температуру ниже точки насыщения, наблюдается фазовый переход воды в тонком слое, расположенном непосредственно у поверхности охлаждения, однако изменение влагосодержания этого слоя может приводить к возникновению дополнительных течений во всем объеме помещения. В частности, течение Стефана возникает в процессе испарения или роста капель воды во влажном воздухе, а его влияние на общую картину распределения воздуха возрастает с увеличением объема помещения. Проведенное обоснование позволит избежать ошибок при выборе схемы воздухораспределения, допустимой скорости воздуха в приточных струях, их типа и места всплытия, которые приводят к образованию «застойных» или плохо вентилируемых зон, изменению температурно-влажностного режима, и, как следствие, нарушению циклов эксплуатации помещения.

2. Определение видов и характеристик основного и вспомогательного оборудования применяемого в системах обеспечения микроклимата с дальнейшим определением наиболее рациональных режимов работы на основе математических описаний для автоматизированных расчетов энергоэффективных систем вентиляции, кондиционирования и отопления. Например, при необходимости подготовки больших объемов приточного воздуха, зачастую представляется целесообразным применение рециркуляции с ее переменным расходом для регулирования температуры и влажности воздуха перед началом обработки. В таких задачах необходимо учитывать наличие характерных зон помещений с отличающимися параметрами микроклимата. Они формируются в условиях фазовых превращений воды, сопровождающихся выделением или поглощением энергии с изменением распределений температуры и влажности, что нарушает расчетный режим работы инженерных систем и оборудования.

3. Анализ и верификация данных, полученных при математическом и физическом моделировании подзадач для выявления зависимостей потоков теплоты и массы в рассматриваемом общем процессе. Описание тепловых процессов проводится с помощью эмпирических уравнений. Например, для естественной или вынужденной конвекции определяемым параметром является коэффициент теплоотдачи, зависящий, как от режима течения среды, так и от ее свойств. Поиск данной

величины возможен только при анализе и обработке большого объема экспериментальных данных. Изменение термодинамического состояния поверхности теплообмена и/или окружающей среды приводит к необходимости модификации применяемых критериальных зависимостей.

4. Проверка моделируемых параметров микроклимата в помещении на соответствие нормативным требованиям при условиях возможных фазовых превращений воды на поверхностях охлаждения (в виде конденсата), или в воздухе (в виде тумана). Например, температура строительных конструкций не должна опускаться ниже точки росы, если это условие не выполняется, может произойти выпадение конденсата, с дальнейшим образованием коррозии и плесени. Другим примером, является образование тумана над поверхностью льда в помещении при его взаимодействии с теплым влажным воздухом. Процесс конденсации водяных паров происходит снизу вверх по мере охлаждения воздуха, интенсивность образования тумана возрастает с ростом разницы температуры. Возможен так же процесс образования тумана под воздействием радиационного охлаждения при наличии поверхностей с отрицательными температурами. Снижение температуры внутреннего воздуха ниже точки росы сопровождается конденсацией водяного пара и образованием тумана, чем выше начальная относительная влажность воздуха, тем меньший тепловой поток необходимо отвести.

5. Завершающий этап методологии создания систем обеспечения микроклимата в условиях фазовых превращений заключается в обосновании наилучшего варианта проектного решения при его теоретическом обосновании на основе укрупненных параметров, описывающих основные качественные и количественные характеристики проектируемых систем. Например, при проектировании и строительстве объектов с низкой инвестиционной привлекательностью необходимо определить оптимальное соотношение величины затрат на проектирование, строительство и эксплуатацию объектов с учетом требований к обеспечению необходимых санитарно-гигиенических параметров внутреннего воздуха в зонах нахождения людей, предотвращению образования конденсата на строительных конструкциях сооружения и поддержанию необходимого технологического цикла помещения.

1.5 Выводы по первой главе

Представленная методология позволит решить проблему повышения эффективности систем вентиляции, кондиционирования воздуха и холодоснабжения общественных помещений с искусственным льдом и развить общий подход к проектированию и обоснованию конструктивных решений с расчетом оптимальных параметров микроклимата, который позволит снизить стоимость строительства и эксплуатации малых крытых катков. Это будет способствовать повышению уровня обеспеченности населения спортивными и культурно-массовыми сооружениями. Применяемые методы расчета, как правило, базируются на инженерных подходах, уязвимость которых заключается в существенной погрешности вычислений. Кроме того, используемые конструктивные решения зачастую не учитывают характерные архитектурно-строительные и эксплуатационные особенности отдельных объектов, что приводит к нарушению технологических циклов их работы. Благодаря развитию вычислительной техники, устранение описанных недостатков допустимо проводить с помощью внедрения вариантного проектирования, основанного на получившем широкое распространение комбинированном аналитико-имитационном моделировании. Оно позволяет за короткий промежуток времени и с достаточной точностью оценить характер распределения микроклиматических параметров, величины потребления теплоты, холода, электроэнергии и других ресурсов на всех этапах проектирования. При этом основные недостатки существующих решений заключаются в следующем:

- отсутствуют модели тепломассообменных процессов в помещении крытого ледового катка для построения полей скорости, температуры и влажности воздуха при различных схемах и режимах работы системы обеспечения микроклимата в условиях фазовых превращений;

- присутствуют недостатки схемных решений систем распределения воздуха и его обработки перед подачей в обслуживаемую зону, что в полной мере не позволяет использовать потенциал характерных для крытых ледовых катков без зрителей градиентов температуры и влажности внутреннего воздуха;

- отсутствуют универсальные зависимости для определения интенсивности теплообмена поверхности льда с влажным воздухом при переменных температуре и влажности;

- отсутствуют модели и методики расчета сложного теплообмена конструкций перекрытия с воздухом верхней зоны, необходимые для теоретического обоснования выбора конструктивных решений и режимов работы систем вентиляции и кондиционирования;

- отсутствуют модели и методики расчета критерия оптимальности системы обеспечения микроклимата, при выборе наиболее рационального варианта конструктивного решения, учитывающего возможное изменение режима работы крытого катка без зрителей.

Таким образом, сформулированные цель и задачи исследования согласуются с перечисленными проблемами в области повышения энергоэффективности названных систем, снижения капитальных вложений и обеспечения нормированных параметров микроклимата в обслуживаемой зоне.

2 ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В ПОМЕЩЕНИЯХ В УСЛОВИЯХ ФАЗОВЫХ ПРЕВРАЩЕНИЙ

Определяющим фактором при формировании воздушных потоков в помещениях крытых катков с искусственным льдом является присутствие охлаждающей поверхности в нижней части обслуживаемой зоны, это может привести к расслоению воздушных потоков с различными температурами. В результате для корректной работы систем вентиляции и кондиционирования необходимо проводить дополнительные расчеты развития вентиляционных потоков с учетом влияния гравитационных сил. Циркуляция воздушных масс в замкнутых помещениях обуславливается в значительной степени действием приточных струй, поэтому при выборе схемы распределения воздуха особое внимание уделяют способам и направлению подачи притока [86, 209, 212 и др.]. Важная роль при этом отводится предварительной оценке распределения температурных, концентрационных и скоростных полей перед началом проектирования.

Ввиду ряда технологических и архитектурно-строительных особенностей рассматриваемых объектов, проведение натурных исследований весьма проблематично. В этой связи основным инструментом изучения аэродинамических и тепловых процессов, имеющих место в основном помещении крытого катка без зрителей, целесообразно выбрать численное моделирование.

2.1 Анализ и выбор методов численного моделирования

Анализ работ Иванова Н.Г. [263], Анисимова С.М. [11], Денисихиной Д.М. [67], Пухкал В.А. [151], Гримитлина М.И. [59-61], Кузнецова С.Н. [126,-129] и др. [26, 43, 50, 63, 167, 168, 173 и др.] показывает, что изучение процессов формирования воздушных потоков представляет собой комплексную задачу, которая зависит от принятых схем воздухораспределения, типа воздухораспределительных устройств, их размещения, количества выделяющихся вредностей и т.д., а математическое моделирование является наиболее перспективным методом их иссле-

дования. Благодаря развитию информационных технологий стала возможной разработка новых перспективных научных направлений по определению закономерностей формирования температурных и скоростных полей с помощью решения систем уравнений, включающих уравнения энергии, переноса, диссипации турбулентной кинетической энергии и Навье-Стокса [147].

В работах [49, 50] отмечается, что изучение истинного движения жидкости возможно только при решении полной системы уравнений, т.е. при равенстве числа уравнений и их неизвестных. В то же время при вихревом движении зависимые переменные не являются однозначными функциями времени и пространственных координат, в результате точное решение системы этих уравнений можно получить лишь в некоторых простейших случаях [2]. Как правило, задачи гидродинамики жидкости или воздуха решают приближенно, путем отбрасывания из уравнения Навье-Стокса переменных, оказывающих незначительное влияние на результат расчета.

Применительно к вентиляции, решение подобных задач может осуществляться при использовании упрощенных методов расчета, к которым относят метод «склейки» течений, предложенный Позом М.Я. [147]. В этом случае помещение разбивается на зоны, для каждой из которых выполняется расчет с использованием упрощенных систем уравнений, после чего найденные решения «склеиваются». Применение данного подхода возможно лишь при известном характере циркуляции и направления движения воздуха.

К упрощенным относятся также методы исследования воздушных потоков в помещении, базирующиеся на теории функции комплексного переменного или конформных отображениях. Основной областью приложения конформных отображений является расчет плоского гармонического векторного поля, под которым понимается поле, вектор которого параллелен некоторой плоскости Y . Причем его величина и направление одинаковы во всех точках любой прямой, перпендикулярной плоскости Y [4, 82, 185]. Основная задача теории конформных отображений заключается в построении функции, осуществляющей отображение

одной области на другую. Развитие теории конформных отображений идет в нескольких направлениях:

- определяются общие условия существования конформного отображения и его единственности;
- устанавливаются различные частные классы областей, отображение которых можно осуществить с помощью комбинации простейших функций;
- на основании общих свойств аналитических функций производится изучение свойств конформных отображений в зависимости от вида отображаемых областей;
- разрабатываются методы конформных отображений.

В настоящее время не существует общепризнанных устоявшихся подходов к моделированию полей скорости воздушных потоков и направления их движения, базирующегося на теории функции комплексного переменного. В этой связи в работах [201-203, 206, 211, 242 и др.] разрабатывались модели, методики и алгоритмы математического моделирования вентиляционных потоков в помещении на основе принципов данной теории.

В работах [117, 201, 202, 206, 207, 211, 231, 242-244] ранее указывалось, что главными допущениями в случае применения теории функции комплексного переменного или конформных отображений является переход от системы дифференциальных уравнений гидрогазодинамики к более простой системе уравнений Коши-Римана, что означает необходимость выполнения условия несжимаемости движущейся газовой среды и ее безвихревое течение, близкое к ламинарному режиму.

Поскольку решение задач построения параметрических полей воздуха на основе теории функции комплексного переменного производится в двумерной постановке, рассматриваемые области представляют собой плоские фигуры различной формы: прямоугольники, трапеции, многоугольники и т.п. Приточные и воздухозаборные устройства целесообразно располагать таким образом, чтобы они подсказывали «естественную» конфигурацию линий тока. Таким образом, на первом этапе моделирования необходимо определить схему воздухораспределения, то есть расположение приточных и вытяжных устройств [206]. Кроме того,

поскольку в помещении должен выполняться воздушный баланс, особую важность имеет количество точек подачи и удаления воздуха. Например, характер течения при подаче расчетного объема притока с помощью нескольких воздухораспределителей с большим рабочим сечением и удалении его из одной ограниченной в размерах зоны помещения будет значительно отличаться, если воздухозаборных точек будет несколько.

Для упрощения вычислений помещение можно разделить на части таким образом, чтобы в каждом из элементов находилось по одному приточному и вытяжному отверстиям. Моделирование полей скорости, включающее построение линий тока и определение скорости в произвольной точке выбранной области, осуществляется согласно принципу об известном отображении сложной фигуры на ее упрощенный образ. Тогда касательные к линиям тока (определяющие скорость течения) вычисляются простым дифференцированием по комплексной переменной

$$dw/dz = v_x + iv_y, \quad (2.1)$$

где v_x – проекция скорости на ось OX ; v_y – проекция скорости на ось OY ; w – комплексный потенциал некоторого течения.

Компоненты вектора скорости движущихся воздушных потоков v_1, v_2 образуют градиент некоторой потенциальной функции $\phi(x, y)$

$$v_1 = \frac{\partial \phi}{\partial x}; v_2 = \frac{\partial \phi}{\partial y}, \quad (2.2)$$

Траектория движущегося воздуха или линии тока являются при этом линиями уровня еще одной функции $\psi(x, y)$, сопряженной к функции $\phi(x, y)$. Комплексный потенциал течения, функция является при этом аналитической функцией в исходной фигуре

$$f(z) = \phi(z) + i\psi(z); z = x + iy, \quad (2.3)$$

Для производной $f'(z)$ комплексного потенциала можно записать равенство

$$f'(z) = v_1 - iv_2, \quad (2.4)$$

Подробно данный метод рассматривался в источниках [117, 118, 201, 202, 242-244 и др.], однако, методы, основанные на конформных отображениях, обла-

дают высокой погрешностью при наличии вихрей, свойственных перемешивающей вентиляции крытых катков, что было доказано в работах [202, 203]. По этой причине их применение для исследования нецелесообразно.

В исследованиях [209] отмечалось, что существующие математические модели построения полей скорости воздуха в помещениях больших объемов основываются на решении трехмерных дифференциальных уравнений Навье-Стокса [11, 63, 67, 71, 151, 173]. Наибольшее распространение получила группа моделей турбулентности, имеющая два дифференциальных уравнения [25]. Первая подобная модель, предложенная Колмогоровым, включает уравнение удельной скорости диссипации энергии и уравнение переноса кинетической энергии турбулентности и может относиться к модели типа $k-w$. Согласно [25] в большинстве подобных моделей в качестве одного из уравнений используется уравнение переноса k . Это объясняется тем, что данное уравнение является следствием уравнения Навье-Стокса, кроме того, для его замыкания необходимо моделирование лишь двух членов, диффузионного и диссипативного.

Определение второй составляющей модели с двумя дифференциальными уравнениями неоднозначно и зависит от необходимости определения дополнительной турбулентной характеристики. Наиболее применяемыми моделями в настоящее время являются модели типа $k-\varepsilon$ и $k-w$. Для моделирования течений в общем объеме ледовой арены в работах С.М. Анисимова и Д.М. Денисихиной [11, 67, 149] используется модель, представляющая собой своеобразный гибрид $k-\varepsilon$ и $k-w$ моделей, и включает в себя положительные стороны $k-\varepsilon$ модели, которая лучшим образом описывает свойства свободных сдвиговых течений и $k-w$ модели, которая больше подходит для моделирования пристеночных течений.

Наличие температурной стратификации воздуха в помещениях большого объема накладывает ряд ограничений на схемы воздухообмена и воздухораспределения. Например, приточные струи не должны нарушать требуемого разделения формируемых слоев, кроме того, при подаче обработанного воздуха требуется избегать значительной эжекции (подмешивания) внутреннего воздуха помещения к струе, что наиболее выражено при перемешивающей вентиляции.

Общий объем помещения в нижней и верхней части ограничивается теплопоглощающими поверхностями, отбирающими теплоту от внутреннего воздуха при сопутствующем фазовом переходе водяного пара. В результате формируются слои охлажденного и осушенного воздуха у поверхностей теплообмена.

В обслуживаемой зоне ледового поля охлажденный воздух обладает более высокой плотностью, и у поверхности льда образуется «запирающий» слой, препятствующий формированию стандартного распределения температуры. Охлажденный воздух из верхней зоны, после контакта со строительными конструкциями опускается вниз и перемешивается с воздухом центральной части объема, который за счет его значительной величины, является своего рода аккумулятором теплоты и влаги, подпитываемым системой вентиляции. То есть наблюдается стратификация с несколькими слоями. Более нагретый воздух в центре, и охлажденный в нижней и верхней частях.

В рассматриваемой задаче баланс между тепловыми потоками и фазовыми переходами может быть достигнуто в результате учета тех физических закономерностей, которые, при стационарном решении дают равновесие. Это термическое неравновесное состояние потоков в объеме больших помещений, их неоднородность, вызываемая приточно-вытяжной вентиляцией, а так же неоднородностью тепловых потоков воздуха.

При незначительном температурном переносе, происходит возникновение фазовых состояний воды содержащихся в воздухе и ее конденсации, включая образование льда. Все это приводит к нестационарному, неравновесному, неомогенному потоку влажного воздуха в помещении.

Математическая модель теплового неравновесного состояния описывается системой дифференциальных уравнений в частных производных, которые позволяют рассмотреть переход из стационарного в критическое состояние потока, и выявить особенности динамики потока внутри объема помещения и его преобразование. При моделировании полей скорости внутреннего воздуха ледовых арен расчетная сетка организуется таким образом, чтобы увеличить точность описания развития струй приточного воздуха, а также снизить погрешность при аппрокси-

мации решения вблизи поверхности льда. Решение рассматриваемой в работе [11] системы уравнений осуществляется с помощью численного моделирования с заменой непрерывных дифференциальных уравнений их аналогами с конечным решением в точках расчетной сетки. Далее производится составление системы алгебраических уравнений, которая решается численными методами.

Описанный подход к моделированию потоков воздуха, основанный на решении систем уравнений с частными производными, безусловно, обладает преимуществами по сравнению с существующими методиками расчета, в связи с чем, будет использован для получения и подтверждения результатов исследования.

2.2 Распределения скорости, температуры и влагосодержания воздуха в помещении крытого ледового катка без зрителей

Как уже отмечалось ранее, главными задачами систем обеспечения микроклимата зоны ледового поля являются: обеспечение нормативного качества льда, предотвращение образования тумана над ледовой поверхностью и исключение выпадения конденсата на окружающих поверхностях. Решение данных задач осуществляется путем регулирования определяющих микроклиматических параметров, зависящих от теплового и воздушного режимов обслуживаемой зоны. В этой связи большое значение приобретает схема подачи и удаления воздуха, а также точность расчета тепломассообменных процессов, обусловленных, прежде всего, пониженной температурой поверхности льда. Выбор наиболее рациональной схемы воздухораспределения зависит от архитектурно-планировочных характеристик и микроклиматических особенностей зон, обслуживаемых системами вентиляции и кондиционирования. Кроме того, выбранная схема влияет на режим течения воздушных потоков, что в свою очередь сказывается на общей величине притоков теплоты, воспринимаемых поверхностью льда [33, 41, 91, 98, 124, 209].

Численное моделирование сложных систем опирается на использование различных математических программ, использующих решатели ODE и PDE для обычных уравнений и уравнений с частными производными. Наиболее распространен-

ным методом решения на сегодняшний день является метод конечных элементов (МКЭ), обладающий гибкостью, быстротой решения, высокой сходимостью и т.д. Из большого количества прикладных пакетов, использующих математическое моделирование вышеуказанным методом, можно выделить пакет COMSOLMultiphysics, достоинством которого является мультифизичность, которая позволяет эффективно решать задачи моделирования гидродинамических и тепловых процессов. Например, модуль «Вычислительная гидродинамика» предназначен для построения моделей ламинарного и турбулентного режимов течения газовой среды и жидкости в свободном объеме и пористой среде, а также фазовых переходов во внутренних и внешних течениях. В нем реализованы решатели математических моделей неизоотермических течений, в том числе сопряженного теплообмена между несколькими фазами вещества. Инструменты, входящие в модуль, позволяют анализировать, визуализировать и сравнивать ламинарное и турбулентное течение жидкостей и газов как с постоянными, так и с переменными свойствами на основе уравнения Навье-Стокса, двухпараметрических моделей турбулентного течения среды, а именно k - ε -модели, SST-модели, модели Спаларта-Аллмареса и т.п. Для примера рассмотрим модель крытого катка (с трибунами но без зрителей) (рисунок 2.1) с начальными условиями: температура внутренней поверхности перекрытия кровли 15°C ; температура точки росы 10°C ; высота помещения 9, 12, 15 м.; объем помещения $48600\text{...}81000\text{ м}^3$; размер поверхности ледового поля $30\times 60\text{ м}$.

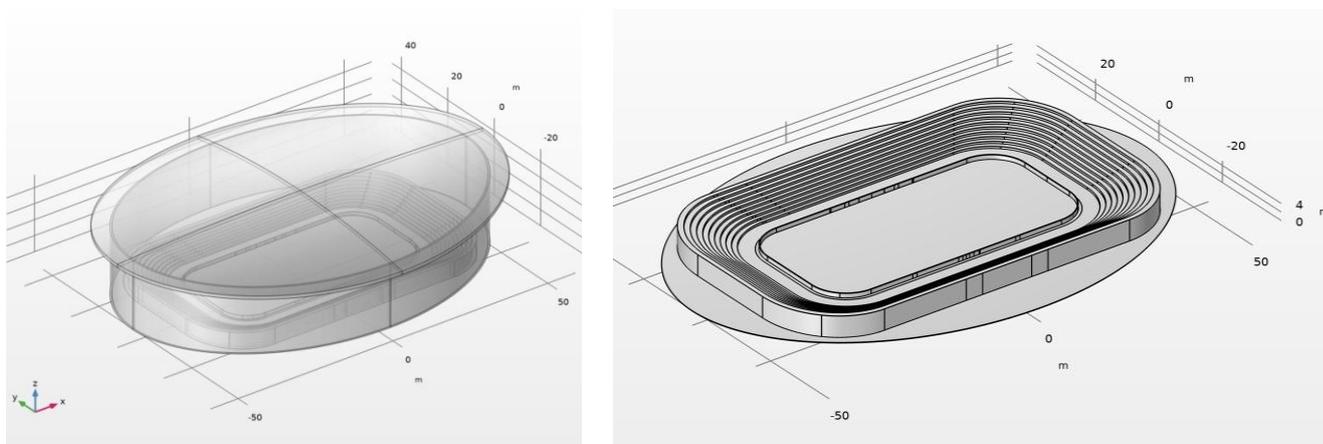
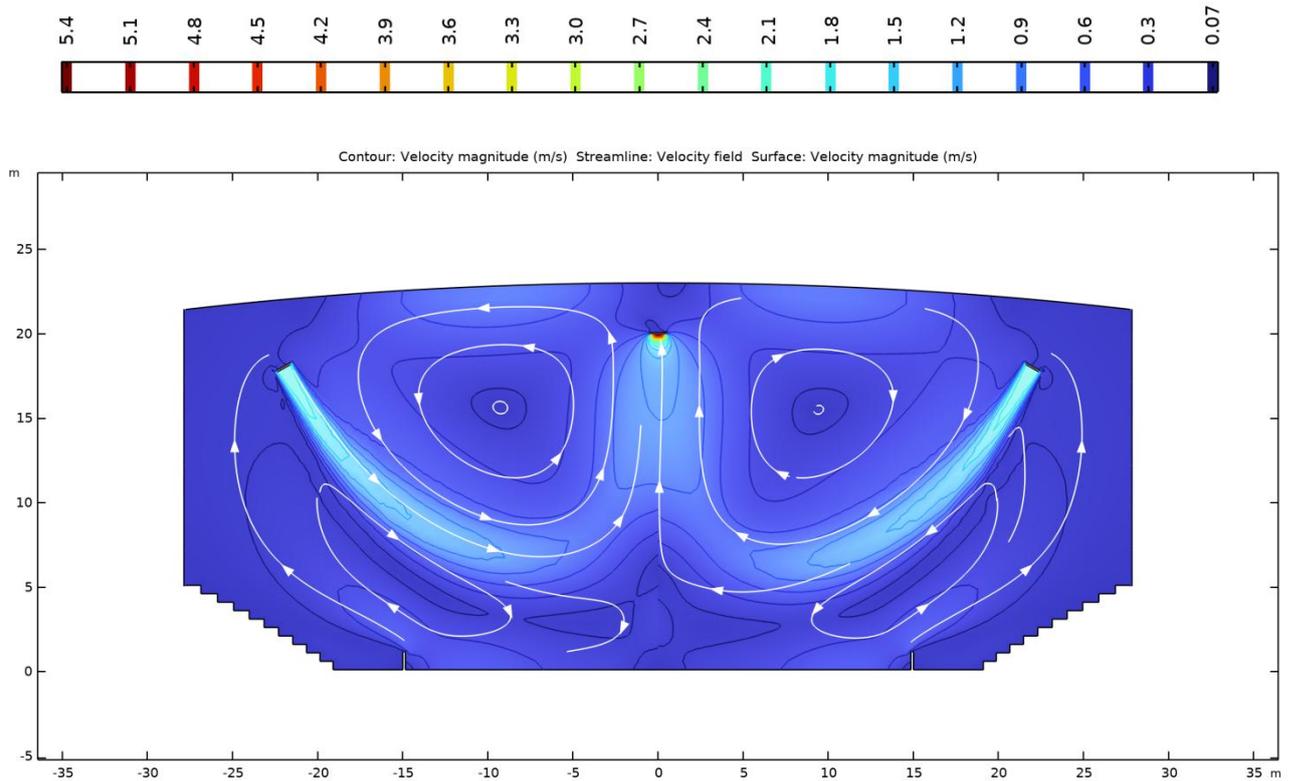
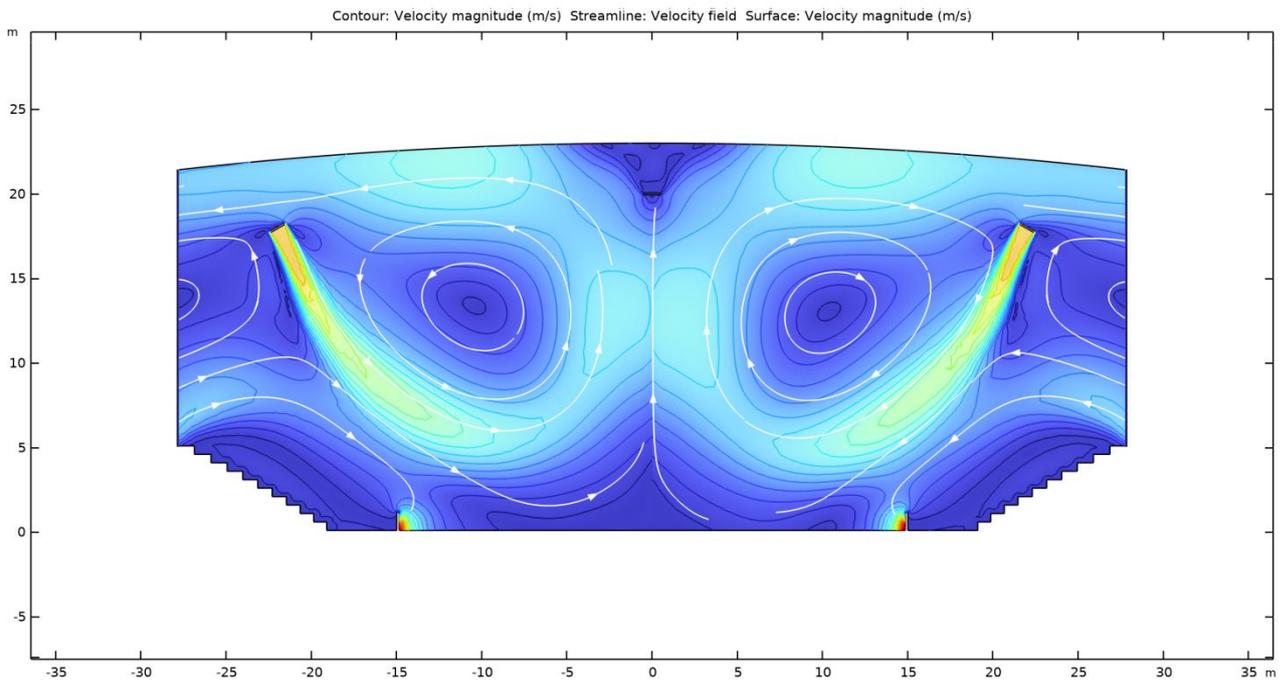


Рисунок 2.1 – Расчетная компьютерная модель крытого ледового катка без зрителей в пакете COMSOLMultiphysics



а) существующая схема распределения воздуха «сверху вверх»



б) существующая схема распределения воздуха «сверху вниз»

Рисунок 2.2 – Модель потоков воздуха при установившемся режиме течения для существующих схем воздухораспределения

На рисунке 2.2 показаны результаты моделирования распределения скорости вентиляционных потоков в обслуживаемой зоне ледового катка по схемам

«сверху вверх» и «сверху вниз», которые реализуют два существующих принципа организации распределения воздуха, свойственного рассматриваемому типу общественного объекта для проведения спортивных и культурно-массовых мероприятий. Подача притока производится направленными наклонными струями, удаление – из верхней зоны (рисунок 2.2а) или из нижней зоны (рисунок 2.2б). Данное распределение характерно для идеального установившегося режима, который на практике не реализуем ввиду наличия случайных термодинамических и аэродинамических воздействий, наблюдаемых при эксплуатации крытого катка.

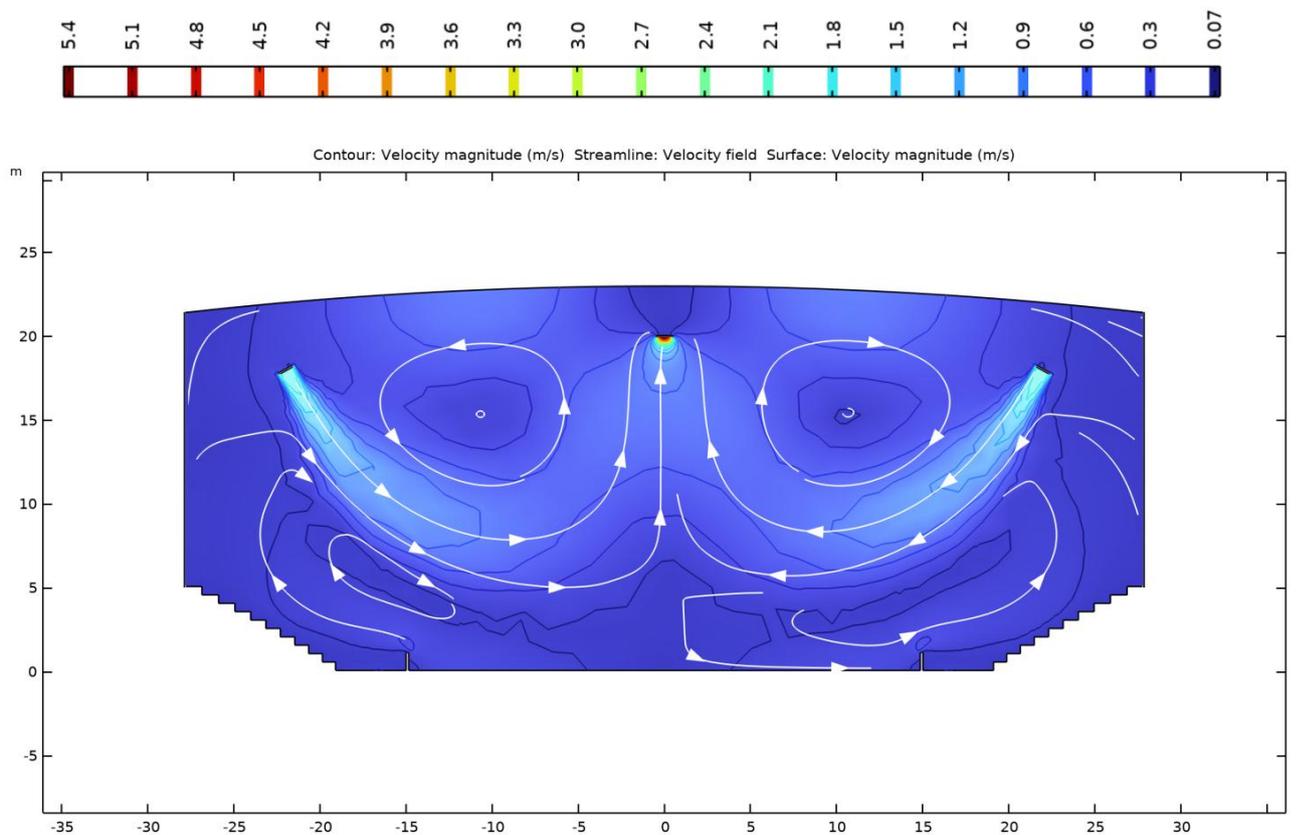


Рисунок 2.3 – Модель потоков воздуха при неустановившемся режиме течения для схем «сверху вверх»

Моделирование динамики потоков воздуха показало искажение первоначального распределения, что видно на рисунках 2.3 и 2.4. Наблюдается смещение приточной струи за пределы зоны ледового поля. Это препятствует формированию расчетного температурно-влажностному режиму крытого катка, что приводит к образованию тумана, выпадению конденсата на поверхности льда и ухудшению его эксплуатационных свойств.

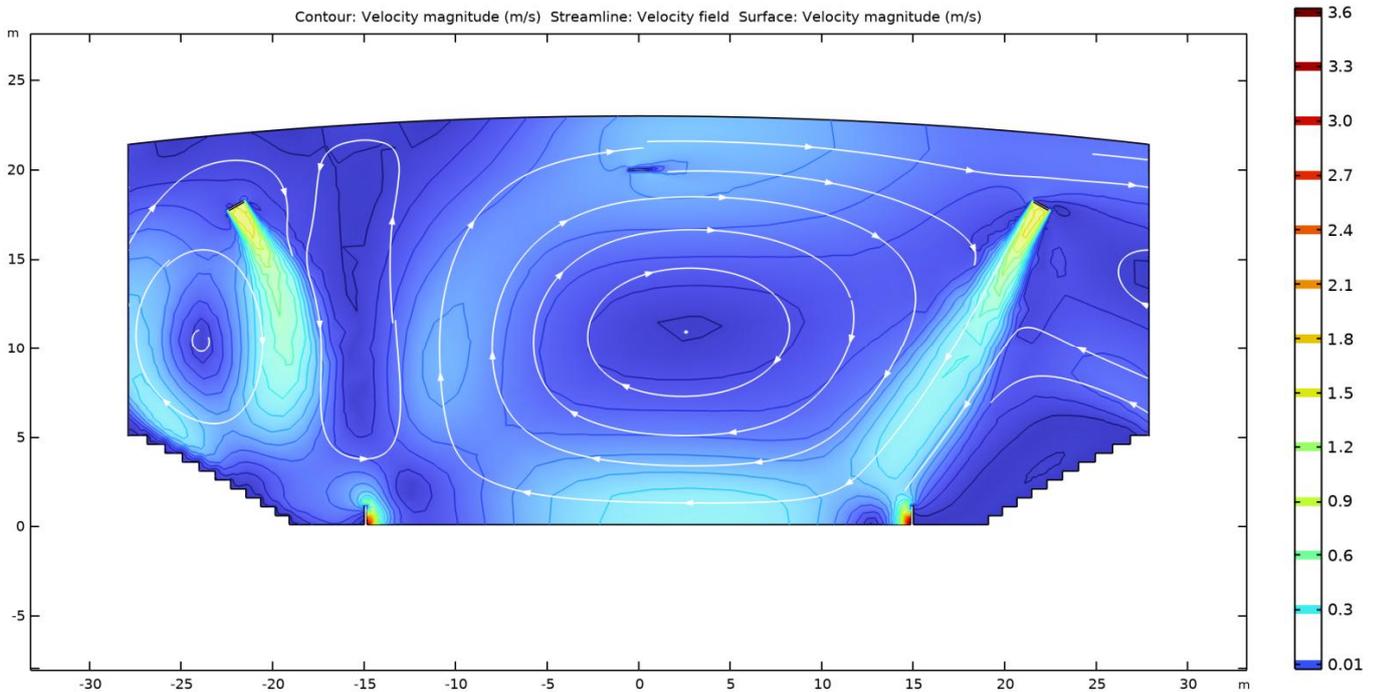


Рисунок 2.4 – Модель потоков воздуха при неустановившемся режиме течения для схем «сверху вниз»

Преимуществом схемы «сверху вверх» является большая устойчивость к внешним воздействиям, в то же время она менее экономична по сравнению со схемой «сверху вниз», что было показано в первой главе. Кроме того, необходим жесткий контроль над скоростью воздуха в струе и ее наклоном для предотвращения «замыкания» приточных и вытяжных потоков, т.е. преждевременного их удаления из обслуживаемой зоны. Описанные явления можно видеть на рисунках 2.5 и 2.6, где приводятся поля температуры и влажности для существующих схем. На рисунке 2.5 показан случай преждевременного поднятия потока приточного воздуха под действием гравитационных сил к зоне удаления над ледовым полем (схема «сверху вверх»), в результате поверхность льда в полной мере не омывается осушенным воздухом, что приводит к повышению влажности в обслуживаемой зоне.

На рисунке 2.6 ярко выражено скопление влажного воздуха у центра поля для схемы «сверху вниз», где возрастает вероятность конденсации воды на поверхности льда. В этой связи целесообразно предложить такой принцип воздухораспределения, который мог бы включать достоинства всех существующих вариантов технических и схемных решений системы кондиционирования крытого катка.

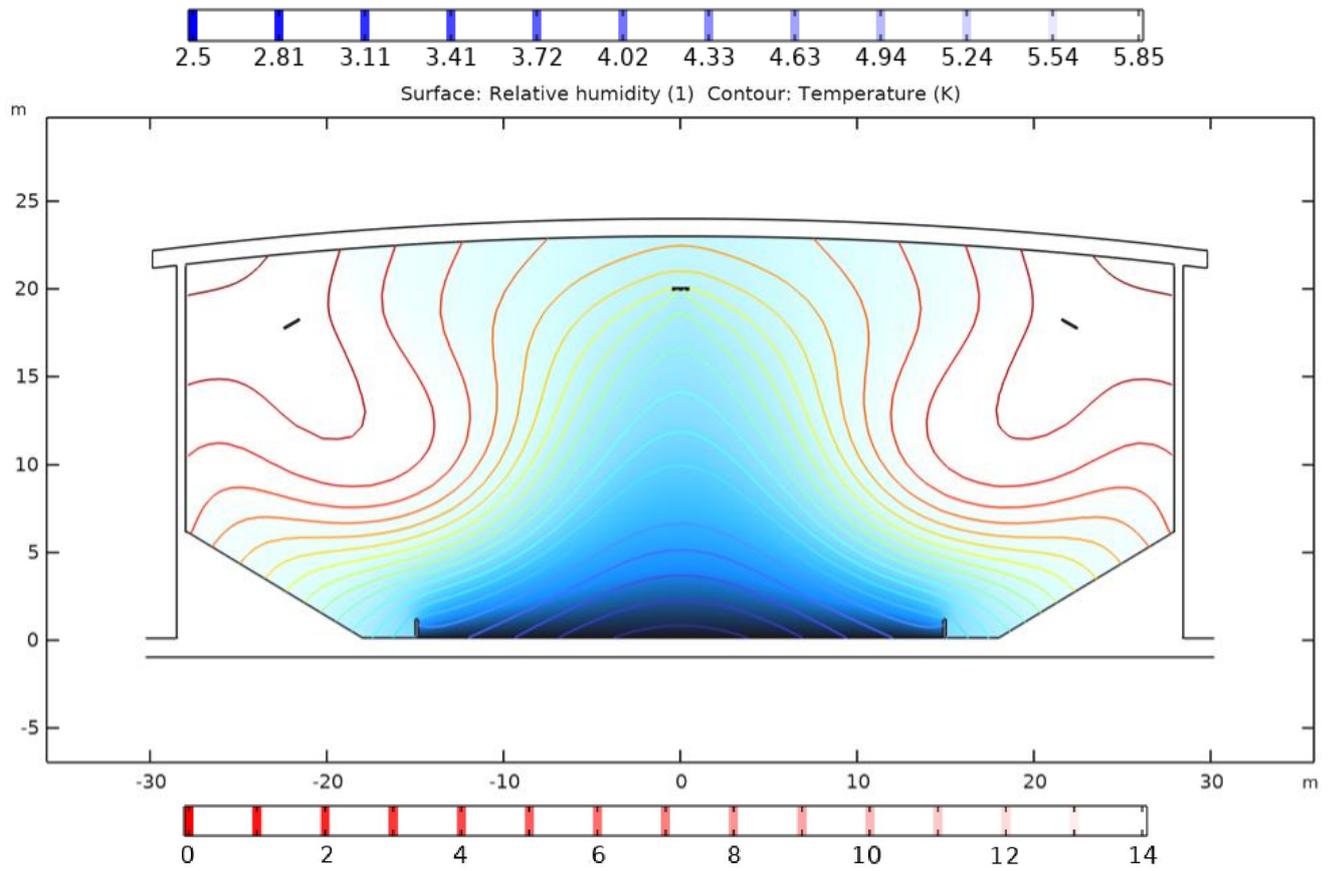


Рисунок 2.5 – Поля температуры и влажности для схемы распределения воздуха «сверху вверх»

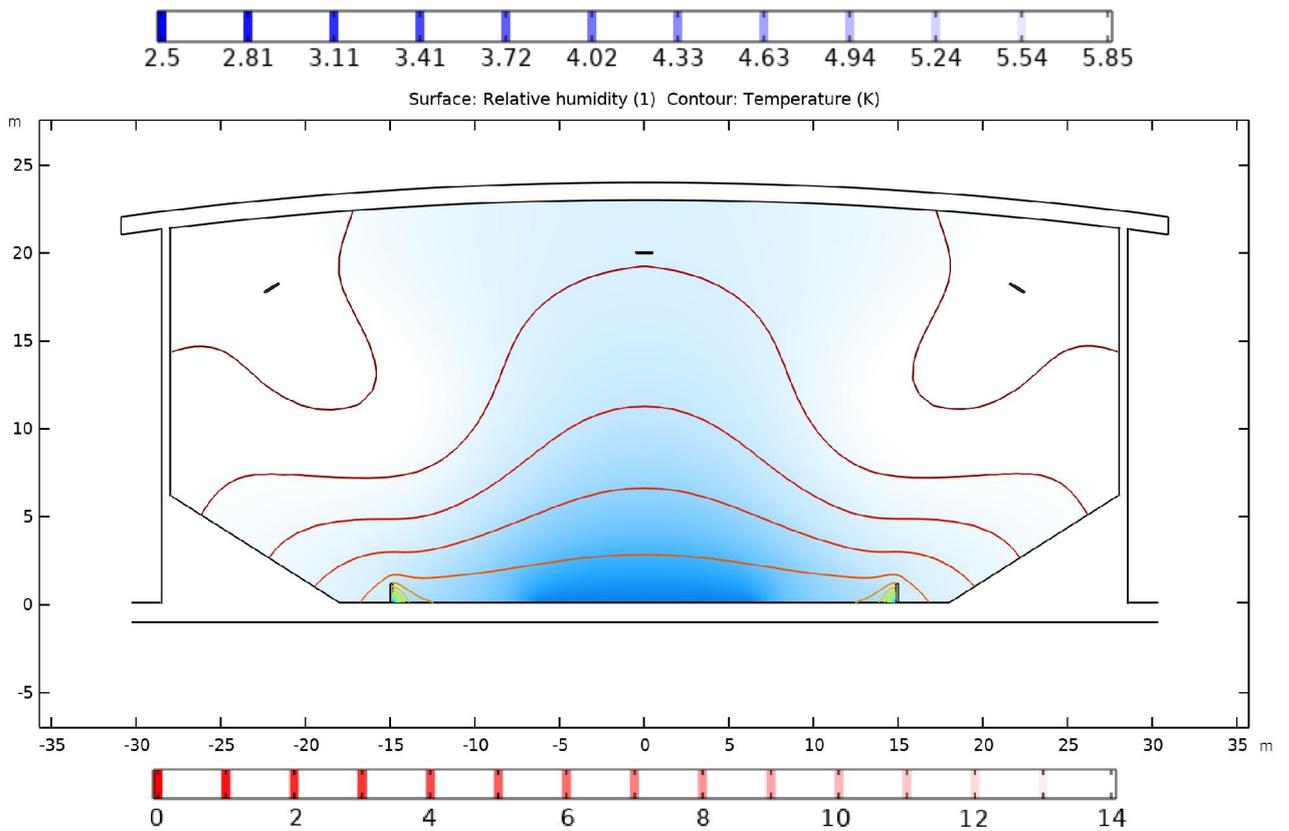


Рисунок 2.6 – Поля температуры и влажности для схемы распределения воздуха «сверху вниз»

Добиться упомянутого в первой главе уменьшения затрат холода и теплоты на обработку воздуха при снижении вероятности обмерзания поверхностного теплообменника секции осушения центрального кондиционера возможно путем регулирования его влажности перед подачей в теплообменные аппарата для обработки. Очевидно, что наиболее рациональная технология данного регулирования должна позволять использовать потенциальную энергию воздушных масс рассматриваемого объекта. В связи с этим, поскольку верхняя и обслуживаемая зоны крытых катков и ледовых арен имеют отличающиеся микроклиматические параметры, предлагается осуществлять поэтапное смешение переменных объемов рециркуляционного воздуха, отбираемых из двух зон, с наружным воздухом, расход которого принимается по санитарным нормам. Реализация цикла поэтапного смешения переменных объемов воздуха с отличающимися параметрами требует разработки новых технических решений в части организации распределения воздуха в помещении и его обработки, что и будет рассмотрено далее.

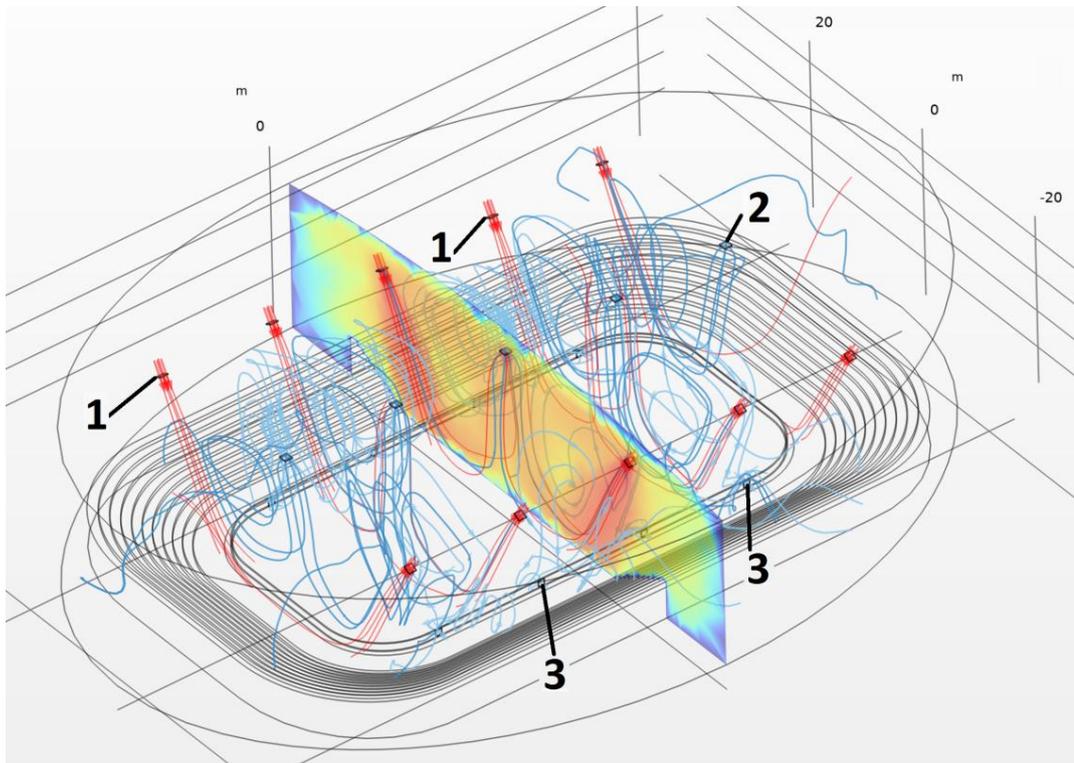


Рисунок 2.7 – Компьютерная модель распределения воздуха в крытом катке без зрителей по разработанной схеме: 1 – воздухораспределители приточного воздуха; 2 – вытяжные устройства над поверхностью льда; 3 – вытяжные устройства, встраиваемые в ограждающие борта

Предлагаемый принцип организации распределения воздуха в крытых катках без зрителей заключается в одновременном удалении вытяжного воздуха из верхней и обслуживаемой зоны и дальнейшем смешении переменных объемов рециркуляции из этих зон. Осуществление данного принципа предлагается с помощью схемы, показанной на рисунке 2.7.

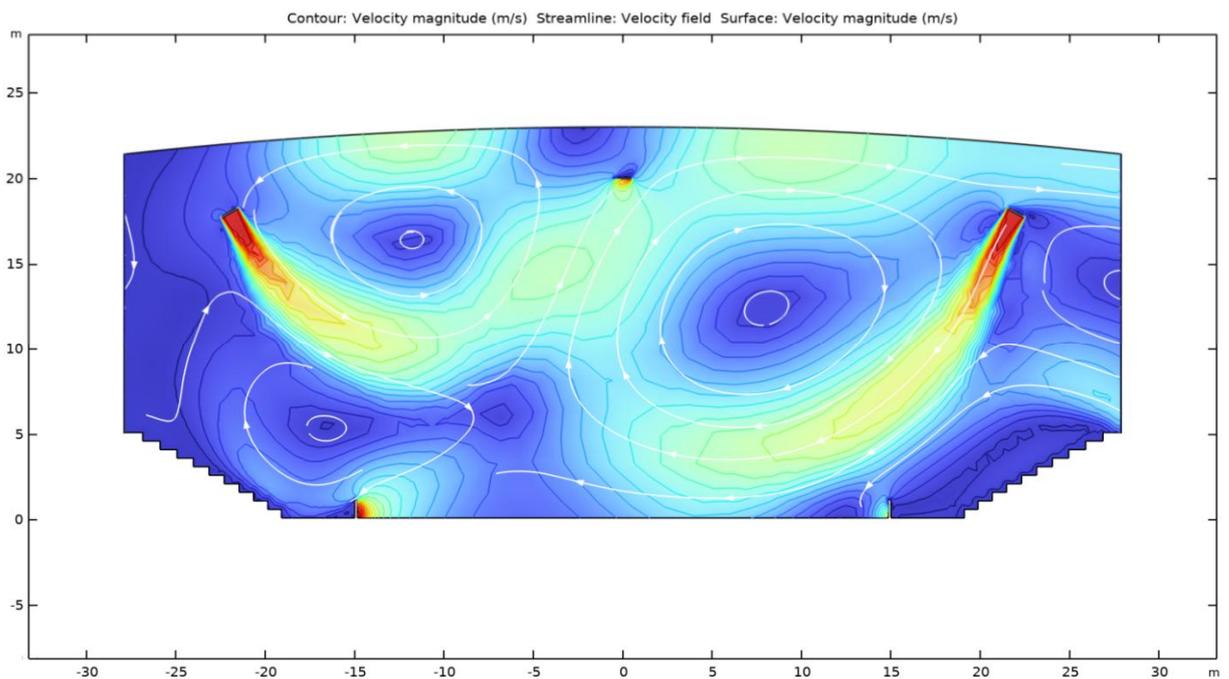
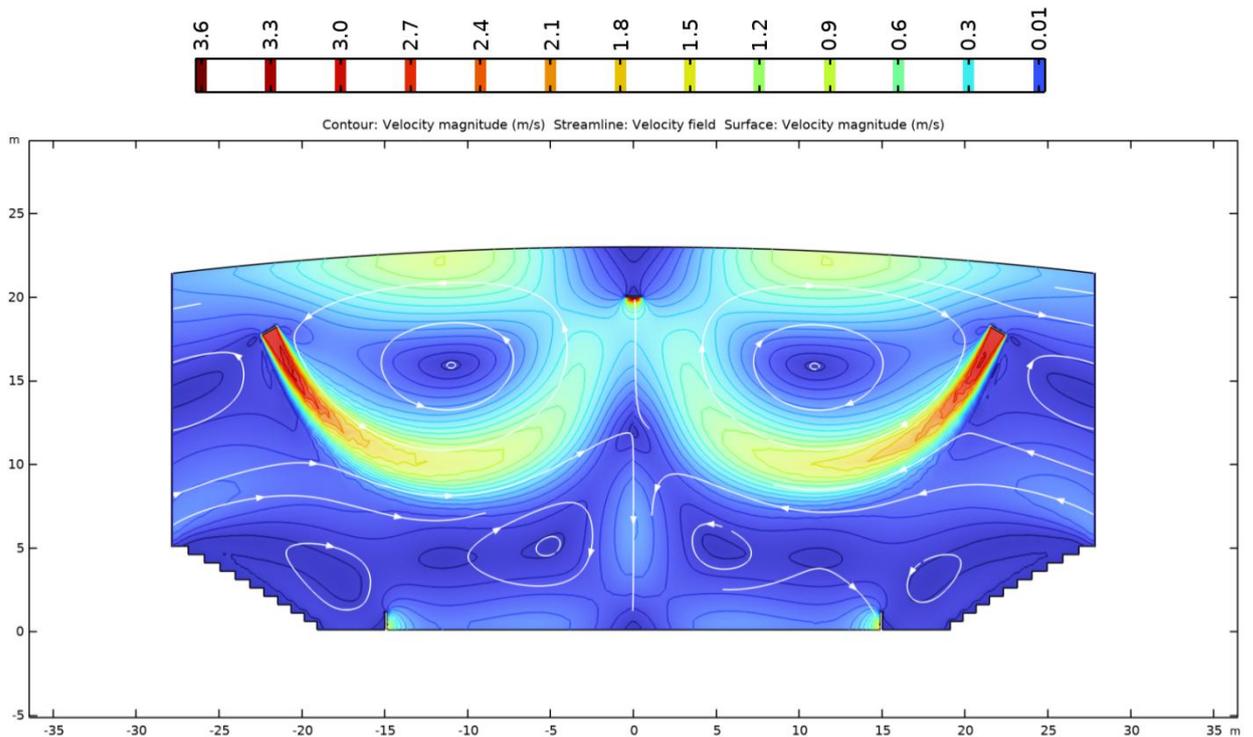


Рисунок 2.8 – Модель потоков воздуха для разработанной схемы

Моделирование показывает, что распределение скорости и направления воздушных потоков по предложенной схеме более устойчиво по сравнению со схемой «сверху вниз», кроме того, не наблюдается смещения приточных струй за пределы зоны ледового поля (рисунок 2.6). Моделирование полей скорости, температуры и влажности для предлагаемого принципа распределения воздуха (рисунки 2.8 и 2.9) подтверждает справедливость суждения о наличии градиентов этих параметров над ледовым полем. В области струйных течений воздух более сухой. Далее, после взаимодействия с поверхностью льда он увлажняется и достигает максимальной величины в центре площадки. Влажность воздуха у вытяжных устройств верхней зоны ниже, чем в центральной части поля. Это объясняется частичным подмешиванием более сухого воздуха от приточной струи. Еще более интенсивное снижение влажности воздуха наблюдается у вытяжных устройств, встроенных в ограждающие борта.

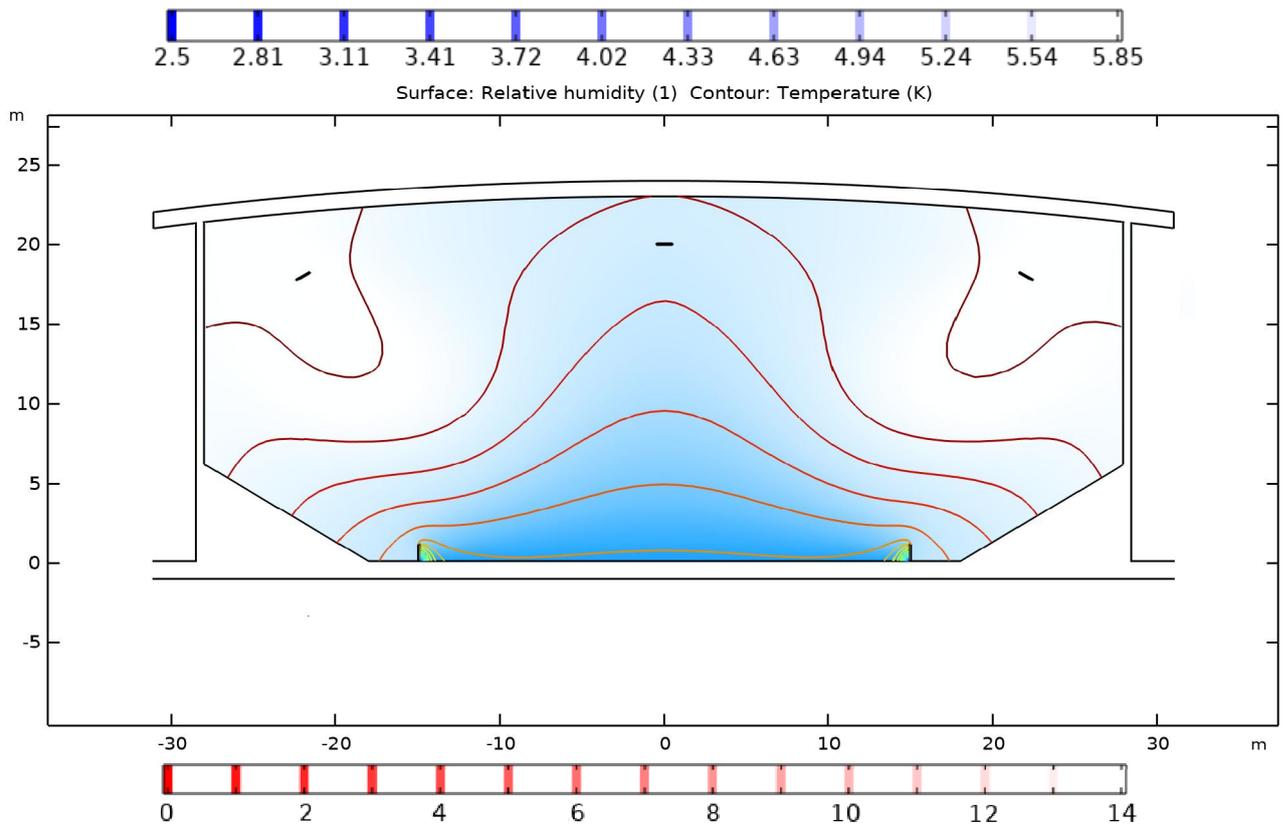
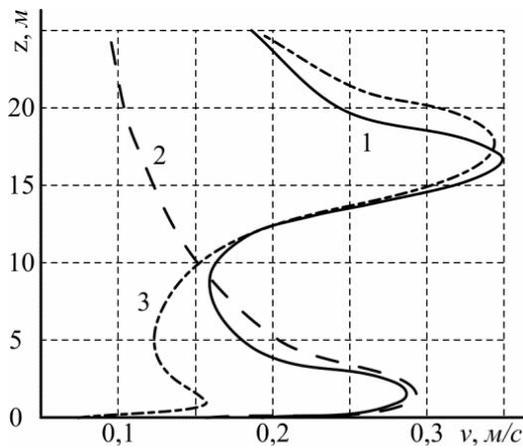
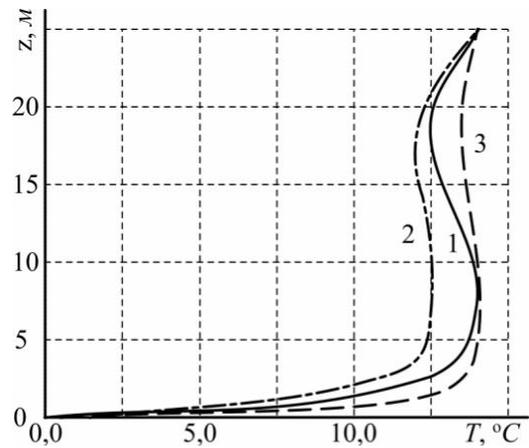


Рисунок 2.9 – Поля температуры и влажности воздуха в помещении крытого ледового катка без зрителей при организации распределения воздуха по предлагаемому принципу

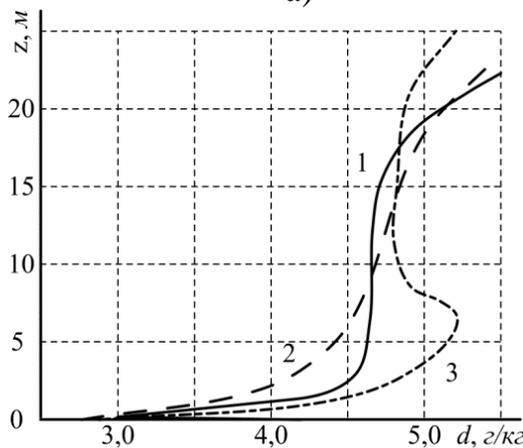
Для предлагаемого способа воздухораспределения характерно более равномерное распределение температуры и влажности как непосредственно у ледовой поверхности, так и во всем помещении, что свидетельствует о большей эффективности воздухообмена. Время достижения установившегося режима зависит не только от схем воздухораспределения, но и от размеров помещения, термодинамических характеристик воздуха, ограждающих конструкций и должно определяться при проектировании. Для примера на рис. 2.10 приводятся графики распределения скорости, температуры и влагосодержания по высоте помещения для трех рассмотренных схем при таком режиме, т.е. перепад температуры воздуха не более 2°C , подвижности воздуха – не более $0,07\text{ м/с}$, относительной влажности – не более 7% .



а)



б)



в)

Рисунок 2.10 – Распределение скорости (а), температуры (б) и влажности (в) воздуха по высоте крытого катка

Проведенные исследования показывают, что при выборе наиболее рационального варианта конструктивного решения нужно учитывать не только изменение термодинамических параметров воздуха, но и характерные особенности развития течения вентиляционных потоков под действием приточных струй.

2.3 Распределение влажности в обслуживаемой зоне помещения крытого катка при отсутствии организованного воздухообмене

Взаимодействие воздушных потоков и жидкости на поверхности льда приводит к изменению количества теплоты, поступающей через границу разделения фаз, также это приводит к распределению скорости жидкости и воздуха по толщине, это изменяет распределение температуры в пограничном воздушном слое. При простом системы вентиляции и разности температур, $t_n \leq 0$, и паровой влаги может возникать циркуляция или течение Стефана, которое вызывается течением воздуха в результате образования (конденсация) или удаления (испарение) массы вещества на границе раздела фаз. Явление переноса выражено скоростью движения воздуха вдоль границы раздела сухого и влажного воздуха. Постоянное испарение, выраженное в скорости исхода влаги, приводит к устойчивому потоку с величиной $\partial u/\partial t$. Гидродинамическая задача для сложных геометрических пространственных моделей явного аналитического решения не имеет и решается численными методами.

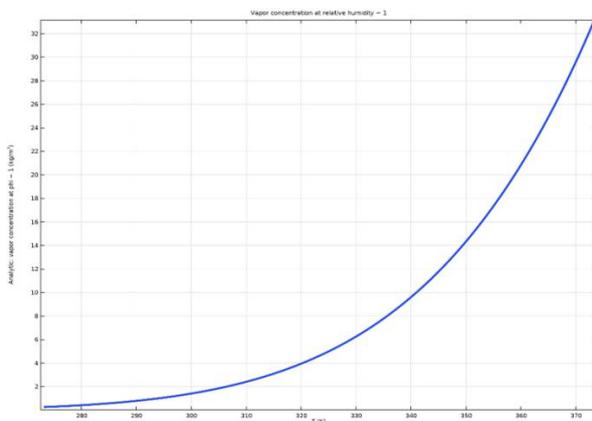
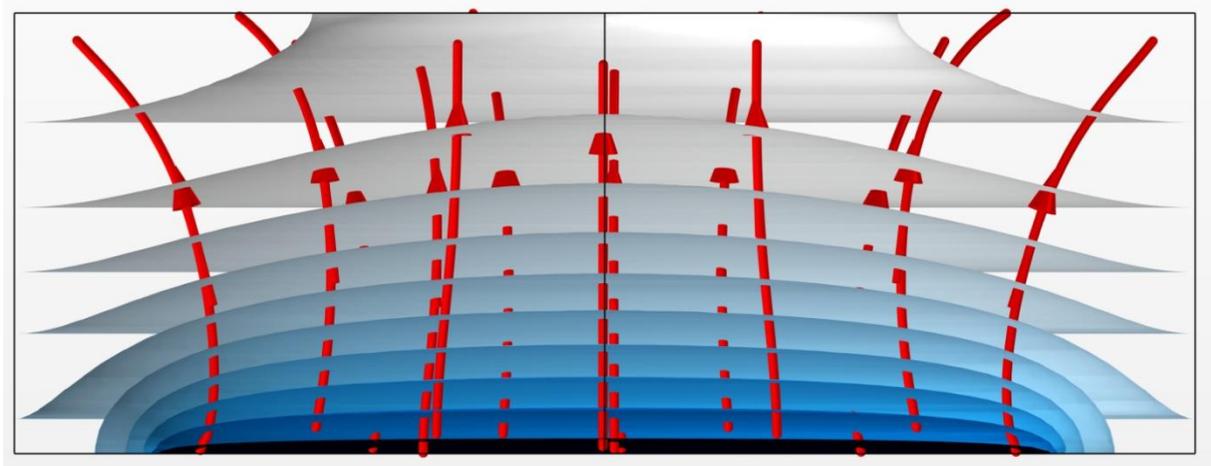


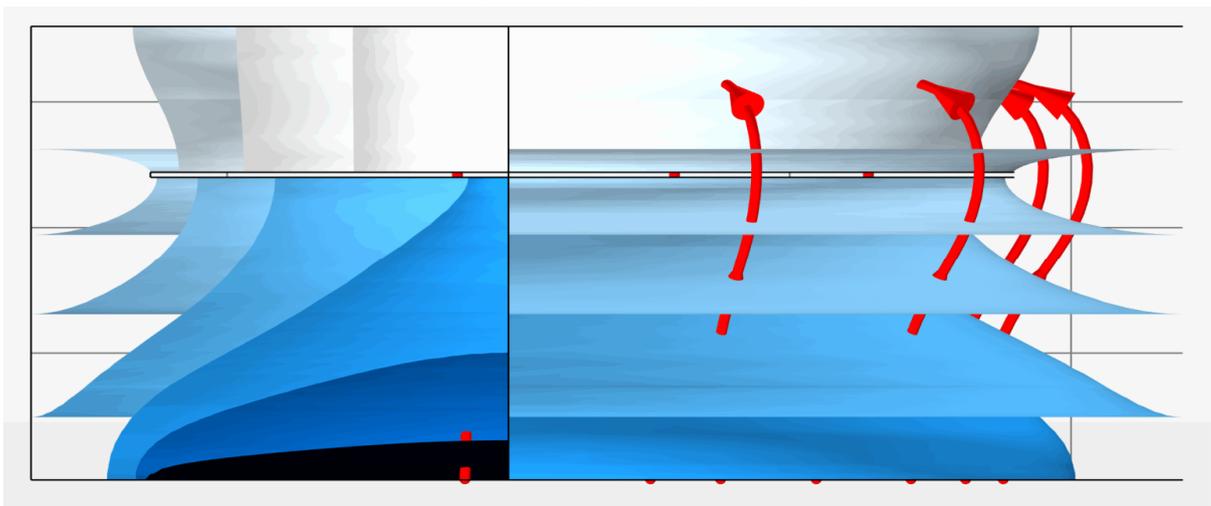
Рисунок 2.11 – Аналитическая кривая зависимости концентрации водяного пара от температуры воздуха

Аналитическая зависимость концентрации пара от температуры показана на рисунке 2.11. Анализ графика показывает, что с возрастанием температурного перепада количество влаги, поступающей с поверхности жидкости, растет. Возникающий градиент Дарси приводит к формированию объемного воздушного потока, увлекающего влагу во все пространство (объем) помещения, включая закрытые пространства. Чем больше разница концентрации влаги, тем интенсивней воздушный поток. Моделирование движения потоков Стефана (рисунок 2.12) по-

казало наличие значительного градиента скорости воздушного потока. Анализ показывает, что $du/dt \neq 0$, $dv/dt \neq 0$, $dw/dt \neq 0$, также они всегда ортогональны полю поверхностей изограмм.



а) без энергосберегающего экрана



б) при наличии энергосберегающего экрана

Рисунок 2.12 – Изменение концентрации влаги в воздухе крытого катка над поверхностью льда, вызванное явлением Стефана: красные стрелки – направление потока; области выделенные синим цветом – изограммы

Так как начальное поле влажности и, соответственно, изограммы – горизонтальны, то в первый момент времени преобладает вертикальная компонента скорости dw/dt , вследствие чего преобладают восходящие потоки. При приближении к стационарному состоянию и конденсации влаги на элементах поверхностей помещения вертикальная составляющая стремится к минимальному значению при значительном горизонтальном движении. На рисунке 2.12б видно возможное

проникновение влажного воздуха за горизонтальный экран, который может предусматриваться для сокращения лучистых притоков к поверхности льда.

На рисунке 2.13 показано моделируемое движение воздуха в объеме помещения. На левом графике приводится поле скоростей потоков воздуха при установившемся движении над поверхностью льда без испарения влаги, на правом – с учетом влияния течения Стефана на величину скорости.

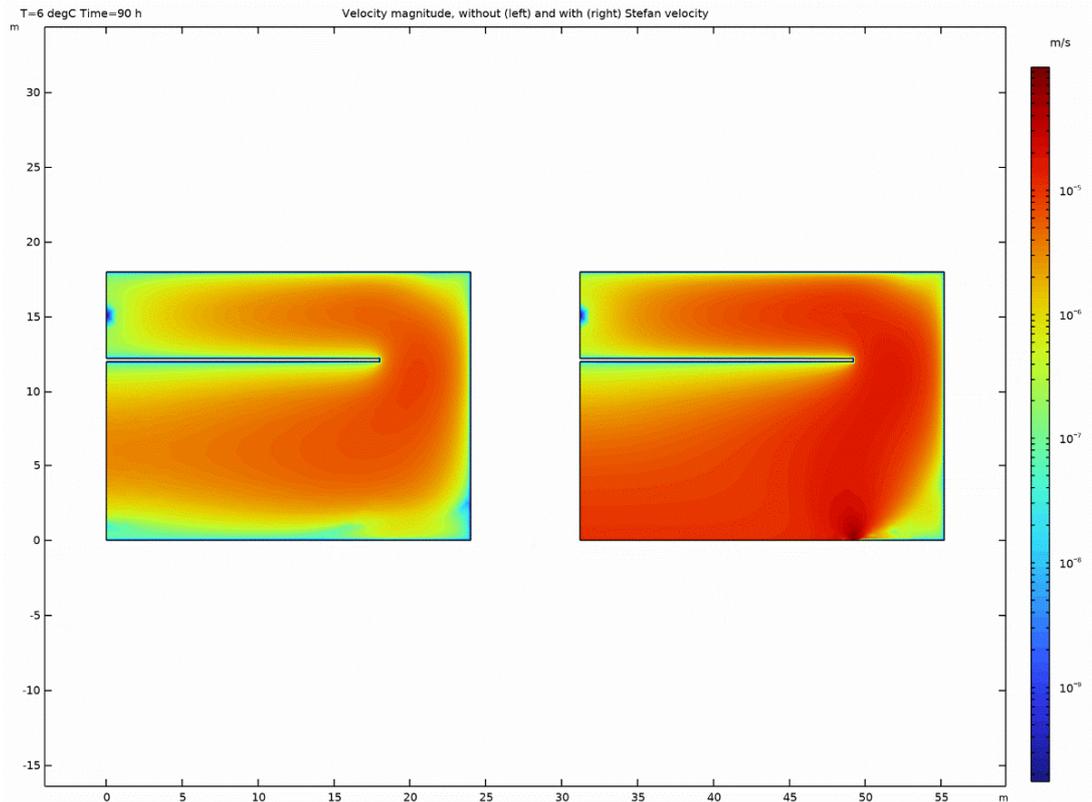


Рисунок 2.13 – Поле скоростей воздушных потоков над поверхностью льда: слева – без учета течения Стефана; справа – вызванное течением Стефана

Величины скорости $\partial u_c / \partial t$ превышают значение du/dt , вызванного температурным перепадом между льдом и потоком воздуха. Отмечается характерное вертикальное смещение воздушного потока (нисходящее) на границе между увлажненным льдом и сухой поверхностью вокруг площадки. Отношение скоростей составляет 8-11 и для указанного случая достигает 10^{-1} м/с. При данном значении скорости на границе раздела сред жидкость-воздух возможно возникновение волновых процессов гравитационной границы, а наличие течения воздуха вдоль раздела воздух-жидкость-лед приводит к образованию мелкой волны.

На рисунках 2.14 и 2.15 приводятся распределения по времени концентрации водяных паров при отсутствии или отключении системы вентиляции (течение вызывается явлением Стефана, правые графики) без экранирующей поверхности и при ее наличии. Процесс тепломассопереноса продолжителен по времени и оказывает прямое влияние на микроклимат помещения.

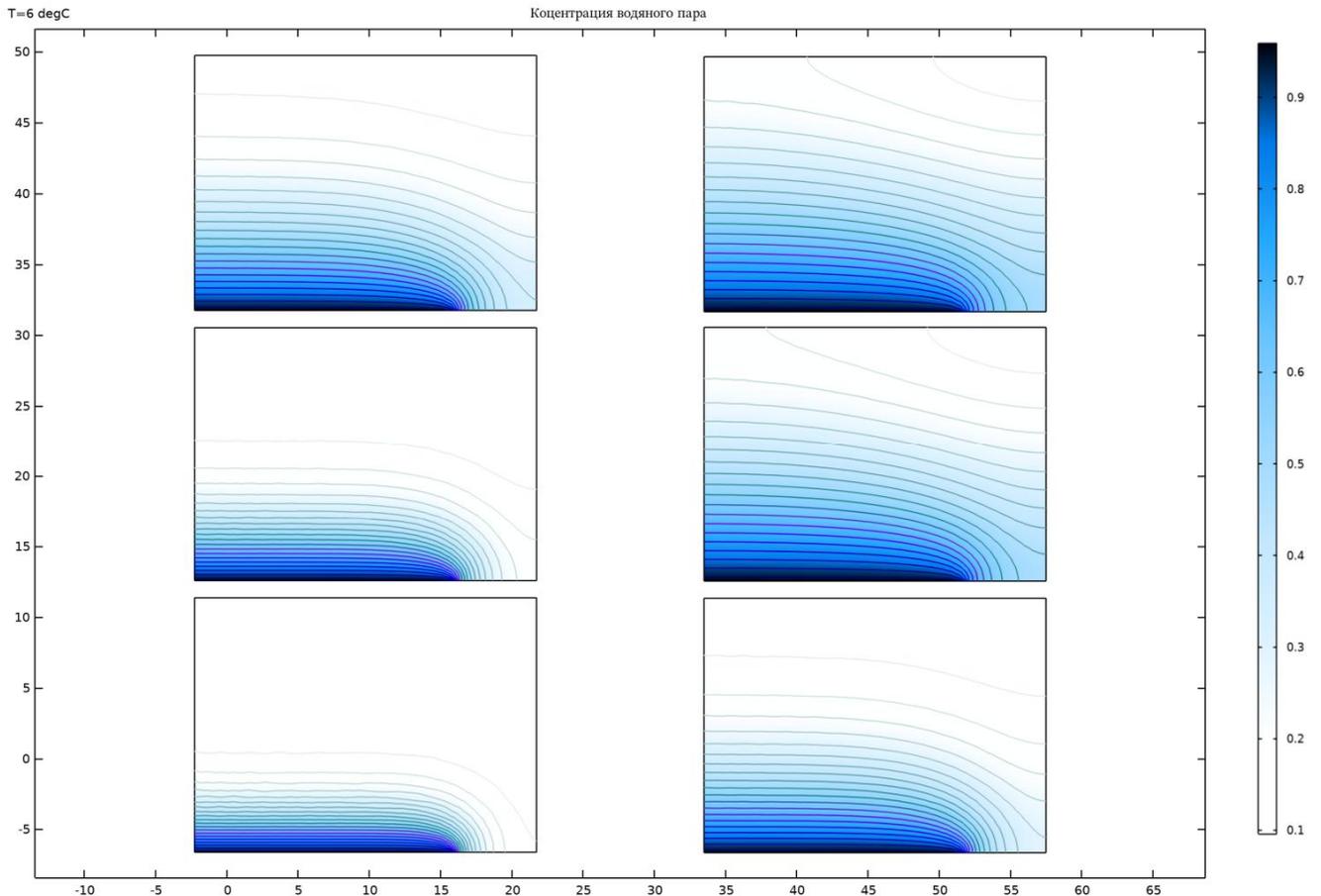


Рисунок 2.14 – Концентрации водяного пара в воздухе через 6, 24 и 96 часов

Анализ величин концентрации пара, полученных в результате моделирования динамики воздушных потоков надо льдом, показал интенсивное растекание влаги (пара) вдоль поверхности ледовой арены, а при условии наличия конвекции формирование динамического равновесия и образование изотермальных подушек в слое воздуха над поверхностью льда. При нарушении сплошности этих объемов может выпасть сконцентрированная влага, проявляясь в виде капель и тумана. Чем более длительное время действует явление Стефана, тем интенсивней происходит процесс течения воздуха. Пространственное распределение влаги увеличи-

вает коэффициенты теплопередачи, а совокупная теплоемкость воздуха над поверхностью льда возрастает до 1,4 раза. Наличие поверхностной влаги приводит к постоянному движению воздуха над поверхностью льда, и присутствие внешнего притока изменяет поле векторов скоростей. Так как влажность центральной части растет быстрее, то и поле изограмм приобретает вертикальную составляющую, что в конечном итоге может приводить к течениям подобным бризовым на водоемах. Борьба с этим явлением возможно только созданием специальных циркуляций при кондиционировании и удалением избыточной влаги. Анализ концентрации влаги показывает, что через 48-60 часов для данной геометрической конфигурации на поверхностях образуется интенсивный конденсат (рисунок 2.14).

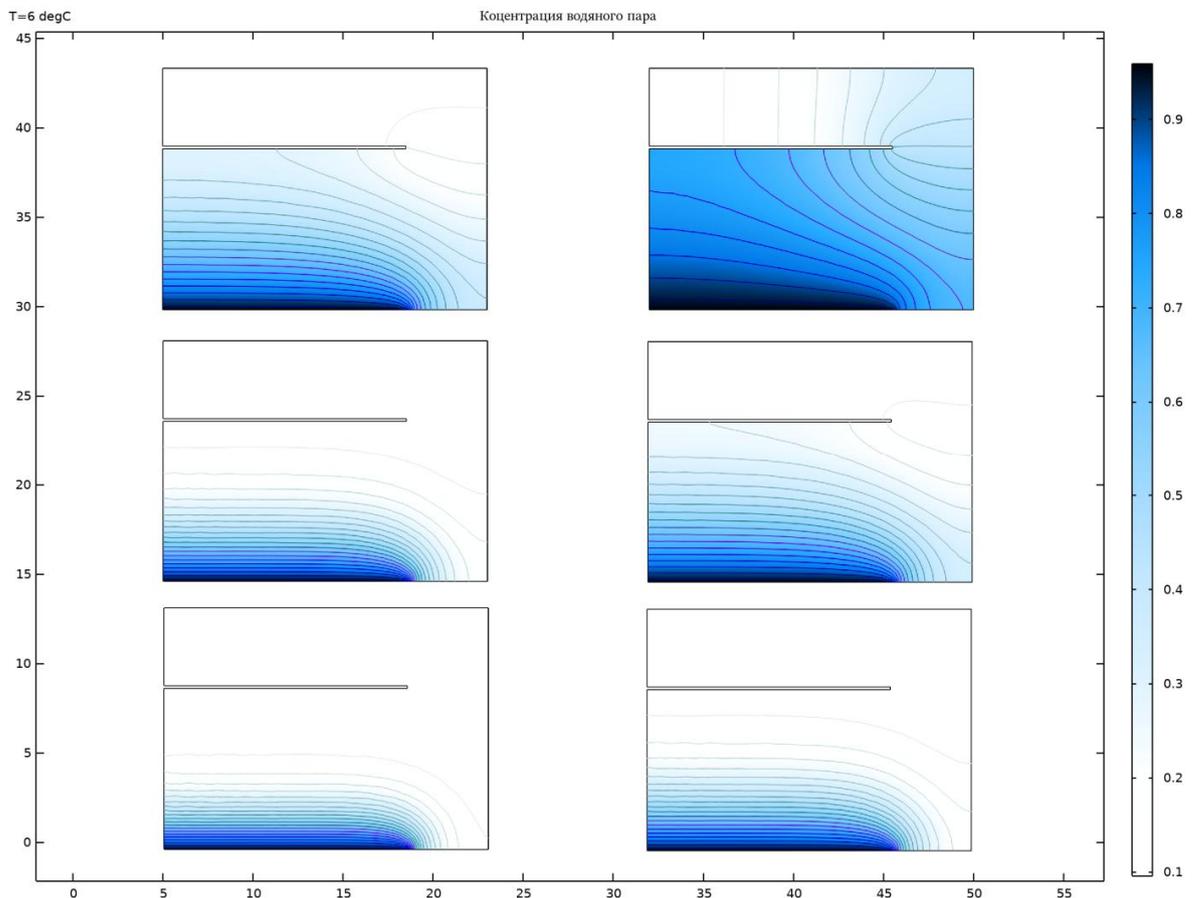


Рисунок 2.15 – Концентрации водяного пара в воздухе через 6, 24 и 96 часов при наличии экрана

На разработанной модели был также рассмотрен вопрос изменения влажности воздуха обслуживаемой зоны в случае размещения под потолком теплового экрана для снижения радиационных притоков теплоты к поверхности искус-

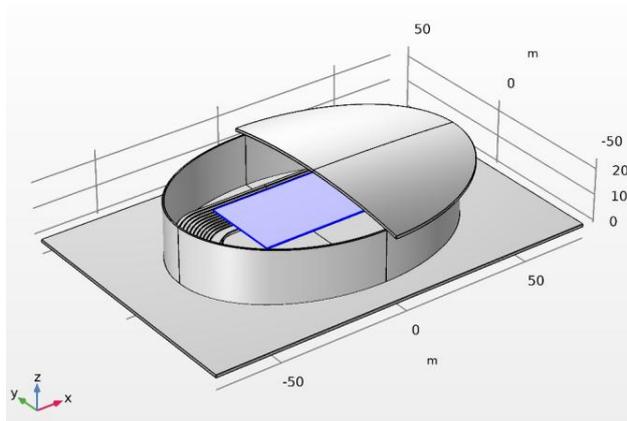
ственного льда, принимающих наибольшее значение в теплый период года (рисунок 2.15). Из графиков видно, что в случае наличия технологических проемов и отверстий в тепловом экране при работе системы вентиляции может наблюдаться затекание влажного воздуха в пространство между экраном и внутренней поверхностью кровли. Это может привести к неконтролируемому увеличению влажности замкнутого объема и, как следствие, выпадению конденсата на экране. Таким образом, при проектировании экранирующих элементов следует уделять внимание их целостности или неразрывности для предотвращения затекания влажного воздуха в неветилируемое пространство.

Частный характер моделируемого случая тепломассообменных процессов над поверхностью тающего льда в помещении с сухим воздухом показывает необходимость учета явления течения Стефана на распределение термодинамических параметров рассматриваемой зоны.

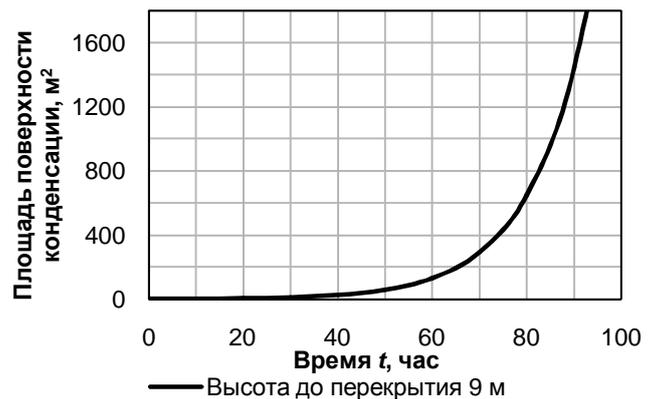
2.4 Конденсация воды на поверхности перекрытия крытого катка при отсутствии организованного воздухообмене

В работах [197] отмечается, что во вновь строящихся крытых катках и ледовых аренах, при условии корректного выбора схемы воздухораспределения и оборудования для обработки воздуха, работа систем кондиционирования позволяет избежать образования тумана и выпадение конденсата на ограждающих поверхностях. Поскольку температура поверхностей, обращенных к ледовому полю, в значительной степени зависит от лучистого теплообмена со льдом, температура, расположение и расстояние до которого остаются неизменными, при проектировании, для установившегося теплового потока от внутреннего воздуха, достаточно провести проверку условий предотвращения выпадения конденсата при расчетных значениях температуры поверхностей. Кроме того, проверку необходимо проводить при анализе эффективности выбранных мероприятий для предотвращения выпадения конденсата на реконструируемых объектах. Однако, как показывает практика эксплуатации подобных объектов [95], в нерабочее время, систе-

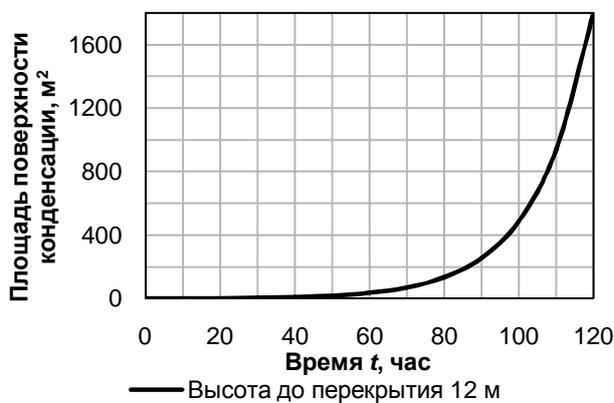
мы вентиляции и кондиционирования воздуха отключаются либо переводятся в дежурный режим. Перерыв в работе может достигать порядка 10 часов и более. За это время создаются условия для охлаждения конструкций до температуры точки росы. Наиболее подвержены охлаждению конструкции ферм, обращенных к поверхности льда [265]. В результате на поверхности несущих конструкций может образовываться конденсат, приводящий к корродированию и, как следствие, снижению несущих способностей. По этой причине представляется актуальным определение допустимого интервала времени для отключения упомянутых систем поддержания заданных температуры и влажности воздуха. Изучение динамического процесса конденсации воды на внутренней горизонтальной поверхности перекрытия ледового катка проводилось на описанной выше модели (рисунки 2.16 и 2.17).



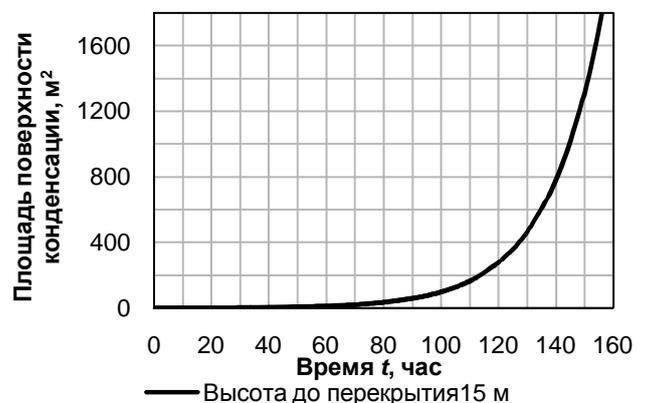
а)



б)

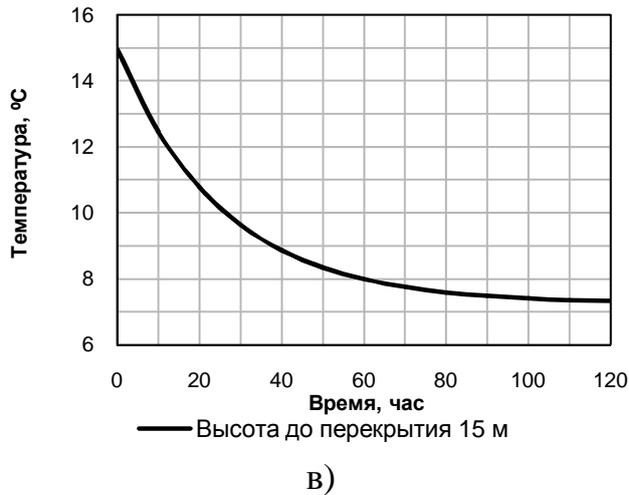
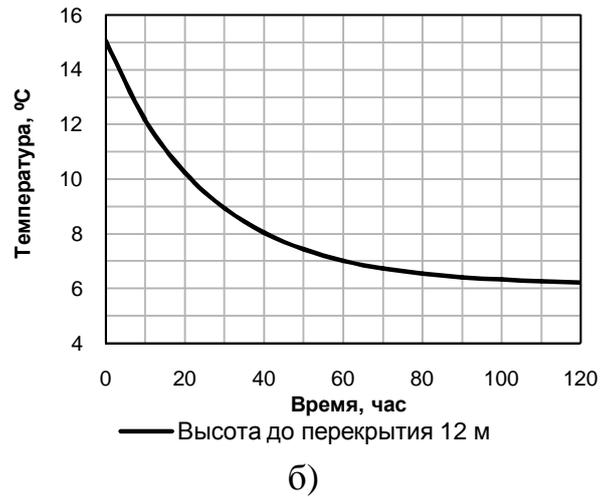
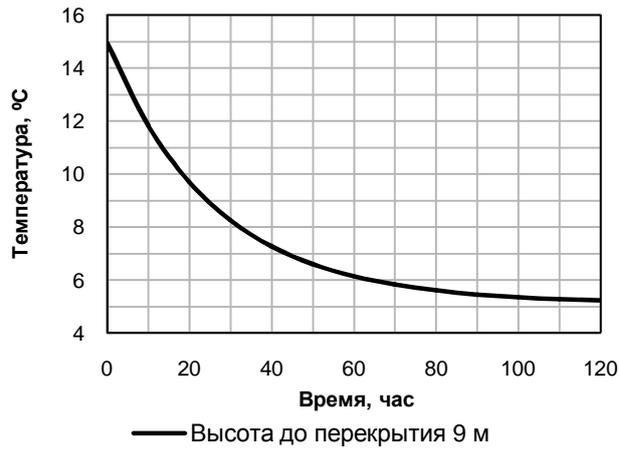


в)



г)

Рисунок 2.16 – Результаты численного моделирования при выпадении конденсата на поверхности перекрытия: а) расчетная схема; б) скорость конденсации при высоте помещения 9 м; в) то же, при 12 м; г) то же, при 15 м



а) изменение температуры поверхности по времени, при высоте помещения 9 м;
 б) то же, при 12 м; в) то же, при 15 м

Рисунок 2.17 – Охлаждение поверхности перекрытия ледового катка

Зависимость изменения температуры поверхности от времени и радиационного охлаждения в общем виде записывается в виде

$$f(x) = a \cdot \exp(b \cdot t) + c, \quad (2.5)$$

где t – время, с; a , b и c – расчетные коэффициенты, таблица 2.1.

Таблица 2.1 – Расчетные коэффициенты из уравнения (2.5) для высоты 12 м

Обозначение	Значения коэффициентов		
	Максимальное	Минимальное	Среднее
a	9,8962	7,8858	8,8910
b	-0,0332	-0,0442	-0,0387
c	280,1878	278,1051	279,1465

Наиболее важными параметрами для выбора режима работы климатического оборудования, исходя из условий предотвращения выпадения конденсата на строительных и ограждающих конструкциях, являются скорость конденсации и площадь поверхности с температурой ниже порогового значения.

Соответствующие зависимости, полученные с помощью численного моделирования [198], принимают вид

$$r(x) = k \cdot \exp(b \cdot t), \quad (2.6)$$

$$S(t) = L \cdot B \cdot K_1 \cdot \exp(K_2 \cdot t), \quad (2.7)$$

где L – длина поверхности теплообмена, м; B – ширина поверхности теплообмена, м; коэффициенты (при высоте помещения 12 м) принимаются равными $k=0,4$; $K_1=4 \cdot 10^{-4}$; $K_2=6,62 \cdot 10^{-2}$.

Для крытых ледовых катков без зрительских трибун, имеющих незначительную высоту до несущих и ограждающих конструкций (6...15 м) при подаче притока в направлении ледового поля, возрастает вероятность образования на льду «температурных пятен» под действие нагретого воздуха в струе. В этой связи рекомендуется снижать скорость приточного воздуха, который, в данном случае, под действием гравитационных сил всплывает в верхнюю зону. В результате распределение полей температуры, влажности и скорости воздуха у поверхности льда будет определяться как действием приточных струй, так и течением Стефана. Для учета этого, при моделировании названных полей, предложена система уравнений, отличающаяся от существующих учетом фазовых переходов «газ-вода-лед».

Сделаны основные допущения:

- Исходная газоздушная смесь состоит из частей идеального газа – воздуха, водяного пара (до насыщенного состояния), сконденсированного пара. Для всех компонентов до фазового перехода в воду справедлив закон Дальтона. Давление распределено по адиабате и одинаково для водной и паровой части, за исключением момента фазовой конденсации "пар-вода" и "пар-лед". Для начального потока термодинамическое состояние можно описать вектором (2.8)

$$U^{(T,p)} = (p, T_{aiw}, T_{as}, T_{bi}, \rho_{aiw}, \rho_{ai}), \quad (2.8)$$

где p – давление воздуха в помещении; T_{aiw} – температура влажного воздуха; T_{as} – температура поверхности льда; T_{bi} – температура поверхности конструкции; ρ_{aiw} – плотность влажного воздуха; ρ_{ai} – плотность сухого воздуха.

- Высокая неизотермичность объема по вертикали требует учета плотности влажного воздуха $\rho_{aiv}=\rho(t)$.

- Так как изменение плотности происходит в потоке гравитационных сил, следует учитывать силу плавучести $\rho_{aiv}g$.

Стоит отметить, что весь объем, это многомерный поток, в котором каждое сечение может обладать свойствами одномерности, что позволяет упростить анализ и использовать уравнение Навье-Стокса для анализа и построения воздушных потоков. Учитывая критерий Рейнольдса можно оценить режим течения.

Так как краевыми условиями ограничивающими поток являются покрытие ледовой арены (лед), строительные конструкции кровли и стен (потоки геометрически ограничены), это приводит к наличию пристеночных течений.

Если пренебречь сжимаемостью газовой смеси, плотность в каждом сечении будет постоянной, такое допущение оправдано, поскольку давление рассматриваемой термодинамической системы не высокое. Тогда в стандартных математических моделях уравнение сохранения массы или уравнение неразрывности носит классический характер (2.9)

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad (2.9)$$

где $\partial u/\partial x$, $\partial v/\partial y$ и $\partial w/\partial z$ – соответственно компонента скорости по координатам x , y , z .

Это справедливо, если воздух идеально сухой. Многие математические пакеты не в полной мере учитывают изменение характеристик влажного воздуха при фазовых превращениях, характерных для процессов кондиционирования помещений с поверхностями, имеющими отрицательные температуры. Учет влажного состояния приводит к изменению уравнения сохранения массы, и для влажного состояния справедливо выражение (2.10),

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial \rho_{aiv}}{\partial t} = 0, \quad (2.10)$$

где $\partial \rho_{aiv}/\partial t$ – изменение плотности воздуха с течением времени, вызванное температурным воздействием.

Наличие поверхностей с отрицательными температурами приводит к первичной конденсации и уравнение (2.11) принимает вид

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial \rho_{aiv}}{\partial t} = -\dot{m}_w, \quad (2.11)$$

где \dot{m}_w – скорость массовой конденсации. Это справедливо в том случае, если не происходит образования льда. В противном случае, уравнение (2.12) примет вид

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial \rho_{aiv}}{\partial t} = -\dot{m}_{w-as} - \dot{m}_{as}, \quad (2.12)$$

где \dot{m}_{w-as} – скорость конденсации воды; \dot{m}_{as} – скорость образования льда. В целом, правый член уравнения, это суммарная скорость фазового перехода "газ-вода-лед".

В процессе влагопереноса, часть влажного воздуха конденсируется и оседает на поверхности. В силу этого неравновесное термодинамическое состояние воздуха требует учета сохранения энтропии жидкой и газовой фаз (2.13)

$$\rho_{aiv} \left(\frac{\partial a}{\partial t_{con}} + m_{wg} \frac{\partial a}{\partial z} \right) + a \left(\frac{\partial \rho_w}{\partial t_{con}} + m_{wg} \frac{\partial \rho_w}{\partial z} \right) + a \rho_w \frac{\partial m_{wg}}{\partial z} = 0, \quad (2.13)$$

где m_{wg} – количество влаги в поле гравитационных сил; a – коэффициент энтропии воздушной массы в общем объеме; t_{con} – время конденсации. Первый член уравнения является энтропийным коэффициентом газовой фазы при ее переходе в конденсат, вторая часть – скорость фазового перехода влаги из воздуха в жидкое состояние. Зависимость (2.13) является уравнением сохранения массы через энтропию, и учитывает влияние термодинамического фазового перехода воды.

Неравновесное термодинамическое состояние вызвано отводом теплоты от единицы объема в результате вынужденной конвекции (теплоотдачи) и радиационного обмена, что требует переосмысления уравнений, используемых для расчета распределения температуры, влажности и скорости воздушных потоков обслуживаемой зоны.

Уравнение сохранения импульса состоит из двух частей для газовой компоненты и изменяемой в процессе конденсации

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U} \vec{U}) = -\nabla \rho_{aiv} + \nabla \cdot (\tau + \tau_t) + \rho g, \quad (2.14)$$

где τ и τ_t – тензоры вязких и турбулентных напряжений.

Учет сохранения массы каждой компоненты воздуха основан на дифференциальном законе Фика (2.15)

$$\sum_{i=1}^N \frac{\partial \rho_i c_i}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_i c_i \vec{U}) = -\nabla \cdot (\rho_{air} D_{air} grad(c_i) + \frac{\mu_t}{Sc_t} grad(c_i)), \quad (2.15)$$

где D_{air} – коэффициент диффузии; c_i – концентрация всех компонентов смеси; μ_t – динамическая вязкость воздуха.

Баланс термодинамического равновесия оценивается уравнением сохранения энергии для объема газа, не учитывающего фазового перехода в нижнем и верхнем слоях помещения

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{U}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (\vec{U}(\tau - \tau_t)) - \nabla \cdot (\vec{q} - \vec{q}_t) + S_r, \quad (2.16)$$

где q и q_t – соответственно молекулярная и турбулентная составляющие вектора плотности теплового потока; U – скорость воздушного потока; S_r – источниковый член радиационного потока теплоты.

Радиационный поток связан со спектральными характеристиками излучения и переизлучения воздушной массы и поверхностей конденсации. Он описывается уравнением (2.17) [11]

$$S(r, s) = \kappa(r) I_b(r, s) + \frac{\sigma(r)}{4\pi} \int_{4\pi} I(r, s') \Phi(s', s) d\Omega', \quad (2.17)$$

где $\sigma(r)$ – коэффициент рассеяния; Ω' – телесный угол; Φ – индикатриса рассеяния (фазовая функция, определяющая диаграмму рассеяния); s – вектор направления излучения; s' – вектор рассеяния; r – радиус-вектор; $I_b(r, s)$ – интенсивность излучения абсолютно черного тела; $\kappa(r)$ – коэффициент поглощения; $I(r, s')$ – интенсивность излучения.

Уравнение, отражающее влияние распределения температуры во влажном воздухе по высоте с учетом его энтропии примет вид

$$\frac{\partial T_z}{\partial t} + m_{wg} \frac{\partial T_w}{\partial z} + A_{con} \frac{\partial m_{wg}}{\partial z} = B_{con}, \quad (2.18)$$

где A_{con} – произведение плотности воздуха на коэффициент энтропии воздушной массы в общем объеме; B_{con} – энтропийный коэффициент влажного воздуха.

Изменение давления по высоте, при $p=const$, описывается уравнением

$$m_{wg} \frac{\partial p}{\partial z} + \rho_{air} a^2 \frac{\partial m_{wg}}{\partial z} = C, \quad (2.19)$$

Изменение количества влаги по времени, а так же массы и давления по высоте описывается уравнением

$$\frac{\partial m_{wg}}{\partial t} + m_{wg} \frac{\partial m_{wg}}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = -Z / \rho_{air}, \quad (2.20)$$

Каждый переход состояния газовой смеси определяется соответствующими коэффициентами данного термодинамического режима (ламинарная теплопроводность, турбулентная теплопроводность).

Для случая лучистого теплообмена используется интегральный поток от поверхности к поверхности, включая объем газа и источниковый член (2.17), описанная система дополняется уравнениями [11] радиационного теплообмена

$$\nabla \cdot (I(r, s)s) + (\kappa(r) + \sigma(r))I(r, s) = \kappa(r) \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma(r)}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(r, s') \Phi(s, s') d\Omega', \quad (2.21)$$

где σ – постоянная Стефана-Больцмана.

Для решения указанной задачи можно составить систему уравнений, которая представляет собой квазилинейные, негомогенные парциальные дифференциальные уравнения. В силу сложности их общего преобразования, решение производится методом конечных элементов, в котором граничными условиями являются собственные векторы состояния влажного воздуха, а изменение равновесного состояния происходит в результате работы приточно-вытяжной вентиляции.

2.5 Сравнительный анализ натуральных и численных исследований распределения температуры и влажности воздуха в обслуживаемой зоне крытого ледового катка

Для верификации системы уравнений необходимо сравнить результаты компьютерного моделирования и натурального обследования существующего ледового катка. Для примера был выбран функционирующий тренировочный каток в г. Воронеж без трибун для зрителей и открытым балконом. Схема воздухораспределения «сверху вверх». Подача притока через сопла вдоль стен по длинным сторонам поля, удаление воздуха из верхней зоны вдоль центральной оси ледо-

вого поля через воздухозаборные решетки. Размеры ледовой площадки 57×25 метров. Компьютерная модель катка приводится на рисунке 2.18.

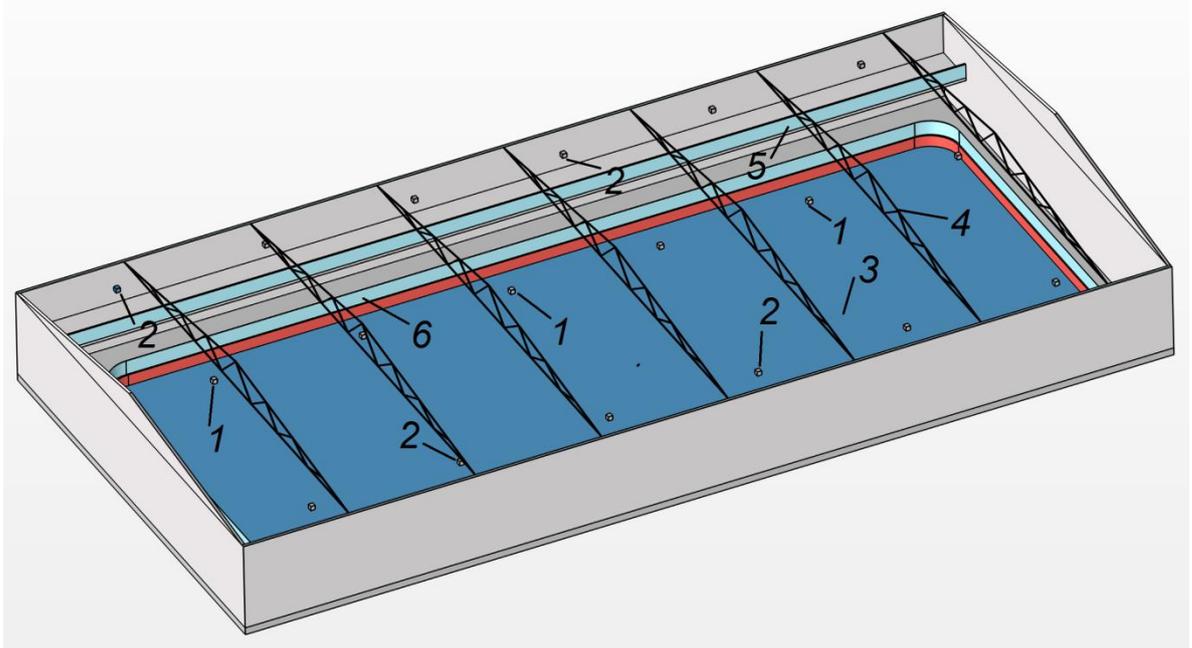


Рисунок 2.18 – Модель тренировочного крытого катка в пакете COMSOLMultiphysics:

1 – воздухозаборные решетки; 2 – приточные сопла; 3 – ледовое поле (57×25 м); 4 – несущие стальные фермы перекрытия; 5 – балкон; 6 – ограждающие борта

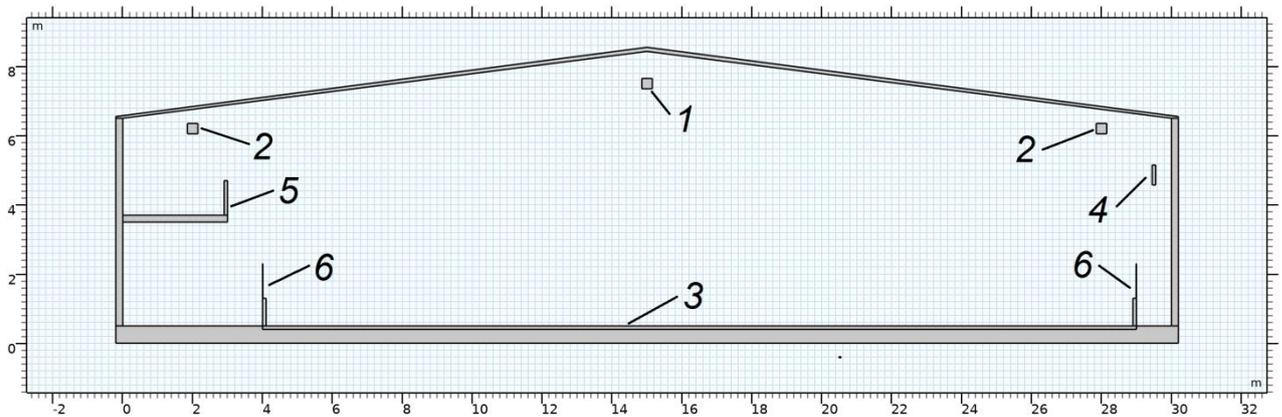


Рисунок 2.19 – Разрез тренировочного крытого катка в пакете COMSOLMultiphysics:

1, 2, 3, 5, 6 – то же что на рисунке 2.18; 4 – агрегат воздушного отопления

Отбор проб температуры, °С, и относительной влажности, %, проводились в обслуживаемой зоне ледового поля на высоте: 0,0 (у поверхности льда); 0,15 м; 0,50 м; 1,00 м; 1,50 м; 2,0 м и 3,00 м от поверхности с помощью штатива с датчиками термогигрометров. При измерениях температуры цена деления измерительного

прибора составляет $0,1^{\circ}\text{C}$, для относительной влажности цена деления – 1% (диапазоном измерения от 0% до 99%). Применяемые термогигрометры верифицировались в климатической камере Тепло-Влага-Холод М60/100-1000 КТВХ (рис. 2.20), графики верификации датчиков по температуре и относительной влажности приводятся соответственно на рисунках 2.21 и 2.22.

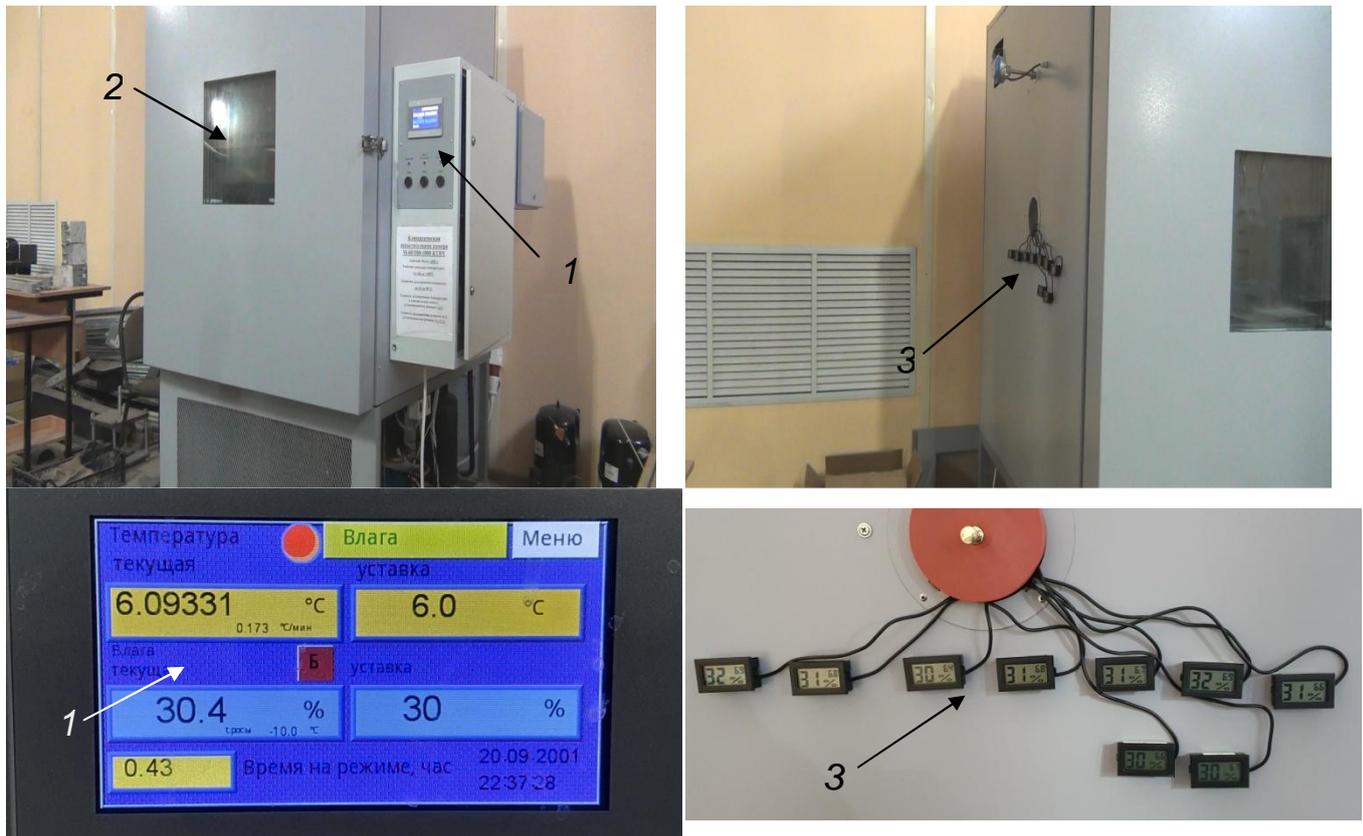


Рисунок 2.20 – Верификация показаний термогигрометров в климатической камере Тепло-Влага-Холод М60/100-1000 КТВХ: 1 – пульт управления; 2 – смотровое окно; 3 – верифицируемые термогигрометры

Определение температур и влажности в контрольных плоскостях обслуживаемой зоны осуществляется путем измерения в центрах прямоугольников с отношением сторон 1:2, меньший размер стороны составляет $0,2 \cdot l_{25}$ от ширины ледовой площадки, больший размер – $0,2 \cdot l_{57}$ от ее длины. Измерения производятся циклами не менее двух раз. Если в результатах двух разовых измерений расхождение превышает 10 %, проводятся дополнительные измерения для проверки и уточнения ранее полученных данных. Точки отбора проб в сечениях I-I, II-II, III-III, IV-IV и V-V показаны на рисунке 2.23.

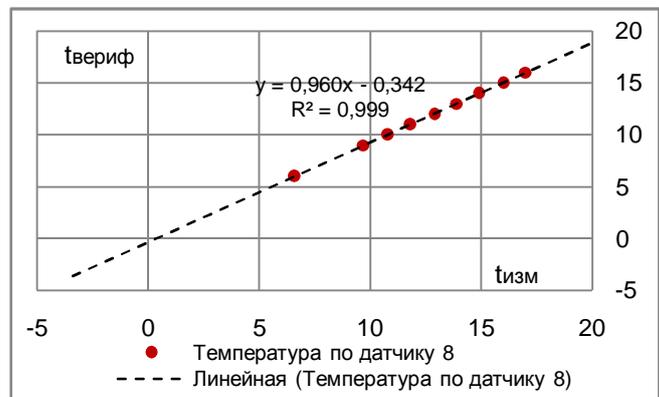
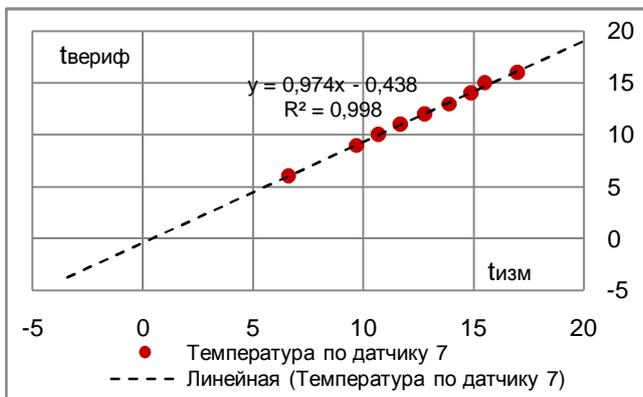
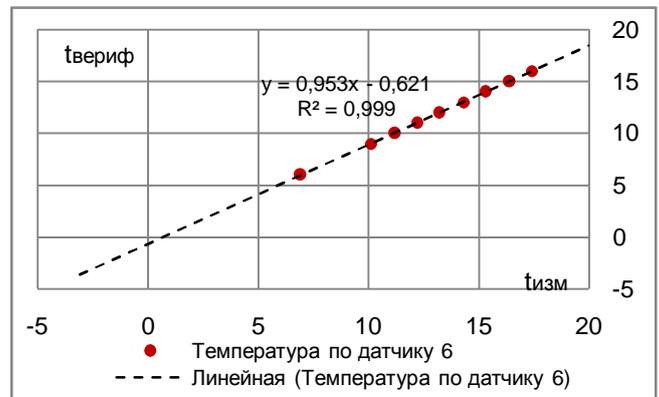
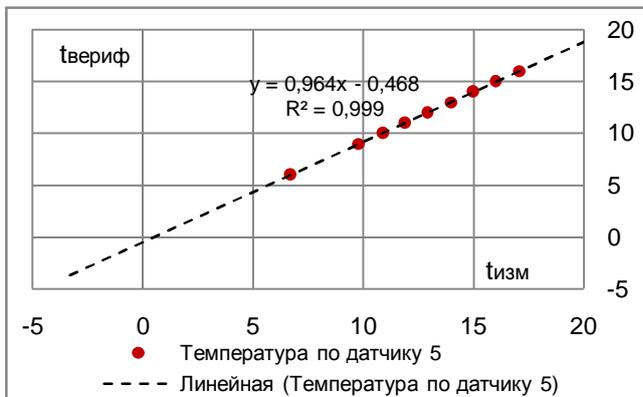
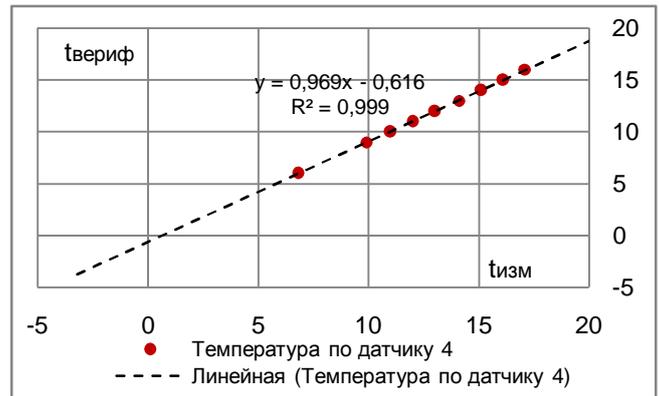
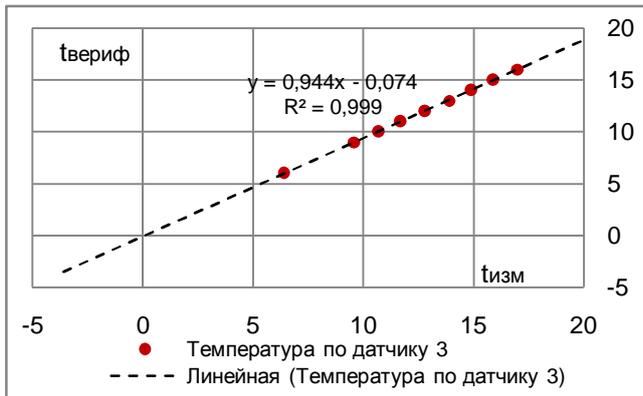
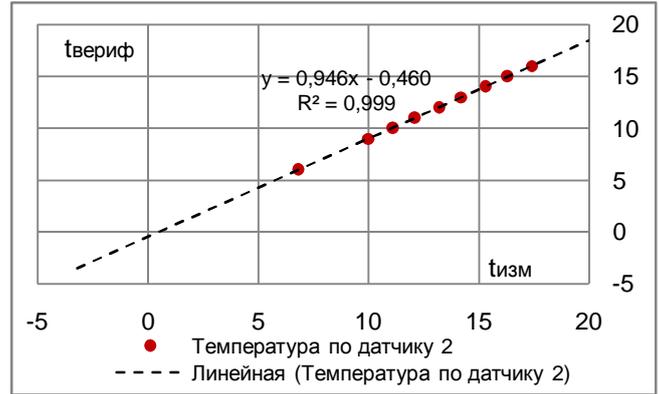
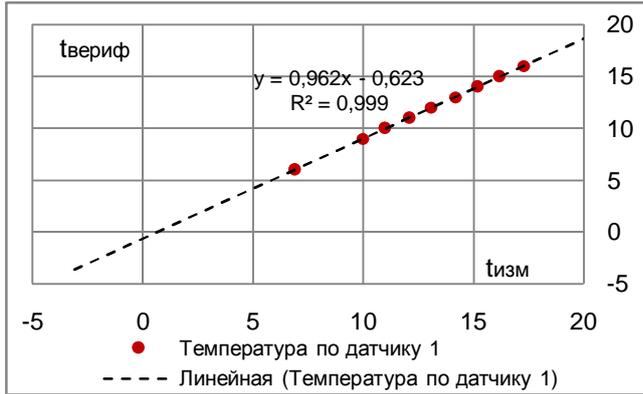


Рисунок 2.21 – Графики верификации термогигрометров по температуре

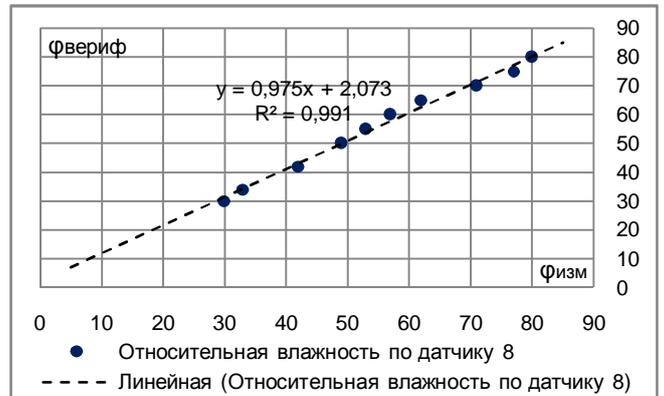
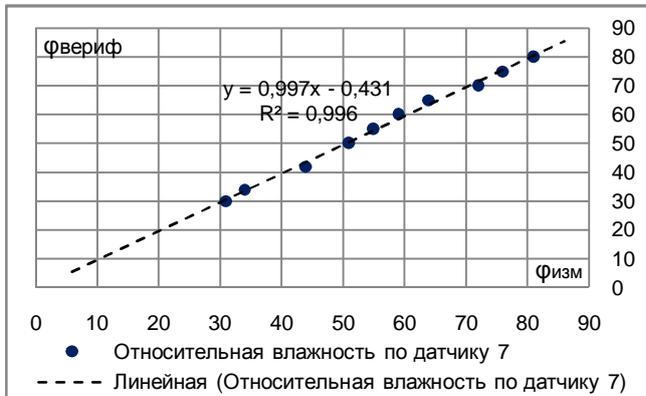
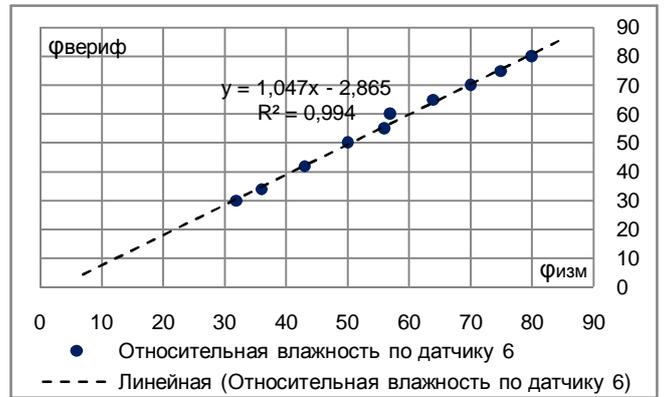
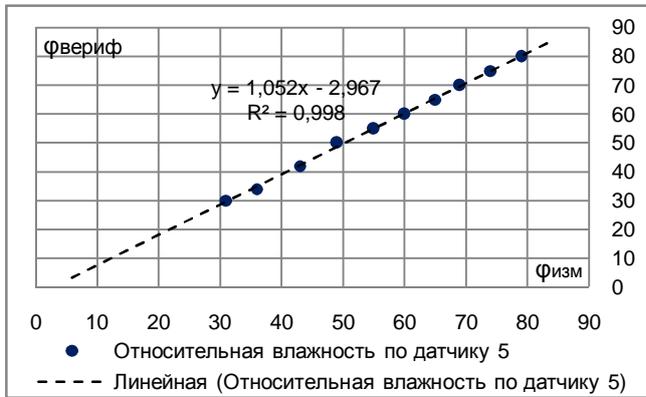
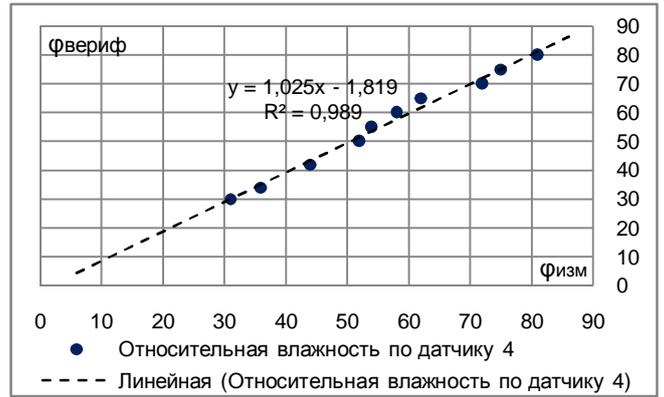
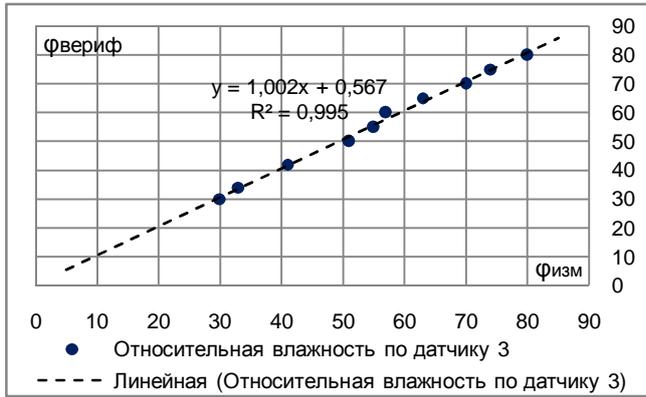
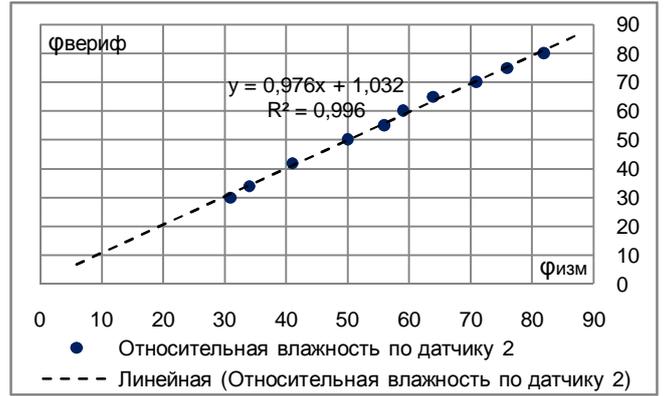


Рисунок 2.22 – Графики верификации термогигрометров по влажности

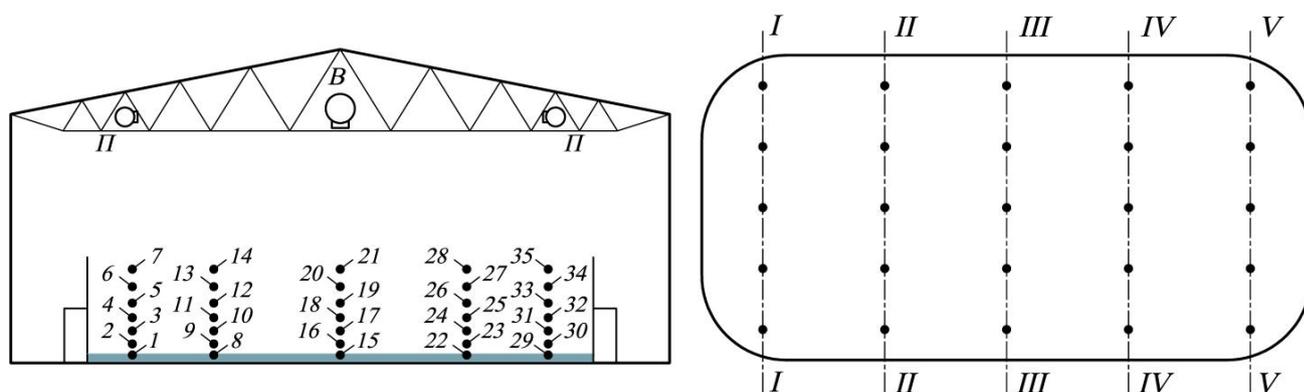


Рисунок 2.23 – Схема отбора проб параметров воздуха в обслуживаемой зоне: точки 1, 8, 15, 22, 29 – у поверхности льда; точки 2, 9, 16, 23, 30 – 0,15 м; точки 3, 10, 17, 24, 31 – 0,5 м; 4, 11, 18, 25, 32 – 1,0 м; точки 5, 12, 19, 26, 33 – 1,5 м; точки 6, 13, 20, 27, 34 – 2,0 м; точки 7, 14, 21, 28, 35 – 3,0 м

Исследования проводились при проектном технологическом режиме, характеризующимся соблюдением стабильности параметров микроклимата с допустимыми отклонениями перепадов: температуры воздуха – не более 2°C ; относительной влажности воздуха – не более 7%; результирующей температуры по высоте обслуживаемой зоны – не более 2°C ; подвижности воздуха – не более 0,1 м/с (данные параметры в дальнейшем будут называться стационарными). Время отбора одной пробы скорости и температуры в контрольной точке – 120 с.

На рисунках 2.24 и 2.25 приводится пример фотоотчета замера параметров воздуха в сечение III-III. Поскольку подача и удаление воздуха осуществляется из верхней, труднодоступной зоны параметры приточного и уходящего воздуха принимаются оценочно. Замер осуществляется на входе и выходе из приточно-вытяжной системы. Принимается допущение, согласно которому, в процессе движения воздуха по воздуховодам, его температура понижается на 1°C при постоянном влагосодержании. Это объясняется тем, что приточно-вытяжные воздуховоды не тепло изолированы. Из-за наличия радиационного охлаждения температура стенок значительно ниже температуры транспортируемого воздуха, что показано на термограмме тепловизионной съемки (рис. 2.27).

Анализ показывает, что поверхность приточного воздуховода обращенная к ледовому полю имеет температуру $+5,4...+4,3^{\circ}\text{C}$, температура поверхности обра-

щенной вверх $+13,9...13,6$ °С. В месте выхода приточного воздуха из соплового распределителя температура стенки $16,6$ °С.



Рисунок 2.24 – Фото при отборе проб параметров воздуха в обслуживаемой зоне:

а) штатив с измерительными датчиками; б, в, г, д, е, ж, з) замеры в точках

17-24 сечение III-III



а)



б)



в)



г)



д)



е)



ж)



з)



и)



й)



к)



л)

Рисунок 2.25 – Фото при отборе проб параметров воздуха в обслуживаемой зоне:
 а, б, в, г, д, е) замеры в точках 9-16 сечение III-III; ж, з, и, й, к, л) замеры в точках
 1-8 сечение III-III

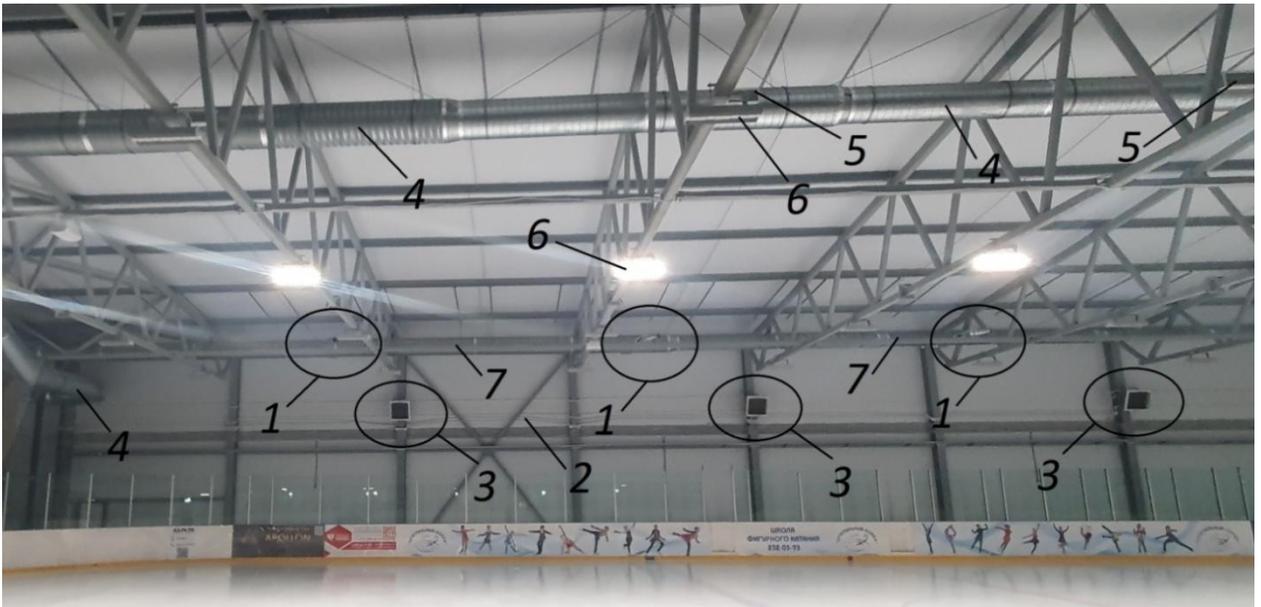


Рисунок 2.26 – Расположение характерных элементов крытого катка при тепловизионной съемке (вид 1): 1 – приточные сопловые воздухораспределители; 2 – трубопроводы системы водо-воздушного отопления; 3 – отопительные агрегаты; 4 – вытяжной воздуховод; 5 – воздухозаборные решетки; 6 – светильники; 7 – приточный воздуховод

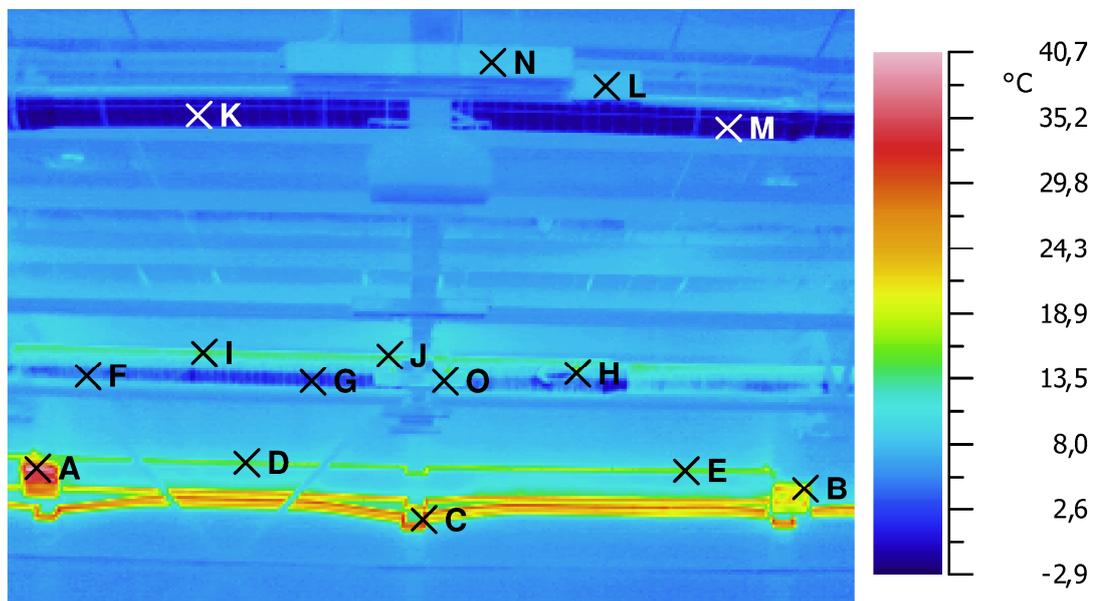


Рисунок 2.27 – Тепловизионная съемка части исследуемого крытого катка (рис. 2.26)

Таблица 5.1 – Температура точек на рисунке 2.27

№ п/п	Точка	Тем-ра, °С						
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	A	39,2	E	15,1	I	13,9	M	0,1
2	B	25,0	F	5,4	J	13,6	N	8,1
3	C	34,3	G	4,3	K	0,2	O	9,3
4	D	14,8	H	16,6	L	7,9	-	-

В таблице 2.2 приводятся результаты натурных исследований распределения параметров воздуха в обслуживаемой зоне ледового поля по высоте. Определение влагосодержания осуществляется путем перерасчета относительной влажности по зависимостям для влажного воздуха (5.9-5.17) приведенным в пятой главе. Акты о проведенных обследованиях приводятся в приложении В.

Таблица 2.2 – Результаты измерения температуры и относительной влажности воздуха в обслуживаемой зоне катка

Точка	Сечение I-I		Сечение II-II		Сечение III-III		Сечение IV-IV		Сечение V-V	
	t_{cp}	φ_{cp}	t_{cp}	φ_{cp}	t_{cp}	φ_{cp}	t_{cp}	φ_{cp}	t_{cp}	φ_{cp}
1	0,3	62	-0,3	66	-0,5	69	-0,4	67	0,0	64
2	1,3	66	0,9	69	0,7	72	0,6	70	1,0	68
3	3,4	69	3,1	74	2,9	76	3,0	72	3,3	70
4	4,5	70	4,4	75	4,3	77	4,3	73	4,6	72
5	5,1	71	5,0	76	4,9	77	5,1	73	5,3	73
6	5,3	73	5,2	74	5,2	75	5,5	74	6,0	74
7	5,6	73	5,5	75	6,6	75	6,1	74	6,4	75
8	0,6	61	-0,1	68	-0,6	69	0,0	65	0,2	62
9	1,5	65	1,0	68	0,7	73	0,8	71	1,7	63
10	3,4	68	3,2	71	2,9	77	3,0	73	3,6	66
11	4,5	69	4,4	73	4,3	78	3,9	74	4,3	70
12	5,2	70	5,1	73	4,8	79	5,0	74	5,0	72
13	5,2	71	5,3	73	5,1	75	5,4	75	5,5	73
14	5,6	71	5,6	74	6,3	75	6,0	75	6,1	74
15	0,9	60	0,0	64	-0,7	70	-0,2	65	0,4	61
16	1,8	63	1,1	67	0,6	75	1,1	68	1,8	64
17	3,5	66	3,2	70	2,8	79	3,7	70	3,8	67
18	4,6	67	4,5	72	4,2	80	4,5	72	4,7	68
19	5,3	69	5,1	73	4,7	80	5,4	72	5,2	70
20	5,2	69	5,3	73	5,0	79	5,7	74	5,7	70
21	5,6	70	5,6	73	6,0	74	6,2	75	6,0	72
22	0,7	60	0,1	63	-0,9	70	0,0	64	0,3	61
23	1,6	65	1,1	66	0,7	75	1,2	68	1,5	62
24	3,4	67	3,3	70	3,0	81	3,6	70	3,7	66
25	4,6	69	4,5	72	4,5	81	4,1	72	4,7	71
26	5,2	70	5,1	72	5,9	84	5,1	73	5,4	73
27	5,1	70	5,3	73	6,2	80	5,5	76	5,6	74
28	5,5	70	5,7	72	6,3	76	6,1	76	6,2	74
29	0,4	61	0,2	62	-0,9	71	-0,1	63	0,6	60

окончание таблицы 2.2

30	1,4	66	1,2	66	0,6	76	1,1	69	1,3	63
31	3,4	69	3,3	69	3,0	82	3,4	71	3,3	69
32	4,5	70	4,5	70	4,5	82	4,6	72	4,8	70
33	5,1	71	5,1	71	5,5	86	4,9	72	5,5	71
34	5,2	72	5,2	72	6,7	76	5,1	73	5,8	72
35	5,6	71	5,6	72	6,5	75	5,9	74	6,3	73

Из-за расположения по одну стороне катка воздушно отопительных агрегатов (рис. 2.28 и 2.29) и неизолированных теплопроводов, температура воздуха верхней зоны над ними повышается.



Рисунок 2.28 – 1 Расположение характерных элементов крытого катка при тепловизионной съемке (вид 2): 1 – приточные сопловые воздухораспределители; 2 – трубопроводы системы водо-воздушного отопления; 3 – отопительные агрегаты; 4 – вытяжной воздуховод; 5 – светильники

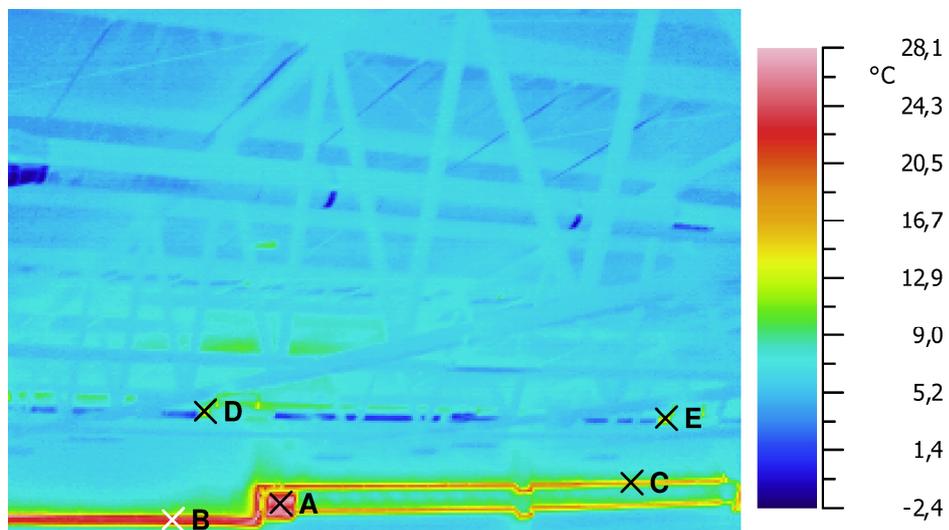


Рисунок 2.29 – Тепловизионная съемка части исследуемого крытого катка (рис. 2.28)

Таблица 5.3 – Температура точек на рисунке 2.29

№ п/п	Точка	Тем-ра, °С	Точка	Тем-ра, °С	Точка	Тем-ра, °С
1	2	3	4	5	6	7
1	A	27,5	B	22,6	C	16,4
2	D	16,0	E	16,0	-	-

В результате температура несущей фермы так же увеличивается и принимает максимально значение, выпадение конденсата здесь не наблюдается, в отличие от мест максимального охлаждения поверхностей строительных конструкций, которые будут над центром поля.



Рисунок 2.30 – Расположение характерных элементов крытого катка при тепловизионной съемке (вид 3): 1 – приточные сопловые воздухораспределители; 2 – воздухозаборные решетки; 3 – вытяжной воздуховод; 4 – приточный воздуховод; 5 – трубопроводы системы водо-воздушного отопления

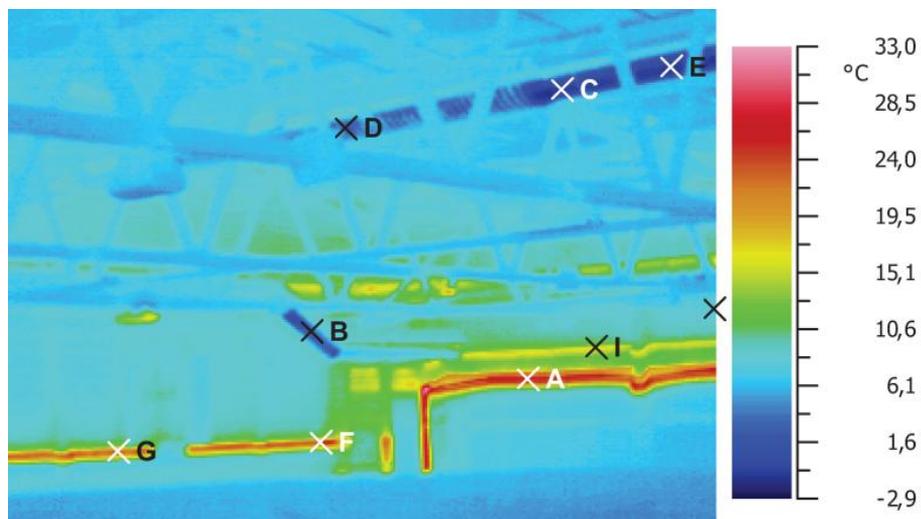


Рисунок 2.31 – Тепловизионная съемка части исследуемого крытого катка (рис. 2.30)

Таблица 5.4 – Температура точек на рисунке 2.31

№ п/п	Точка	Тем-ра, °С	Точка	Тем-ра, °С	Точка	Тем-ра, °С
1	2	3	4	5	6	7
1	A	24,8	D	2,3	G	23,3
2	B	2,3	E	-1,1	H	8,0
3	C	-0,5	F	25,3	I	16,1

Температура нижнего пояса фермы может быть ниже +4 °С, а температура нижней поверхности (обращенной к ледовому полю) вытяжного воздуховода, из-за малой толщины стенки, опускается до 0 °С (рис. 2.31 и 2.33). Температура раскосов фермы выше, чем нижнего пояса из-за меньшего угла облучения теплоотводящей поверхности (рис. 2.33).

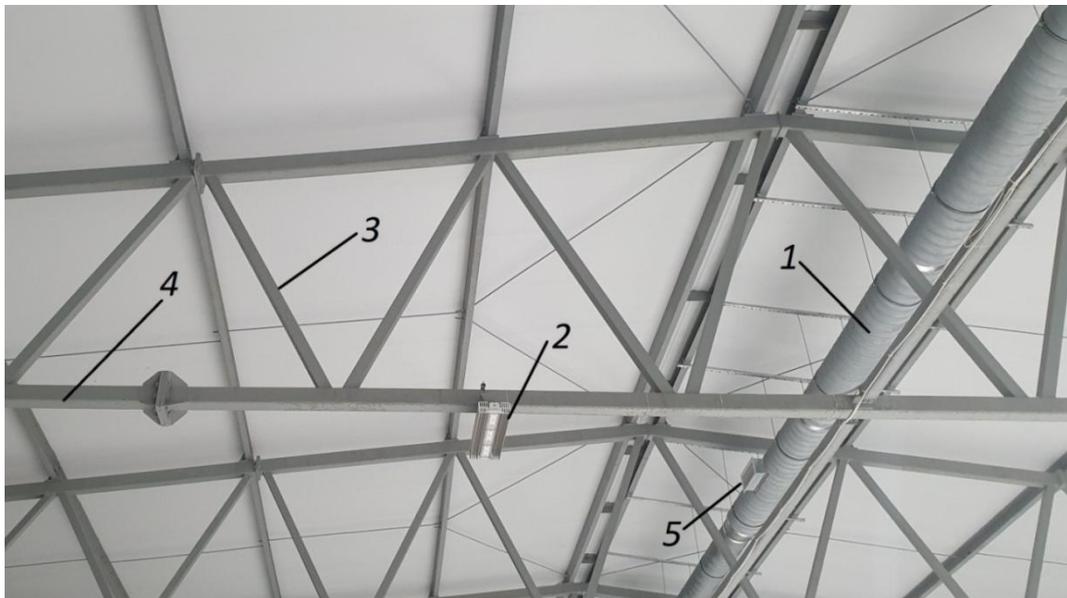


Рисунок 2.32 – Расположение характерных элементов крытого катка при тепловизионной съемке (вид 4): 1 – вытяжной воздуховод; 2 – светильник; 3 – раскос фермы; 4 – нижний пояс фермы; 5 – воздухозаборные решетки

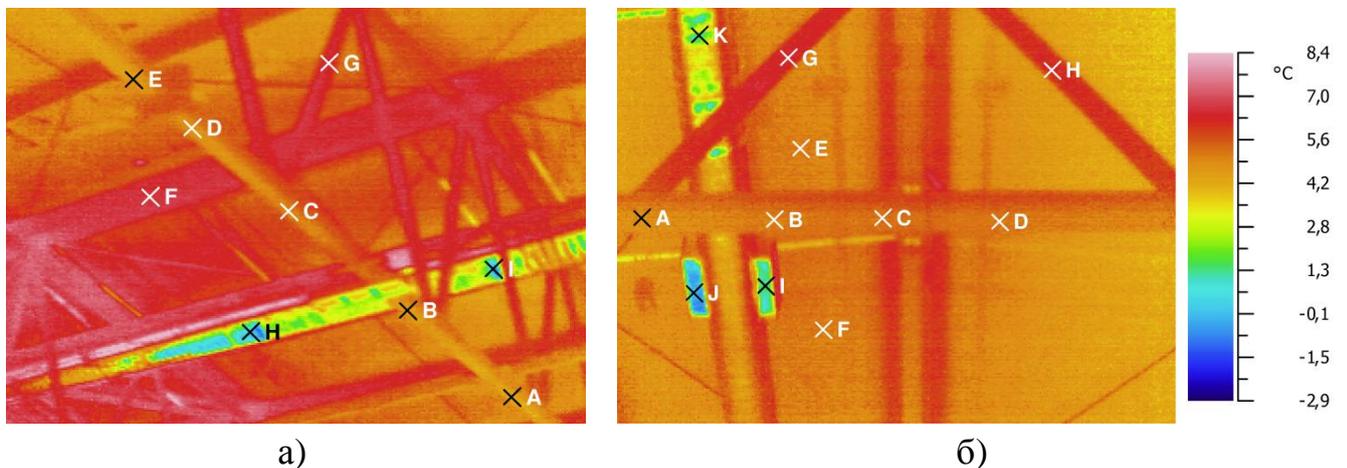


Рисунок 2.33 – Тепловизионная съемка части исследуемого крытого катка (рис. 2.32)

Таблица 5.5 – Температура точек на рисунке 2.33

№ п/п	Точка	Тем-ра, °С						
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Рисунок 2.Ха								
1	A	4,2	B	4,4	C	5,2	D	5,2
2	E	5,4	F	7,1	G	6,8	H(I)	0,5
Рисунок 2.Хб								
3	A	4,5	B	4,9	C	5,2	D	5,2
4	E	5,1	F	5,4	G	6,6	H	6,2
5	I	1,4	J	0,4	K	0,7	-	-

Работа отопительных агрегатов практически не оказывает влияния на температуру у поверхности льда из-за экранирующего эффекта ограждающих бортов. Нагретый воздух поднимается вверх и скапливается в верхней зоне, наглядно это показано при моделировании полей скорости и температуры, результаты которого приводятся далее на рисунках 2.34, 2.35 и 2.36.

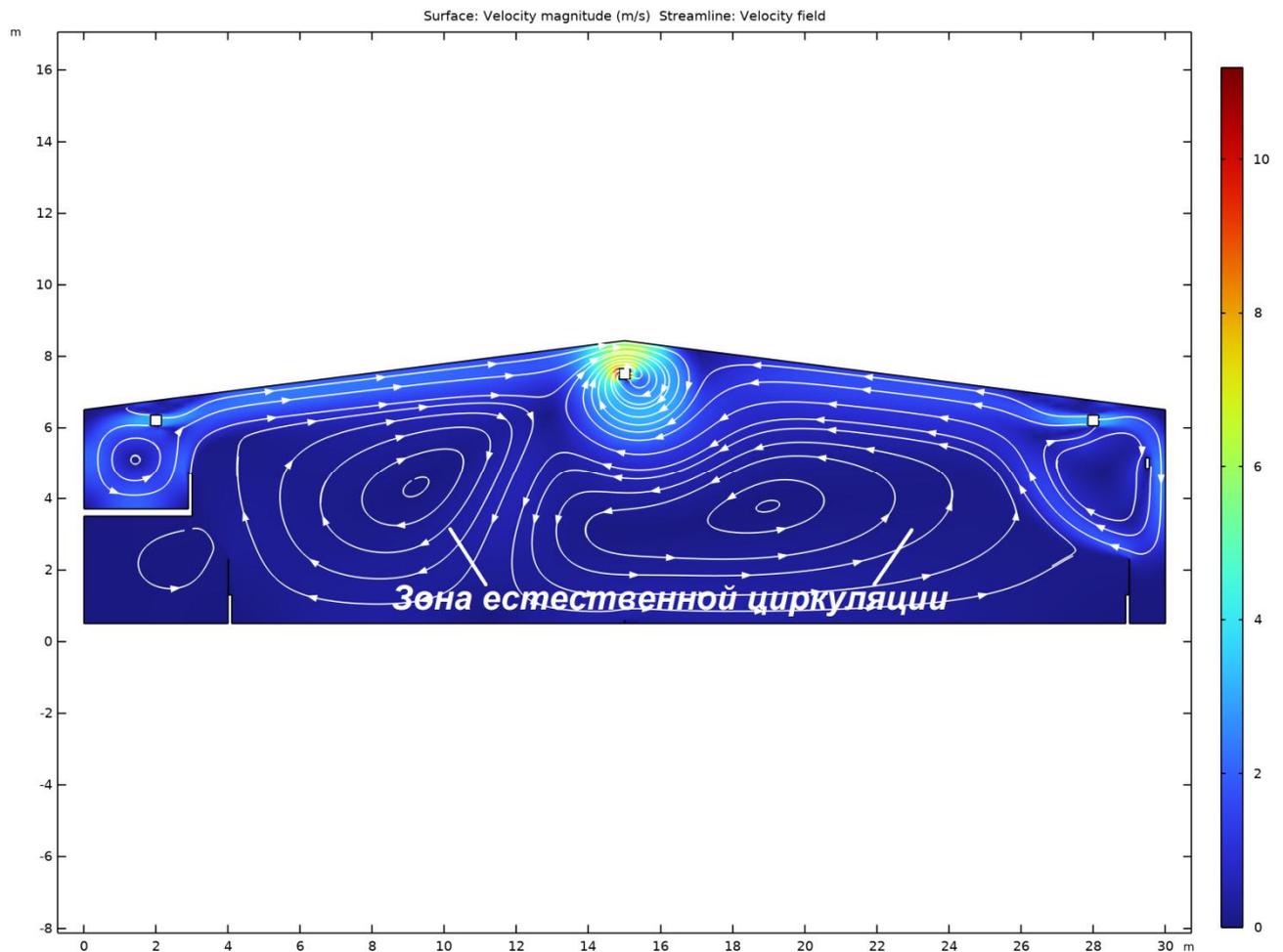


Рисунок 2.34 – Модель потоков воздуха при работе системы вентиляции с образованием зон циркуляции над ледовой поверхностью

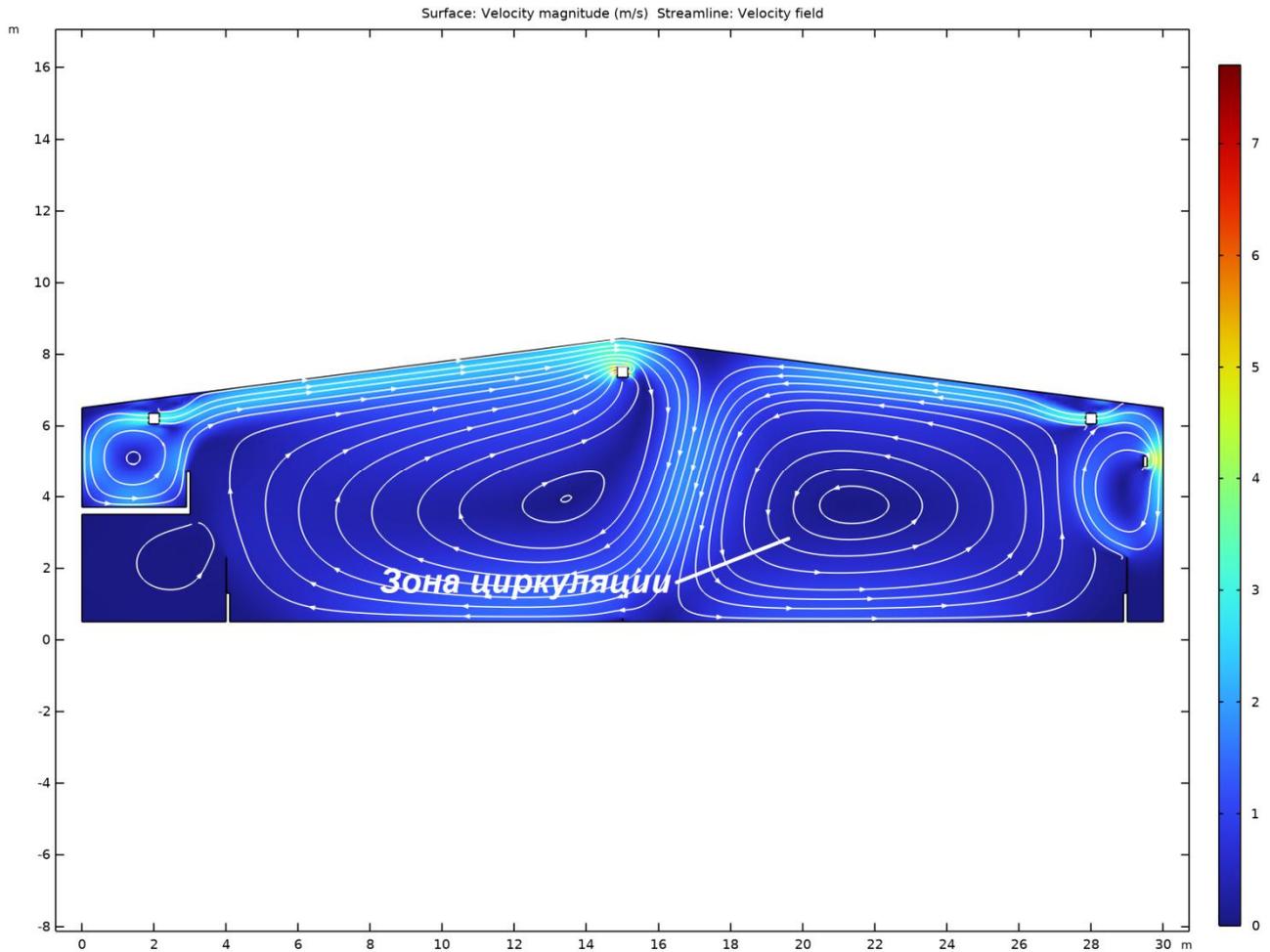


Рисунок 2.35 – Модель потоков воздуха при работе систем вентиляции и воздушного отопления

На рисунке 2.34 видно, что при работе системы вентиляции с подачей воздуха в верхнюю зону приточный воздух не достигает ледового поля, и удаляется через воздухозабор по центру поля. Циркуляция в центральной части объема помещения имеет замкнутый характер, и обеспечивается за счет формируемой разности плотностей влажного и более сухого воздуха, совместно с эжектирующим эффектом приточных струй.

На рисунке 2.35 показан случай совместной работы систем вентиляции и воздушного отопления, наблюдается смещение замкнутой циркуляционной зоны в направлении отопительного агрегата. Наличие балкона, характерного расположения приточных сопел (рис. 2.28), и разделение систем отопления и вентиляции отрицательно сказывается на равномерности распределения параметров воздуха, наблюдается ярко выраженная асимметричность (рис. 2.36).

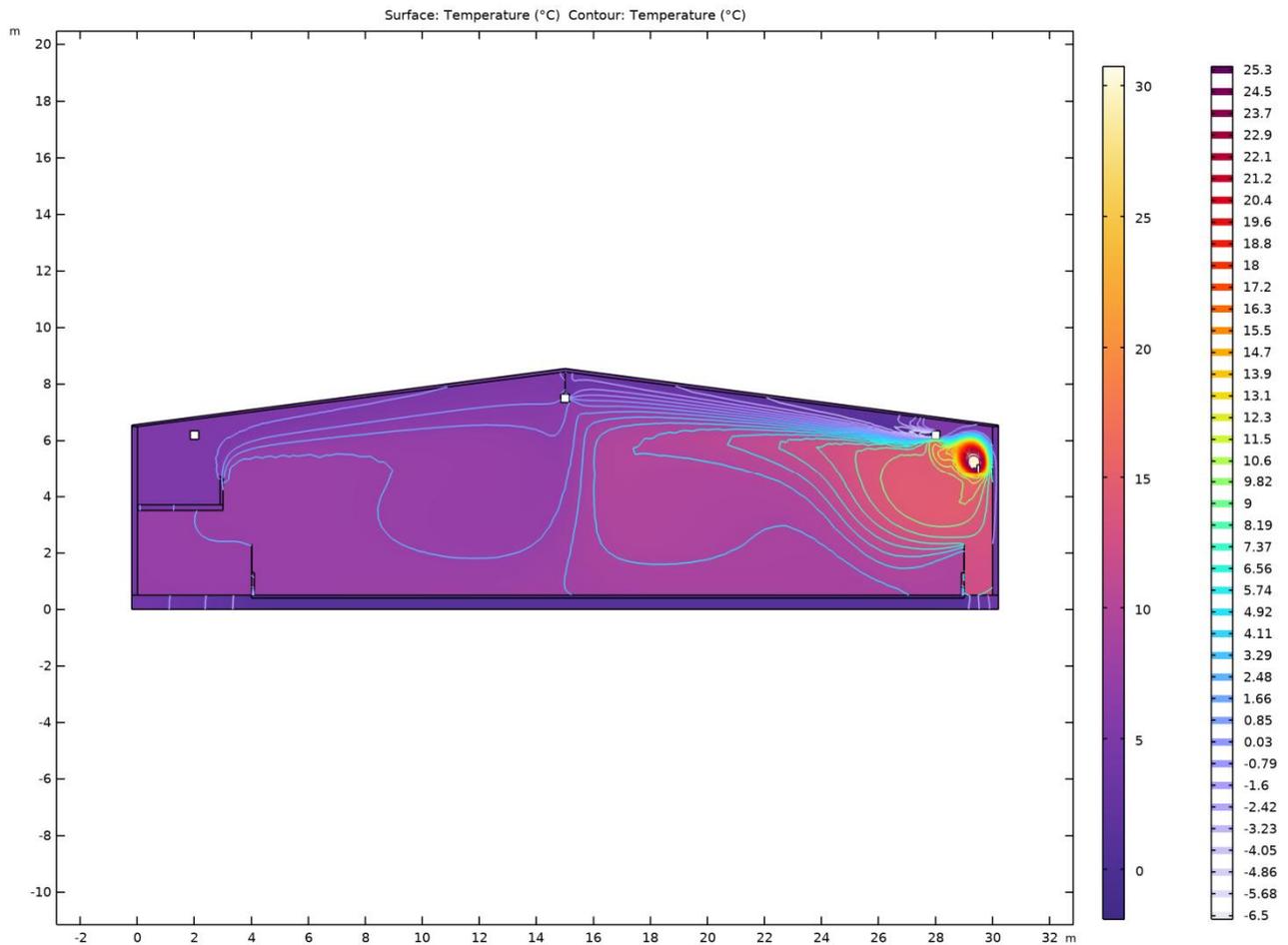


Рисунок 2.36 – Модель поля температуры при работе систем вентиляции и воздушного отопления

Сравнение результатов натуральных и численных исследований распределения температуры и влажности воздуха в обслуживаемой зоне крытого ледового катка (рис. 2.37 и 2.38) показывает удовлетворительную сходимость ($\approx 12\text{...}18\%$), что позволяет сделать вывод о применимости рассмотренного подхода и системы уравнений при моделировании тепломассообменных процессов систем обеспечения микроклимата в условиях фазовых превращений в помещении. Для примера на данных рисунках, кривой соответствуют результаты численного моделирования по разработанной компьютерной модели, маркеры соответствуют данным натуральных измерений приведенных ранее для точек 1...35 в сечении I-I. Увеличение погрешности моделируемой влажности на высоте от 2 м, объясняется изменением внешних условий, происходящих из-за отклонения значений влияющих факторов от начальных параметров, обусловленных функционированием объекта исследования (работой персонала и подготовкой посетителей катка к занятиям).

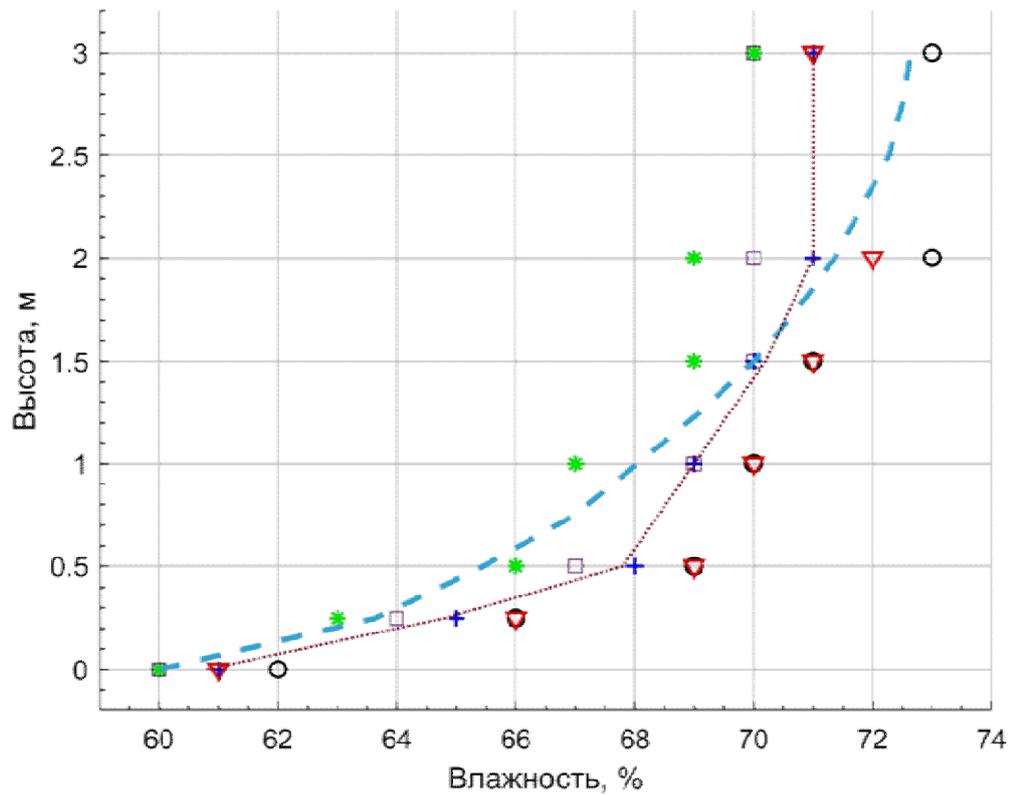


Рисунок 2.37 – Распределение относительной влажности воздуха по высоте в сечении I-I над ледовым полем: ○ – т. 1-7; + – т. 8-14; * – т. 15-21; □ – т. 22-28; △ – т. 29-35; ⋯ – средненное значение влажности; --- – данные моделирования

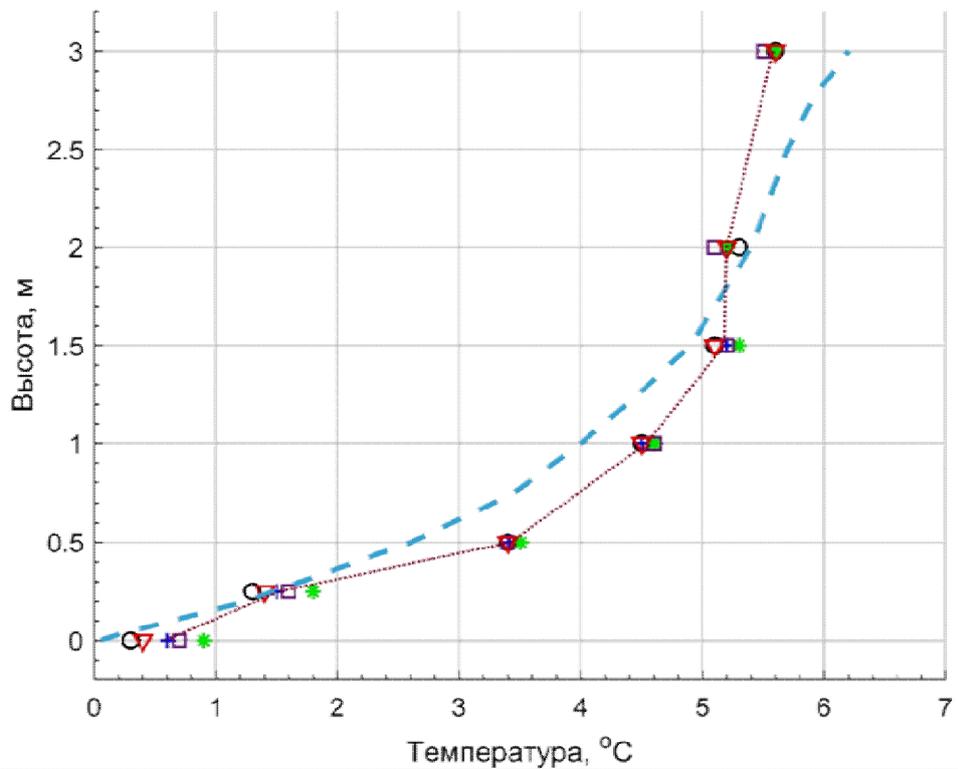


Рисунок 2.38 – Распределение температуры воздуха по высоте в сечении I-I над ледовым полем: ○ – т. 1-7; + – т. 8-14; * – т. 15-21; □ – т. 22-28; △ – т. 29-35; ⋯ – средненное значение температуры; --- – данные моделирования

2.6 Выводы по второй главе

В результате анализа результатов моделирования тепломассообменных процессов, протекающих в помещении крытого ледового катка без зрителей, были сформулированы следующие вспомогательные гипотезы:

1) зная показатели затрачиваемой мощности систем тепло-, электро- и холодноснабжения, степени осушения воздуха, эффективности воздухообмена и трудоемкости производимых работ, можно определить наиболее рациональные конструктивные решения и режимы функционирования систем обеспечения микроклимата крытых ледовых катков без зрителей;

2) наличие характерных для крытых ледовых катков без зрителей градиентов температуры и влажности внутреннего воздуха может использоваться для регулирования термодинамических параметров приточного воздуха при его обработке в системе кондиционирования зоны ледового поля;

3) увеличение точности расчета интенсивности теплообмена вентиляционных потоков с поверхностью ледового поля будет способствовать повышению эффективности управления режимами работы системы подготовки приточного воздуха для обеспечения требуемых свойств искусственного льда при изменении вида проводимых мероприятий без дополнительных энергозатрат;

4) определение времени охлаждения конструкций перекрытия до температуры точки росы позволяет выбрать наиболее рациональное конструктивное решение системы обеспечения микроклимата крытого катка при выполнении условий предотвращения конденсации воды на внутренних поверхностях строительных конструкций.

3 МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛОМАССОБМЕНА ПРИ ОБТЕКАНИИ ПОВЕРХНОСТИ ЛЬДА ПОТОКОМ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

При проектировании систем вентиляции, кондиционирования воздуха и холодоснабжения крытых катков и ледовых арен одной из основных задач является определение интенсивности процессов теплообмена внутреннего воздуха с поверхностью льда. Как уже было отмечено в первой главе, наибольшая величина удельных тепловых потоков здесь приходится на конвективный теплообмен, величина которого в тепловом балансе системы «воздух-поверхность» может превышать 70%. Как известно, интенсивность конвективного теплообмена главным образом характеризуется величиной коэффициента теплоотдачи, зависящего от формы и расположения обтекаемой поверхности, режима течения жидкости, ее физических свойств.

В настоящее время при проектировании упомянутых выше инженерных систем для расчета данного коэффициента принято пользоваться эмпирическими зависимостями [91, 98, 153]. Данные зависимости не носят универсального характера, то есть не могут с достаточной степенью точности отразить его возможное приращение при изменяющемся температурном напоре, подвижности и влажности воздуха. Кроме того, не учитывается фазовый переход воды при взаимодействии влажного воздуха с поверхностью льда. Таким образом, возрастает актуальность получения зависимости для определения коэффициента теплоотдачи, которая была бы максимально приближена к аналитической и учитывала влияние перепада температур поверхности льда и воздушного потока, его скорость, а также фазовый переход при конденсации и испарении.

Из-за технологических особенностей формирования массива искусственного льда, на его поверхности должна присутствовать пленка воды, толщина которой зависит от теплового и массового балансов источников теплоты в рассматриваемой системе (рис. 3.1). Можно выделить следующие основные направления движения температуры и массы при протекающих термодинамических процессов в пленке:

1) Равенство подводимых, $Q_{я}^1$, и отведенных, $Q_{я}^2$, потоков явной теплоты ко льду. Пленка воды находится в равновесном состоянии с постоянной толщиной;

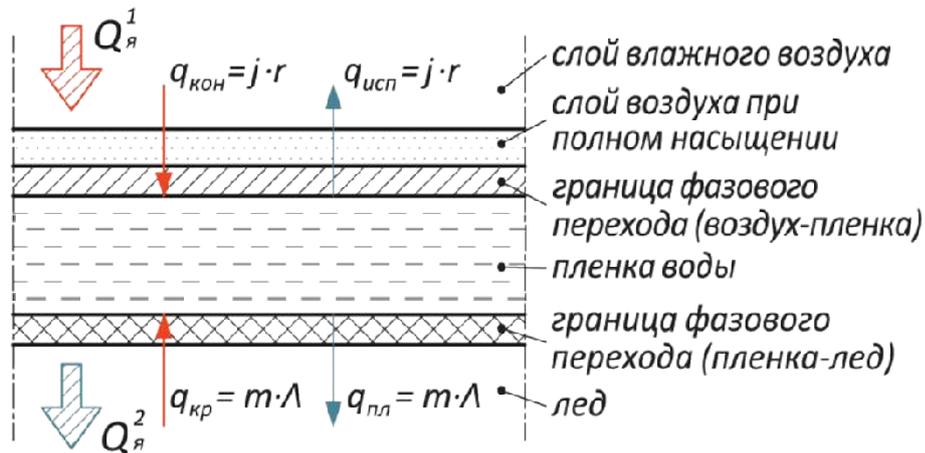


Рисунок 3.1 – Тепловой баланс системы «лед-жидкость-воздух»: $Q_{я}^1$ – явная теплота от внутреннего воздуха; $Q_{я}^2$ – явная теплота к массиву льда; $q_{кон}$ – поток теплоты при конденсации; $q_{исп}$ – поток теплоты при испарении; $q_{кр}$ – поток теплоты при кристаллизации льда; $q_{пл}$ – поток теплоты при плавлении; j – поперечная плотность потока массы, или скорость испарения (конденсации); r – скрытая теплота испарения (конденсации); m – масса кристаллизующегося (плавящегося) льда; Λ – удельная теплота кристаллизации (плавления) льда

2) Поток теплоты от воздуха превышает отводимый системой охлаждения, $Q_{я}^1 > Q_{я}^2$, наблюдается плавление льда, толщина пленки увеличивается, сухой теплый воздух охлаждается с одновременным увеличением влагосодержания. Здесь следует отметить, что при плавлении 1 кг льда отбирается скрытая теплота плавления, равная 355 кДж/кг. Лучи изменения процессов состояния влажного воздуха в данном случае расположены между прямыми $I=const$, $d=const$. При $d=const$ имеет место сухое охлаждение воздуха, без испарения и выпадения конденсата;

3) Поток теплоты от воздуха меньше отводимого системой охлаждения, $Q_{я}^1 < Q_{я}^2$. Поскольку температура поверхности ниже температуры воздуха, потоки явной теплоты и массы будут направлены от внутреннего воздуха к пленке воды, парциальное давление в воздухе выше парциального давления над пленкой. Так как температура льда ниже температуры точки росы, будет происходить конденсация водяного пара. Наблюдается нарастание массива льда, сопровождающегося одновременными процессами конденсации и кристаллизации с выделением скрытой теплоты, подводимой к пленке. Далее будут рассматриваться закономерности изменения интенсивности теплообменных процессов для каждого из этих случаев.

3.1 Эмпирические модели конвективного теплообмена поверхности льда в помещениях крытых ледовых катков

При конвективном теплообмене ледового поля (представляющего собой плоскую горизонтальную пластину больших размеров) с воздушным потоком теплота, передаваемая за элементарный промежуток времени элементарной поверхностью [3, 11, 20, 38, 50, 62, 66, 68, 71, 94, 96, 97, 111], определяется по закону Ньютона-Рихмана:

$$d^2Q_t = \alpha \cdot (t_{\text{жс}} - t_{\text{см}}) dF d\tau, \quad (3.1)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·град); $t_{\text{жс}}$ – температура воздуха, °С; $t_{\text{см}}$ – температура поверхности, °С; dF – элементарная площадь поверхности, м²; $d\tau$ – элементарный промежуток времени, с.

Для рассматриваемой задачи теплообмена при постоянных значениях α , $t_{\text{жс}}$, $t_{\text{см}}$ формула (3.1) примет вид

$$Q_{\text{м.кон}} = F_{\text{л}} \cdot \alpha \cdot (t_{\text{вл}} - t_{\text{л}}) = F_{\text{л}} \cdot \alpha \cdot \Delta t, \quad (3.2)$$

где $F_{\text{л}}$ – площадь ледового катка, м²; α – коэффициент теплоотдачи поверхности льда, Вт/(м²·град); $t_{\text{вл}}$ – температура воздуха в зоне ледового поля, °С; $t_{\text{л}}$ – температура поверхности льда, °С.

Интенсивность конвективного теплообмена принято характеризовать коэффициентом теплоотдачи, который в общем случае является функций [8, 83, 91 и др.]

$$\alpha = f(\Phi, l, v, \lambda, c, \nu, \rho, t_{\text{см}}, t_{\text{жс}}), \quad (3.3)$$

где Φ – геометрическая характеристика (форма) поверхности; l – характерный размер, м; v – скорость движения воздуха, м/с; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°С); c – теплоемкость, ккал/(кг·°С); ν – кинематическая вязкость, м²/с; ρ – плотность, кг/м³.

В первой главе отмечалось, что при расчете конвективного потока теплоты, воспринимаемого поверхностью льда, принято использовать осредненные зависимости коэффициента теплоотдачи, не учитывающие физических свойств влажного воздуха, а также режим его течения при обтекании поверхности [71, 66].

Решение подобных тепловых задач, как правило, сводится к расчету коэффициента теплоотдачи на основании соответствующего рассматриваемому случаю уравнения подобия [3, 50, 66, 71], связь между составными частями которого устанавливается на основании экспериментальных или натуральных исследований [99, 135].

Поскольку теплообмен ледовой поверхности с окружающим воздухом сопровождается воздействием вентиляционных потоков, имеет место вынужденная конвекция. Для ее описания принято использовать числа подобия Нуссельта Nu , Рейнольдса $Re_{ж}$ и Прандтля $Pr_{ж}$ [120, 135]. В пользу вынужденной конвекции так же говорит охлаждение воздуха после контакта со льдом, в результате более тяжелый холодный воздух будет скапливаться у поверхности и образуется запирающий слой, не характерный для естественной конвекции.

Число Нуссельта, называемое также критерием теплового подобия, характеризует интенсивность процесса конвективного теплообмена [8, 66, 83] и определяется по формуле

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda_{ж}}, \quad (3.4)$$

где $\lambda_{ж}$ – коэффициент теплопроводности среды, Вт/(м·°С); l и α – то же, что и в формулах (3.1), (3.3).

Критерий Нуссельта будет являться искомой величиной, поскольку он включает определяемый коэффициент теплоотдачи. В этой связи поиск зависимости критерия Нуссельта от режима течения среды и ее свойств для различных случаев взаимодействия воздушных потоков с поверхностью теплообмена осуществляется экспериментальным путем. При этом для повышения точности результатов, полученных в ходе эксперимента, должны выполняться условия подобия реальных и моделируемых процессов конвективного теплообмена. Установление величины коэффициента теплоотдачи осуществляется с помощью уравнения

$$\alpha = \frac{Q}{F \cdot (t_{cm} - t_{ж})}, \quad (3.5)$$

где Q – количество подведенной теплоты, Вт.

Интенсивность конвективного теплообмена также в значительной степени зависит от режима течения воздуха, который характеризуется числом Рейнольдса, определяемым по формуле

$$Re_{жс} = v_0 \cdot l / \nu_{жс}, \quad (3.6)$$

где v_0 – характерная скорость воздуха, м/с; $\nu_{жс}$ – кинематический коэффициент вязкости воздуха, м²/с.

Число Прандтля целиком составлено из физических параметров воздуха, вследствие чего и само является таковым, его величина зависит от физической природы, температуры и давления взаимодействующей с поверхностью теплообмена среды [120] и определяется по формуле

$$Pr_{жс} = \frac{\nu_{жс}}{a}, \quad (3.7)$$

где a – коэффициент температуропроводности, м²/с, определяемый из соотношения

$$a = \frac{\lambda_{жс}}{c_p \cdot \rho}, \quad (3.8)$$

где c_p – изобарная теплоемкость воздуха, ккал/(кг·°С).

Общий вид эмпирической зависимости, описывающей конвективный теплообмен, принято представлять в виде

$$Nu = C Re_{жс}^n Pr_{жс}^m, \quad (3.9)$$

где C , n и m – постоянные.

Поскольку для воздуха критерий Прандтля является постоянной величиной и составляет порядка 0,71, уравнение подобия при конвективном теплообмене упрощается и принимает вид

$$Nu = 0,71 \cdot C \cdot Re_{жс}^n. \quad (3.10)$$

Выражение (3.10) позволяет выявить, какое влияние на коэффициент теплоотдачи оказывают такие величины, как коэффициент кинематической вязкости, характерный размер поверхности теплообмена, теплоемкость и скорость воздуха. После определения искомых величин выражение (3.10) логарифмируется, в результате чего получается равенство

$$\lg Nu = \lg C + n \lg Re. \quad (3.11)$$

Формула (3.11) является уравнением прямой в логарифмических координатах, причем показатель n представляет собой тангенс угла наклона данной прямой и определяется графическим способом. Константа C находится из выражения (3.11) при подстановке известных величин.

В работе [124] представлены результаты экспериментальных исследований изменения параметров воздуха, взаимодействующего с поверхностью льда, проведенных с помощью рассмотренного алгоритма. В данной статье авторами предложена модель, описывающая зависимость критерия Нуссельта от режима течения среды, ее начальной температуры и влажности. Согласно данной модели, уравнение (3.11) принимает вид

$$Nu = 0,0069 \cdot Re_{жс}^{1,26}. \quad (3.12)$$

При совместном решении уравнений (3.4), (3.6) и (3.11) получим зависимость для определения коэффициента теплоотдачи, принимающую вид

$$\alpha = \frac{0,0069 \cdot \lambda_{жс} \cdot \left(\frac{v \cdot l}{v_{жс}} \right)^{1,26}}{l}. \quad (3.13)$$

Экспериментальные исследования проводились при диапазоне варьирования температуры подаваемого воздуха от 25 до 35°C и его начальной скорости от 0,05 до 0,47 м/с. Согласно существующим требованиям, предъявляемым к параметрам микроклимата зоны ледового поля, такие режимы течения, а следовательно, и теплообмена воздуха с поверхностью льда не соответствуют реальным условиям эксплуатации крытых катков.

Так, число Рейнольдса, при котором данная математическая модель справедлива, должно принадлежать диапазону от 2000 до 20000, что при реальных условиях соответствует крайне низкой подвижности воздуха, достижение которой не представляется возможным из-за характерных особенностей организации воздухораспределения обслуживаемой зоны ледового поля. В результате искомый коэффициент теплоотдачи может не соответствовать реальному значению.

В современных зарубежных и отечественных методиках расчета количества теплоты, воспринимаемого поверхностью льда от окружающего воздуха,

коэффициент теплоотдачи рекомендуется определять по эмпирическим формулам. Так, в работах [98, 235] авторами предлагается применение осредненной зависимости

$$\alpha_{кон} = 3,41 + 3,55 \cdot v_{л}, \quad (3.14)$$

где $v_{л}$ – скорость воздуха у поверхности ледового поля, м/с.

Поскольку рекомендуемая скорость воздуха над поверхностью льда принимается неизменной, в этом случае коэффициент теплоотдачи представляет собой постоянную величину, а разностью температур ледовой поверхности и внутреннего воздуха предполагается пренебрегать, что недопустимо в случае проведения мероприятий, требующих различных параметров льда.

В работе [153] для определения коэффициента теплоотдачи предлагается модель (3.15), которая характерна для вынужденной конвекции, наблюдаемой при проектировании открытых катков

$$\alpha_{кон} = 0,037 \cdot (\lambda_{г} / \nu_{г}^{0,8}) \cdot w_{г}^{0,8} \cdot l^{-0,2} \quad (3.15)$$

где $\lambda_{г}$ – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·°С); $\nu_{г}$ – кинематический коэффициент вязкости воздуха, м²/с; $w_{г}$ – среднемесячная скорость ветра в расчетный период, м/с; l – линейный размер поля в направлении движения ветра, м.

Также данная тематика описывалась в работах [89, 108]. Однако открытые ледовые арены и катки имеют свои характерные особенности, которые не соответствуют рассматриваемому случаю.

В работе [153] была рассмотрена модель для крытых катков (3.16), учитывающая разность температур между поверхностью льда и внутренним воздухом

$$\alpha_{кон} = 1,31 \cdot \sqrt[4]{t_{вл} - t_{л}}. \quad (3.16)$$

При расчете коэффициента теплоотдачи следует помнить, что по истечении небольшого промежутка времени после заливки льда на его поверхности начинается процесс конденсации влаги, находящейся в воздухе. Величина и интенсивность выпадения конденсата напрямую зависят от температуры льда, температуры и влажности воздуха, причем, чем больше значение влагосодержания внутреннего воздуха, тем быстрее происходит образование конденсата. Температура

поверхности льда поддерживается в допустимом интервале с помощью регулирования температуры плиты, на которой формируется ледяной покров.

Поверхность ледового поля фактически является границей раздела фаз между льдом и внутренним воздухом ледовой арены, на которой за счет процессов конденсации, нагрева и охлаждения протекает интенсивный теплообмен, что не учитывается формулой (3.16). При большой насыщенности воздуха влагой, отвод молекул воды слоем жидкости, находящимся на поверхности льда, более вероятен, чем отрыв молекул в противоположном направлении, это происходит из-за присутствия неизбежного термодинамического процесса образования конденсата при температуре точки росы.

В случае уменьшения влагосодержания во внутреннем воздухе меньшее количество молекул воды способно перейти к поверхностной водяной пленке, в то же время повышается вероятность перехода молекул в обратном направлении. Учет теплового потока, связанного с выпадением конденсата на поверхности ледового поля и его замерзания, можно осуществить с помощью относительного коэффициента теплоотдачи [153], определяемого по формуле

$$\alpha' = \alpha \cdot \xi, \quad (3.17)$$

где ξ – коэффициент влаговыведения, учитывающий выделение тепла при конденсации влаги на теплообменной поверхности и определяемый по формуле

$$\xi = \frac{\left((i_{вл} - i_l'') - (d_{вл} - d_l'') \cdot i_l \right)}{c_{pв} \cdot (t_{вл} - t_l)}, \quad (3.18)$$

где $i_{вл}$, i_l'' , i_l – соответственно, энтальпия воздуха над катком, энтальпия воздуха в состоянии насыщения при температуре поверхности льда, энтальпия льда; $d_{вл}$, d_l'' – соответственно, влагосодержание в потоке воздуха над катком и влагосодержание при температуре поверхности льда при полном насыщении.

Коэффициент влаговыведения также можно определить по номограмме, приведенной в [153]. На рисунке 3.2 приводится сравнение возможных зависимостей коэффициентов теплоотдачи от разности температур между поверхностью ледового поля и воздухом над ней при проведении хоккейных матчей.

Величины α_k значительно отличаются, и при выборе конкретной расчетной формулы принято руководствоваться значимостью определяющего параметра в зависимости от вида проводимых мероприятий [124], что в настоящее время в достаточной степени не изучено.

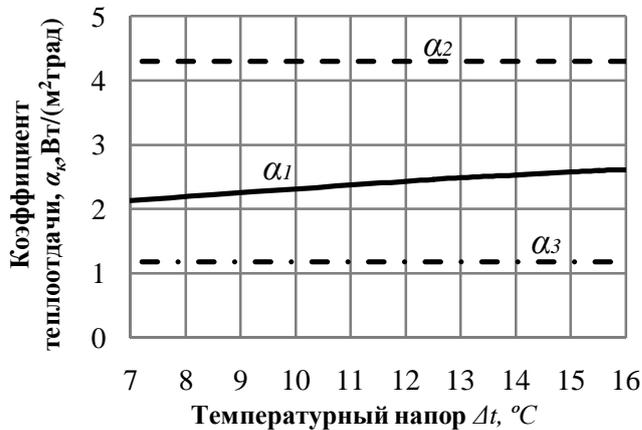


Рисунок 3.2 – Величина температурного напора на коэффициент теплоотдачи: α_1 , α_2 и α_3 – коэффициенты теплоотдачи вычислены по формулам (3.16), (3.14) и (3.15) соответственно

Коэффициент теплоотдачи при проектировании, согласно работам С.В. Русакова, для первого случая может приниматься по данным численного моделирования, и находится в интервале 1,0...1,8 Вт/(м²·град). Схожие результаты получаются по зависимости предложенной А.В. Быковым для вынужденной конвекции. Причем, для учета влияния высоты ограждающих бортов ее необходимо модифицировать с помощью параметра заглубления поверхности, тогда зависимость примет вид уравнения (3.19). Для третьего случая учет теплового потока связанного с выпадением конденсата на поверхности льда и его замерзанием можно осуществить с помощью относительного коэффициента теплоотдачи, определяемого по формуле (3.20).

$$\text{- при } Q_{\text{я}}^1 = Q_{\text{я}}^2: \quad \alpha = \frac{0,037 \cdot (\lambda_{\text{в}} / \nu_{\text{в}}^{0,8}) \cdot w_{\text{в}}^{0,8} \cdot l^{-0,2}}{\left(1 + \frac{\Delta h}{l}\right)^{0,25}}, \quad (3.19)$$

$$\text{- при } Q_{\text{я}}^1 < Q_{\text{я}}^2: \quad \alpha' = \alpha \cdot \xi, \quad (3.20)$$

где $\lambda_{\text{в}}$ – теплопроводность воздуха, Вт/(м·°C); $\nu_{\text{в}}$ – кинематический коэффициент вязкости воздуха, м²/с; $w_{\text{в}}$ – подвижность воздуха, м/с; l – характерный размер теплообмена, м (зависит от выбранной схемы воздухораспределения, в первом приближении может быть принято половина ширины площадки); Δh – расстояние от

кромки борта до поверхности, m ; ξ – коэффициент влаговываждения (может определяться по номограмме и зависит от относительной влажности и температуры воздуха, для крытых катков находится в интервале от 0,8 до 1,6).

Данные зависимости предназначены для расчета при организованном воздухообмене в крытых катках. Однако, в нерабочее время, при возможном отключении систем обеспечения микроклимата, или их перехода в дежурный режим, наблюдается третий случай, в достаточной степени не изученный, а именно теплообмен при таянии льда и наличии пленки воды на поверхности.

3.2 Анализ процессов теплообмена на границе раздела фаз при обтекании поверхности льда потоком воздуха

Как уже было отмечено ранее, при взаимодействии влажного воздуха с поверхностью ледового поля, температура которой меньше температуры насыщения при заданном давлении, выпадает конденсат, который смачивает поверхность льда, в результате чего образуется пленка жидкости. Подобный вид конденсации называют пленочным. Кроме того, даже при отсутствии пленочной конденсации в интервале поддерживаемых системой холодоснабжения температур на поверхности образуется так называемый квазижидкий слой, обладающий свойствами как твердой, так и жидкой фазы воды. В силу этого допустимо считать, что пленка конденсата всегда присутствует на поверхности ледового поля, вне зависимости от температурных режимов покрытия. В то же время ее параметры постоянно изменяются, находясь в равновесном состоянии с контактирующим воздухом. Таким образом, представляется возможным рассматривать теплообмен ледового поля с воздушным потоком как теплообмен при пленочной конденсации.

В подобных случаях принято считать, что вся теплота, выделяющаяся на внешней границе пленки, отводится к поверхности охлаждения. Для рассматриваемого объекта, ввиду низких скоростей омываемого воздуха (регламентированного нормативами) и горизонтальным расположением поверхности теплообмена, режим течения конденсата в пленке будет ламинарным. Следовательно, со-

гласно устоявшейся теории теплообмена, перенос теплоты осуществляется путем теплопроводности, тогда при допущении, что температура конденсата равна температуре насыщения, плотность теплового потока может определяться с помощью известного выражения

$$q = \lambda_{жс} / \delta_{жс} (t_n - t_c), \quad (3.21)$$

где $\lambda_{жс}$ – коэффициент теплопроводности конденсата, Вт/(м·°С); $\delta_{жс}$ – толщина пленки, м; t_n – температура насыщения, °С; t_c – температура поверхности льда, °С.

Кроме того, по закону Ньютона-Рихмана удельный тепловой поток может быть найден по формуле

$$q = \alpha_{н.к} (t_n - t_c), \quad (3.22)$$

где $\alpha_{н.к}$ – коэффициент теплоотдачи поверхности, покрытой пленкой воды, Вт/(м²·°С).

Из анализа данных уравнений можно видеть, что коэффициент теплоотдачи зависит от толщины слоя конденсата. Чем он толще, тем меньше теплоотдача

$$\alpha_{н.к} = \lambda_{к} / \delta_{к}. \quad (3.23)$$

Таким образом, как и для классической задачи о теплопроводности плоской стенки, распределение температуры будет линейным, и расчет коэффициента теплоотдачи сводится к определению переменной толщины пленки конденсата.

Анализ научных исследований в этой области [6-7, 17, 42, 48, 52-54, 66, 154, 192, 223-227, 248, 250-252, 254-263] показывает, что, как правило, рассматривались стекающие пленки в гравитационном поле при сопутствующих или встречных потоках газа (воздуха). Начало этим исследованиям было положено Нуссельтом, предложившим зависимость для определения толщина пленки, приняв вид

$$\delta_{Nu} = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot \lambda_{к} (t_n - t_c) \nu_{к} \cdot x}{r \cdot g (\rho_{к} - \rho_{н})}}, \quad (3.24)$$

где $\nu_{к}$ – кинематическая вязкость конденсата, м²/с; $\rho_{к}$ – плотность конденсата, кг/м³; $\rho_{н}$ – плотность пара при температуре насыщения, кг/м³; x – расстояние по вертикали ($x=0$ при $\delta_{Nu}=0$), м; r – теплота парообразования, Дж/кг.

В дальнейшем исследования получили развитие в работах П.Л. Капицы и Д.А. Лабунцова, которые рассматривали периодическое волновое и беспорядочное трехмерное волновое течение пленки с переменной толщиной. Например, в работе [83] показано возникновение волновых эффектов при малых числах Рейнольдса и формировании длинных волн вдоль действия линии силы. В силу пространственной трансформации поток рассматривается как плоский двухмерный профиль, в котором толщина слоя является искомой величиной при различных внешних параметрах. В первом приближении при волновом течении тонкой пленки конденсата очертание профиля принимает вид синусоиды, перемещающейся в направлении течения жидкости. Тогда толщина пленки δ_κ в фиксированной точке будет изменяться с течением времени $\tau=t/t_0$ по периодическому закону

$$\delta_\kappa = \delta_{cp} (1 + a \cdot \sin 2\pi\tau), \quad (3.25)$$

где t_0 – период волны; a – амплитуда волны, равная для первого приближения 0,46; δ_{cp} – средняя толщина пленки, принимается равной $\delta_{cp}=0,93 \cdot \delta_{Nu}$.

Средняя тепловая проводимость пленки для вертикальной стенки, уравнение (3.23), будет равна

$$\left(\frac{\lambda_\kappa}{\delta_\kappa} \right)_{cp} = \int_0^1 \frac{\lambda_\kappa}{\delta_\kappa} d\tau = \frac{\lambda_\kappa}{\delta_{cp}} \int_0^1 \frac{d\tau}{1 + a \cdot \sin 2\pi\tau} = \frac{\lambda_\kappa}{\delta_{cp}} \frac{1}{\sqrt{1-a^2}} = 1,13 \frac{\lambda_\kappa}{\delta_{cp}}. \quad (3.26)$$

Результаты современных исследований устойчивости пленки при течении показаны в работах [254-263]. Здесь следует отметить, что рассматриваемую проблему усугубляет неизотермичность процесса в пленке. В первичной постановке задачи необходимо рассматривать тонкий слой жидкости, вязкость которой изменяется от температуры и изменяющегося состава. Вдоль поверхности движется газовый (воздушный) поток, касающийся поверхности пленки и отвечающий Ньютонскому критерию трения, которое связывает касательное напряжение на границе «жидкость-газ». Под действием этого газового потока возникает движение тонкой пленки жидкости. В случае малых числах Рейнольдса пленка утоньшается, и на ее поверхности могут возникнуть волны.

Для рассматриваемой задачи имеет место иное расположение теплообменной поверхности, а именно горизонтальное. Согласно существующему математи-

ческому описанию тонкой пленки конденсата на горизонтальной пластине, приведенному Солодовым А.П. в работе [170], для определения δ необходимо учитывать следующие допущения: течение в пленке конденсата считается параллельным стенке (т.е. нормальные составляющие скорости равняются нулю), безинерционным; давление в пленке постоянно и равняется давлению в паровоздушной смеси; продольным изменением теплопроводности пренебрегают.

Кроме того, при конденсации на горизонтальной пластине (рисунок 3.3) проекции силы тяжести на возможные направления движения x и z равны нулю. Следовательно, движение в пленке конденсата обеспечивается динамикой набегающего воздушного потока, и учитываются только касательные напряжения, действующие на верхнюю и нижнюю грани.

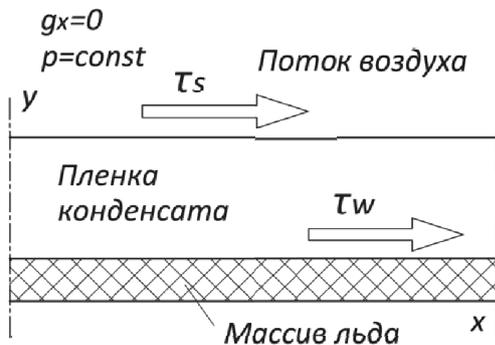


Рисунок 3.3 – Схема действия сил при конденсации на горизонтальной поверхности

Тогда уравнение движение для ламинарной пленки под воздействием касательного напряжения, получившего название сдвигового движения, можно записать в виде

$$\tau(y) = \mu \frac{du}{dy} = \tau_s = const, \quad (3.27)$$

где $\tau(y)$, τ_s – касательное напряжение в пленке, Н/м²; μ – динамическая вязкость, Па·с.

Уравнение энергии или теплота фазового перехода, которая выделяется на поверхности раздела фаз и переходящая к охлаждаемой плите через ламинарную пленку конденсата, примет вид

$$q_y = -\lambda \frac{dt}{dy} = const, \quad (3.28)$$

где q_y – постоянный по толщине пленки локальный удельный тепловой поток; λ – молекулярная теплопроводность конденсата.

Таким образом, профиль температуры в пленке конденсата имеет линейный характер, что доказывает справедливость выражения коэффициента α через термическую проводимость тонкой ламинарной пленки, толщина которой составит

$$\delta_s = \sqrt{2Re} \cdot \frac{v_k}{\sqrt{\tau_s / \rho_k}}. \quad (3.29)$$

Из (3.28) следует, что толщина пленки конденсата при ламинарном сдвиговом течении увеличивается пропорционально квадратному корню от критерия Re в пленке или из расхода конденсата в пленке и убывает обратно пропорционально фактору терния на границе раздела фаз. В модифицированном виде, критериальное уравнение А.П. Солодова принимает вид

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l_g}{\lambda_{жс}} \cdot H^{0,25} = \frac{1}{\sqrt{2Re}} \cdot \frac{l_g \cdot \sqrt{\tau_s / \rho_{жс}}}{v_{жс}} \cdot H^{0,25}, \quad (3.30)$$

где $\lambda_{жс}$ – теплопроводность жидкости в пленке, Вт/(м·°С); $\rho_{жс}$ – плотность жидкости пленки, кг/м³; $v_{жс}$ – кинематический коэффициент вязкости жидкости в пленке, м²/с; τ_s – касательное напряжение на поверхности пленки Н/м²; Re – критерий Рейнольдса в пленке; l_g – вязкостно-гравитационная длинна; H – параметр заглубления поверхности пленки.

Помимо введения поправки на заглубление поверхности теплообмена, в уравнении (3.30) необходимо учесть выделение теплоты кристаллизации воды на границе фазового перехода, в количестве 335 кДж/кг, что удобно сделать заменой коэффициента теплопроводность жидкости в пленке на модифицированный коэффициент плавления. Так же, подвижность воздуха у поверхности льда, вызванная организованным или неорганизованным воздухообменом, приводит к возникновению течения пленки под действием сдвиговых усилий. Недостатком данной модели является допущение неизменности толщины пленки, которая в действительности изменяется при течении, а толщина пленки может быть найдена исходя из условий этого течения.

Поскольку изучение течения тонких пленок с помощью физического моделирования весьма проблематично из-за их незначительной толщины и сложности поддержания задаваемых термодинамических параметров, представляется целе-

сообразной разработкой численной модели процесса тепломассообмена при обтекании поверхности льда ламинарным потоком влажного воздуха для уточнения характеристик течения пленки конденсата, ее толщины, и, как следствие, средней тепловой проводимости.

3.3 Численное моделирование тепломассообмена тонкой пленки на поверхности льда

В используемом для исследования пакете COMSOL Multiphysics присутствует интерфейс "Thin Film Flow" с математической формулировкой для моделирования тонких приповерхностных пленок, их физических и гидродинамических свойств. Исследование динамики тонкой пленки опирается на уравнения мелкой воды с моделированием движения жидкости со свободной поверхностью под действием полей внешних сил для случаев малой глубины слоя жидкости по сравнению с масштабом продольного направления массопереноса.

Для совместного решения тепловлагопереноса и процессов газо- и гидродинамики использованы инструменты модуля «Теплопередача». Он позволяет выполнять тепловые расчеты и анализировать влияние тепловых процессов в различных строительных объектах, моделируя распределение температур и плотностей тепловых потоков. Инструменты мультифизического моделирования позволяют с высокой точностью описывать взаимосвязанные физические процессы для реальных характеристик различных систем и конструкций. В нем рассмотрены различные режимы теплообмена, включая конвективный и сопряженный теплообмен, теплообмен излучением, фазовые переходы и перенос влаги.

Природа течения слоя жидкости по горизонтальной пластине, свойственного рассматриваемой задаче, схожа с хорошо изученным случаем течения мелкой воды, приведенным, например, в работе [116], в которой изучаются непериодические колебания воды. В этой связи предлагается гипотеза о допустимости применения системы основополагающих уравнений волн на поверхности мелкой воды для численного моделирования развития течения тонкой пленки на

обширной поверхности льда. Данная система уравнений представляют собой уравнения течения и неразрывности (3.31)...(3.34), дополненные граничными условиями (3.35)...(3.37).

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} - fv = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_x}{\partial z}, \quad (3.31)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} + fu = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_y}{\partial z}, \quad (3.32)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} - g, \quad (3.33)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0. \quad (3.34)$$

где x, y – прямоугольные горизонтальные координаты, z – вертикальная координата, направленная вверх; u, v и w – компоненты скорости по осям координат; p – давление; ρ – плотность воды; τ_x и τ_y – горизонтальные компоненты силы трения, равные, соответственно, $\frac{\mu}{\rho} \frac{\partial u}{\partial z}$ и $\frac{\mu}{\rho} \frac{\partial v}{\partial z}$ (μ – турбулентная вязкость), f – удвоенная величина вертикальной компоненты угловой скорости вращения Земли [42, 52-54, 116, 223-227].

Если предположить, что $z=0$, что равносильно спокойной поверхности, при появлении волновой структуры $z = -h(x, y)$ – что эквивалентно дну. Тогда волновой процесс $\xi = z(x, y, z)$ – эквивалентен перемещению свободной поверхности, где τ'_x, τ'_y соответствуют компоненте воздушного приповерхностного напора, p_a – давление на свободной поверхности. В силу свойств пленки расположенной на поверхности льда граничные условия могут быть выражены для ξ в виде

$$u = v = w = 0 \text{ при } z = -h, \quad (3.35)$$

$$\tau_x = \tau'_x, \tau_y = \tau'_y, p = p_a \text{ при } z = \xi, \quad (3.36)$$

$$\frac{\partial \xi}{\partial t} + u \frac{\partial \xi}{\partial x} + v \frac{\partial \xi}{\partial y} = w \text{ при } z = \xi. \quad (3.37)$$

В данной системе уравнений возмущение колебаний описывается правой частью, включающей давление и плотность воды. Существующая аналитическая

связь в форме дифференциального уравнения, связывающего силы с изменением скорости и физическими свойствами среды, накладывает ограничения всех физических величин, сводя их к основным мерам: длины, массы и времени. Для этого возьмем уравнение динамики вязкой жидкости

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = F(x) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \nabla^2 u + \frac{1}{3} \nu \frac{\partial \theta}{\partial x}, \quad (3.38)$$

где $F(x)$ – проекция массовых сил; $\theta = \partial u / \partial x + \partial v / \partial y + \partial w / \partial z$ – скорость относительного увеличения элементарного объема жидкости; ν – кинематический коэффициент вязкости; $\nabla^2 u = \partial^2 u / \partial x^2 + \partial^2 u / \partial y^2 + \partial^2 u / \partial z^2$ – оператор Лапласа; t – время; p – давление; ρ – плотность; u , v и w – проекции скорости на оси координат.

Малая толщина пленки не дает полностью развиться капиллярно-гравитационным волнам и при некоторой толщине пленки наблюдается конкурирующий процесс развития тонкой пленки с образованием волны переходящей в капиллярно-гравитационную. Для нее характерна малая амплитуда волн и «пакетность», и если для процессов мелкой воды характерно перемещение массива жидкости по вертикали в поле гравитационных сил, то конкурирующий процесс вызывает возникновение перемешивания жидкости, в особенности в граничных областях дна и приповерхностного слоя (рисунок 3.4).

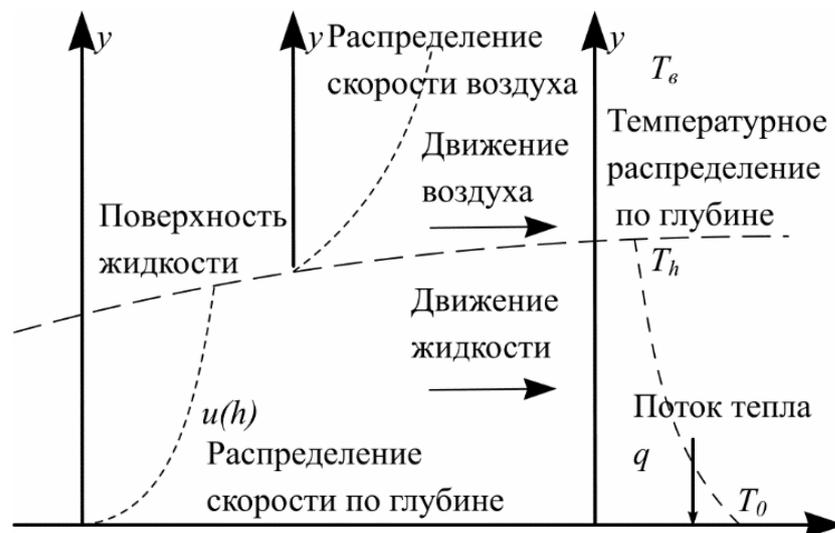


Рисунок 3.4 – Схема воздушных и жидкостных потоков у поверхности льда

Очевидно, что это может приводить к дополнительному теплопереносу, вызванному процессами увеличения теплопроводности и теплоемкости из-за эффектов гравитационного и динамического перемешивания. Моделирование осложняется тремя дополнительными физическими процессами: равновесной фазовой конденсацией свободной влаги, испарением жидкости при волновых процессах и образованием (кристаллизацией жидкости) дополнительного слоя на поверхности льда. Моделирование процесса течения пленки показало наличие устойчивой волны возрастающей через определенное время. На рисунке 3.5 приводится процесс начала генерации волны на пленке жидкости толщиной 0,2 мм.

На начальном этапе толщина пленки воды уменьшается, это вызвано малым значением скорости притока воздуха, основным источником является фазовый переход лед-жидкость.

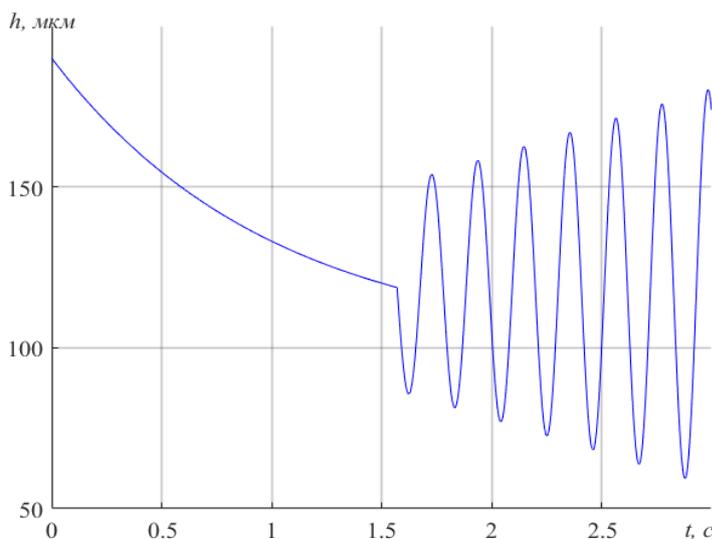


Рисунок 3.5 – Возникновение (генерация) волнового процесса в слое жидкости 0,2 мм и скорости воздушного потока 0,05 м/с

По мере его дальнейшего воздействия возникает скачкообразное (лавинное) появление волнового процесса с практически постоянной скоростью. Анализ показал, что в диапазоне скоростей воздуха 0,01...1 м/с длина волны изменяется на незначительную величину, а средняя скорость жидкости меняется от 0,01...0,1 м/с. Очевидно это связано с вязкостью жидкости, вернее ее распределением по толщине слоя, и температурой.

Моделирование для более продолжительного периода времени показало искажение геометрии волны (рисунок 3.6), которая на начальном этапе была близ-

кой к синусоидальному виду (приложение А). Длительное воздействие потока воздуха на поверхность жидкости приводит к постепенному возрастанию амплитуды волны, что связано с автогенерацией и синхронизмом ламинарных потоков с последующим выходом на переходный режим, близкий к турбулентному.

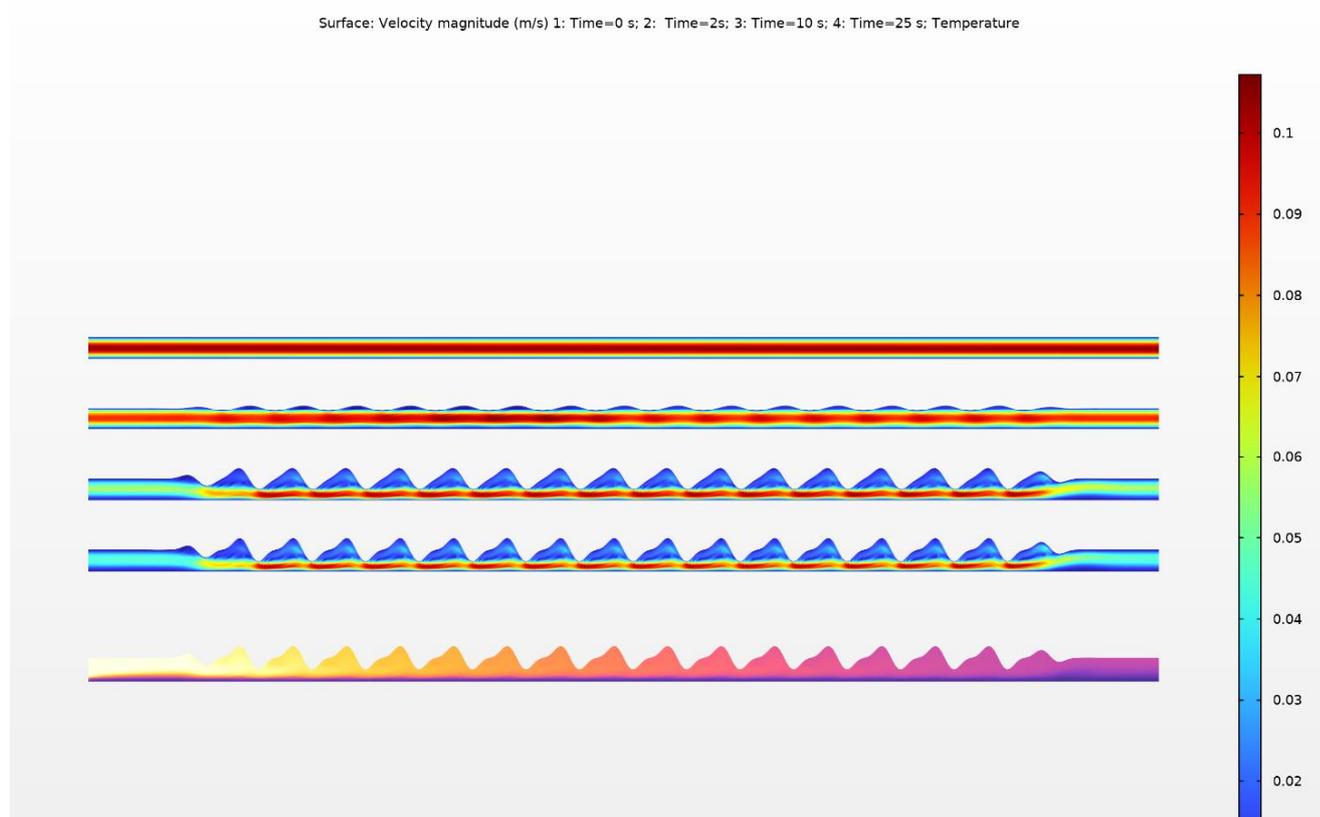


Рисунок 3.6 – Изменение амплитуды волны при действии воздушного потока со скоростью 0,05 м/с в различные интервалы времени: 0, 2, 10 и 25 сек., и изменение профиля температуры через 25 секунд после начала воздействия потока воздуха

Максимальное искажение для моделируемого режима достигается через 25 сек., включая максимальное температурное перераспределение в волновой структуре. Сравнение четырех временных интервалов формирования волны показало наличие двух течений, первое пристеночное – ламинарное, второе – перенос волной. Начальное значение скорости ламинарного течения выше на 10-14% средней скорости потока с волной. Это неочевидное замедление связано с изменением коэффициента вязкости жидкости и, по всей видимости, можно говорить не только о динамическом, но и о волновом коэффициенте вязкости, который принимает более высокое значение по сравнению с динамическим.

Наблюдение за изменением формы волны показывает сдвиг фронта гребня волны, и, исследуя спектр Фурье огибающей (рисунок 3.7), можно видеть появление гармонических составляющих.

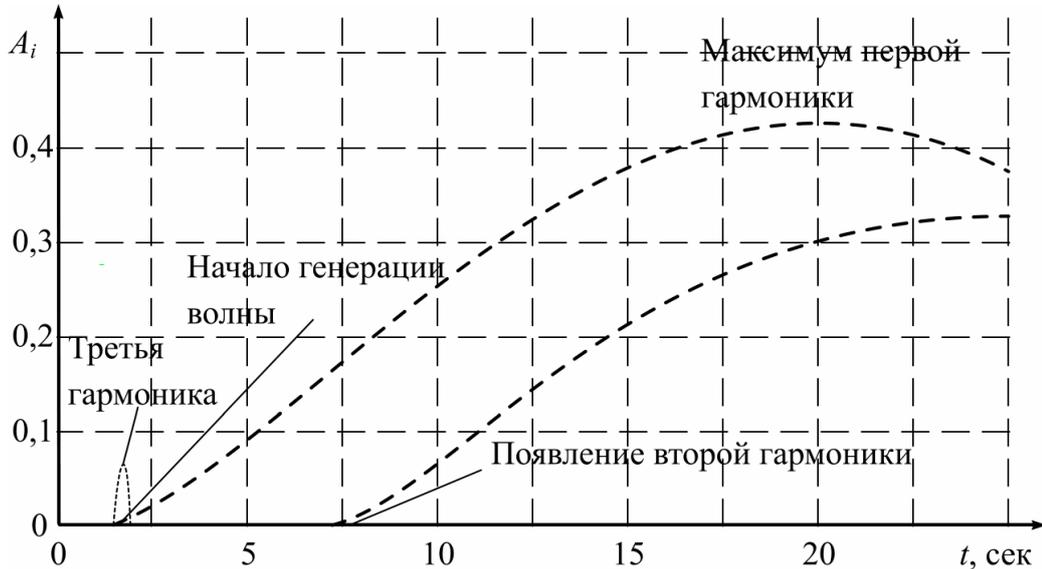


Рисунок 3.7 – Спектр огибающей и амплитуды ее гармоник для генерируемой волны на поверхности льда

Движение жидкости вдоль поверхности неравномерно по толщине, и в случаях с вертикально движущимся потоком, в котором гравитационные силы действуют на весь объем, геометрия волны сильно не изменяется. Появление второй гармоники и последующее увеличение амплитуды при горизонтально расположенном потоке свидетельствует о градиенте скорости вдоль траектории волнообразования. В момент начала движения жидкости скорость $u = v = w = 0$ при $z = 0$ и $z = h$, при проекции сил, возникающих под действием воздушного потока $\theta = \partial u / \partial x$, остальные составляющие $\theta = \partial v / \partial y + \partial w / \partial z = 0$ (рис. 3.8).

Наличие горизонтального градиента вдоль толщины пленки свидетельствует об анизотропном действии кинематического коэффициента вязкости $\nu(h) = \partial \nu / \partial h$, который не равен нулю и направлен вдоль поверхности трения (поверхности льда). Вязкость в поверхностном слое составляет 1,203 мПа·с, что соответствует 12 °С, а на фронте волны 1,11 мПа·с, что соответствует более высокой температуре, соответственно, жидкость затрачивает меньше энергии на движение.

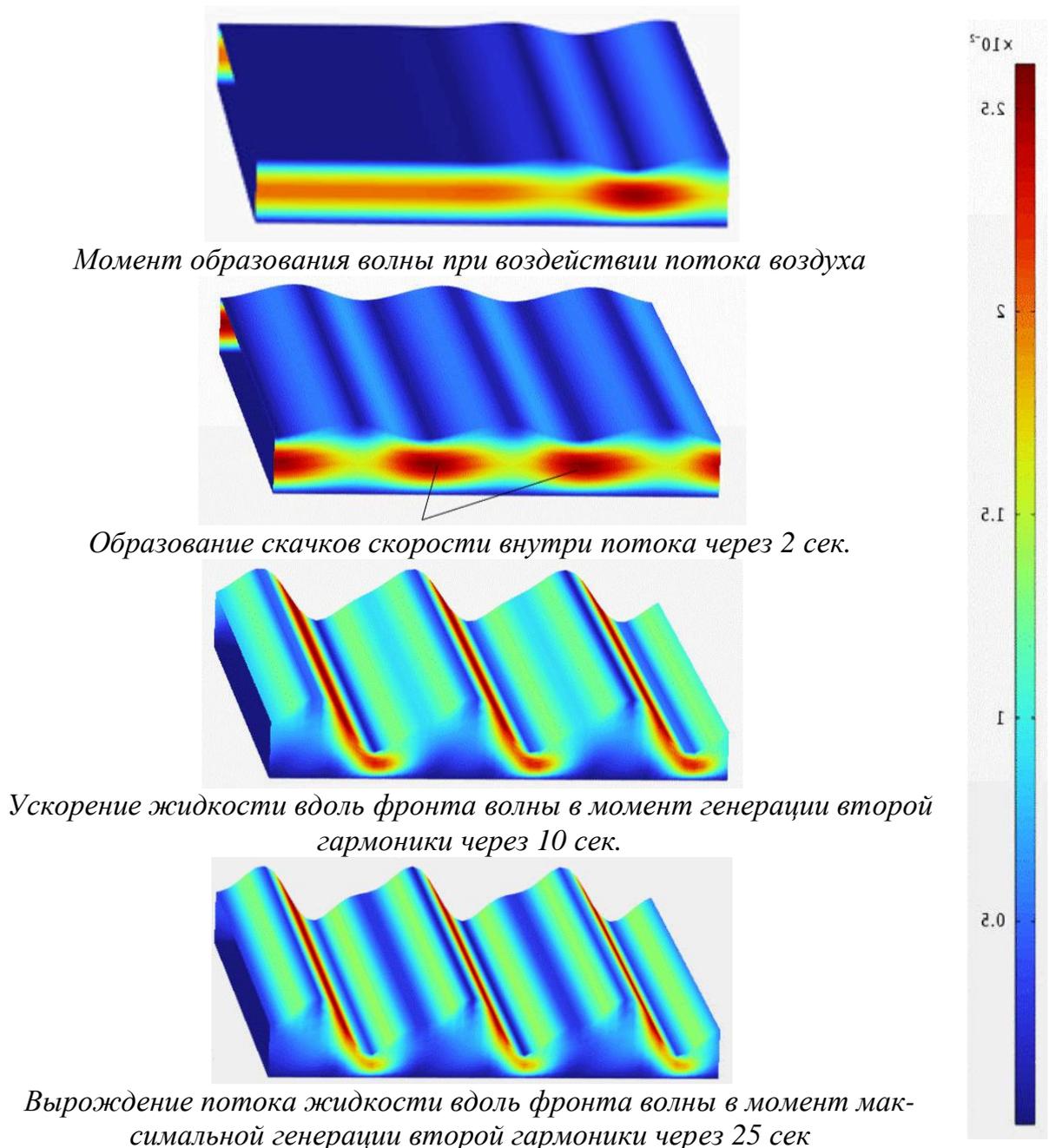


Рисунок 3.8 – Объемные волны, зародившиеся на поверхности льда при движении потока воздуха вдоль тонкой пленки жидкости

Перемещение скоростной части фронта волны с большей температурой к поверхности льда приводит к более интенсивному обмену тепловой энергией. На рисунке 3.8 показаны графики профиля волны с течением времени: 2, 10 и 25 сек.

На верхних двух отчетливо видно появление флуктуации скорости с периодом, равным периоду волны, величина флуктуации составляет порядка 10-15% и характерна для волн поверхностного типа, но в данной ситуации они порождают

и флуктуации температуры слоя жидкости. Моделирование развития течения на многих аналогах жидкостей показало, что устоявшийся режим течения тонкой пленки наступает в интервале времени, равном 20-25 секундам. Толщина пленки конденсата δ_k по прошествии указанного интервала времени будет фиксированной для полного периода волны $\tau=t/t_0$, отклоняясь от синусоидального вида под действием второй гармоники, фаза которой смещается на 45° в максимуме, характерном для средней тепловой проводимости (3.39)

$$\delta_{жс} = \delta_{ср} \left(1 + \sum_1^N A_i \cdot \sin 2\pi\tau_i \right), \quad (3.39)$$

где t_0 – период волны; a – амплитуда волны, равная для первого приближения 0,46; $\delta_{ср}$ – средняя толщина пленки, принимается равной $\delta_{ср}=0,84 \cdot \delta_{Nu}$.

Движущийся вдоль поверхности воздушный поток отвечает Ньютонскому критерию трения, вызывая касательное усилие на границе «жидкость-воздух». Меньшая величина толщины пленки на горизонтальной пластине, в отличие от классической задачи ее стекания с вертикальной или наклонной стенки, свидетельствует о малом объеме жидкости, поступающем от конденсата и фазового перехода лед-вода. В этом случае средняя тепловая проводимость пленки для жидкости на поверхности льда примет вид

$$\left(\frac{\lambda_{жс}}{\delta_{жс}} \right)_{ср} (t) = \int_0^1 \frac{\lambda_{жс}(t)}{\delta_{жс}} d\tau = \frac{\lambda_{жс}(t)}{\delta_{ср}} \int_0^1 \frac{d\tau}{\left(1 + \sum_1^N A_i(t) \cdot \sin 2\pi\tau_i \right)}. \quad (3.40)$$

Отмечается локальная неустойчивость генерации волны на поверхности льда: термическая – при фазовом переходе «пленка воды - лед» и неустойчивость воздушного потока. Данная проблема усугубляется неизотермичностью процесса в колеблющейся пленке. Моделирование показало влияние на тонкий слой жидкости температуро зависимой вязкости и ее химического состава.

Вычисление параметра средней тепловой проводимости слоя конденсата, $(\lambda_{жс}/\delta_k)_{ср}$, показало наличие максимума при установившемся движении жидкости, который в среднем составляет $1,17-1,18 \cdot (\lambda_{жс}/\delta_{ср})$, что показано на рисунке 3.9. При временном интервале взаимодействия набегающего потока с поверхно-

стью пленки конденсата от 0 до 5 сек. волна не образуются, а толщина слоя постоянна. Тепловая проводимость при этом зависит от расхода воды в пленке и ее физико-химических свойств.

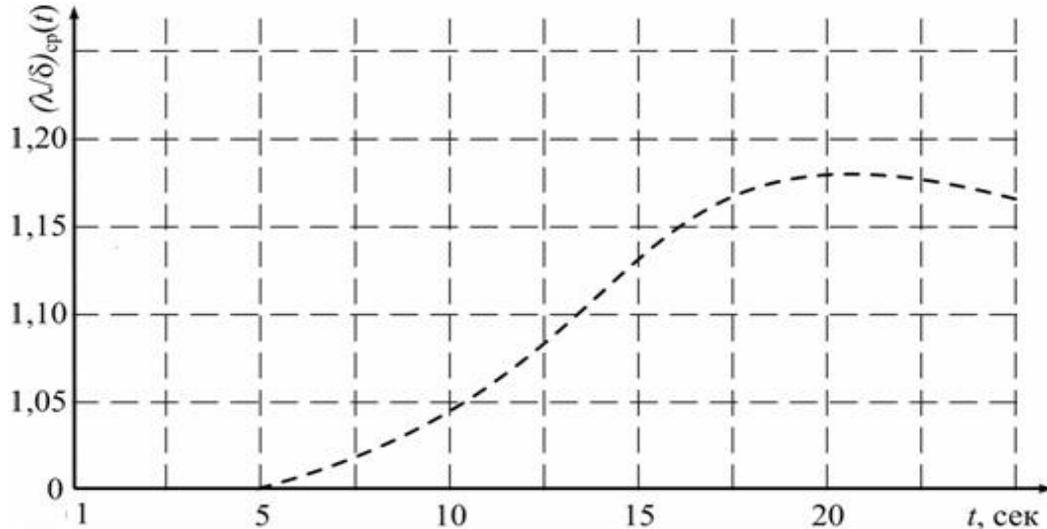


Рисунок 3.9 – Средняя тепловая проводимость тонкой пленки конденсата на поверхности льда

Окончательно модель для расчета коэффициента теплоотдачи при течении пленки конденсата под действием сдвиговой нагрузки потока воздуха на горизонтальной поверхности примет вид

$$\alpha = 1,18 \cdot \frac{\lambda_{жс}^{nl}}{\delta_{cp}} \cdot \frac{1}{H^{0,25}} = 1,18 \left(\frac{\lambda_{жс}^{nl} \cdot \sqrt{\tau_s / \rho_{жс}}}{\sqrt{2Re} \cdot \nu_{жс}} \cdot \frac{1}{H^{0,25}} \right), \quad (3.41)$$

где $\lambda_{жс}^{nl}$ – эквивалентный коэффициент теплопроводности жидкости в пленке, учитывающий теплоту кристаллизации на границе фазового перехода, Вт/(м·°С).

Согласно классической теории теплопередачи, средняя тепловая проводимость пленки с синусоидальным продольным профилем на 21 % превышает величину проводимости для ровной поверхности, т.е. можно записать $\alpha = 1,21 \cdot (\lambda_{жс} / \delta_{cp})$. Отличие данного параметра на 3-4 % от полученного при моделировании показывает принципиальную сходимость результатов, что доказывает правоту выдвинутой гипотезы о применимости решаемой системы уравнений.

3.4 Физическое моделирование теплообмена при омывании поверхности тающего льда потоком воздуха

Методология математического и любого другого моделирования основана на изучении характеристик различных объектов с помощью исследования их аналогов. Математическая модель является идеализацией реально существующего объекта, она должна четко отражать лишь наиболее важные черты исследуемого явления, второстепенные воздействия во внимание не принимаются. В результате она не в состоянии в полной мере описать все характерные особенности исследуемого объекта, поэтому важно сравнение результатов численных и экспериментальных исследований, полученных при математическом или физическом моделировании соответственно. Для проверки адекватности полученных моделей необходимо их экспериментальная верификация. Необходимо предложить конструкцию экспериментальной установки по исследованию физической модели теплообмена между воздушным потоком и поверхностью тающего льда покрытого пленкой жидкости для сравнительного анализа данных математического и физического моделирования. Физические процессы считаются подобными при выполнении условия качественной идентичности, то есть, они должны обладать тождественной физической природой и описываться одинаковыми дифференциальными уравнениями. Условия однозначности у подобных физических процессов должны быть идентичны во всем, кроме численных значений постоянных величин, содержащихся в данных условиях.

Также следует помнить о выполнении требования геометрического подобия модели и реального объекта. При выполнении данного условия все элементы реального объекта подобны соответствующим элементам модели. Масштаб разрабатываемой модели U выбирается в соответствии с конструктивными и практическими соображениями, связанными с доступностью дальнейшего снятия требуемых замеров. Особое внимание здесь нужно уделять характерным размерам, которые зависят от размера области взаимодействия потока и поверхности, т.е. от характера распределения воздуха обслуживаемой зоны.

Для размера ледового поля 57×25 метров, что свойственно для крытых катков без зрительских трибун, характерным размером может быть принята четверть ширины (6,25 м), что обосновывается режимом движения воздуха при течении Стефана, рассмотренном ранее. Подвижность воздуха составляет от 0,05 до 0,2 м/с. Таким образом, критерий Рейнольдса лежит в интервале от $Re=22660$ до $Re=90645$, что соответствует переходному режиму течения пограничного слоя. Координаты начала и конца переходного режима зависят от ряда факторов: степени (интенсивности) турбулентности потока; частоты пульсаций; свойств поверхности. Экспериментальное исследование проводилось на специально разработанном лабораторном стенде, представленном на рисунке 3.10.

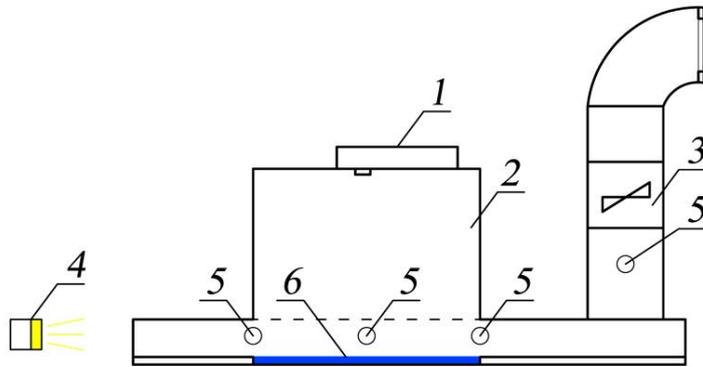


Рисунок 3.10 – Лабораторный стенд:
1 – фотовидеокамера; 2 – камера для фотовидеосъемки; 3 – вентилятор; 4 – источник света; 5 – термогигрометры; 6 – лед

Длина поверхности льда в лабораторном стенде составляет 0,3 м, размеры камеры 2 (рис. 3.3) $0,3 \times 0,2 \times 0,3$ м. Вследствие выше сказанного был выбран масштаб, равный $U = 3/62,5$. Стенд помещен в климатическую испытательную камеру Тепло-Влага-Холод М60/100-1000 КТВХ которая предназначена для проведения исследований при температуре и влажности, характерной для исследуемого объекта. Диапазон возможной температуры от -60 °С до $+100$ °С, диапазон поддержания влажности от 10 % до 98 %, точность регулировки влажности: от 3 %.

В результате становится возможным поддержание однородности физических параметров в модели и на реальном объекте, по этому масштаб преобразования будет равен 1. В стенд помещается лоток с предварительно замороженным в морозильной камере КМ-0,15 льдом с температурой -6 °С. Вентилятор 3 устанавливается на всасывание в вертикальном воздуховоде для предотвращения допол-

нительного вихреобразования в рабочей камере со льдом и обеспечения равномерной подачи воздуха по всему сечению (рис. 3.11).

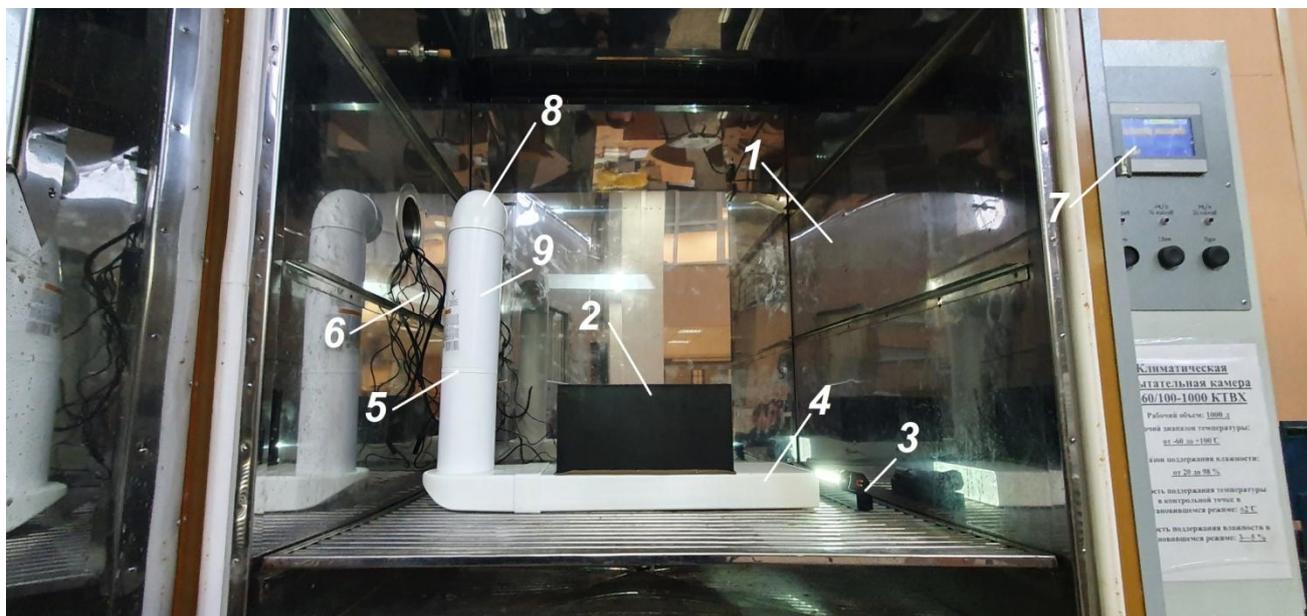


Рисунок 3.11 – Фото лабораторного стенда: 1 – климатическая камера М60/100-1000 КТВХ; 2 – бокс видеорегистрации; 3 – источник света; 4 – измерительный бокс с термогигрометрами и лотком со льдом; 5 – вентилятор; 6 – соединительные провода; 7 – пульт управления климатической камерой; 8 – отвод с регулирующими заслонками; 9 – отводящий воздуховод

В ходе эксперимента проводились измерения температуры и относительной влажности датчиками термогигрометров 5 (рис. 3.12 и 3.13). Так же велась видеосъемка фотовидеокамерой 1 подсвеченной линейным источником света поверхности льда для регистрации его состояния (наличие пленки и/или капель конденсата, волн и т.п.). Скорость воздушного потока на входе и выходе регулировалась путем изменения проходного сечения воздуховода специальными вставками и измерялась предварительно до помещения стенда в климатическую камеру с помощью метеометра МЭС-200А (скорость воздушного потока – 0,1...20 м/с, с абсолютной погрешностью $\pm (0,05+0,05 V)$ м/с в диапазоне 0,1...0,5 м/с, $\pm (0,1+0,05 V)$ м/с в диапазоне 0,5...2 м/с, $\pm (0,5+0,05 V)$ м/с в диапазоне 2...20 м/с).

Было принято допущение, согласно которому скорость на входе в камеру принимается равномерно распределенной по площади и определяется по формуле

$$\overline{v_{p,k}} = L_{p,k} / f_{p,k}, \quad (5.17)$$

где $L_{p,k}$ – расход воздуха на входе в рабочую камеру, м³/с; f – площадь поперечного сечения рабочей камеры, м².

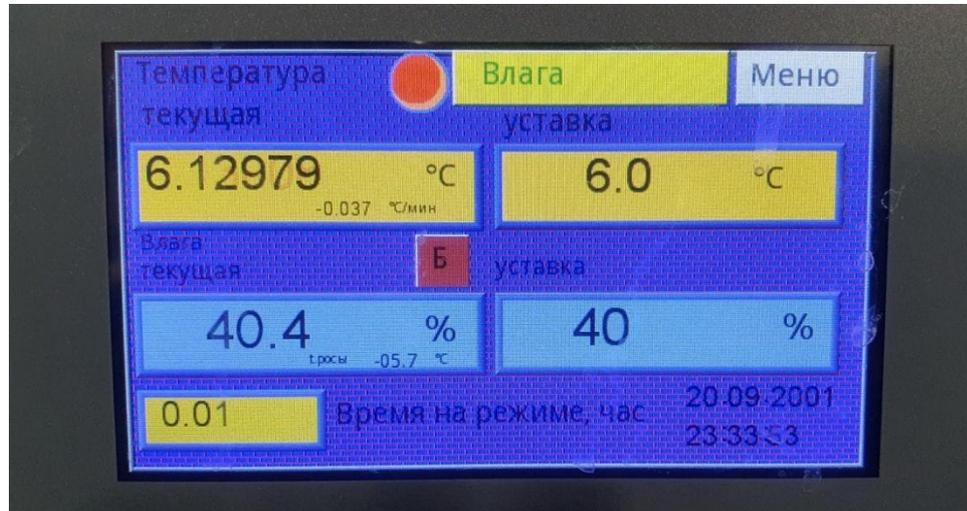


Рисунок 3.12 – Пример показаний на пульте управления для задаваемых параметров воздуха в климатической камере

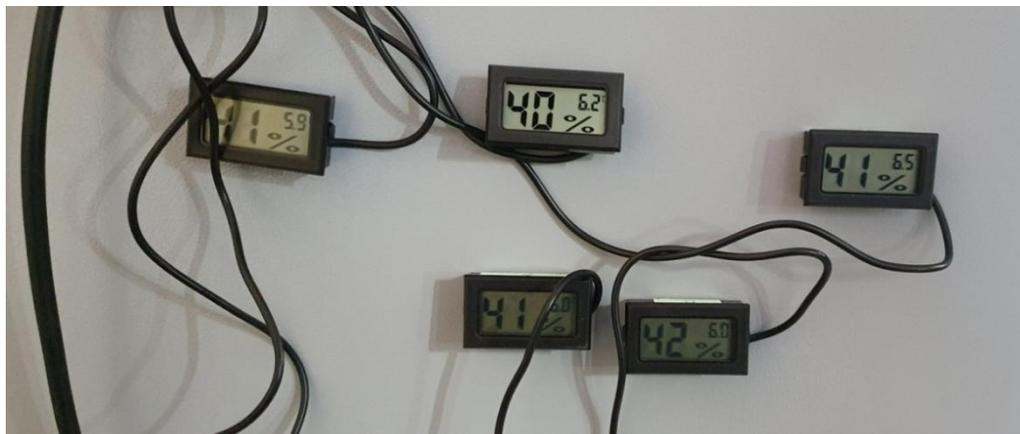


Рисунок 3.13 – Пример показаний термогигрометров (до верификации)

Основным фактором, определяющим режим течения среды является критерия Рейнольдса, т.е. скорость воздушного потока над поверхностью. Диапазон варьирования скорости воздуха выбран исходя из подвижности воздуха в обслуживаемой зоне крытых катков, и составляет от 0,05 м/с до 0,2 м/с. Для сравнения результатов переходного режима течения с ламинарным, при $Re < 10^4$ добавляется дополнительный эксперимент с критерием Рейнольдса в набегающем потоке $Re =$

9065. Диапазон варьирования начальной влажности от 30 до 40% (для предотвращения выпадения конденсата на поверхности льда).

Количество параллельных опытов 5. Поскольку выборка данных эксперимента составляет $n=5$ обработка результатов может проводиться по несмещенной оценке дисперсии теоретического распределения, σ^2 . Для этого определяется эмпирическое среднее значение скорости, являющееся точечной оценкой истинного значения величины

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, i=1, n. \quad (3.42)$$

Выборочное среднеквадратичное отклонение определяется по формуле

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}. \quad (3.43)$$

Для выборки данных при $n \leq 25$ отсеве грубых погрешностей допустимо проводить по методу вычисления максимального отклонения

$$|x_i - \bar{x}| / \sigma \leq \tau_{1-p}. \quad (3.44)$$

Таким образом, для выделения аномального значения необходимо вычислить $\tau = |x_i - \bar{x}| / \sigma$, и сравнить с табличным значением τ_{1-p} с 95% доверительной вероятностью. В таблице 3.1 приводятся результаты экспериментальных исследований теплообмена на поверхности льда покрытой пленкой воды.

Таблица 3.1 – Экспериментальные данные исследования процесса теплообмена

№ п/п	Факторы в натуральном масштабе		Факторы в безразмерном масштабе		t_{ax}^{cp} , °C	$t_{вых}^{cp}$, °C	$t_{лед}$, °C	v^{cp} , м/с	$Nu^{cp} \times 10^3$
	$Re \times 10^{-4}$	$\varphi_{в}$, %	x_1	x_2					
<i>при температуре льда выше точки росы</i>									
1	2,266	30	-1,0	-1,0	6,0	4,11	-6	1,1	461
2	2,266	35	-1,0	0,0	6,0	4,13	-6	1,1	451
3	2,266	40	-1,0	1,0	6,0	4,20	-6	1,1	443
4	4,532	30	0,0	-1,0	6,0	4,50	-6	2,1	876
5	4,532	35	0,0	0,0	6,0	4,53	-6	2,1	856
6	4,532	40	0,0	1,0	6,0	4,61	-6	2,1	840
7	6,798	30	1,0	-1,0	6,0	4,8	-6	3,1	1226
8	6,798	35	1,0	0,0	6,0	4,83	-6	3,1	1198
9	6,798	40	1,0	1,0	6,0	4,90	-6	3,1	1176
10	9,064	30	2,0	-1,0	6,0	5,00	-6	4,1	1560

окончание таблицы 3.1

11	9,064	35	2,0	0,0	6,0	5,03	-6	4,1	1526
12	9,064	40	2,0	1,0	6,0	5,10	-6	4,1	1497
13	0,906	30	-1,6	-1,0	6,0	3,95	-6	0,42	180
14	0,906	35	-1,6	0,0	6,0	3,83	-6	0,42	177
15	0,906	40	-1,6	1,0	6,0	3,97	-6	0,42	173

Анализ данных приведенных в таблице показывает, что при переходном режиме течения (опыты 1-12) наблюдается интенсификация теплообмена, которая на 15-20% выше, по сравнению с ламинарным (опыты 13-15), это было показано ранее, и объясняется возникновением волнового течения, наличие которого так же подтверждено видеосъемкой при теновом методе исследования (рис. 3.14).

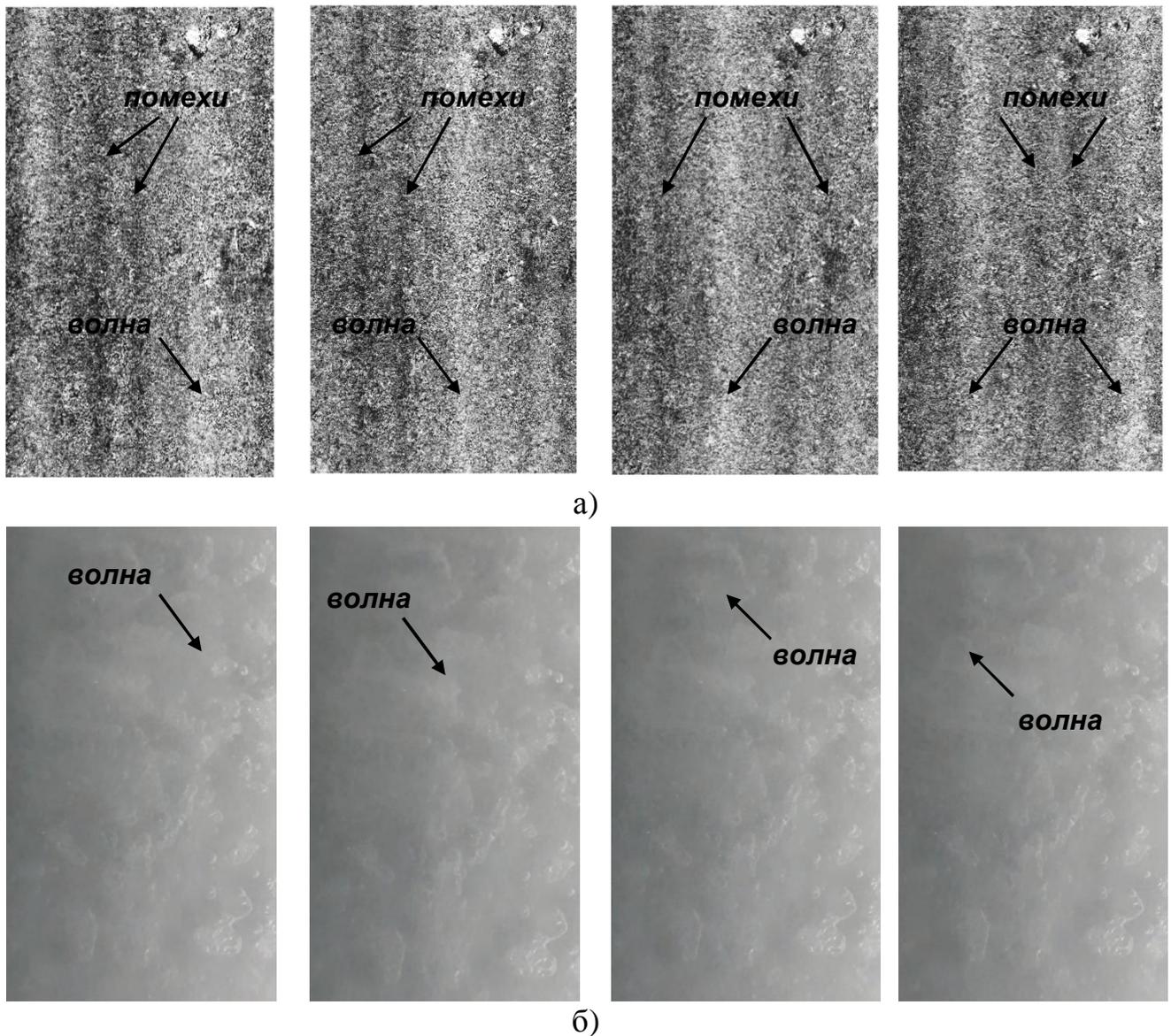


Рисунок 3.14 – Пример кадров видеозаписи волнового течения пленки воды на поверхности льда: а) после обработки; б) кадры поверхности льда до обработки

На рисунках 3.14а видно перемещение образовавшейся волны (светлые полосы) в пленке на поверхности тающего льда под действием набегающего потока воздуха с режимом течения, соответствующего $Re=2,266 \times 10^4$. Ширина и длина кадра: $150 \times 84,38$ мм. Длина волны; 54,3 мм. Скорость жидкости (волны): 42 см/с. Темными полосами на фото являются помехи при съемке, возникшие по причине вибрации лабораторного стенда (рис. 3.10) при работе климатической камеры (рис. 3.11).

Кадры на рисунке 3.14а получены с помощью обработки (фильтрации) в пакете MATLAB, с помощью набора алгоритмов и функций для анализа изображений Image Enhancement Toolbox. В процессе обработки вычисляются средние значения всех кадров (все кадры суммируются) для получения среднего яркостного изображения с усредненным фоном, который затем вычитается из каждого анализируемого кадра видеозаписи. В результате формируется дифференциальное изображение, а именно разность между средним значением и истинным значением кадра с волной. После осуществляется спектральная фильтрация (преобразование), операция свертки изображения и выделение основной частоты волны. Коэффициенты паразитных волн, или помехи от мерцания света удаляются.

3.5 Выводы по третьей главе

При анализе вопроса моделирования процесса теплообмена поверхности искусственного льда с внутренним воздухом помещения было выявлено, что в настоящее время на практике используются эмпирические зависимости, в полной мере не учитывающие возможное изменение физических параметров воздуха и льда, скорости набегающего потока, а также температурного напора при теплообмене. Данное обстоятельство влияет на точность расчета теплового баланса помещения крытого катка и ледового поля. В результате при проектировании систем кондиционирования и подготовки льда приходится предусматривать избыточный запас мощности на холодопроизводительное оборудование. Этого можно избежать путем повышения точности расчета интенсивности теплообмена.

Поскольку при взаимодействии влажного воздуха с ледовым полем на его поверхности образуется пленка жидкости, была сформулирована рабочая гипотеза о целесообразности моделирования процесса тепломассообмена этого взаимодействия с учетом толщины образующейся пленки на горизонтальной пластине большой длины. Численное моделирование системы «поток влажного воздуха - пленка жидкости - поверхность льда» показало образование волнового течения под действием сдвиговых усилий набегающего потока с малыми скоростями. Выявлено, что в интервале времени от 5 до 25 сек. профиль волны и ее амплитуда значительно изменяются, что доказывает нестационарный характер течения, влияющий на среднюю толщину пленки, зависящую от первых двух гармоник генерируемой волны. Максимальное температурное перераспределение в волновой структуре достигается через 25 сек.

Перемещение скоростной части фронта волны с большей температурой к поверхности льда приводит к интенсификации теплообмена. Получен спектр продольных профилей волны и ее амплитуды для 1-ой и 2-ой гармоник течения, влияющих на среднюю тепловую проводимость тонкой пленки конденсата на поверхности льда. Скорректирована зависимость для расчета коэффициента теплоотдачи поверхности искусственного льда при различных значениях подвижности воздуха, его температуры и влажности.

4 РАДИАЦИОННО-КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН КОНСТРУКЦИЙ ПЕРЕКРЫТИЯ ПРИ НАЛИЧИИ РАДИАЦИОННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ В УСЛОВИЯХ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДА

Наличие в помещениях крытых катков и ледовых арен обширных поверхностей с отрицательными температурами значительно влияет на тепломассообменные процессы в зоне обслуживания. Например, как указывается в работах [41, 91, 125, 158-160], при понижении температуры внутренней поверхности кровли и ограждающих конструкций ниже точки росы происходит образование конденсата, который при попадании на ледовое поле ухудшает его эксплуатационные характеристики. Кроме того, длительное увлажнение металлических и деревянных элементов строительных конструкций пагубно влияет на их несущие способности. Исследования [265] показывают, что наиболее вероятным местом образования конденсата под воздействием излучения ледового поля являются несущие конструкции кровли, расположенные по центру площадки.

Можно выделить две основные тепломассообменные задачи, которые встречаются в данном случае, а именно: стационарную и нестационарную. В первом случае подразумевается установившийся температурно-влажностный режим, который наблюдается при продолжительной работе систем вентиляции или кондиционирования воздуха зоны ледового поля. Для данного режима допустимо задаться условием неизменности конвективного теплового потока от внутреннего воздуха к омываемым поверхностям, поскольку отбираемая теплота будет восполняться системами обеспечения микроклимата, как следствие установившегося режима температуры поверхностей теплообмена можно так же считать постоянной. Тепловой баланс при взаимодействии внутреннего воздуха и строительных конструкций будет зависеть от интенсивности теплообменных процессов при излучении и вынужденной конвекции. Второй случай характеризуется изменением конвективного теплового потока с течением времени, вследствие чего также изменяется температура поверхностей. Подобный тепломассообменный режим будет наблюдаться при не работающей системе кондиционирования воздуха или простое, что приводит к по-

степенному образованию характерных слоистых тепловых зон с малозаметной циркуляцией. В результате теплообмен в рассматриваемой зоне будет проходить за счет излучения и естественной конвекции. Далее рассмотрим подробно каждый из этих случаев для подтверждения третьей вспомогательной гипотезы.

4.1 Натурные исследования распределения температуры поверхностей несущих и ограждающих конструкций крытого катка

Тепловой режим внутренних поверхностей исследуемого крытого ледового катка проводился методом тепловизионного контроля с помощью оборудования фирмы NEC TH7700 (рис. 4.1) по ГОСТ 54852-2021 «Метод тепловизионного контроля качества теплоизоляции ограждающих конструкций».



Технические характеристики

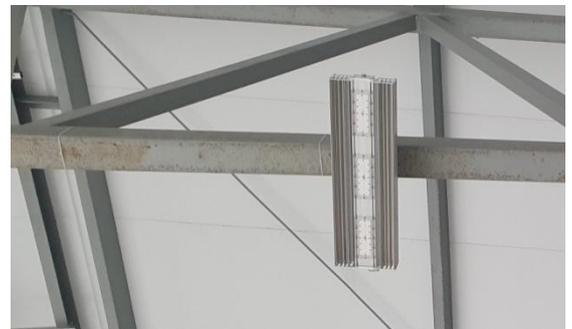
- диапазон измерения температуры: 20 ... +250°C;
- погрешность: $\pm 2^\circ\text{C}$;
- поле зрения: 27° (Г); 20° (В);
- диапазон фокусировки: от 50 см;
- чувствительность: 0,10°C при 30°C;
- спектральный диапазон: 8 ...14 мкм;
- диапазон рабочих температур и влажность: -15...45°C, 90%.

Рисунок 4.1 – Технические характеристики оборудования

При детальном термографировании положение тепловизора выбиралось таким образом, чтобы детализировать наблюдаемое охлаждение поверхности с частичным отображением объекта на термограмме. Измеренные температура и относительная влажность воздуха между тепловизором и обследуемой поверхностью вводились на этапе обработки результатов в программе Radiometric Thermography. Калибровка параметров проводилась с помощью сопутствующего измерения температуры поверхности платиновым датчиком.



цифра 3 на рисунке выше



цифра 11 на рисунке выше



цифры 1 и 4 на рисунке выше



Вид 2

Рисунок 4.2 – Исследуемый объект крытый ледовый каток без трибун для зрителей: 1 – вытяжной воздуховод; 2 – приточный воздуховод; 3 – приточные сопловые воздухораспределители; 4 – воздухозаборные решетки; 5 – отопительные агрегаты; 6 – трубопроводы системы водо-воздушного отопления; 7 – внутренняя поверхность кровли; 8 – нижний пояс фермы; 9 – раскос; 10 – верхний пояс фермы; 11 – светильники; 12 – ледовое поле; 13 – ограждающие борта

В первой главе отмечалось, что радиационному охлаждению в большей степени подвержены поверхности, располагаемые по центру ледового поля, что связано с наибольшим коэффициентом облучения данной зоны. Для подтверждения

этого утверждения были проведены измерения температуры нижнего пояса несущей фермы располагаемой над центром ледовой площадки крытого катка (рис. 4.2, 4.3) при установившемся (стационарном) режиме теплообмена, результаты обследования приводятся в таблице 4.1.

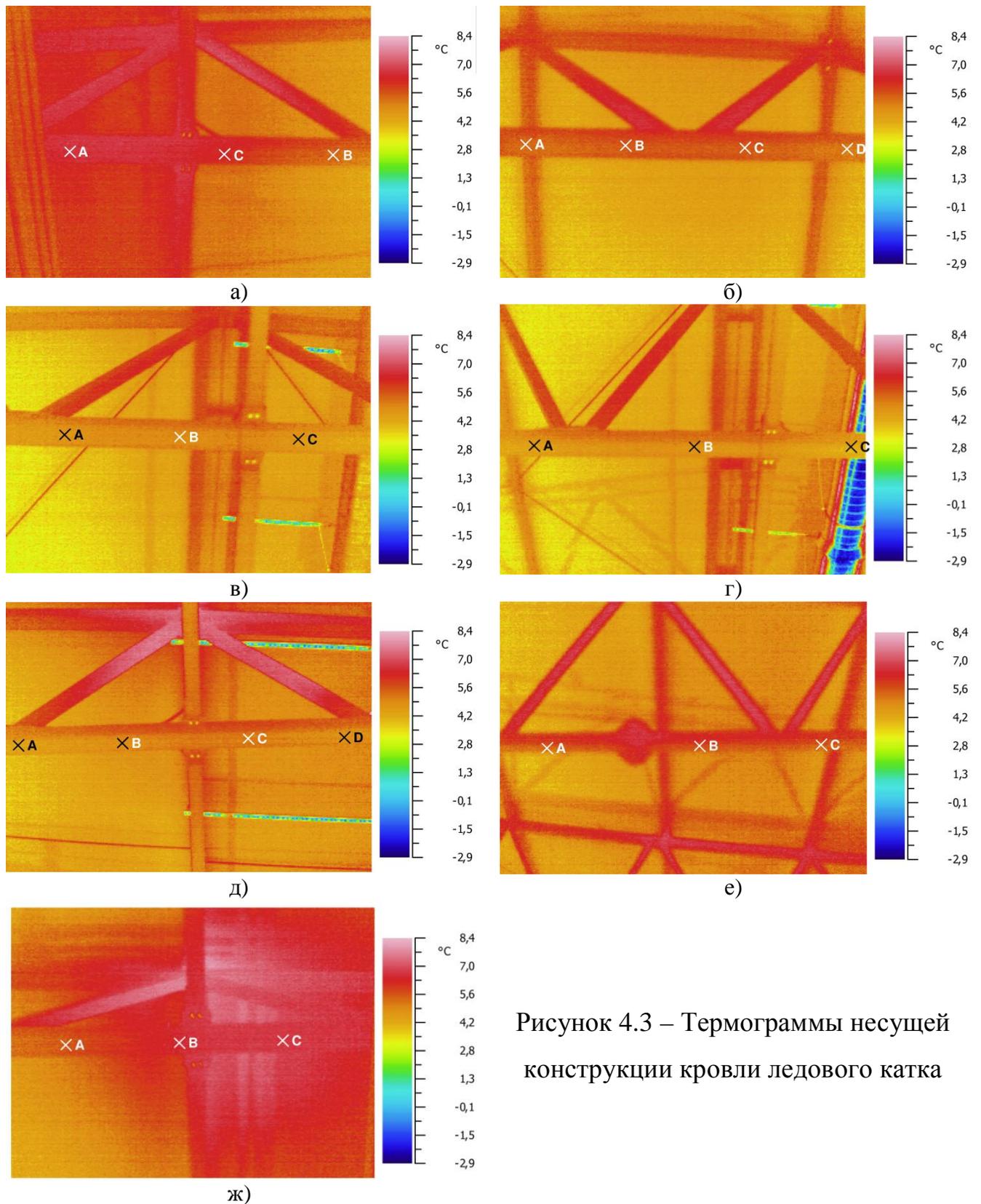


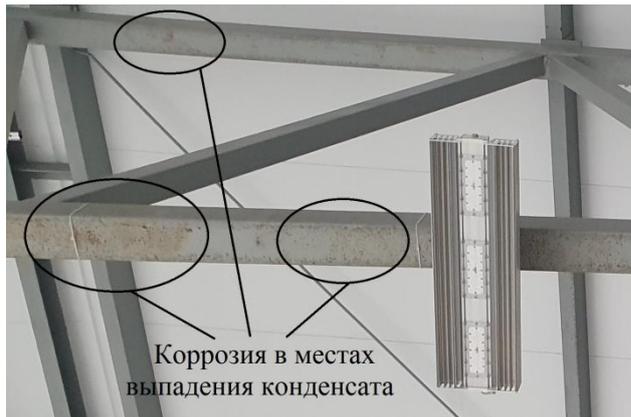
Рисунок 4.3 – Термограммы несущей конструкции кровли ледового катка

Таблица 4.1 – Распределение температур поверхности несущей конструкции кровли

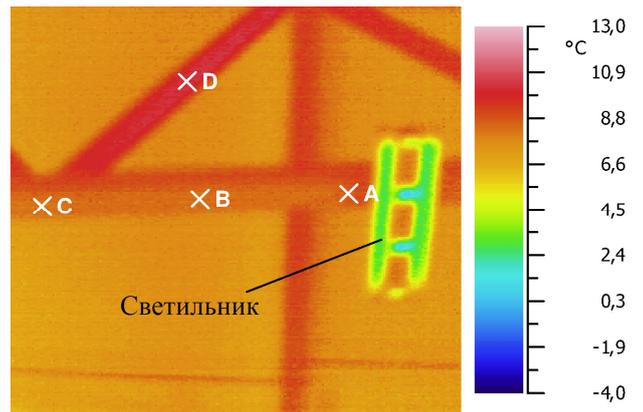
№ п/п	Рисунок	Точка	Температура, °С	№ п/п	Рисунок	Точка	Температура, °С
1	2	3	4	5	6	7	8
1	4.1а	А	6,3	13	4.1г	С	3,9
2		С	6,2	14	4.1д	А	4,2
3		В	5,9	15		В	4,9
4	4.1б	А	5,8	16		С	5,0
5		В	5,4	17	Д	5,1	
6		С	5,4	18	4.1е	А	5,3
7		Д	5,2	19		В	5,5
8	4.1в	А	5,0	20	4.1ж	С	5,6
9		В	4,9	21		А	5,7
10	С	4,7	22	В		6,4	
11	4.1г	А	4,7	23	С	7,0	
12		В	4,5		-	-	-

Анализ показал, что наименьшая температура поверхности конструкции обращенной к ледовому полю наблюдается на нижнем поясе фермы над центром поля (рис. 4.3г, точка С). При приближении точек измерения к ограждающим бортам температура повышается, причем можно отметить, что температура фермы над воздушно-отопительными агрегатами выше (рис. 4.1ж, точка С). Это объясняется повышенной долей конвективной составляющей теплообмена данной области по сравнению с противоположной, расположенной у балкона (рис. 4.3а, точка А).

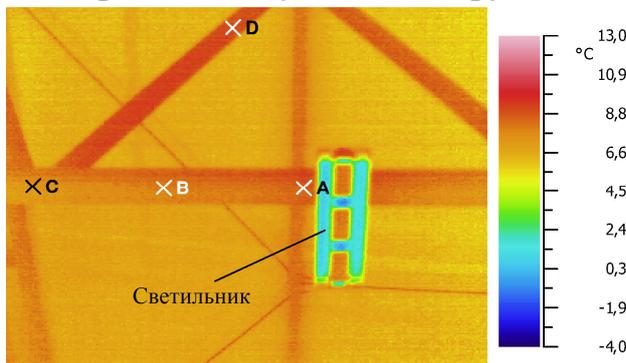
В случае нестационарного режима, при отключении систем обеспечения микроклимата, наблюдалось постепенное охлаждение конструкций. Замеры проводились в выходной день с общим периодом в 24 часа. Входные параметры: начальная температура внутреннего воздуха – 8,7°С; температура льда – -4°С; температура точки росы – 3,5°С; материал конструкции (фермы) – углеродистая сталь; температура наружного воздуха – 0°С; степени черноты – 0,9; коэффициент теплопроводности – 45 Вт/(м·град). Термограммы обследования приведены на рисунке 4.4, распределение температур на графике, рисунок 4.5. Выбор исследуемой части фермы основывается на визуальном анализе состояния лакокрасочного покрытия. Так на рисунке 4.3а показаны зоны образования коррозии в местах выпадения конденсата. Следует отметить, что корродирование наблюдалось уже в первый год эксплуатации крытого катка, после летнего периода.



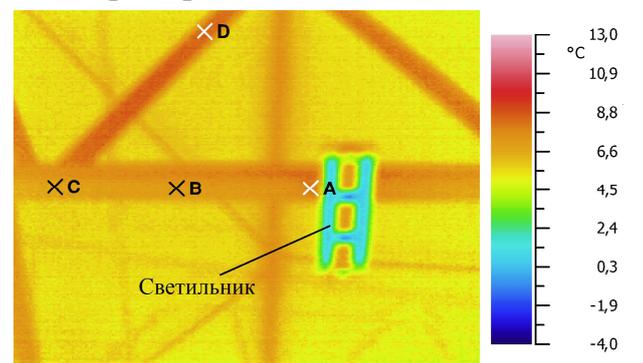
а) фото исследуемой конструкции



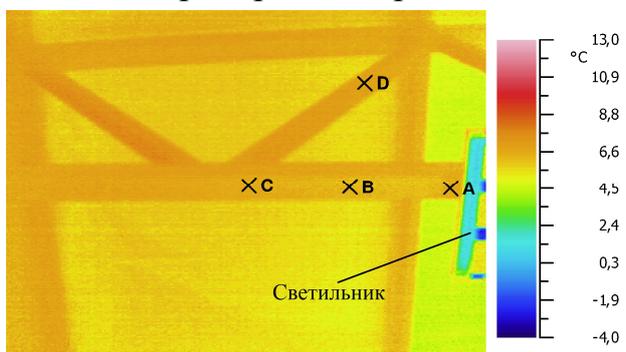
б) термограмма в начале охлаждения



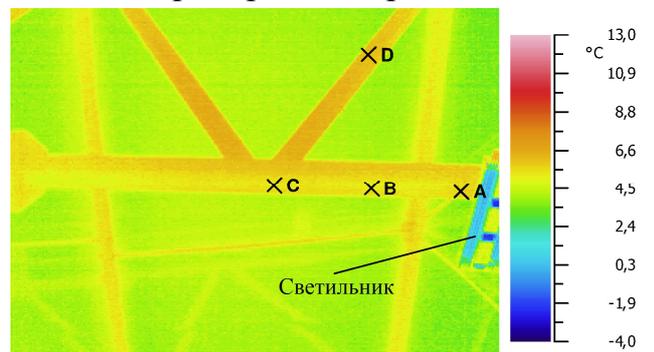
в) термограмма через 1 час



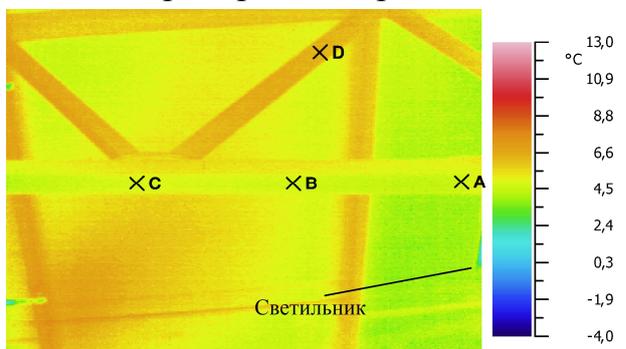
г) термограмма через 2 часа



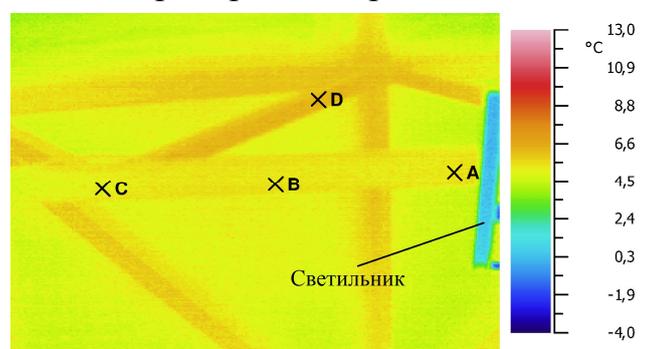
д) термограмма через 7 часов



е) термограмма через 14 часов

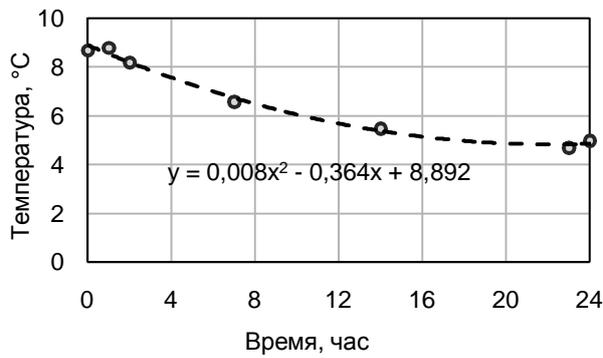


ж) термограмма через 23 часа

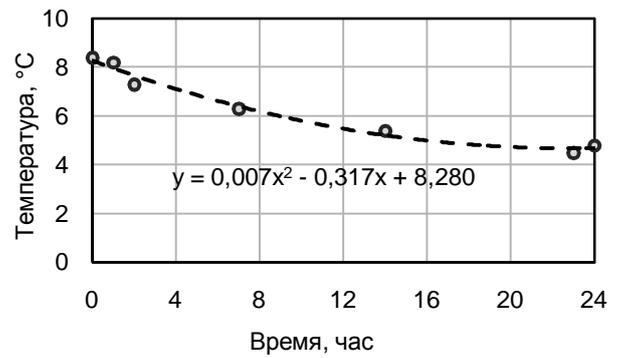


з) термограмма через 24 часа

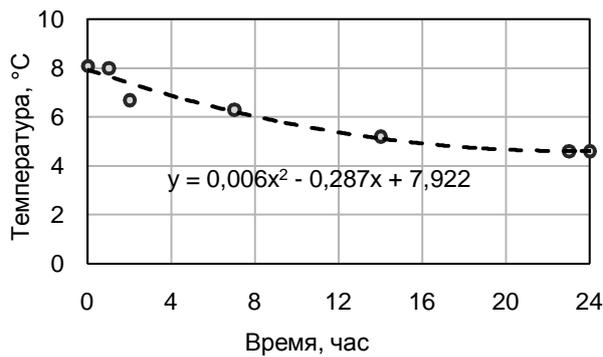
Рисунок 4.4 – Термограммы несущей конструкции кровли ледового катка при нестационарном теплообмене



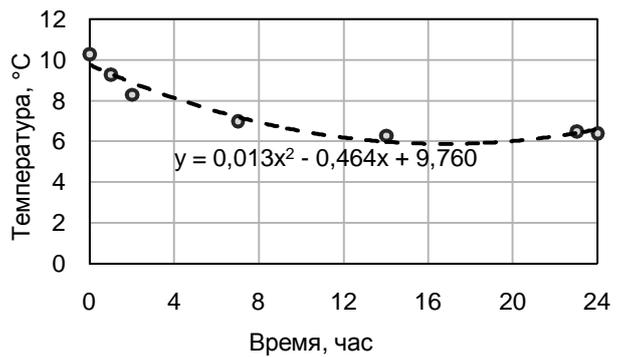
а) точка А (рис. 4.4)



б) точка В (рис. 4.4)



в) точка С (рис. 4.4)



г) точка D (рис. 4.4)

Рисунок 4.5 – Охлаждение несущей конструкции кровли крытого катка при нестационарном теплообмене

Для рассмотренного объекта, пороговое значение температуры поверхностей, исходя из условия недопущения выпадения конденсата ($t_p+2,5$), достигается уже через 10 часов после отключения системы вентиляции. Таким образом при заданных параметрах отключение систем на выходной день недопустимо. Далее будут рассмотрены модели и методика расчета стационарного и нестационарного теплообмена конструкций крытого катка, для возможного расчета времени допустимого отключения систем вентиляции.

4.2 Стационарный теплообмен воздуха верхней зоны катка с внутренней поверхностью перекрытия при организованном воздухообмене

Учет радиационно-конвективного характера теплообмена, свойственного крытым каткам и ледовым аренам, возможен с помощью условного выбора главного процесса, которым переносится наибольшая часть теплоты. Влияние

других процессов сказывается на количественной характеристике основного процесса [8, 21, 34, 40, 65, 83, 105, 107, 135 и др.].

В работе [197] было указано, что для определения минимально допустимой температуры перекрытия необходимо определить количество тепловых потоков, отводимых и поступающих к поверхности перекрытий. В нашем случае, помимо радиационной составляющей теплового баланса перекрытия, $q_l^{ног}$, необходимо учитывать конвективный тепловой поток от внутреннего воздуха, q_k^6 и поток теплоты, отводимый к наружному воздуху за счет процесса теплопередачи, q_m^H . Уравнение теплового баланса принимает вид

$$q_m^H = q_l^{ног} + q_k^6. \quad (4.1)$$

Радиационная составляющая включает слагаемые, приведенные в формуле

$$q_l^{ног} = q_{лед} + q_{ст}, \quad (4.2)$$

где $q_{лед}$ – удельные тепловые притоки от поверхности льда, Вт/м², поскольку теплота отводится от поверхности перекрытия, данная величина принимается с отрицательным знаком; $q_{ст}$ – удельные тепловые притоки от окружающих стен, Вт/м².

Конвективную составляющую принято определять по формуле

$$q_k^6 = \alpha_{кк} \cdot (t_g - t_{н.к}), \quad (4.3)$$

где $\alpha_{кк}$ – коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности кровли, Вт/(м²·град); $t_{гк}$ – температура внутреннего воздуха у поверхности кровли, °С; $t_{н.к}$ – температура внутренней поверхности кровли, °С. В данном случае не учитывается радиационная составляющая теплообмена между воздухом и поверхностью, что отрицательно сказывается на точности расчета при значительном температурном напоре между ними.

Теплопередача через ограждающие конструкции определяется по формуле

$$q_m^H = K \cdot (t_{гк} - t_n), \quad (4.4)$$

где K – коэффициент теплопередачи строительных конструкций, Вт/(м²·град); t_n – температура наружного воздуха, °С.

Ввиду наличия обширной поверхности с отрицательной температурой, которая является определяющим фактором при обеспечении требуемых параметров микроклимата, для крытых катков в качестве основного процесса целесообразно

принять лучистый теплообмен, тогда количественной характеристикой будет являться суммарная приведенная степень черноты.

Для наглядности можно сравнить удельные тепловые потоки при конвекции и излучении. Исходными данными будут: $K=0,55$ Вт/(м²град); $t_n=-27,6^\circ\text{C}$; $t_g=10,5^\circ\text{C}$; $\alpha_k=8,7$ Вт/(м²·град); $C_n=2,835$ Вт/(м²·К⁴). При совместном решении уравнений (4.3) и (4.4) можно найти температуру поверхности кровли при конвекции, которая составит $8,09^\circ\text{C}$, а тепловой поток будет равняться $20,97$ Вт/м² [197]. При такой же температуре поверхности кровли, температуре льда $t_l=-6^\circ\text{C}$ и коэффициенте облучения для параллельных поверхностей $\varphi=0,75$ тепловой поток, согласно закону Стефана-Больцмана, составит $-24,71$ Вт/м², знак минус соответствует отбору теплоты от поверхности кровли. Следовательно, лучистый поток больше конвективного, что подтверждает верный выбор главного процесса. Количественной характеристикой будет являться суммарная приведенная степень черноты. В этом случае конвективная составляющая теплообмена может быть записана в виде известной системы уравнений для сложного теплообмена [193, 197, 198]

$$\begin{cases} q_k = \alpha_{kk} (t_{вк} - t_{н.к}), \\ q_k = \varepsilon_k \cdot C_0 \left[\left(\frac{T_{вк}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{н.к}}{100} \right)^4 \right]. \end{cases} \quad (4.5)$$

где $T_{вк}$ – температура внутреннего воздуха у поверхности кровли, °К; $T_{н.к}$ – температура внутренней поверхности кровли, °К; ε_k – поправка для приведенной степени черноты системы при сложном теплообмене; C_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м²·К⁴).

Решив данную систему уравнений можно получить

$$\varepsilon_k = \frac{\alpha_{kk} (t_{вк} - t_{н.к})}{C_0 \left[\left(\frac{T_{вк}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{н.к}}{100} \right)^4 \right]}, \quad (4.6)$$

Таким образом, удельный тепловой поток от воздуха к внутренней поверхности кровли будет определяться по формуле

$$q_{г-н.к} = (\varepsilon_k + \varepsilon_n^g) C_0 \left[\left(\frac{T_{вк}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{н.к}}{100} \right)^4 \right]. \quad (4.7)$$

где ε_n^e – приведенная степень черноты системы «воздух-поверхность кровли» определяется по формуле

$$\varepsilon_n^e = \frac{\varepsilon_e \varepsilon_{n.к}}{\varepsilon_{n.к} + \varepsilon_e \cdot (1 - \varepsilon_{n.к})}, \quad (4.8)$$

где ε_e – степень черноты воздуха; $\varepsilon_{n.к}$ – степень черноты поверхности кровли. Поскольку тепловой поток для рассматриваемой системы тел направлен от газа к поверхности, то есть $T_{вк} > T_{н.к}$, согласно [135], степень черноты газовой среды следует выбирать при средней температуре воздуха.

С учетом вышесказанного для помещений с искусственным льдом без зрителей можно записать следующее выражение суммарного теплового потока к внутренней поверхности кровли от окружающего воздуха и поверхностей, имеющих произвольную температуру и ориентацию в пространстве

$$q_m^h = q_{в-н.к} + q_{лед} + q_{см}. \quad (4.9)$$

Здесь лучистый тепловой поток от поверхности льда $q_{лед}$ определяется по формулам (1.4), (1.5) и (1.6). Лучистый поток от ограждающих стен так же определяется по формуле (1.4), с учетом соответствующих коэффициентов облучения. В результате система уравнений для сложного радиационно-конвективного теплообмена запишется в виде

$$\begin{cases} q_{в-н.к} = (\varepsilon_к + \varepsilon_n^e) \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_{вк}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{н.к}}{100} \right)^4 \right]; \\ q_{лед} = \varepsilon_n^l \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_l}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{н.к}}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi_{л-н.к}; \\ q_{см} = \varepsilon_n^{см} \cdot C_0 \cdot 2 \cdot \left[\left(\frac{T_{см}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{н.к}}{100} \right)^4 \right] \cdot (\varphi_{д.ср-н.к} + \varphi_{к.ср-н.к}), \end{cases} \quad (4.10)$$

где $\varepsilon_n^{см}$ – приведенная степень черноты системы «стены - поверхность кровли»; ε_n^l – приведенная степень черноты системы «лед-поверхность кровли»; $\varphi_{д.ср-н.к}$ и $\varphi_{к.ср-н.к}$ – средние коэффициенты облучения поверхности кровли стенами, соответственно, с длинной и короткой сторон ледового поля определяются по номограммам [29, 122]. При наличии зрительских трибун в системе уравнений необходимо также учесть поток лучистой теплоты от людей.

Для стационарного режима теплопередачи от внутреннего воздуха к наружному через плоскую стенку, что соответствует случаю с наличием тепловых потерь через перекрытие, можно записать следующее равенство

$$q_{m.n} = K \cdot (T_{вк} - T_n) = q_{в-n.к} + q_{лед} + q_{см}. \quad (4.11)$$

Решив систему уравнений (4.10) и (4.11) относительно $T_{n.к}$ с учетом выражений (1.5) и (1.6), можно получить равенство для определения температурно-влажностного режима воздуха верхней зоны помещения, исходя из условий предотвращения выпадения конденсата на внутренней поверхности кровли. Минимально допустимая температура при этом должна отвечать неравенству

$$t_{нов} \geq t_{рос} + 2,5. \quad (4.12)$$

Решение упомянутой системы уравнений будет иметь вид

$$10^8 \cdot \alpha_{кк} \cdot T_{n.к} + \Theta \cdot T_{n.к}^4 = C_n^{см} \cdot 2 \cdot \varphi_{см-n.к} \cdot T_{см}^4 + C_n^л \cdot \varphi_{л-n.к} \cdot T_l^4 + C_n^в \cdot T_{вк}^4 + 10^8 \cdot \alpha_{кк} \cdot T_в - 10^8 \cdot K \cdot (T_{вк} - T_n), \quad (4.13)$$

где $C_n^в$ – приведенный коэффициент излучения системы «воздух-поверхность кровли», Вт/(м²·К⁴); $C_n^л$ – приведенный коэффициент излучения системы «лед-поверхность кровли», Вт/(м²·К⁴); $C_n^{см}$ – приведенный коэффициент излучения системы «стены - поверхность кровли», Вт/(м²·К⁴); $\varphi_{см-n.к}$ – суммарный средний коэффициент облучения системы «поверхности стен - поверхность кровли», определяется по формуле (4.14); Θ – параметр, отражающий совокупность приведенных коэффициентов излучения радиационной составляющей теплового баланса кровли с учетом коэффициентов облученности, определяется по формуле (4.15).

$$\varphi_{см-n.к} = \varphi_{д.ср-n.к} + \varphi_{к.ср-n.к}, \quad (4.14)$$

$$\Theta = C_n^в + C_n^л \cdot \varphi_{л-n.к} + C_n^{см} \cdot 2 \cdot \varphi_{см-n.к}. \quad (4.15)$$

Полученное уравнение четвертой степени (4.13) может быть записано в виде

$$a \cdot x + b \cdot x^4 - c = 0, \quad (4.16)$$

для упрощения, через x была обозначена искомая неизвестная величина $T_{n.к}$, а через a , b , c – положительные коэффициенты, вычисляемые из явного вида уравнения (4.13). В работе [197] отмечалось, что с учетом требований существующих нормативных документов к параметрам из уравнения (4.13) можно сказать, что коэффициенты будут находиться в следующих интервалах: a от $6,75 \cdot 10^8$ до $8,7 \cdot 10^8$; b от 0 до 21,66; c от 6,82 до $42,56 \cdot 10^{10}$. Приближенное решение этого

уравнения можно найти (с любой желаемой точностью), например, с помощью итерационного метода Ньютона. Для этого воспользуемся положительностью всех коэффициентов a, b, c из представления функции

$$f(x) = a \cdot x + b \cdot x^4 - c, \quad (4.17)$$

В качестве начального приближения x_0 достаточно взять любую точку на оси OX , для которой $f(x_0) > 0$. Тогда, как известно, итерации, определяемые формулой

$$x_{n+1} = x_n - f(x_n) / f'(x_n), \quad (4.18)$$

обладают хорошей сходимостью (с монотонным убыванием x_n) к единственному решению уравнения (4.16).

Сам процесс итерационного приближения к точному значению корня уравнения (4.16) можно прекратить при получении значения разности $(x_n - x_{n+1})$, меньшего некоторого заданного заранее порогового значения. Здесь необходимо отметить, что если взять в качестве x_0 точку, для которой $f(x_0) < 0$, то итерационный процесс, определяемый той же формулой (4.17), может оказаться расходящимся.

Аналитическое решение полученного уравнения четвертой степени (4.13) достаточно громоздкое, имеет несколько корней и неудобно для практического применения. В этой связи представляется целесообразным применение метода итерации с последовательным определением по приближенному значению температуры внутренней поверхности кровли значения следующего приближения, являющегося более точным. При этом необходимо ввести ряд ограничений и допущений. Должно рассматриваться понижение температуры кровли до значений точки росы в холодный период года из-за совместного влияния ледового поля и тепловых потерь через кровлю. Поскольку искомой величиной при решении уравнения (4.13) является минимально-допустимая температура внутренней поверхности кровли, которая влияет на коэффициент теплоотдачи конвективного теплообмена $\alpha_{кк}$, в качестве допущения предлагается принять нормируемое значение этой величины для ограждающих конструкций, используемое при расчете теплозащитных свойств зданий. При этом руководствуются условиями энергосбе-

режения при обеспечении санитарно-гигиенических и оптимальных параметров микроклимата помещений, а также долговечностью ограждающих конструкций.

Коэффициент теплопередачи для плоской кровли определяется по формуле

$$K = \frac{1}{R_{норм}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{кк}} + R_{о.к} + \frac{1}{\alpha_n}}, \quad (4.19)$$

где $R_{норм}$ – нормативное сопротивление теплопередачи, $(м^2 \cdot ^\circ К)/Вт$; $R_{о.к}$ – термическое сопротивление ограждающей конструкции, $(м^2 \cdot ^\circ К)/Вт$; α_n – коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждающей конструкции, $Вт/(м^2 \cdot ^\circ К)$.

Поскольку превышение температуры внутренней поверхности кровли над температурой воздуха верхней зоны ледового поля маловероятно, на первой ступени итерации ее целесообразно принять равной $T_{н.к} = T_в$. Уравнение (4.13) удобно решать с помощью программных средств. Примером может служить разработанная и защищенная свидетельством о государственной регистрации программа ЭВМ «Итерационное моделирование температурного режима внутренней поверхности кровли помещений с радиационным охлаждением» (№2022684755 от 16.12.2022) . Пример работы программы показан на рисунке 4.6 и в работе [197].

Коэффициент излучения абсолютно черного тела	5.67	Вт/(м ² ·К ⁴)
Степень черноты воздуха	0.1	-
Степень черноты поверхности кровли	0.86	-
Степень черноты поверхности стен	0.5	-
Степень черноты поверхности льда	0.97	-
Коэффициенты облучения поверхности кровли стенами с широкой стороны	0.03	-
Коэффициенты облучения поверхности кровли стенами с узкой стороны	0.06	-
Коэффициенты облучения поверхности кровли ледовым полем	0.85	-
Коэффициент теплопередачи кровли	0.55	Вт/(м ² ·°К)
Коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности кровли	8.7	Вт/(м ² ·°К)
Температура воздуха у поверхности кровли	278.15	°К
Температура поверхности льда	269.15	°К
Температура поверхностей стен	285.15	°К
Температура поверхностей наружного воздуха	273.15	°К
<input type="button" value="Рассчитать"/>		
Температура внутренней поверхности кровли	277.728	°К

Рисунок 4.6 – Пример работы программы при расчете температуры внутренней поверхности кровли

Приложение состоит из следующих модулей: `main.py` и `main_form.py`. Пользователь начинает работу с приложением, взаимодействуя с полями основной формы, которая реализована в модуле `main_form.py`. Модуль `main.py` содержит в себе класс `Temperature_and_humidity_regime_of_air()` с двумя реализованными в нем методами `calculate()` и `func()`. Основным методом `calculate()` забирает по нажатию кнопки «Расчитать» и обрабатывает введенные пользователем в соответствующие поля формы данные, рассчитывая приведенную степень черноты системы «воздух-поверхность кровли», приведенную степень черноты системы «лед-поверхность кровли» и приведенную степень черноты системы «стены-поверхность кровли». Далее рассчитанные данные используются методом `func()` для вычисления температуры внутренней поверхности кровли. Расчет в этом методе происходит с помощью функции `fsolve` библиотеки `scipy.optimize`.

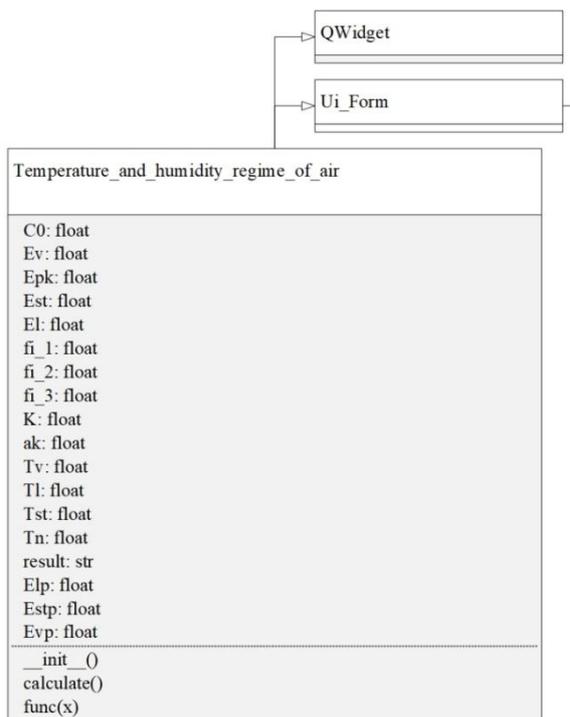


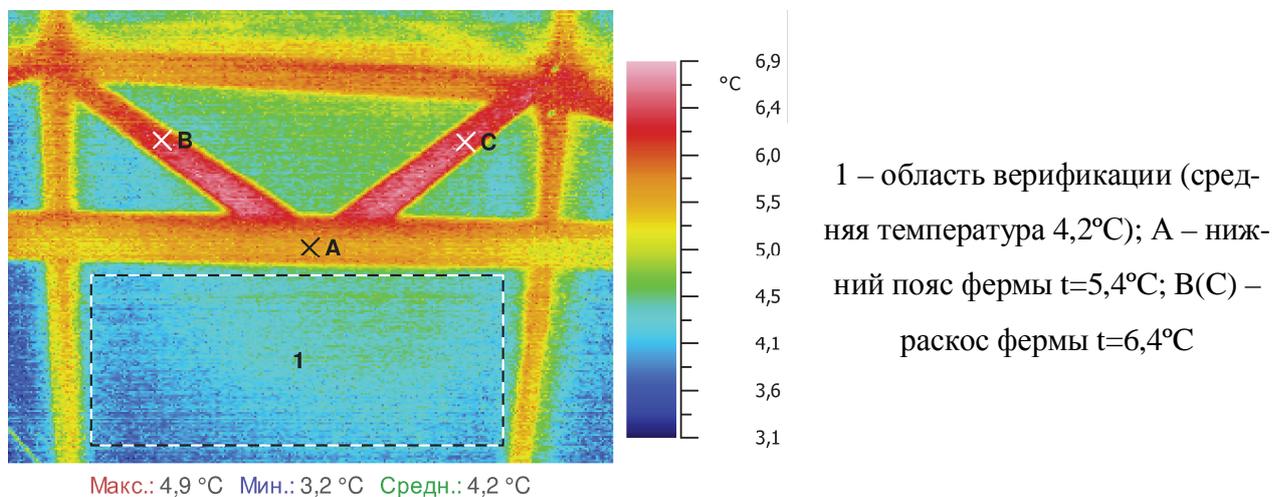
Рисунок 4.7 – Диаграмма классов разработанного приложения

`Scipy.optimize` предоставляет функции для минимизации (или максимизации) целевых функций. Она включает в себя решатели нелинейных задач (с поддержкой алгоритмов локальной и глобальной оптимизации), линейного программирования, метода наименьших квадратов с ограничениями и нелинейного мето-

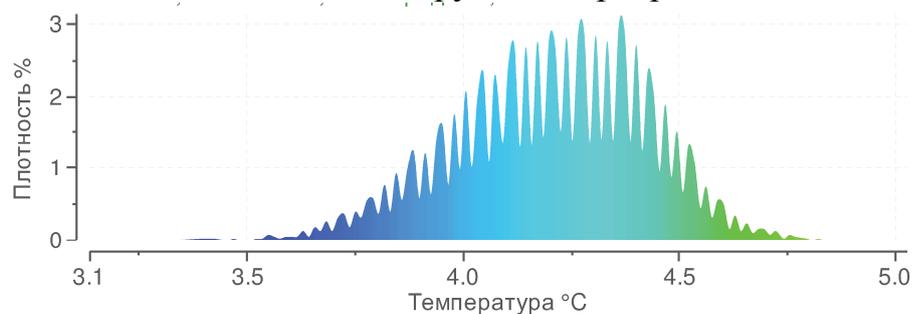
да, поиска корней и подбора кривой. Функция `fsolve` возвращает корни (нелинейных) уравнений. Диаграмма классов приложения представлена на рисунке 4.7.

Если поверочный расчет показывает, что условие (4.12) не выполняется, требуется предусматривать дополнительные мероприятия для предотвращения выпадения конденсата, которые были упомянуты ранее.

Проведенное в работе [197] сравнение результатов расчета по традиционной методике, с результатами, полученными с помощью разработанной модели и программы расчета, наглядно показывает несовершенство существующего подхода применительно к помещениям с обширной ледовой поверхностью. Так, при игнорировании влияния радиационного охлаждения поверочный расчет показывает завышенную температуру. В действительности при учете лучистого теплообмена температура внутренней поверхности кровли будет ниже примерно на 15%. Сходимость предложенной модели с натурными замерами (рис. 4.8) составляет порядка 9%.



а) тепловизионная съемка конструкций перекрытия ледового катка



б) гистограмма рассматриваемой области 1 поверхности перекрытия катка

Рисунок 4.8 – К верификации итерационной модели теплообмена

Значительное влияние радиационного охлаждения на температуру поверхности кровли также отмечается в работах других авторов [158-160, 95 и др.]. Однако следует отметить, что учет лучистого теплообмена затрудняет определение температуры кровли по сравнению с традиционным методом, в связи с чем, и предлагается применять итерационный метод.

4.3 Методика расчета нестационарного теплообмена конструкций перекрытия ледового катка с воздухом верхней зоны при неорганизованном воздухообмене

В общем виде данная проблема представляет собой задачу нестационарного теплообмена тела с окружающей средой, аналитическое описание которого многократно рассматривалось в отечественной и зарубежной литературе [35-40, 84, 86, 105-108, 120, 123, 135, 138, 163, 178-180, 186, 193, 194, 219 и др.]. Оно включает дифференциальное уравнение теплопроводности (4.20), условия однозначности и граничные условия

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right). \quad (4.20)$$

Согласно технологическим особенностям подготовка льда заданных свойств должна проводиться при нормируемых параметрах микроклимата, поддерживаемых системами вентиляции и кондиционирования. В качестве допущения примем, что при установившемся режиме перед началом заливки льда температура поверхностей строительных конструкций постоянна и равна температуре воздуха верхней зоны. В результате радиационного отвода теплоты будет наблюдаться нестационарное охлаждение рассматриваемой конструкции, которое в общем виде является экспоненциальной зависимостью.

На рисунке 4.9 этот процесс характеризуется кривой t_e-1 . По истечении некоторого промежутка времени конструкция достигает теплового равновесия под действием радиационно-конвективного теплообмена при работающей системе кондиционирования, что характеризуется отрезком 1-2. В случае выполнения всех

требований, предъявляемых к данным системам, температура поверхности должна быть меньше температуры точки росы, что можно проверить с помощью разработанной и приведенной выше методике. Далее при отключении систем вентиляции и кондиционирования в период простоя крытых катков и ледовых арен (в выходные и праздничные дни) интенсивность конвективного теплообмена снижается вследствие изменения режима течения воздуха.

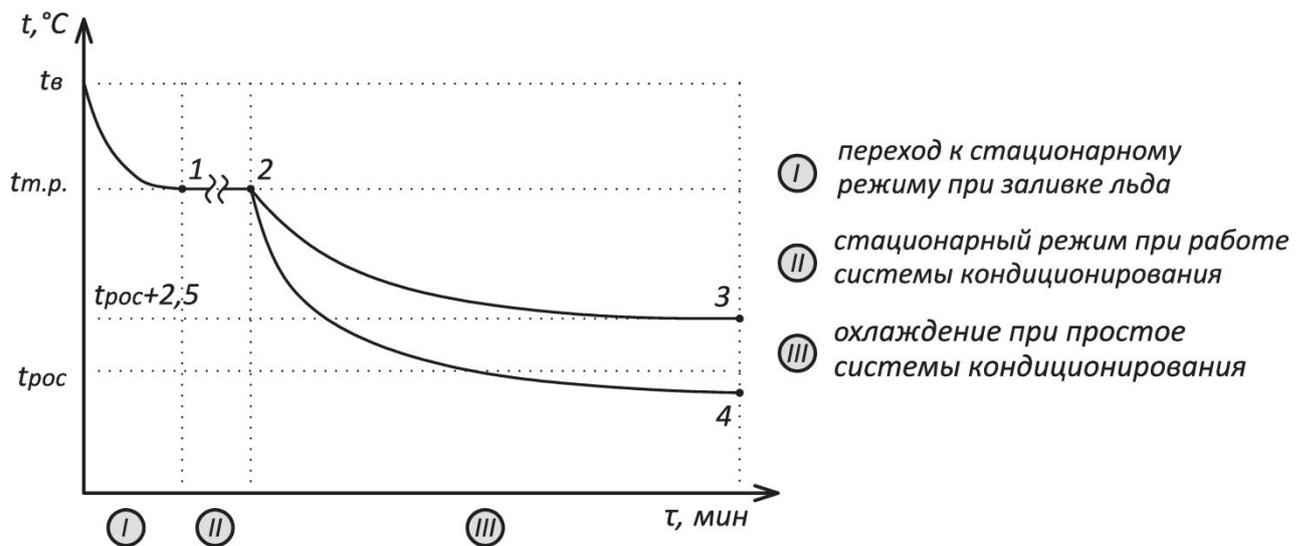


Рисунок 4.9 – Режимы сложного теплообмена строительных конструкций крытых катков и ледовых арен: $t_\theta-1$ – нестационарное охлаждение конструкции при заливке льда; $1-2$ – тепловое равновесие конструкции при работающей системе кондиционирования; $2-3(2-4)$ – нестационарное охлаждение конструкции при простое системы кондиционирования

Вынужденная конвекция сменяется естественной, определяемый коэффициент теплоотдачи принимает меньшее значение, конструкция выходит из состояния теплового равновесия, и начинается ее постепенное охлаждения, что показано на рисунке 4.4 отрезками $2-3$ или $2-5$.

Характер этих кривых может отличаться в зависимости от начальных условий теплообмена (температуры, влагосодержания, подвижности воздуха и т.п.). Например, кривая $2-3$ соответствует случаю термодинамического равновесия при отключенной системе кондиционирования, наступающего после достижения тем-

пературы поверхности порогового значения. Кривая 2-4 наблюдается, когда температура будет ниже порогового значения. Возможны также случаи, когда за весь период простоя точка росы не будет достигнута.

Первая принципиальная схема конструкций, теплообмен которых будет рассматриваться, приведена на рисунке 4.10 и представляет собой параллелепипед или балку, ограниченную с нескольких сторон, в работе [107] данное тело называется также полубесконечной пластиной.

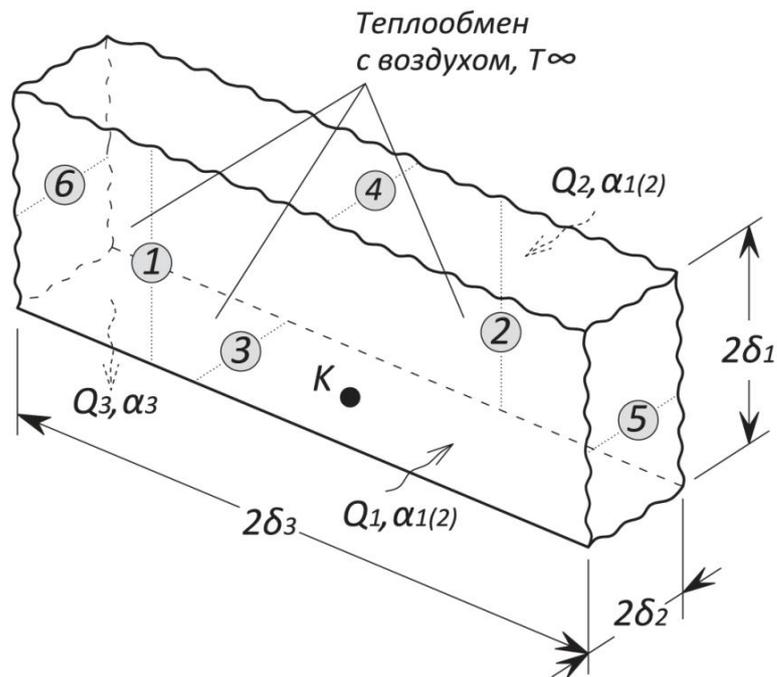


Рисунок 4.10 – К решению двумерной задачи нестационарного теплообмена полуограниченной балки при наличии радиационного охлаждения: $2\delta_1$, $2\delta_2$ и $2\delta_3$ – высота, ширина, длина тела; K – точка в центре горизонтальной грани обращенной к поверхности льда; 1...6 – грани тела; Q_1 , Q_2 , Q_3 – тепловые потоки соответствующих граней

С торцов балка неподвижно заделана в несущие стены, сверху на нее опирается конструкция кровли. Условиями однозначности являются: постоянные физические параметры (теплоемкость, теплопроводность, плотность), форма и геометрические размеры (высота $2\delta_1$, ширина $2\delta_2$, длина $2\delta_3$) и температура тела (т.е. в начальный момент времени все тело имеет постоянную температуру)

$$t|_{\tau=0} = t_0. \quad (4.21)$$

Тепловой поток подводится к 1-ой и 2-ой граням ввиду превышения конвективной составляющей над лучистым охлаждением (лучистое охлаждение меньше конвективного вследствие малого коэффициента облучения), отводится от грани 3 за счет сложного радиационно-конвективного процесса между системой «воздух-конструкция-лед».

Граничные условия могут задаваться в различном виде, однако ввиду наличия большого числа исследований для схожих объектов и особенностей теплообменных процессов в крытых катках и ледовых аренах, имеющих большой объем воздушной массы, изолированной от наружной среды, удобно применять граничные условия третьего рода, которые задаются постоянной температурой окружающей среды и коэффициентом теплоотдачи поверхности.

Первое допущение можно обосновать отсутствием тепловых потерь через ограждающие конструкции при наличии тепловой изоляции стен и перекрытий, второе допущение тем, что теплообмен происходит при естественной конвекции с неизменным расположением поверхностей, незначительными температурными колебаниями и т.д. Таким образом, граничные условия третьего рода запишутся в виде

$$\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_{n=0} = -\frac{\alpha_0}{\lambda}(t_0 - t_s). \quad (4.22)$$

Многочисленные решения задач нестационарной теплопроводности приводятся в работах [35-40, 83, 120, 193, 223-225, 258-262 и др.], наиболее простыми являются одномерные задачи, такие как теплоотдача неограниченной пластины или стенки. Было доказано, что распределение безразмерной температуры Θ с одинаковой начальной температурой стенки и неизменной температурой воздуха, определяемой по уравнению (4.23), является функцией чисел Био и Фурье, отражающих, соответственно, соотношение внутреннего и внешнего термических сопротивлений и соотношение между скоростью изменения тепловых условий в окружающей среде и скоростью перестройки поля температуры внутри тела и определяющихся по уравнениям (4.24), (4.25)

$$\Theta = \frac{t_c - t_g}{t_0 - t_g}, \quad (4.23)$$

$$Bi = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (4.24)$$

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{l^2}, \quad (4.25)$$

где t_c – температура стенки; t_g – температура воздуха; t_0 – температура стенки в начальный период времени; l – характерный размер; α – коэффициент теплоотдачи поверхности тела; a – коэффициент температуропроводности тела; τ – время; λ – коэффициент теплопроводности тела.

В работе [120] доказано, что ввиду возможности представления конечных прямоугольных тел в виде пересечения трех взаимно перпендикулярных бесконечных пластин конечной толщины, и воспользовавшись теоремой о перемножении решений, безразмерная температура тел конечных размеров может быть получена перемножением безразмерных температур этих пластин.

Поскольку рассматриваемая балка некоторыми гранями соприкасается с теплоизолированными поверхностями (что было отмечено выше), то есть не полностью омывается воздухом, в соответствии с устоявшейся терминологией она является полубесконечным телом, так как температура материала на одной или нескольких гранях остается постоянной по времени

$$t(\infty, \tau) = t_0. \quad (4.26)$$

Теплота поглощается балкой от окружающей среды через две вертикальные грани 1, 2 и отдается излучением до состояния установившегося режима через горизонтальную грань 3, обращенной вниз (рисунок 4.10).

Предполагаем, что горизонтальная грань 4 и вертикальные грани 5, 6 теплоизолированы. Таким образом, рассматриваемая задача является двумерной и решается по принципу суперпозиции температурных полей полуограниченного тела в направлении оси y и неограниченной пластины в направлении оси x . Первое допущение обосновано отсутствием теплообмена со стороны теплоизолиро-

ванной кровли, второй – наличием теплообмена на двух гранях пластины при постоянной температуре окружающего воздуха.

Величина Θ_x будет характеризовать уменьшение избыточной температуры вертикальной пластины к заданному моменту времени по сравнению с начальной избыточной температурой при теплообмене вертикальных поверхностей, поскольку теплофизические характеристики с обеих сторон пластины одинаковые, имеет место симметричный теплообмен, что позволяет применять известные номограммы и зависимости. Величина Θ_y будет характеризовать уменьшение избыточной температуры горизонтального полуограниченного тела при его теплообмене с воздухом. Из вышесказанного следует, что искомое решение можно записать в виде

$$\Theta = \Theta_x \Theta_y, \quad (4.27)$$

$$\Theta = \frac{t(x, y, \tau) - t_g}{t_0 - t_g} = \frac{t(x, \tau) - t_g}{t_0 - t_g} \cdot \frac{t(y, \tau) - t_g}{t_0 - t_g}. \quad (4.28)$$

где $t(x, \tau)$ и $t(y, \tau)$ – соответственно температуры неограниченной пластины и полуограниченного тела. Решения для данных температур удовлетворяет дифференциальному уравнению, начальным и граничным условиям (4.20), (4.21), (4.22).

Согласно источникам [107, 120, 193] безразмерная температура для неограниченной пластины может определяться либо по номограммам, либо по формуле

$$\Theta_x = \frac{\vartheta_x}{\vartheta_{x0}} = \sum_{n=1}^{n=\infty} \frac{2 \sin \mu_n}{\mu_n + \sin \mu_n \cos \mu_n} \cos(\mu_n X) \exp(-\mu_n^2 Fo), \quad (4.29)$$

где $\vartheta = t - t_g$ – избыточная температура; μ_n – корень характеристического уравнения; $X = x/\delta$ – безразмерная координата.

Для полуограниченного тела безразмерная температура может также определяться либо по номограммам [107, 120], либо по формуле

$$\Theta_y = \frac{\vartheta_y}{\vartheta_{y0}} = 1 - \operatorname{erf} \frac{Fo^{-1/2}}{2} - \left[\exp(Bi + Bi^2 Fo) \left(1 - \operatorname{erf} \left(\frac{Fo^{-1/2}}{2} + \sqrt{Bi^2 Fo} \right) \right) \right], \quad (4.30)$$

где erf – функция ошибок Гауса может определяться по таблицам [107, 120].

Поскольку для граничных условий третьего рода в законе Ньютона определяемой величиной является коэффициент теплоотдачи, от его определения будет зависеть и конечный результат, главным процессом в нестационарном сложном радиационно-конвективном теплообмене является конвекция, а количественной характеристикой будет суммарный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_l, \quad (4.31)$$

где α_k – конвективная составляющая; α_l – лучистая составляющая.

Величина коэффициента теплоотдачи α_k будет изменяться в зависимости от режима течения воздуха при обтекании конструкции. Для рассматриваемой задачи можно выделить два случая: теплообмен при работающей системе вентиляции и при ее простое.

В первом случае имеет место вынужденный конвективный теплообмен, для которого, согласно анализу представленному в работах [107, 120, 142], коэффициент теплоотдачи можно определить по эмпирическому критериальному уравнению

$$Nu = 0,662 \cdot Re_{жс}^{1/3} \cdot Pr_{жс}^{1/2}, \quad (4.32)$$

Данная зависимость применяется при поперечном обтекании тел сложной формы, таких как призмы, шары, ромбы, цилиндры и т.п. Вместо традиционного определяющего размена O . Кришером и Г. Лоосом было введено понятие универсального определяющего размена, который для приведенной конструкции примет вид суммы ее сторон $(2\delta_1 + 2\delta_2)$.

Теплообмен при втором случае представляется в виде естественной конвекции, для описания которой наибольшее распространение получила зависимость вида

$$Nu = B \cdot (Gr \cdot Pr)^n, \quad (4.33)$$

где Gr – критерий Грасгофа, определяется по формуле (4.33); B и n – постоянные, определяемые по таблице 4.2

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot l^3}{\nu^2}, \quad (4.34)$$

где g – ускорение свободного падения; β – температурный коэффициент объемного расширения (для газа можно считать $\beta=1/T$); Δt – характерный температурный напор; ν – кинематический коэффициент вязкости.

Таблица 4.2 – значения постоянных B и n из формулы 4.33

$Gr \cdot Pr$	B	n
$1 \cdot 10^{-3} - 5 \cdot 10^2$	1,18	1/8
$5 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^7$	0,54	1/4
$2 \cdot 10^7 - 1 \cdot 10^{13}$	0,135	1/3

Решая совместно уравнения (1.2), (4.32) или (4.33), в зависимости от вида конвективного теплообмена получим выражение для конвективной составляющей суммарного коэффициента теплоотдачи. Из-за отличающегося расположения горизонтальной и вертикальных поверхностей балки в пространстве α_l будет изменяться в зависимости от изменения коэффициента облучения φ из закона Стефана-Больцмана. Зная температуры поверхностей и их физические свойства по закону Стефана-Больцмана, можно определить величину удельных тепловых потоков от ледового поля к горизонтальной и вертикальным поверхностям балки

$$q_l = \varphi \cdot C_n \left[\left(\frac{T_l}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\sigma}}{100} \right)^4 \right]. \quad (4.35)$$

Далее можно представить полученный лучистый поток в виде конвективного потока, причем температурный напор в законе Ньютона, Δt , необходимо выбрать равным напорю при конвективном теплообмене воздуха с балкой, т.е. можно записать

$$\alpha_l = \frac{q_l}{\Delta t} = \frac{\varphi \cdot C_n \left[\left(\frac{T_l}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\sigma}}{100} \right)^4 \right]}{\Delta t}. \quad (4.36)$$

Поскольку в лучистом теплообмене участвуют плоскости с конечными размерами, в уравнении (4.35) необходимо рассматривать средний коэффициент облучения, Φ [122]. Данный термин указывает на то, что коэффициенты облучения множеством элементарных площадок одной поверхности на другую поверхность представляют собой переменные величины, зависящие от их вза-

имного расположения. Для рассматриваемого случая длина и ширина ледового поля во много раз больше ширины несущей конструкции, т. е. их размеры неодинаковы.

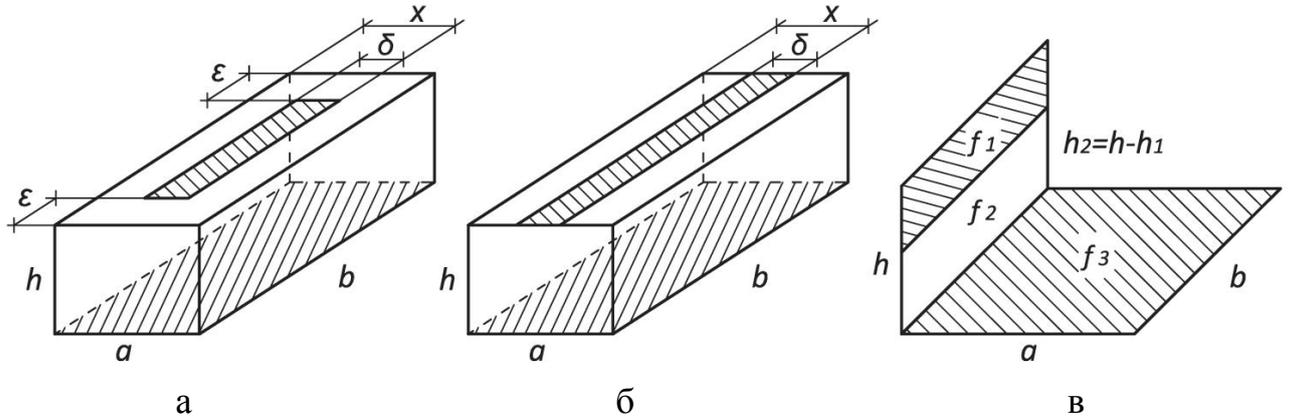


Рисунок 4.11 – К расчету коэффициента облучения поверхности льда горизонтальной и вертикальных граней несущей конструкции

Тогда согласно существующим зависимостям [122] средний коэффициент облучения плоскости со сторонами a и b (рисунок 4.11а), параллельной ей поверхностью меньшего размера, со сторонами δ , $(b-2\varepsilon)$ при расстоянии между этими плоскостями, равном h , можно определить по формуле (4.37). Также должно выполняться условие $\delta \ll a$. Поскольку два конца конструкции заделаны в стены, расстояние ε равно нулю (рисунок 4.11б).

$$\begin{aligned} \Phi_{\delta \times (b-2\varepsilon)} = & \frac{\delta}{2\pi} \left[\left(1 - \frac{\varepsilon}{b} \right) \left[\frac{x}{\sqrt{x^2 + h^2}} \operatorname{arctg} \frac{b-\varepsilon}{\sqrt{x^2 + h^2}} + \frac{a-x}{\sqrt{(a-x)^2 + h^2}} \operatorname{arctg} \frac{b-\varepsilon}{\sqrt{(a-x)^2 + h^2}} - \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{\varepsilon}{b} \left(\frac{x}{\sqrt{x^2 + h^2}} \operatorname{arctg} \frac{\varepsilon}{\sqrt{x^2 + h^2}} + \frac{a-x}{\sqrt{(a-x)^2 + h^2}} \operatorname{arctg} \frac{\varepsilon}{\sqrt{(a-x)^2 + h^2}} \right) \right] + \right. \\ & \left. + \frac{\sqrt{(b-\varepsilon)^2 + h^2}}{b} \left[\operatorname{arctg} \frac{x}{\sqrt{(b-\varepsilon)^2 + h^2}} + \operatorname{arctg} \frac{a-x}{\sqrt{(b-\varepsilon)^2 + h^2}} - \frac{\sqrt{\varepsilon^2 + h^2}}{b} \times \right. \right. \\ & \left. \left. \times \left[\operatorname{arctg} \frac{x}{\sqrt{\varepsilon^2 + h^2}} + \operatorname{arctg} \frac{a-x}{\sqrt{\varepsilon^2 + h^2}} \right] \right] \right] \end{aligned} \quad , (4.37)$$

где δ , b , ε , h и a – характерные размеры, приведенные на рисунке 4.6а,б.

Для определения среднего коэффициента облучения поверхности несущей конструкции со стороны ледового поля необходимо воспользоваться известным принципом [122], который можно записать в виде

$$f_{a \times b} \Phi_{a \times b} = f_{\delta \times (b-2\varepsilon)} \Phi_{\delta \times (b-2\varepsilon)}, \quad (4.38)$$

где $f_{a \times b}$ и $f_{\delta \times (b-2\varepsilon)}$ – соответственно, площади ледового поля и поверхности несущей конструкции; $\Phi_{a \times b}$ и $\Phi_{\delta \times (b-2\varepsilon)}$ – соответственно средние коэффициенты облучения ледового поля и поверхности несущей конструкции.

Решая совместно уравнения (4.37) и (4.38), получим уравнение для определения среднего коэффициента облучения горизонтальной поверхности несущей конструкции со стороны ледового поля

$$f_{a \times b} = \frac{f_{\delta \times (b-2\varepsilon)} \Phi_{\delta \times (b-2\varepsilon)}}{\Phi_{a \times b}}. \quad (4.39)$$

Средний коэффициент облучения перпендикулярных друг к другу поверхностей допускается определять по формуле, приведенной в [122]

$$\begin{aligned} \Phi_{h \times b} = & \frac{1}{\pi} \operatorname{arctg} \frac{b}{h} + \frac{a}{h} \operatorname{arctg} \frac{b}{a} - \frac{\sqrt{a^2 + h^2}}{h} \operatorname{arctg} \frac{b}{\sqrt{a^2 + h^2}} + \frac{h}{4b} \ln \frac{(a^2 + b^2 + h^2) h^2}{(a^2 + b^2)(b^2 + h^2)} + \\ & + \frac{a^2}{4bh} \ln \frac{(a^2 + b^2 + h^2) a^2}{(a^2 + b^2)(b^2 + h^2)} - \frac{b}{4h} \ln \frac{(a^2 + b^2 + h^2) b^2}{(a^2 + b^2)(b^2 + h^2)} \end{aligned} \quad (4.40)$$

где a, b, h – характерные размеры, приведенные на рисунке 4.6в.

В нашем случае, применительно к вертикальным поверхностям конструкции (рисунок 4.11в), необходимо определить коэффициент облучения между так называемыми неполными перпендикулярными поверхностями [122], который можно найти методом суммирования по формуле

$$\Phi_{h1 \times b} = \frac{f_3}{f_1} (\Phi_{h \times b} - \Phi_{h2 \times b}), \quad (4.41)$$

где f_1 – площадь облучающей части ледового поля; f_3 – площадь вертикальной грани конструкции; $\Phi_{h \times b}$ – коэффициент облучения поверхности, площадью $f_1 + f_2$ (см. рисунок 4.6в); $\Phi_{h2 \times b}$ – коэффициент облучения поверхности, площадью f_2 .

Поскольку в задаче рассматривается лучистое охлаждение, тепловой поток, определенный по формуле (4.32), будет отводиться от поверхностей, а интенсивность теплообмена снизится за счет уменьшения общего коэффициента теплоотдачи. Из-за различных средних коэффициентов облучения Φ для горизонтальной и вертикальных поверхностей, наблюдается также отличие и коэффициентов теплоотдачи α_{gn} и α_{en} , то есть имеет место частично анизотропный случай несимметричного теплообмена. В исследованиях [107, 120, 142] отмечается, что решение (4.27) справедливо для случаев, когда по всем направлениям термические коэффициенты будут не только одинаковыми, но и различными, что позволяет учитывать процессы теплообмена с отличающимися коэффициентами теплоотдачи на гранях полуограниченной балки.

При решении уравнения (4.27) необходимо помнить, что положение рассматриваемой точки K (рисунок 4.5) на поверхности балки будет различным при перемножении решений для неограниченной пластины и полуограниченного тела. Так, для первого случая (Θ_x) точка K , наводящаяся в центре горизонтальной грани, должна рассматриваться как точка в центре пластины, а для второго (Θ_y) как точка на поверхности. На графике (рисунок 4.9) показано, что для участка t_6-l начальные условия рассматриваемого нестационарного процесса охлаждения предполагают, что тело находится в состоянии термодинамического равновесия, а начальная температура окружающего воздуха и температура поверхности равны, то есть знаменатель в формуле (4.28) равен нулю, что недопустимо.

Для применения уравнений (4.27)...(4.30), а также номограмм, приведенных в [107, 120, 142], допустимо рассмотреть обратную задачу нагрева изучаемого тела при заданной начальной температуре воздуха и температуре поверхности, принимаемой из условия предотвращения выпадения конденсата (4.12). В результате задача принимает вид нестационарного несимметричного нагрева полуограниченной балки (полубесконечной пластины) с определением времени достижения поверхности термодинамического равновесия.

Рассмотренный случай полубесконечной пластины получил несколько ограниченное распространение, поскольку соответствующие непустотелые

конструкции с прямоугольным профилем имеют ограниченную длину и могут применяться в крытых катках малых размеров. Для наиболее распространенных проектных решений применяются конструкции длиной более 30 метров.

Примером таковых могут быть стальные и железобетонные фермы, представляющие собой пространственные конструкции из элементов различного сечения (рисунок 4.12). Для данных конструкций, помимо теплообмена на трех поверхностях 1, 2, 3, присутствует также подводимый тепловой поток на верхней горизонтальной грани 4 с отличающимся коэффициентом теплоотдачи. Грани 5 и 6 остаются теплоизолированными.

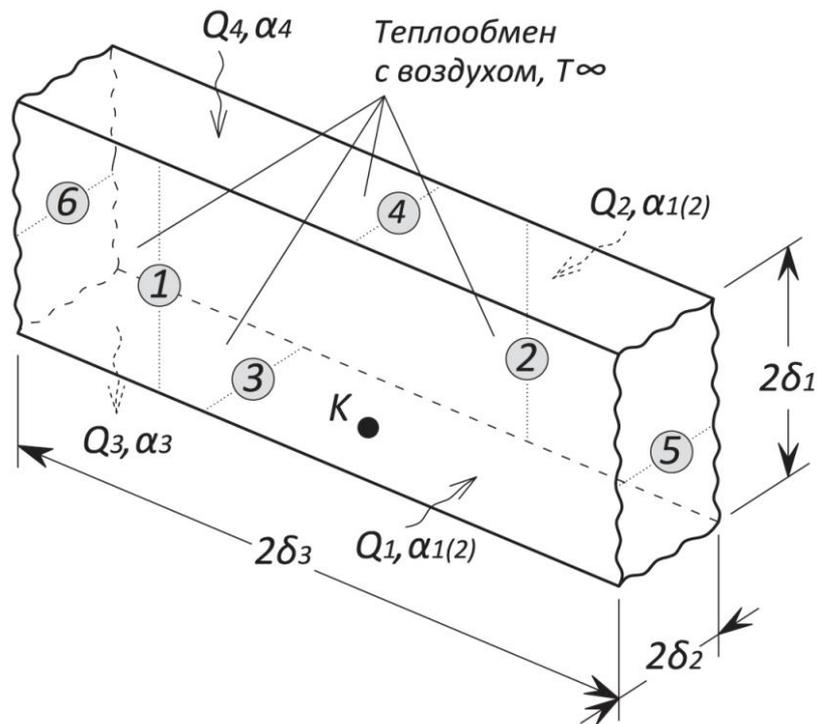


Рисунок 4.12 – К решению двумерной задачи нестационарного несимметричного теплообмена бесконечно длинного бруса

Решение для горизонтальной пластины усложняется разнонаправленностью тепловых потоков на противоположных сторонах, объясняемое отсутствием воздействия поверхности льда на грань 5. В результате на данной пластине наблюдается несимметричный анизотропный теплообмен, что приводит к смещению экстремального значения температуры (рисунок 4.13) или теплового центра.

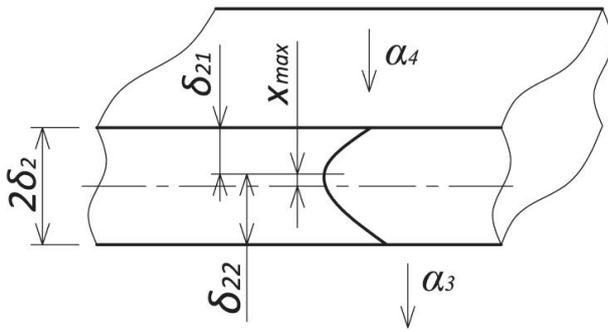


Рисунок 4.13 – Схема расположения максимальной температуры в бесконечной пластине при несимметричном нагреве

Однако согласно [183] при постоянной температуре окружающей среды и критерии Фурье более 0,3 для построения температурного поля допустимо применять номограммы и зависимости для симметричного нагрева. При этом предварительно определяют положение максимальной температуры

$$\sigma = \frac{x_{max}}{\delta} = \frac{(Bi_1 - Bi_2)}{(Bi_1 + Bi_2 + 2Bi_1 Bi_2)}, \quad (4.42)$$

где Bi_1 – число Био при α_4 ; Bi_2 – число Био при α_3 ; α_4 и α_3 – коэффициенты теплоотдачи соответственно верхней и нижней горизонтальных граней 4 и 3; x_{max} – координата максимальной температуры в пластине.

Толщины полученных сторон пластины определяются по формулам

$$\delta_{21} = \delta + x_{max} = \delta(1 - \sigma), \quad (4.43)$$

$$\delta_{22} = \delta + x_{max} = \delta(1 + \sigma). \quad (4.44)$$

Далее, для определения температуры на нижней горизонтальной поверхности исходной пластины необходимо рассмотреть стандартное уравнение (4.29) с учетом изменившегося характерного размера полученной пластины δ_{22} . Согласно [183] температурное поле в объемном теле при несимметричном нагреве или охлаждении также определяется как произведение полей элементарных поверхностей. Следовательно, температура горизонтальной грани 3 может быть определена перемножением температурных полей двух бесконечных пластин, с условием рассмотрения точки K в вертикальной пластине как ее центра, а в горизонтальной как точки на поверхности.

Вариант аналитического решения задачи смещения теплового центра при несимметричном нагреве был рассмотрен в работе [38], где приводится прибли-

женный метод расчета пространственной координаты перемещения теплового центра, базирующийся на решении системы уравнений

- координата теплового центра

$$\delta' = \frac{1}{\mu_1} \left\{ \beta + \arcsin \left(\frac{(\theta_{жс} - 1) \cos \beta \cdot e^{-\mu_1^2 Fo}}{\frac{1}{Bi_1} + \frac{1}{Bi_2} + 1} \cdot A_1 \mu_1 \right) \right\}, \quad (4.45)$$

- угол β

$$\beta = \arctg(Bi_1 / Bi_2), \quad (4.46)$$

- безразмерная температура $\theta_{жс}$

$$\theta_{жс} = t_{жс1} / t_{жс2}, \quad (4.47)$$

- безразмерная температура θ_0

$$\theta_0 = t_0 / t_{жс1}. \quad (4.48)$$

- расчетный коэффициент A_n

$$A_n = \frac{\int_0^1 \mathcal{G}(\delta) \left[\cos(\mu_n \delta) + \frac{Bi_1}{\mu_n} \sin(\mu_n \delta) \right] d\delta}{\int_0^1 \left[\cos(\mu_n \delta) + \frac{Bi_1}{\mu_n} \sin(\mu_n \delta) \right] d\delta}, \quad (4.49)$$

- нестационарная составляющая $\mathcal{G}(\delta)$

$$\mathcal{G}(\delta) = \theta_0 - \left(1 + \frac{\theta_{жс} - 1}{Bi_1 \left[\left(\frac{1}{Bi_1} + \frac{1}{Bi_2} + 1 \right) \right]} + \frac{(\theta_{жс} - 1) \delta}{\frac{1}{Bi_1} + \frac{1}{Bi_2} + 1} \right), \quad (4.50)$$

Решение уравнения (4.45) дает число Fo , при котором тепловой центр смещается на внешнюю поверхность пластины при $\delta'=1$ [38].

В случае применения профилей фермы из двутавров, ввиду незначительной толщины металла по отношению к ширине и длине, допустимо рассматривать теплообмен пластины, тогда задача теплообмена принимает одномерный вид и сводится к определению температурного поля бесконечной пластины при несимметричном охлаждении. Для гладкой теплоизолированной поверхности пе-

рекрытия теплообменная поверхность имеет вид рассмотренного выше полуограниченного тела.

Поскольку лучистая составляющая через некоторый промежуток времени должна полностью компенсироваться конвекцией от окружающего воздуха, что будет свидетельствовать о наступлении установившегося режима до достижения температуры поверхности критического значения, в уравнениях (4.28)...(4.30) неизвестна конечная температура.

Ее определение может быть найдено путем последовательного приближения с отслеживанием времени наступления теплового равновесия. Для практических целей устранение указанного недостатка было осуществлено с помощью разработанной на базе приведенной выше методики расчета нестационарного теплообмена, программы определения времени охлаждения несущей конструкции под действие радиационного охлаждения путем последовательного пересчета лучистого потока между поверхностями, обобщенного коэффициента теплоотдачи, и, как следствие, чисел Био и Фурье.

Структурно-логическая схема программы приводится на рисунках 4.14 и 4.15. Окно ввода исходных данных приводится на рисунке 4.16. Программа обеспечивает пользователю следующие возможности: выбор типов строительных конструкций и поверхностей теплообмена; выбор расчетных зависимостей для определения интенсивности конвективного теплообмена внутренней поверхности перекрытий в помещении; расчет температуры поверхности перекрытия при наличии и отсутствии радиационного охлаждения; расчет времени охлаждения конструкции до искомой температуры; вывод зависимости температуры внутренней поверхности перекрытий от времени при нестационарном радиационно-конвективном охлаждении. Данная программа позволяет также рассматривать случай, при котором лучистый теплообмен во много раз больше вынужденной конвекции, что приводит к снижению температуры поверхности до пороговых значений при работе основной системы кондиционирования. Данный факт будет свидетельствовать о необходимости дополнительных мероприятий по снижению вероятности выпадения конденсата на строительных конструкциях и ограждениях.

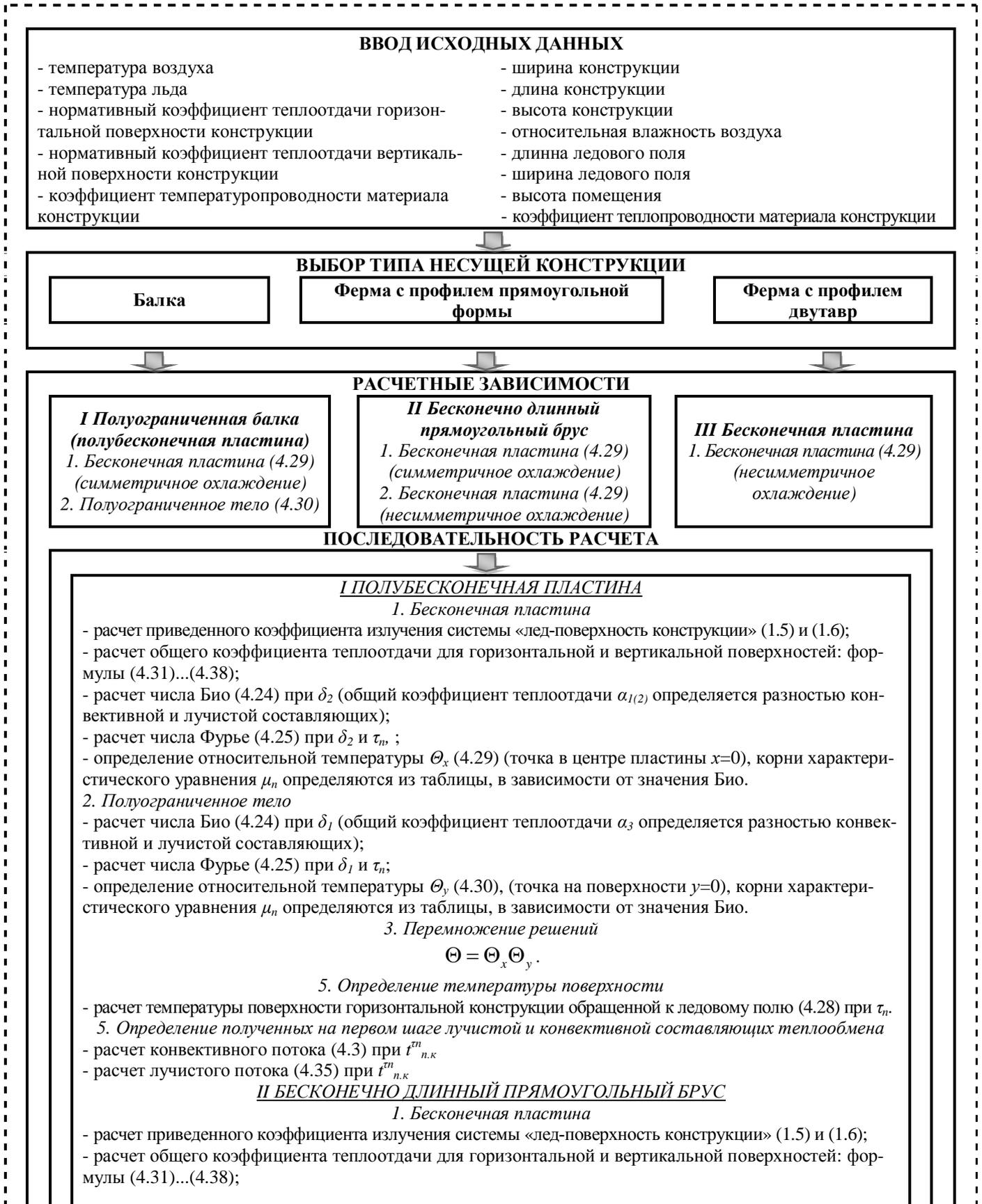


Рисунок 4.14 – Структурная блок-схема методики расчета нестационарного теплообмена поверхности конструкции

- расчет числа Био (4.24) при δ_2 (общий коэффициент теплоотдачи $\alpha_{1(2)}$ определяется разностью конвективной и лучистой составляющих);
- расчет числа Фурье (4.25) при δ_2 и τ_n ;
- определение относительной температуры Θ_x (4.29) (точка в центре пластины $x=0$), корни характеристического уравнения μ_n определяются из таблицы, в зависимости от значения Био.

2. Бесконечная пластина

- расчет приведенного коэффициента излучения системы «лед-поверхность конструкции» (1.5) и (1.6);
- расчет общего коэффициента теплоотдачи для горизонтальной и вертикальной поверхностей: формулы (4.31)...(4.38);
- расчет числа Био (4.24) при δ_1 (общий коэффициент теплоотдачи $\alpha_{1(2)}$ определяется разностью конвективной и лучистой составляющих);
- расчет числа Фурье (4.25) при δ_1 и τ_n ;
- определение относительной температуры Θ_y (4.29) (точка на поверхности пластины $y=\delta_1$), корни характеристического уравнения μ_n определяются из таблицы, в зависимости от значения Био.

3. Перемножение решений

$$\Theta = \Theta_x \Theta_y.$$

5. Определение температуры поверхности

- расчет температуры поверхности горизонтальной конструкции обращенной к ледовому полю (4.28) при τ_n .

5. Определение полученных на первом шаге лучистой и конвективной составляющих теплообмена

- расчет конвективного потока (4.3) при $t_{n.k}^{zn}$
- расчет лучистого потока (4.35) при $t_{n.k}^{zn}$

III БЕСКОНЕЧНАЯ ПЛАСТИН

1. Бесконечная пластина

- расчет приведенного коэффициента излучения системы «лед-поверхность конструкции» (1.5) и (1.6);
- расчет общего коэффициента теплоотдачи для горизонтальной и вертикальной поверхностей: формулы (4.31)...(4.38);
- расчет числа Био (4.24) при δ_1 (общий коэффициент теплоотдачи $\alpha_{1(2)}$ определяется разностью конвективной и лучистой составляющих);
- расчет числа Фурье (4.25) при δ_1 и τ_n ;
- определение относительной температуры Θ (4.29) (точка на поверхности пластины $y=\delta_1$), корни характеристического уравнения μ_n определяются из таблицы, в зависимости от значения Био.

2. Определение температуры поверхности

- расчет температуры поверхности горизонтальной конструкции обращенной к ледовому полю (4.28) при τ_n .

3. Определение полученных на первом шаге лучистой и конвективной составляющих теплообмена

- расчет конвективного потока (4.3) при $t_{n.k}^{zn}$
- расчет лучистого потока (4.35) при $t_{n.k}^{zn}$

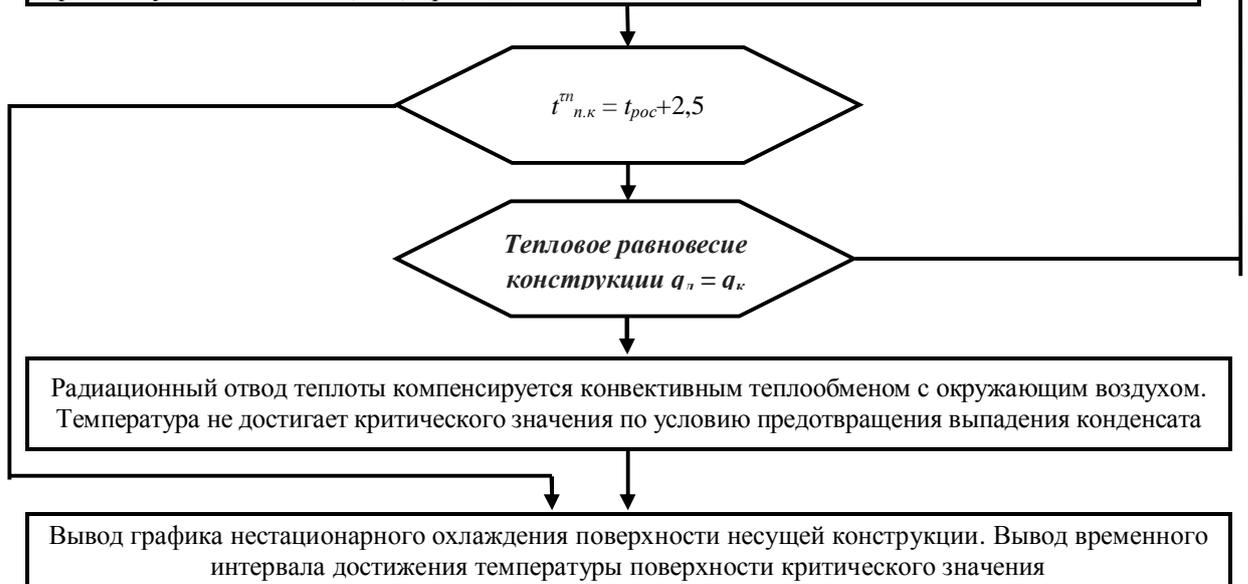


Рисунок 4.15 – Окончание структурной блок-схемы методики расчета рис. 4.14

Расчет нестационарного теплообмена поверхности конструкции

температура льда	<input type="text" value="-4"/>	ВЫБОР ТИПА НЕСУЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ:
температура воздуха	<input type="text" value="8.7"/>	<input type="radio"/> Балка
коэффициент теплопроводности	<input type="text" value="45"/>	<input type="radio"/> Бесконечная пластина (симметричный нагрев / охлаждение)
половина ширины	<input type="text" value="0.15"/>	<input type="radio"/> Полуограниченное тело
половина высоты	<input type="text" value="0.2"/>	<input checked="" type="radio"/> Ферма с профилем прямоугольной формы
коэффициент теплоотдачи поверхности	<input type="text" value="8.7"/>	<input type="radio"/> Бесконечная пластина (симметричный нагрев / охлаждение)
теплоемкость материала	<input type="text" value="461"/>	<input type="radio"/> Бесконечная пластина (несимметричный нагрев / охлаждение)
плотность материала	<input type="text" value="2500"/>	<input type="radio"/> Ферма с профилем двутавр
коэффициент температуропроводности материала	<input type="text" value="1.2E-05"/>	<input type="radio"/> Бесконечная пластина (несимметричный нагрев / охлаждение)
ширина поверхности льда	<input type="text" value="25"/>	<input type="button" value="Рассчитать"/>
длина поверхности льда	<input type="text" value="57"/>	<input type="button" value="Отобразить график"/>
степень черноты материала	<input type="text" value="0.9"/>	
степень черноты поверхности льда	<input type="text" value="0.97"/>	
температура точки росы	<input type="text" value="3.5"/>	
высота	<input type="text" value="6"/>	

График нестационарного охлаждения поверхности несущей конструкции

Рисунок 4.16 – Окно ввода исходных данных при расчете нестационарного теплообмена конструкций перекрытия ледового катка

Зная температуру равновесия, процесс нестационарного теплообмена при простое системы кондиционирования, кривые 2-3 и 2-4, описывается путем решения прямой задачи радиационно-конвективного охлаждения по упомянутым выше уравнениям (4.23)...(4.38) и с учетом полученной избыточной температуры. На рисунке 4.17 приведены принципиальные закономерности изменения относительной температуры в составных частях приведенного на рисунке 4.5 тела, необходимые для сложения температурных полей.

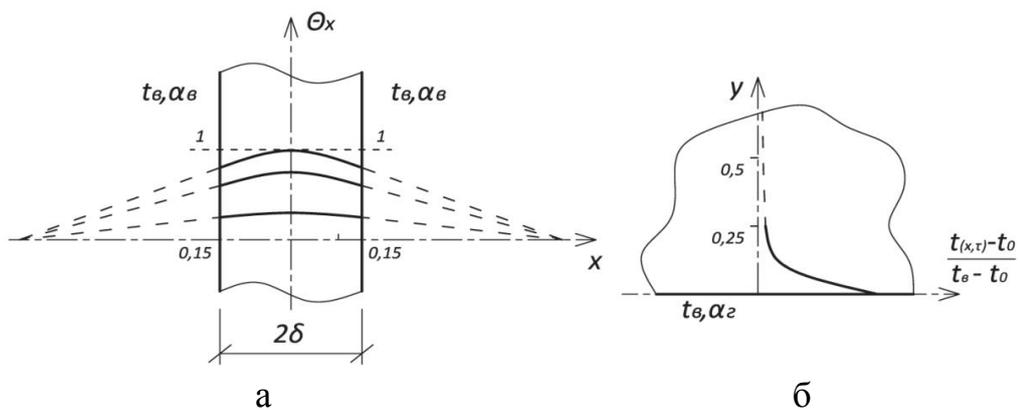


Рисунок 4.17 – Изменение относительной температуры для составных элементарных форм тела: а – бесконечная пластина; б – полубесконечное тело

Недостатком описанного подхода к решению нестационарной задачи теплообмена является равенство констант коэффициента теплоотдачи за весь период расчета. Ввиду учета радиационной составляющей сложного теплообмена, интенсивность которой зависит от температурного напора между взаимодействующими поверхностями, значение количественной характеристики, коей является общий коэффициент теплоотдачи, будет некоторой функцией от времени, что противоречит граничным условиям при значительном промежутке времени. По этой причине необходима верификация результатов расчета, полученных по скорректированной методике.

4.4 Численное моделирование сложного теплообмена конструкций перекрытия ледового катка при неорганизованном воздухообмене

Подробные натурные исследования рассматриваемого типа помещений затруднительны из-за особенностей их функционирования и доступности изучаемых областей. В этой связи верификация результатов расчета по разработанной методике может быть дополнена численным моделированием, пример которого был рассмотрен в работе [198], с принятием следующих допущений:

- рассматриваемая несущая конструкция (нижняя поверхность фермы) имеет вид параллелепипеда конечных размеров (далее балка);
- тело однородно и изотропно, то есть все физические свойства балки по всем направлениям одинаковы;
- температурная деформация тела по сравнению с его объемом мала и поэтому не учитывается;
- физические параметры балки, а именно теплофизические коэффициенты, постоянны, то есть не зависят от координат и времени;
- внутренние источники теплоты в балке отсутствуют;
- теплота в балке распространяется в одном направлении по оси x , то есть температурное поле одномерно;
- задача по горизонтали осесимметричная.

Поверхность льда рассматривается как пластина, являющаяся поглотителем, располагается под параллелепипедом. Поскольку намораживание льда на бетонную плиту достаточно трудоемкий и материально затратный процесс, холодильное оборудование в сезон работы крытого катка функционирует бесперебойно для поддержания заданной температуры, следовательно, можно считать, что теплоемкость массива льда в рассматриваемой задаче стремится к бесконечности ($c_l \rightarrow \infty$), поскольку все тепловые притоки компенсируются системой холодоснабжения. По этой же причине справедливо полагать, что теплопроводность массива льда также стремится к бесконечности ($\lambda_l \rightarrow \infty$), то есть это идеальный поглотитель с предустановленной температурой, неизменной за все время теплообменного процесса ($T_l = \text{const}$).

Балка может описываться двумя вариантами.

Первый. Поверхность, лежащая выше слоя поглощения потока теплоты, и соответствующая высоте балки постоянна ($h_b = \text{const}$), так же для общего случая она обладает постоянной теплоемкостью, стремящейся к нулю ($c_b = \text{const}, c_b \rightarrow 0$). Для случая отсутствия тепловых потерь через ограждающие конструкции, что характерно для теплого периода года, а также кровли с достаточно эффективным теплоизоляционным слоем, теплопроводность можно считать стремящейся к нулю как для случая изолированного верхнего полупространства над балкой ($\lambda_b \rightarrow 0$). Температура поверхности балки зависит от теплового баланса между конвективной и лучистой составляющими теплообмена ($T_b = f(q_e - q_l)$).

Второй. Поверхность, лежащая выше слоя поглощения потока теплоты, на высоте $h_b = \text{const}$ окружена воздухом с теплоемкостью c_e и теплопроводностью λ_e . Свойства балки аналогичны первому варианту за исключением того, что теплопроводность стремится к бесконечности ($\lambda_b \rightarrow \infty$). Баланс температур аналогичен ($T_b = f(q_e - q_l)$). В рассматриваемой системе можно выделить два основных вида теплообмена: лучистый теплообмен между балкой и поверхностью льда; конвективный теплообмен балки с окружающим ее воздухом. Тогда при установившемся режиме количество подведенной теплоты к параллелепипеду конечных размеров, q_k , равняется количеству теплоты отданного им лучеиспусканием, q_l , к массиву льда ($q_k = q_l$). Подвод теплоты к поверхности теплообмена осуществляется за счет конвективного

теплообмена с окружающим воздухом. Поскольку объем воздушной массы воздуха многократно перевешивает объемы рассматриваемого тела и градиентного слоя изменения температуры у теплообменной поверхности, условимся считать, что ее температура постоянна ($T_{\text{в}} = \text{const}$), тогда тепловой поток от воздуха к балке может быть меньше или равен подводимому потоку ($q_{\text{в}} \leq q_{\text{под}}$). Процесс сложного теплообмена наблюдается в системе «воздух - поверхность балки - лед». На начальном этапе температура воздуха в теплообменном (градиентном) слое имеет значение $T_{\text{в.нач}}$, температура поверхности льда $T_{\text{л}}$, температура балки равна температуре окружающего воздуха $T_{\text{б}} = T_{\text{в.нач}}$. В процессе лучистого теплообмена происходит выхолаживание воздуха и охлаждение балки, а температуры принимают значения $T_{\text{в.нач}}, T_{\text{л}}, T_{\text{б}} \leq T_{\text{в.нач}}$. Заключительный этап проявляется как равновесное состояние с температурами $T_{\text{в.нач}}, T_{\text{л}}, T_{\text{б}} = \text{const}$. Процесс конвективной передачи теплоты происходит в градиентном слое $h_{\text{к}} = 0,01 \dots 0,05 \cdot h_{\text{б}}$.

Внутренних источников тепла нет ($q_{\text{вн}} = 0$), для стационарного установившегося режима температура по времени не изменяется $\partial T / \partial \tau = 0$. Для рассматриваемого случая длина балки $l_{\text{б}}$ много меньше градиентного слоя $h_{\text{к}}$, вторая производная равна нулю $\partial^2 T / \partial x^2 = 0$. Оценивая градиентный слой, можно с уверенностью сказать, что благодаря естественной конвекции происходит замена охлаждаемого после теплообмена воздуха за счет циркуляции из нижележащего массива с постоянной температурой. Тогда уравнение в градиентном слое примет вид

$$T = T_{\text{в}} - \frac{T_{\text{в}} - T_{\text{б}}}{h_{\text{к}}} \cdot z, \quad (4.51)$$

где $T_{\text{в}}$ – температура воздуха, °К; $T_{\text{б}}$ – температура балки, °К; $h_{\text{к}}$ – длина градиентного слоя, м; z – координата по оси z , м. Исходя из закона Фурье, получим

$$q_{\text{в}} = \lambda_{\text{в}} \cdot \left(\frac{T_{\text{в}} - T_{\text{б}}}{h_{\text{к}}} \right). \quad (4.52)$$

Вся система представляет собой слои по z от $h_{\text{б}}$. Наибольший тепловой поток

$$q_{\text{л.в}} = -\lambda_{\text{в}} \cdot \text{grad}(T_{\text{в}} - T_{\text{л}}), \quad (4.53)$$

направлен в сторону ледяного покрытия от слоя воздуха. Конвективный тепловой поток от балки к воздуху можно записать как

$$q_{\sigma, \sigma} = -\lambda_{\sigma} \cdot \text{grad}(T_{\sigma} - T_{\sigma}). \quad (4.54)$$

Лучистое охлаждение конструкции определяется по закону Стефана-Больцмана с учетом приведенной степени черноты и температурного напора системы «поверхность кровли - лед».

В силу заданной неограниченности конвективного притока q_{σ} к балке и его расходование на нагрев льда равновесие наступает от равенства притока тепла за счет конвекции и интегрального лучистого обмена, состоящего из притока лучистой энергии газа (слоя воздуха) и оттока на холодную поверхность льда

$$q_{\sigma, \kappa} - q_{\lambda} + q_{\lambda, \sigma} = 0. \quad (4.55)$$

Решение сводится к послойному интегрированию по толщине z источников тепла и распределению температуры в каждой точке контакта слоев, тогда распределение температуры по z с течением времени τ можно записать в следующем виде

$$c_{\sigma} \cdot \rho_{\sigma} \cdot \frac{\partial T_{\sigma}}{\partial \tau} = \lambda_{\sigma} \cdot \frac{\partial^2 T_{\sigma}}{\partial z^2} + q_{\sigma} - q_{\lambda} + q_{\lambda, \sigma}. \quad (4.56)$$

С учетом закона Стефана-Больцмана можно записать

$$c_{\sigma} \cdot \rho_{\sigma} \cdot \frac{\partial T_{\sigma}}{\partial \tau} = \lambda_{\sigma} \cdot \frac{\partial^2 T_{\sigma}}{\partial z^2} + q_{\sigma} - \varepsilon_{\text{пр}} \cdot C_0 \cdot \left(\left(\frac{T_{\sigma}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\lambda}}{100} \right)^4 \right) + q_{\lambda, \sigma}. \quad (4.57)$$

Исходя из закона Бугера-Бэра, приведем поток тепла от газа к балке, в данном случае основной вклад в интегральную характеристику дает водяной пар, а уравнение запишется в виде

$$c_{\sigma} \cdot \rho_{\sigma} \cdot \frac{\partial T_{\sigma}}{\partial \tau} = \lambda_{\sigma} \cdot \frac{\partial^2 T_{\sigma}}{\partial z^2} + q_{\sigma} - \varepsilon_{\text{пр}} \cdot C_0 \cdot \left(\left(\frac{T_{\sigma}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\lambda}}{100} \right)^4 \right) + \lambda_{\sigma, \text{прив}} \cdot \left(\frac{T_{\sigma} - T_{\sigma}}{h_{\kappa}} \right), \quad (4.58)$$

где $\lambda_{\sigma, \text{прив}}$ – приведенный коэффициент теплопроводности воздуха.

Из анализа уравнение (4.58) видно, что лучистый теплообмен сильно зависит от градиентных слоев, а циркуляция воздуха вдоль балки при естественной конвекции способствует поддержанию ее температуры, близкой к температуре воздуха при установившемся режиме. Разработанная численная модель теплообмена была реализована в пакете программного обеспечения COMSOL Multiphysics (рисунок 4.18).

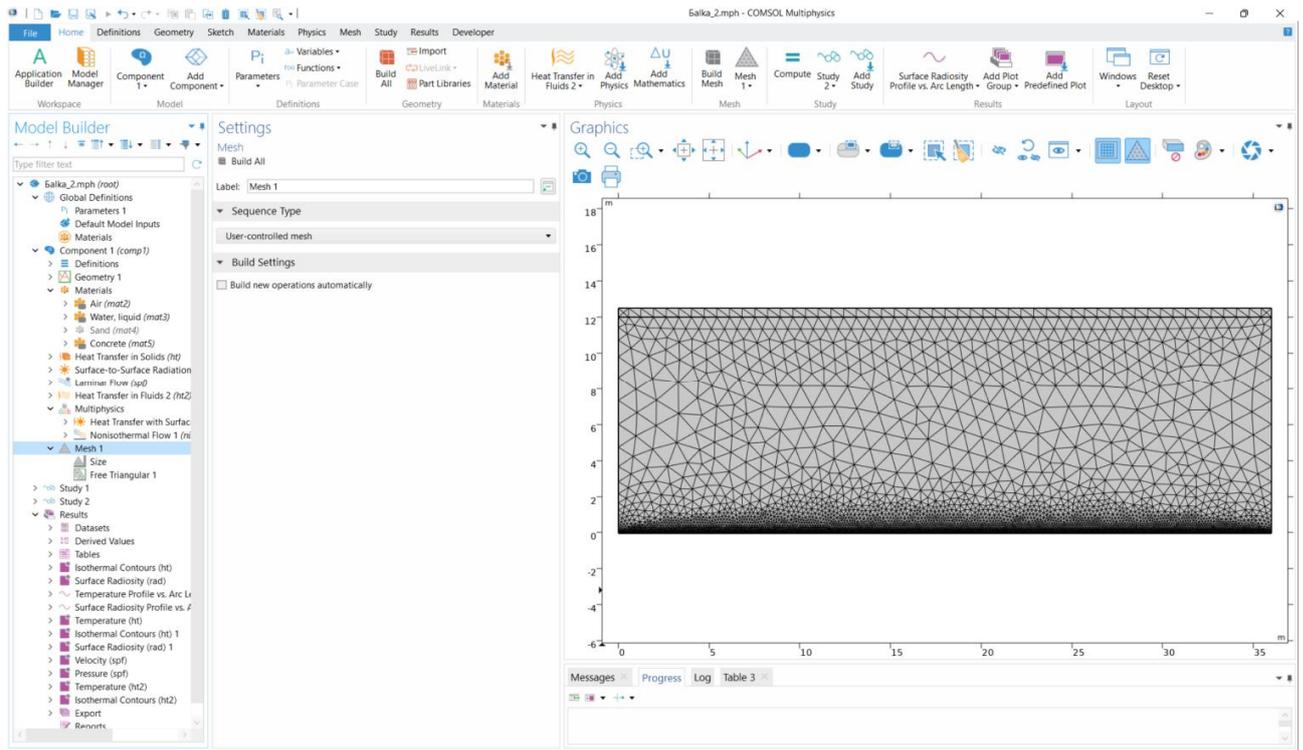


Рисунок 4.18 – Расчетная сетка разработанной численной модели

Верификация результатов численного моделирования распределения температуры поверхности несущей конструкции (рис. 4.19) показала удовлетворительную сходимость (порядка 15 %). Зона верификации методики и модели расчета была ограничена 24 часами, что обусловлено периодом простоя в выходной день. С помощью прогнозирования по степенной линии тренда можно видеть процесс дальнейшего охлаждения фермы с течением времени.

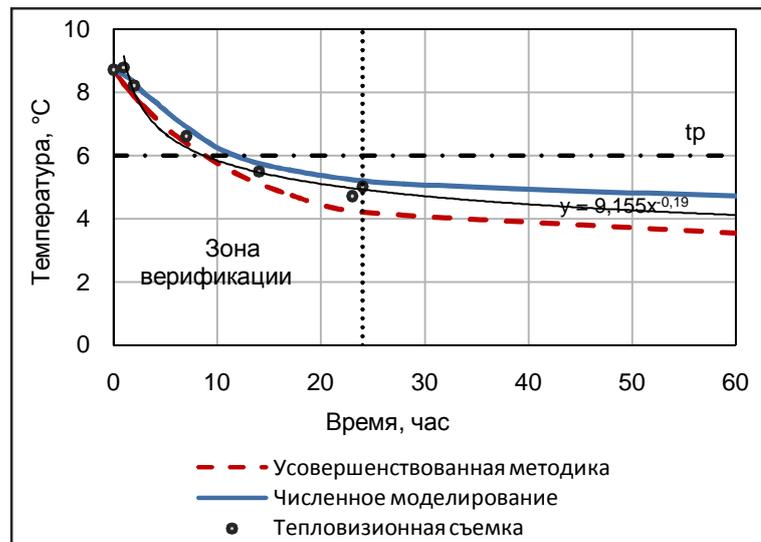


Рисунок 4.19 – График верификации разработанных методики и модели расчета нестационарного охлаждения несущей конструкции (фермы)

4.5 Моделирование теплового режима конструкций перекрытия ледового катка при организованном и неорганизованном воздухообмене

Ранее отмечалось, что при достижении температуры поверхностей строительных и ограждающих конструкций значений, близких к температуре точки росы, возникает необходимость в применении технических средств по предотвращению выпадения конденсата. Можно выделить следующие основные физические принципы, позволяющие не допустить данного явления, а именно: осушение воздуха верхней зоны и повышение температуры поверхностей.

В первом случае принято предусматривать установки с поверхностными воздухоохладителями. Холодильный контур включает компрессор, испаритель, конденсатор, фильтр, капиллярные трубки, датчик высокого давления. Конденсатор и испаритель представляют собой медно-алюминиевые теплообменники. Для сбора конденсата предусматривается поддон из нержавеющей стали. Устанавливается центробежный вентилятор с непосредственным приводом и трехскоростным электродвигателем. Система автоматически управляет запуском и остановкой компрессора, циклами размораживания испарителя, поддерживает требуемый уровень влажности по сигналам встроенного или выносного гигростата.

При работе установки воздух через заборное отверстие и фильтр поступает в охладитель, где осушается до относительной влажности порядка 95%. Далее воздух, проходя через конденсатор холодильной машины, нагревается и вентилятором через воздухораспределитель подается в помещение. Выпадающий при осушке конденсат собирается в поддоне и отводится в систему канализации. Оборудование располагают вдоль длинных сторон ледового поля в межферменном пространстве, что затрудняет и обслуживание. Мощность осушителей определяется количеством влаги удаляемой из воздуха верхней зоны при непрерывной работе оборудования в зависимости от его температуры и относительной влажности. Методика и пример расчета, а также технические характеристики применяемого оборудования при осушении воздуха приводятся в работе [95]. Остановимся более подробно на втором принципе, подразумевающим повышение температуры воздуха и, как следст-

вие, поверхностей конструкций выше точки росы. Как правило, при этом предусматриваются системы, получившие название продувочной вентиляции, интенсифицирующей вынужденный конвективный теплообмен подаваемого нагретого воздуха в верхнюю зону помещения.

Существующие методики расчета параметров продувочного воздуха основываются на необходимости обслуживания верхней зоны помещений со значительными избытками влаги, примером может служить методика графоаналитического расчета для промышленного предприятия с местной и общеобменной вентиляцией, с применением Id-диаграммы. Алгоритмом предполагается последовательное построение точки, характеризующей параметры приточного воздуха (при влагосодержании наружного воздуха d_n и задаваемой температуре притока), луча процесса при ассимиляции тепло- и влагоизбытков, точки, характеризующей параметры воздуха в рабочей зоне. Далее рассчитывается разность влагосодержаний воздуха рабочей зоны и притока. Объем приточного воздуха при общеобменной вентиляции определяется по формуле

$$L_g = L_{p3} + \frac{W - 1,2 \cdot L_{p3} (d_{p3} - d_n)}{1,2 \cdot K_d (d_{p3} - d_n)}, \quad (4.59)$$

где L_{p3} – расход удаляемого из рабочей зоны воздуха, м³/ч; W – избытки влаги, г/ч; d_{p3} – влагосодержание в воздухе рабочей зоны, г/кг; d_n – влагосодержание приточного воздуха, г/кг; K_d – коэффициент воздухообмена.

На пересечении луча процесса и прямой $d_y = const$ получают точку, соответствующую параметрам воздуха в верхней зоне. Затем, по формуле (4.60), рассчитывают необходимую температуру воздуха у перекрытия

$$t_{вз} = \frac{(t_p + \tau) \alpha_k + K \cdot t_n}{\alpha_k - K}, \quad (4.60)$$

где τ – поправка на увеличение температуры поверхности, при ее выборе необходимо руководствоваться действующими нормативами.

Задаваясь температурой продувочного воздуха, на Id-диаграмме графически определяется его расход, и в заключение объем приточного воздуха уменьшается на величину продувки. Таким образом, в основу существующих

методик расчета параметров продувочного воздуха положен принцип разделения общего объема приточного воздуха на две части, подаваемых в верхнюю и рабочую зоны. При этом расход притока определяется из условия ассимиляции тепло- и влагоизбытков, что не соответствует требованиям, предъявляемым к системе воздухообмена рассматриваемого объекта, для которых определяющей является величина расхода, необходимая для преодоления гравитационных сил и полного перекрытия вентиляционными струями ледового поля. То есть при сокращении расхода воздуха, подаваемого в направлении поверхности льда, снижается конвективный поток, отбираемый им для предотвращения образования тумана над ледовым полем. Другими словами, для продувки верхней зоны необходимо предусматривать дополнительный объем подаваемого воздуха, величина которого, а также его термодинамические параметры, напрямую зависят от параметров получаемой смеси после обдувки.

Кроме того, определение луча процесса, свойственного существующей методике, в полной мере, не отражает особенности тепломассообменных процессов в обслуживаемой зоне. Фактически, в помещении катка происходит несколько процессов, а именно: осушение приточного воздуха при его взаимодействии с ледовым полем, и только после этого поглощение тепло- и влагоизбытков, удаляемых воздухом из верхней зоны. То есть луча процесса, понимаемого как отношение тепло- и влагоизбытков, в данном случае нет, а имеет место ломаная линия, что не соответствует приведенному алгоритму построения на Id-диаграмме. В качестве замечания также можно отметить, что применение Id-диаграмм обладает рядом недостатков, связанных с точностью расчета. Все вышесказанное указывает на неприменимость существующих методик расчета параметров продувочного воздуха в помещениях крытых катков и ледовых арен и необходимость предложения нового способа, учитывающего особенности рассматриваемого объекта.

Для решения данной задачи будет учитываться ранее введенное допущение, согласно которому температура воздуха верхней зоны распределена равномерно. Тогда работу продувочной вентиляции можно представить в виде сис-

темы воздушного отопления, цель которой заключается в восполнении недостатка теплоты для поддержания температуры ограждающей поверхности выше значения $t_{poc}+2,5$, при этом необходимо знать, на какую величину необходимо увеличить конвективный тепловой поток к внутренней поверхности перекрытия. Данная задача представляет собой классический случай теплопередачи через плоскую стенку (рисунок 4.20).

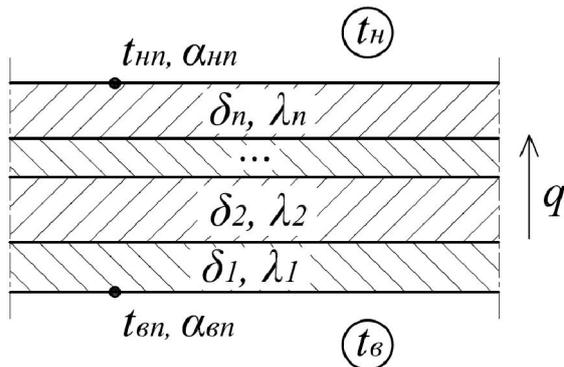


Рисунок 4.20 – Схема многослойной конструкции перекрытия над ледовым полем

Положим, что режим теплообмена между внутренним и наружным воздухом установившийся, а внутренние источники теплоты отсутствуют. Тогда можно сказать, что теплопередача включает в себя процессы теплоотдачи от горячего воздуха к стенке ограждения (4.61), теплопроводности в ограждении (4.62) и теплоотдачи от стенки к холодному воздуху (4.63).

$$q = \alpha_{en} \cdot (t_e - t_{en}); \quad (4.61)$$

$$q = \sum_{i=1}^n \frac{\lambda_i}{\delta_i} \cdot (t_{en} - t_{nn}); \quad (4.62)$$

$$q = \alpha_{nn} \cdot (t_{nn} - t_n), \quad (4.63)$$

где t_{en} – температура внутренней поверхности перекрытия, °С; t_{nn} – температура наружной поверхности перекрытия, °С; t_n – температура наружного воздуха, °С; t_e – температура внутреннего воздуха в верхней зоне, °С; α_{en} – коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности перекрытия, Вт/(м²·град); α_{nn} – коэффициент теплоотдачи наружной поверхности перекрытия, Вт/(м²·град); λ_i – коэффициент теплопроводности воздуха i -ого слоя перекрытия, Вт/(м·град); δ_i – толщина i -ого слоя перекрытия, м.

Запишем уравнения (4.62) и (4.63) в виде

$$q \cdot \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} = (t_{en} - t_{nn}), \quad (4.64)$$

$$q \cdot \frac{1}{\alpha_{nn}} = (t_{nn} - t_n). \quad (4.65)$$

Сложим полученные уравнения и выразим удельный тепловой поток

$$q = \frac{(t_{en} - t_n)}{\left(\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{nn}} \right)}. \quad (4.66)$$

Решив совместно уравнения (4.61) и (4.66) получим зависимость для определения температуры внутреннего воздуха

$$t_s = \frac{(t_{en} - t_n)}{\left(\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{nn}} \right)} + t_{en}. \quad (4.67)$$

Полный тепловой поток, который необходимо подвести к внутренней поверхности перекрытия определяется по формуле

$$\Delta Q = q \cdot F_{en}, \quad (4.68)$$

где F_{en} – площадь внутренней поверхности перекрытия, м².

Далее, зная необходимый полный тепловой поток к поверхности и задаваясь температурой продувочного воздуха, можно найти его расход

$$L_{прод} = \frac{3,6 \cdot \Delta Q}{(t_{прод} - t_{вл}) \cdot \rho_{прод} \cdot c_{прод}}, \quad (4.69)$$

где $L_{прод}$ – объемный расход продувочного воздуха, м³/ч; ρ_n – плотность продувочного воздуха, кг/м³; $c_{прод}$ – теплоемкость продувочного воздуха, кДж/(кг·град); ΔQ – подаваемый тепловой поток, Вт.

Рассмотренный способ повышения температуры поверхности основывается на интенсификации ее конвективного теплообмена с воздухом, а его отличительной особенностью является замена охлаждающей секции на рекуператор (электрический или водяной). Как и в первом случае, воздух из верхней зоны отбирается через воздухозаборные устройства и вентилятором подается в калорифер, после чего поступает обратно в верхнюю зону, интенсифицируя теплообмен за счет увеличения подвижности и температуры получаемой смеси. Нагрев поверхностей

можно также осуществить периодическим запуском основной системы кондиционирования, в этом случае за счет интенсификации теплообмена конструкция вернется к стационарному тепловому режиму.

В перечисленных случаях осуществляется обслуживание всего объема воздушной массы верхней зоны, что приводит к значительным энергозатратам. В то же время, как отмечалось ранее, наиболее подвержены лучистому охлаждению части несущих конструкций, расположенные непосредственно над ледовым полем. То есть имеет место образование локальных зон с повышенной вероятностью выпадения на них конденсата. Очевидно, что в связи с этим представляется более целесообразным применение местных систем обеспечения заданной температуры поверхности. В качестве таковой предлагается использовать системы лучистого обогрева или отопления, которые подводят тепловой поток непосредственно к зонам возможного образования конденсата. Реализация данного подхода может осуществляться с помощью электрических или газовых излучателей, которые так же могут применяться для отопления зон с временным пребыванием людей. Например, в работах [12-13] рассмотрено устройство, позволяющее одновременно отапливать рабочую и верхнюю зоны помещения.

На рисунке 4.21 показана принципиальная схема двухзонного тёмного газолучистого обогревателя, состоящего из горелки 1, вентилятора для удаления продуктов сгорания 2, параболического экрана 3, штампованного отвода 4, двухстороннего рефлектора 5 (состоящего из четырех наклонных ограждений и одной горизонтальной разделительной плоскости) и греющей трубы 6. Устройство работает следующим образом. Через греющую трубу 6 после сгорания топлива в газовой горелке проходит высокотемпературная газоздушная смесь, в результате труба нагревается и передает лучистую энергию в окружающую среду. Часть энергии попадает на рефлектор и отражается им в направлении обслуживаемой зоны. Продукты сгорания удаляются вентилятором 2. Наличие двухстороннего рефлектора 5 позволяет перенаправить лучистые потоки греющей трубы в верхнюю и рабочую зоны за счет вертикального расположения и U-образной формы нагревательного элемента. Для уменьшения конвективной

составляющей теплообмена и повышения плотности потока излучения к нагревательному элементу предусматривается параболический экран, изготовленный из материала с высокой отражательной способностью и коэффициентом теплопроводности. В результате конвективный поток от нагретой трубы устремляется вверх и обтекает параболический экран 3, за счет чего наблюдается образование обратных вихревых течений, а нагретый воздух в области соприкосновения с экраном тормозится и препятствует дальнейшему развитию свободного конвективного течения от горизонтальной трубы.

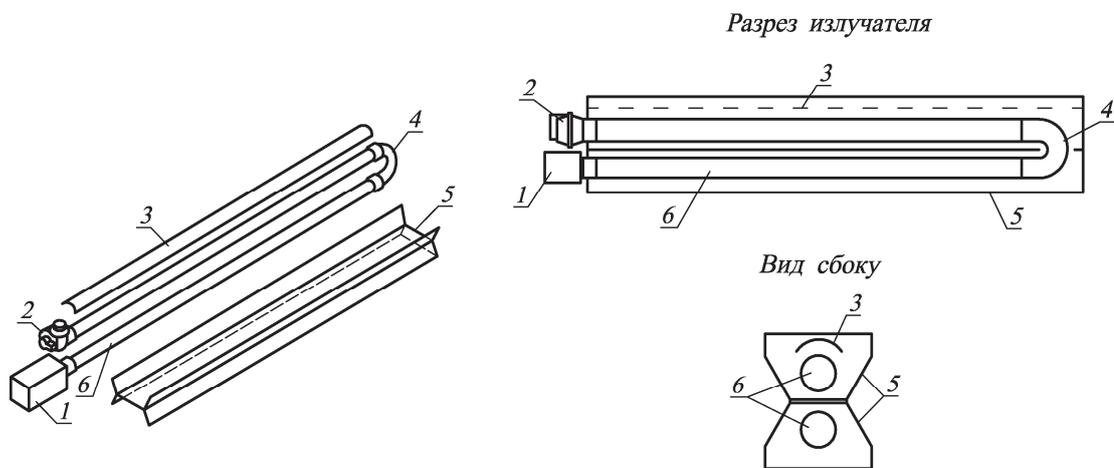


Рисунок 4.21 – Принципиальная схема двухзонного тёмного газолучистого обогревателя (патент на полезную модель № 213700 U1, 23.09.2022)

Данное конструктивное решение способствует повышенному нагреву поверхностей излучателя, следовательно, увеличению КПД. Кроме того, излучение нагревательного элемента, падая на параболический экран, изготовленный из материала с высокой отражательной способностью, благодаря совпадению оси трубы и фокусного расстояния параболического рефлектора, отражает лучистую энергию в направлении греющего элемента 6, что в свою очередь способствует увеличению температуры последнего.

Расчет необходимого теплового потока излучающего устройства следует вести из условия перехода режима нестационарного теплообмена конструкции с окружающей средой к тепловому равновесию, наблюдаемому при температуре

$t_{\text{рос}}+2,5$ по методике, приведенной ранее, путем внесения поправки к лучистой составляющей суммарного коэффициента теплоотдачи (4.31).

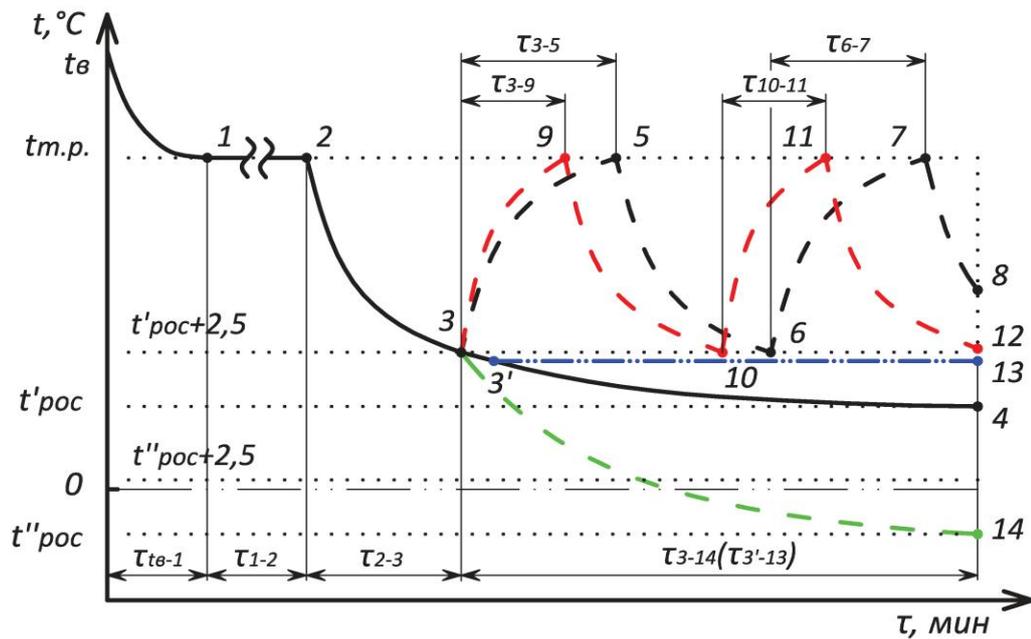


Рисунок 4.22 – Тепловой режим поверхности перекрытия ледового катка при работе и простое микроклиматических систем: $t_{\text{в}}-1-2-3-4$ – то же, что на рисунке 4.3; 3-5 и 6-7 – нагрев поверхности при работе основной СКВ ледового поля; 3-9 и 10-11 – нагрев поверхности при работе продувочной вентиляции; 3'-13 – тепловое равновесие конструкции при работе системы лучистого подогрева; 3'-14 – охлаждение поверхности при работе системы осушения; 5-6, 7-8, 9-10 и 11-12 – охлаждение поверхности при работе системы; $\tau_{t_{\text{в}}-1}$ – время перехода к стационарному режиму; τ_{1-2} – продолжительность стационарного режима при работе основной СКВ; τ_{2-3} – время охлаждения конструкции до порогового значения при работе системы СКВ; τ_{3-14} – период работы вспомогательных систем предотвращающих выпадение конденсата

На рисунке 4.22 показаны режимы нестационарного теплообмена несущей конструкции кровли при работе рассмотренных в данной главе систем поддержания температуры выше точки росы. Анализ кривых 3-9 и 3-5 показывает, что вследствие повышенного значения температуры притока в системах продувочной вентиляции период нагрева по сравнению с работой основной системы сокращается, однако характер кривых не изменяется.

Для проектного решение, предусматривающего осушение воздуха, характерно снижение температуры воздуха в верхней зоне из-за его обработки в поверхностном теплообменнике. В этой связи процессы охлаждения интенсифицируются, однако из-за смещения положение точки росы температура поверхности не достигает порогового значения.

Здесь необходимо отметить, что количество удаляемой влаги из воздуха должно обеспечить выполнение условий $t_{нов} \leq (t_{рос} + 2,5)$. Таким образом, либо при охлаждении должно наступить тепловое равновесие, соответствующее этому условию, либо период простоя должен быть меньше периода достижения температуры порогового значения.

Ранее отмечено, что для теплообмена с дополнительным лучистым обогревом конструкций характерен выход на стационарный режим теплового равновесия путем компенсации лучистой составляющей разности притоков теплоты от воздуха и ее отбора поверхностью льда, что отражает кривая 3'-13.

В качестве замечания необходимо отметить, что при описании процессов нестационарного теплообмена в качестве допущений было принято, что после включения в работу названных систем, температура воздуха верхней зоны принимается равной температуре смеси потоков с отличающимися параметрами.

4.6 Вывод по четвертой главе

Приведенная итерационная модель расчета температуры внутренней поверхности строительных и ограждающих конструкций крытых катков позволяет осуществить поверочный расчет минимально допустимой температуры поверхности, исходя из условий недопущения выпадения конденсата при установившемся режиме теплообмена. Модель отличается от существующих возможностью учета радиационно-конвективного теплообмена кровли с окружающим воздухом и поверхностями. Характерной особенностью модели является выбор в качестве главного процесса лучистого теплообмена, учет конвективной составляющей при этом осуществляется за счет суммарной приведенной степени черноты системы «воздух-поверхность». Предложена скорректированная методика расчета пара-

метров продувочного воздуха, позволяющая определить необходимый объем продувки при заданной температуре без применения Id-диаграмм, путем введения поправки к конвективной составляющей.

Разработанная скорректированная методика расчета сложного стационарного теплообмена конструкций перекрытия с окружающей средой, базирующаяся на суперпозиции температурных полей элементарных тел, получаемых при решении дифференциального уравнения теплопроводности с учетом граничных условий третьего рода, отличается от существующих учетом лучистой составляющей от поверхности льда в обобщенном коэффициенте теплоотдачи. Важной характеристикой методики является применение среднего коэффициента облучения поверхностей конструкции, а также учет смещения теплового центра при ее несимметричном нагреве. Учтенные особенности позволяют повысить точность расчета времени охлаждения поверхности конструкции до критических значений, что может использоваться при корректировке режимов работы микроклиматических систем помещений с искусственным льдом.

5 МЕТОДЫ РАСЧЕТА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ СИСТЕМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ МИКРОКЛИМАТА КРЫТОГО ЛЕДОВОГО КАТКА

5.1 Совершенствование схемы воздухораспределения, реализующей поэтапное смешивание переменных объемов воздуха с отличающимися параметрами

Ранее в исследованиях [209, 210-213] для использования особенностей распределения температуры и влажности в различных зонах крытого катка была предложена схема с отдельным отбором рециркуляционного воздуха из верхней и нижней зоны ледового поля. Поскольку предложенная схема включает конструктивные элементы существующих, и упомянутых в первой главе, способов организации воздухораспределения (рисунок 1.8), условимся называть ее смешанной. Подобные схемы удаления воздуха из помещения на двух разных уровнях могут встречаться и на других объектах общественного и промышленного назначения, например в помещениях с общеобменной и местной вентиляцией. В общем случае расчет требуемой производительности систем общеобменной вентиляции ведется с помощью уравнений баланса воздуха и вредных выделений. Например, для воздухообмена по избыткам полной теплоты расчетная система уравнений примет вид [28-30]

$$\left. \begin{aligned} \Delta Q + G_n I_n - G_{y1} I_{y1} - G_{y2} I_{y2} &= 0; \\ G_n - G_{y1} - G_{y2} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (5.1)$$

где ΔQ – количество явной теплоты, кДж/ч; G_n – массовый расход приточного воздуха, кг/ч; G_{y1} – массовый расход воздуха, удаляемого из первой зоны, кг/ч; G_{y2} – массовый расход воздуха, удаляемого из второй зоны, кг/ч; I_n – энтальпия приточного воздуха, кДж/кг; I_{y1} – энтальпия воздуха, удаляемого из первой зоны, кДж/кг; I_{y2} – энтальпия воздуха, удаляемого из второй зоны, кДж/кг.

При решении системы уравнений (5.1) определяющим является выбор соотношения расходов воздуха, удаляемого из первой и второй зоны. При необходимости организации подпора воздуха для предотвращения его перетекания из смежной области расход притока определяется по формуле

$$G_n = \frac{\Delta Q}{k(I_{y2} - I_n) + (1-k)(I_{y1} - I_n)}, \quad (5.2)$$

где k – коэффициент, определяющий отношение удаляемого воздуха из второй зоны к расходу приточного воздуха [28-30].

Так же по формуле (5.2) определяется массовый расход рециркуляционного воздуха, отбираемого из произвольной точки помещения. Тогда под энтальпией второй зоны понимается энтальпия воздуха в точке отбора рециркуляции, а коэффициент $k = G_{\kappa} / G_n$.

Подача приточного воздуха в предложенной смешанной схеме, так же как и в схемах «сверху-вверх» и «сверху-вниз» из-за архитектурно-строительных и технологических особенностей крытых катков и ледовых арен, осуществляется из верхней зоны с помощью воздухораспределительных устройств 6, расположенных под углом вдоль длинных сторон ледовой площадки (рисунок 1.9). Удаление внутреннего воздуха из нижней зоны производится с помощью вытяжных устройств 1, встраиваемых в ограждающие борта 4. Удаление воздуха из верхней зоны ледовой арены осуществляется аналогично схеме «сверху-вверх» через воздухозаборные устройства 2, расположенные над поверхностью льда.

Разберем основные особенности режимов обработки воздуха в центральном кондиционере и зоне ледового поля с помощью графоаналитического метода расчета на Id-диаграмме состояния влажного воздуха. Исходными данными при графоаналитическом расчете для рассматриваемой задачи являются параметры наружного, внутреннего и рециркуляционного (отбираемого из двух зон) воздуха, а также их объемные расходы. Для холодного периода года на начальном этапе в приточной установке реализуется двухступенчатое смешение наружного и рециркуляционного воздуха, причем на первую ступень отбирается воздух из обслуживаемой зоны с параметрами в точке $Bл$, на вторую ступень – из верхней зоны с параметрами в точке $У$. Каждому состоянию смеси соответствует определенное отношение n расходов смешиваемых потоков воздуха с различными параметрами. Тогда для первой ступени рециркуляции можно записать, что при смешивании 1 кг воздуха из зоны у ледового поля (с параметрами в точке $Bл$) будет смешиваться

n кг наружного воздуха (с параметрами в точке H). В этом случае теплосодержание смеси I_{c1} определяется по формуле

$$I_{c1} = \frac{I_{Вл} + nI_H}{1 + n}, \quad (5.3)$$

где $n=L_H/L_{Вл}$ – соотношение расходов наружного и рециркуляционного воздуха, соответственно, м³/ч.

Здесь необходимо отметить, что поскольку влагосодержание удаляемого воздуха из верхней зоны выше влагосодержания воздуха из рабочей зоне, на вторую ступень рециркуляции должен подаваться воздух из верхней зоны, необходимый для дополнительного увлажнения притока. Процессы обработки воздуха для смешанной схемы воздухообмена в холодный период года показаны на рисунке 5.1.

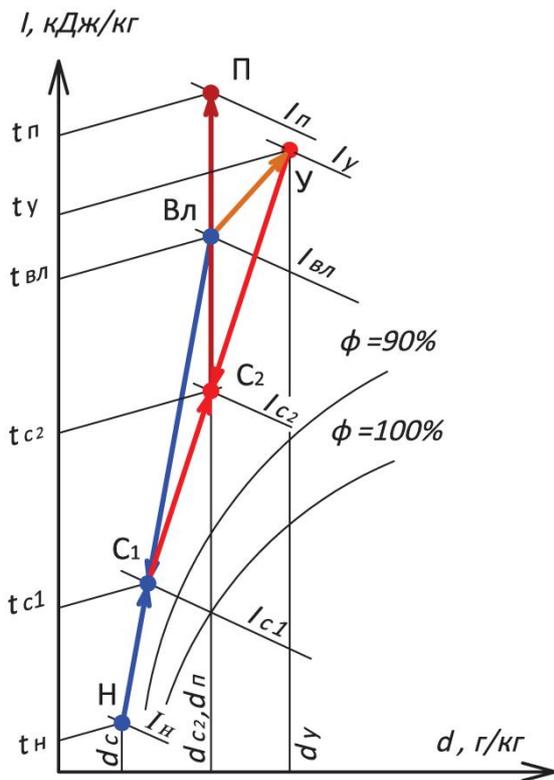


Рисунок 5.1 – Id-диаграмма изменения параметров обрабатываемого воздуха в холодный период года для смешанной схемы

Как отмечается в работах [209, 210, 241], точка смеси C_1 лежит на прямой, соединяющей точки H и $Вл$. Отрезок $H-Вл$ характеризует геометрическое расположение точек смесей при различном соотношении расходов перешиваемых воздушных объемов. Из этого следует, что для получения какого-либо состояния смеси, которое характеризуется параметрами в точке C_1 , необходимо смешать наружный воздух в количестве, пропорциональном длине отрезка $Вл-C_1$, с рецирку-

ляционным воздухом первой ступени в количестве, пропорциональном длине отрезка $H-C_1$. Длина отрезка $Вл-H$ при этом пропорциональна суммарному объему смеси. Математически это можно записать в виде

$$\frac{Вл - C_1}{H - C_1} = \frac{L_H}{L_{Вл}} = n. \quad (5.4)$$

Минимально возможный расход наружного воздуха зависит от санитарно-эпидемиологических условий и определяется по формуле (1.22). Количество рециркуляционного воздуха первой и второй ступеней может задаваться графоаналитические либо методом последовательного приближения, причем проведенные расчеты показывают, что при начальном приближении расход воздуха на первую ступень должен составить семьдесят процентов от общего количества рециркуляционного воздуха [196, 209, 210, 241].

Как уже отмечалось в работе [210, 241], построение процессов обработки воздуха на Id-диаграмме начинают с нанесения точек H и $Вл$, параметры которых соответствуют параметрам наружного и внутреннего воздуха (рисунок 5.1). В существующих методиках построения процессов обработки воздуха для систем кондиционирования считается [90-100], что приток, подаваемый в направлении ледового поля сосредоточенными струями, охлаждается при постоянном влагосодержании. Далее, рассчитав по формуле (1.22) требуемую температуру приточного воздуха на пересечении лучей, соответствующих $d_{Вл}=const$ и $t_n=const$ находят точку $П$. На следующем этапе графоаналитического расчета определяют положение точки O , расположенной на пересечении лучей $d_n=const$ и кривой относительной влажности, соответствующей $\varphi=90\%$.

Далее, на Id-диаграмму наносится точка $У$, характеризующаяся параметрами удаляемого воздуха, которые зависят от места установки воздухозаборных устройств. Так, при удалении воздуха из обслуживаемой зоны, точки $У$ и $Вл$ совпадают, при удалении из верхней зоны принято считать, что температура в верхней зоне увеличивается на $3...4,5$ °С из-за эжектирования части теплого воздуха у перекрытия и его нагрева системами искусственного освещения [91, 98, 159, 124], однако, зависимостей изменения температуры от высоты не приводится.

Затем соединяют точки, которые характеризуют параметры смешиваемых объемов воздуха. На первой ступени смешения этими точками будут V_1 и H . Полученный отрезок характеризует процесс смешения наружного и рециркуляционного воздуха на первой ступени. При известных расходах перемешиваемых объемов воздуха точку смешения C_1 находят на пересечении отрезка $H-V_1$ с линией $I_{c1}=\text{const}$, где I_{c1} определяется по формуле

$$I_{c1} = \frac{G_{p1}I_{p1} + G_n I_n}{G_{c1}}, \quad (5.5)$$

где G_{p1} – массовый расход рециркуляционного воздуха на первой ступени, кг/ч; G_n – массовый расход наружного воздуха, кг/ч; G_{c1} – массовый расход воздуха после смешивания на первой ступени, кг/ч; I_n – энтальпия наружного воздуха, кДж/кг; I_{p1} – энтальпия рециркуляционного воздуха, подаваемого на первую ступень, кДж/кг. Расход воздуха после смешения G_{c1} является суммой расхода рециркуляционного воздуха на первой ступени G_{p1} и расхода наружного воздуха G_n .

На второй ступени процесс смешения характеризуется отрезком C_1-U , а точку смешения C_2 находят на пересечении отрезка C_1-U с линией $I_{c2}=\text{const}$, где I_{c2} определяется по формуле [196, 209, 210, 241]

$$I_{c2} = \frac{G_{p2}I_{p2} + G_{c1}I_{c1}}{G_{c2}}, \quad (5.6)$$

где G_{p2} – массовый расход рециркуляционного воздуха, подаваемого на вторую ступень, кг/ч; G_{c2} – массовый расход воздуха после второй ступени смешивания, кг/ч; I_{p2} – энтальпия рециркуляционного воздуха, подаваемого на вторую ступень, кДж/кг.

Значения энтальпии и температуры удаляемого у ограждающих бортов воздуха зависят от характерного размера ледового поля и интенсивности теплообмена. Они могут быть определены с помощью зависимостей, полученных Е.В. Таросовой при исследовании охлаждения воздуха от контакта с естественным льдом:

$$I_{p1} = I_{nac} + (I_{вл} - I_{nac}) \cdot \exp\left(\frac{F \cdot \beta}{G_{p1}}\right), \quad t_{p1} = t_{nac} + (t_{вл} - t_{nac}) \cdot \exp\left(\frac{F \cdot \alpha}{G_{p1} \cdot c_{вл}}\right).$$

Расход воздуха после второй ступени смешения должен соответствовать необходимому расходу приточного воздуха, подаваемого в помещение, исходя из

полного заполнения ледового поля. Кроме того, влагосодержание воздуха после второго смешения должно быть максимально приближено к влагосодержанию приточного воздуха, то есть $d_{c2} \approx d_n$. В таблице 5.1 приводятся результаты расчета изменения параметров воздуха для смешанной схемы в теплый и холодный период года. Для примера расход воздуха в холодный период года принят: из рабочей или обслуживаемой зоны составляет 7000 м³/ч, из верхней зоны – 8000 м³/ч; в теплый период: из рабочей зоны – 10500 м³/ч, из верхней зоны – 4500 м³/ч

Таблица 5.1 – Параметры воздуха в расчетных точках Id-диаграммы для смешанной схемы воздухообмена

Точка	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$d, \text{г/кг}$	$I, \text{кДж/кг}$	$\phi, \%$	$t_p, ^\circ\text{C}$	$p_e, \text{кПа}$
ХОЛОДНЫЙ ПЕРИОД ГОДА							
Н	-26,0	1,43	0,30	-25,6	85	-27,6	0,044
П	13,4	1,23	2,65	20,2	28	-4,2	0,429
ВЛ(У1)	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430
У2	9,5	1,25	3,10	17,4	42	-2,4	0,503
С'	-1,1	1,29	2,13	4,2	62	-6,7	0,346
С''	4,0	1,28	2,65	10,4	52	-4,2	0,429
ТЕПЛЫЙ ПЕРИОД ГОДА							
Н	28,6	1,17	12,7	61,2	52	17,7	2,022
П	20,2	1,20	4,33	31,4	29	1,8	0,702
ВЛ(У1)	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695
У2	13,5	1,23	4,77	25,7	50	3,2	0,771
С'	13,4	1,23	5,55	27,4	58	5,3	0,889
С''	13,3	1,23	5,35	26,9	57	4,9	0,863
О	3,2	1,28	4,33	14,1	91	1,9	0,703

В результате смешения на первой ступени наружный воздух подогревается и увлажняется, на рисунке 5.1 этот процесс характеризуется отрезком H -Вл($У_1$). После этого воздух поступает на вторую ступень смешения, где происходит доводка его влагосодержания до требуемой величины, что характеризуется отрезком $С_1$ -У. После второй ступени смешения приточный воздух подогревается в калорифере (процесс $С_1$ -П) до температуры, определяемой по формуле (5.7) и подается в помещение. Необходимое количество теплоты для обработки приточного воздуха в холодный период года определяется по формуле

$$Q_m = L_n \cdot \rho_n \cdot \frac{(t_n - t_{c2})}{3600}, \quad (5.7)$$

где L_n – расход приточного воздуха, м³/ч; ρ_n – плотность приточного воздуха, кг/м³; t_n – температура приточного воздуха, °С; t_{C2} – температура воздуха после смешения во второй ступени, °С.

На рисунке 5.1 отрезок *П-Вл* характеризует процесс охлаждения приточного воздуха в результате его конвективного теплообмена с поверхностью ледового поля. Проведенные расчеты показывают, что при организации воздухораспределения в холодный период года по смешанной схеме наблюдается значительная экономия тепловой энергии, достигающая порядка пятнадцати процентов. Так же для предложенной схемы может не потребоваться охлаждать воздух до показателя влагосодержания в точке *O*, в отличие от существующих схем (рисунки 1.12 и 5.1). Воздух после смешения сразу подается в калорифер для подогрева до температуры в точке *П*. В теплый период года при подготовке приточного воздуха главным фактором является осушение наружного воздуха и понижение его температуры [212, 209], следовательно, смешанная схема становится менее эффективной, в связи с этим воздухораспределение наиболее целесообразно организовывать по схеме «сверху-вниз».

На рисунке 1.12 видно, что при осуществлении воздухообмена данным способом после смесительной камеры приточный воздух необходимо осушить до значения влагосодержания в точке *O* путем его охлаждения (процесс *С-О*). На заключительном этапе воздух подогревается до температуры в точке *П* (процесс *О-П*) и подается в помещение, где в результате взаимодействия с поверхностью ледового поля охлаждается, что характеризуется процессом *П-Вл*. Таким образом, затраты холода при смешанной схеме ниже схемы «сверху-вверх», но выше схемы «сверху-вниз», однако для последнего случая требуется дополнительная установка увлажнительной секции, что увеличивает капитальные вложения в центральный кондиционер. В случае пересечения отрезков, соединяющих точки *Н-Вл* или *С₁-У* с кривой насыщения, точка смеси может оказаться в зоне, лежащей ниже кривой насыщения. Это показывает, что в результате смешивания будет выпадать роса из влажного воздуха. Поскольку, как отмечается в работе [28, 143], температура точки росы близка к температуре воздушно-паровой смеси, то параметры смеси можно найти по формуле

$$I_{C_1'} = I_{C_1} + (d_{C_1'} - d_{C_1}) \cdot \frac{t_{C_1}}{1000}, \quad (5.8)$$

где $I_{C_1'}$ – энтальпия воздуха после смешения при выпадении конденсата, кДж/кг.

Уравнение (5.8) можно решить с помощью Id-диаграммы, для этого необходимо найти точку C_1 в месте пересечения кривой относительной влажности $\varphi=100\%$ и прямой, соответствующей $I_{C_1'} = \text{const}$. Данная точка, будет удовлетворять уравнению (5.8). Как правило, разница между I_{C_1} и $I_{C_1'}$ мала, поскольку объем выпадающей влаги мал [28, 143], в связи с чем при практических расчетах можно принимать параметры смеси, соответствующие точке I_{C_1}

Таким образом, при осуществлении воздухообмена в холодный период года по смешанной схеме энергетические затраты на обработку приточного воздуха значительно уменьшаются. Однако в теплый период года применение данной схемы увеличивает затраты холода и теплоты по сравнению со схемой «сверху-вниз». По этой причине при круглогодичной эксплуатации крытых катков и ледовых арен для уменьшения энергозатрат распределение воздуха в теплый и холодный периоды года необходимо осуществлять по различным схемам. А именно, в холодный период года, когда эксплуатация ледовой арены наиболее интенсивна, воздухораспределение целесообразно осуществлять по смешанной схеме. В теплый же период года выполнение воздухообмена наиболее эффективно реализовывать по схеме «сверху-вниз» либо «сверху-вверх».

Для оптимизации работы систем вентиляции и кондиционирования воздуха при проектировании необходимо предусматривать устройства для переключения режимов распределения воздуха. Кроме того, следует помнить, что основным недостатком разработанной смешанной схемы распределения воздуха заключается в том, что магистральные воздуховоды системы рециркуляции первой степени прокладываются в подпольных каналах [199, 209], что может увеличить капитальные вложения при строительстве. Следовательно, очевидно, что выбор того или иного режима работы системы кондиционирования должен основываться на анализе соотношения капитальных и эксплуатационных вложений в систему кондиционирования.

5.2 Разработка конструкции центрального кондиционера для смешанной схемы воздухораспределения крытого ледового катка

Корректная работа описанной выше смешанной схемы воздухораспределения в случае применения существующих конструкций установок центральных кондиционеров для крытых ледовых арен не представляется возможной. Это можно объяснить отсутствием блоков изолирования потоков воздуха с отличающимися параметрами, а также алгоритма их включения в общий технологический цикл подготовки притока. По этой причине предлагается новая конструктивная схема компоновки секций кондиционера [199], содержащая дополнительные: вытяжной вентилятор, камеру смешения, фильтр, датчики температуры, влажности, перепада давлений, а также воздушные клапаны с электроприводами. Конструкция отличается от существующих наличием отдельных секций вытяжных вентиляторов и секций смешения, что предотвращает преждевременное смешивание рециркуляционных потоков. Это позволяет осуществить ступенчатое смешение наружного и рециркуляционного воздуха переменных параметров с возможностью регулирования соотношения расходов на рециркуляцию из различных зон ледового катка.

На рисунке 5.2 приводятся предлагаемые схема воздухораспределения и схема установки центрального кондиционера, реализующая весь технологический цикл обработки влажного воздуха при плавном регулировании его параметров, который состоит из: воздушных клапанов 1 (регулирующих расходы воздуха); секции смешения наружного и рециркуляционного воздуха первой ступени 2; секций карманных фильтров 3; промежуточной камеры 4; секции смешения рециркуляционного воздуха второй ступени и воздуха после первой ступени рециркуляции 5; поверхностного воздухоохладителя 6; секции водяного воздухонагревателя (калорифера) 7; секции приточного вентилятора 8; гибких вставок 9; секций разделения рециркуляционного и выбрасываемого воздуха 10; секции вентилятора для удаления воздуха из обслуживаемой зоны 11; секции вентилятора для удаления воздуха из верхней зоны 12; воздухозаборных устройств верхней зоны 13;

вытяжных воздуховодов верхней зоны 14; приточных воздухораспределителей 15; приточных воздуховодов 16; воздухозаборных устройств обслуживаемой зоны 17, встроенных в ограждающие борта; вытяжных воздуховодов обслуживаемой зоны в подпольных каналах 18. Системы контроля включают: совмещенные датчики температуры и влажности наружного воздуха TE1+ME1, вытяжного воздуха из верхней зоны TE2+ME2, вытяжного воздуха из обслуживаемой зоны TE3+ME3, приточного воздуха TE4+ME4, датчика концентрации CO₂, а также приводы заслонки приточного воздуха M1, выбрасываемого воздуха из обслуживаемой зоны M2, привода заслонки первой и второй ступеней рециркуляции M3 и M4, привода заслонки выбрасываемого воздуха из верхней зоны M5, датчиков перепада давления на фильтрах после первой и второй ступеней рециркуляции PD1 и PD2, капиллярного термостата TS.

Система работает следующим образом. Наружный воздух в количестве L_n , минимально допустимом по санитарно-эпидемиологическим нормам, через воздушный клапан 1, регулируемый электроприводом M1, поступает в смесительную камеру наружного и рециркуляционного воздуха первой ступени 2, где перемешивается с рециркуляционным воздухом в количестве L_{p1} , поступающим из камеры разделения рециркуляционного и выбрасываемого воздуха 10, установленной после блока вытяжного вентилятора для удаления воздуха из обслуживаемой зоны 11, присоединенного по средствам гибкой вставки 9 к воздуховодам обслуживаемой зоны 18, транспортирующим удаляемый через воздухозаборные устройства 17, встроенные в ограждающие борта ледовой площадки, воздух. Далее смесь наружного и рециркуляционного воздуха после первой ступени смешения, проходя через карманный фильтр 3, снабжаемый датчиком перепада давления PD1, необходимого для определения периодичности его замены или регенерации, очищается. Затем, после промежуточной камеры 4 смесь первой ступени поступает в камеру смешения с рециркуляционным воздухом второй ступени 5, который поступает из камеры разделения рециркуляционного и выбрасываемого воздуха 10, установленного после блока вытяжного вентилятора 12.

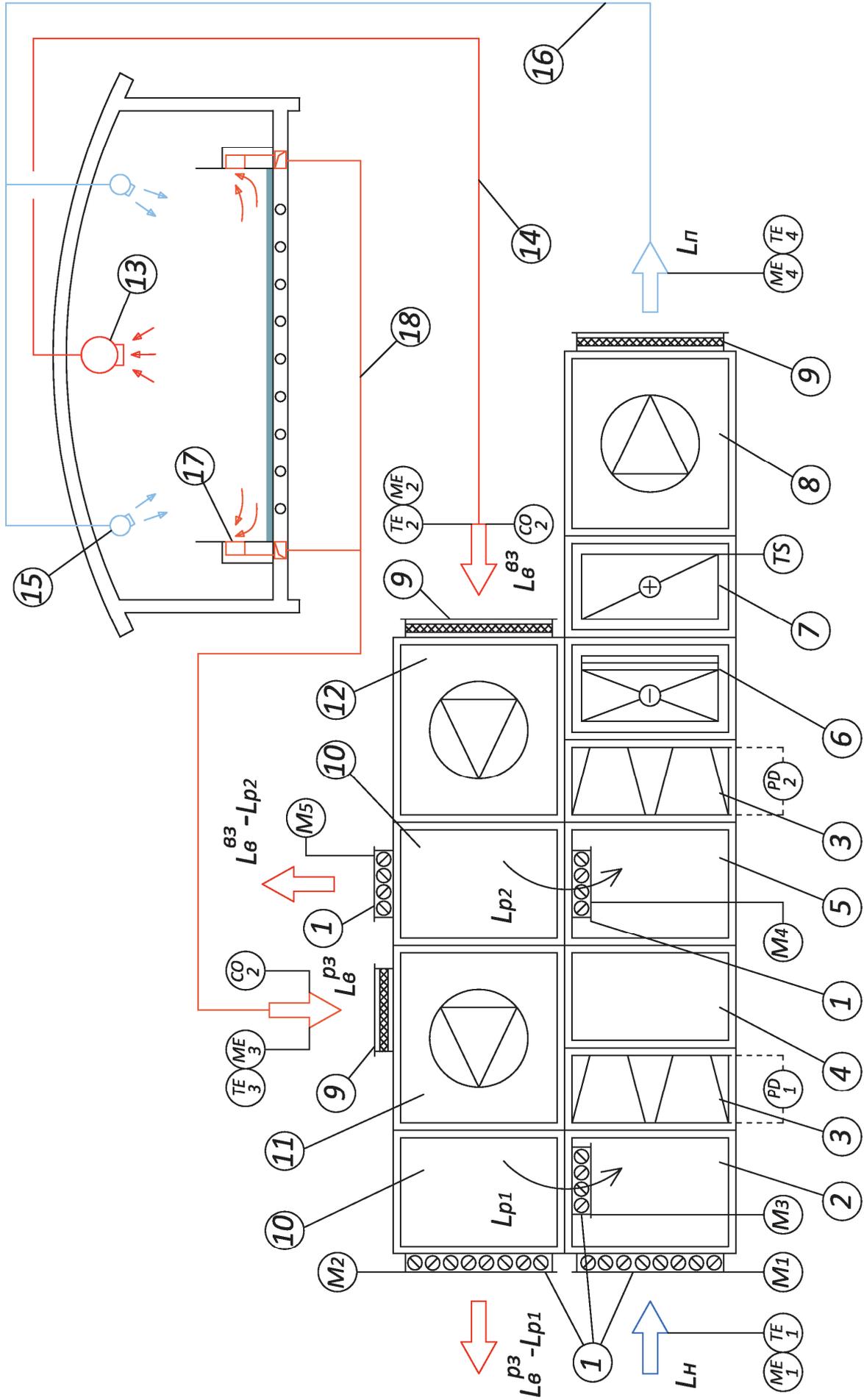


Рисунок 5.2 – Центральный кондиционер для смешанной схемы воздухораспределения зоны ледового поля

При этом вентилятор 12 удаляет воздух из верхней зоны по воздуховодам 14, присоединенным к воздухозаборным устройствам 13, расположенным над ледовым полем. Образованная смесь наружного воздуха и воздуха после двух ступеней рециркуляции очищается в карманном фильтре 3, снабженном датчиком перепада давления PD2, и поступает в поверхностный воздухоохладитель 6. После осушения в секции охлаждения, воздух проходит через водяной калорифер 7, снабженный термостатом TS, нагревается и приточным вентилятором 8 по воздуховодам 16 через воздухораспределители 15 направленными струями подается в помещение.

Поверхностный воздухоохладитель включается в работу при необходимости осушения обрабатываемого воздуха до требуемых значений влагосодержания приточного воздуха и регулируется системой автоматики, принимающей сигнал от совмещенного датчика температуры и влажности TE4+ME4. Калорифер, вследствие технологических особенностей обработки воздуха, работает бесперебойно при обеспечении задаваемого воздухообмена. Расход удаляемого воздуха из верхней и обслуживаемой зон регулируется преобразователями частот электродвигателей вентиляторов 11 и 12, причем один из вентиляторов может быть отключен, тогда воздушный баланс помещения крытого катка обеспечивается работой вентилятора другой ступени. Соотношение объема рециркуляционного воздуха на первой и второй ступенях смешения регулируется электроприводами M2, M3, M4, M5 воздушных клапанов 1 и определяется итерационным методом, исходя из условий необходимого равенства влагосодержания обработанного в камере охлаждения воздуха и влагосодержания приточного воздуха.

5.3 Разработка усовершенствованной методики расчета параметров влажного воздуха при кондиционировании крытого ледового катка

Помимо самой конструкции установки для обработки приточного воздуха, для смешанной схемы необходимо разработать скорректированную методику расчета микроклиматических параметров. Поскольку значения температур, относительной влажности, энтальпии и влагосодержания воздушных потоков необходимо знать не только при проектировании систем вентиляции и кондицио-

нирования, но и при регулировании их работы, приведенная ранее графоаналитическая методика в полной мере не удовлетворяет существующим требованиям. Так, например, она не может применяться для работы систем автоматики центрального кондиционера, для которых необходим четкий алгоритм вычислений. В связи с этим методика расчета должна носить универсальный характер и быть пригодна для автоматизации.

В общем случае алгоритм расчета можно разделить на несколько этапов:

I этап. Определение притоков теплоты к поверхности льда;

II этап. Определение параметров состояния воздуха при кондиционировании зоны ледового поля;

III этап. Определение расходов теплоты, холода, электроэнергии и воды на обработку воздуха в центральном кондиционере.

Первый этап был подробно рассмотрен в предыдущих разделах, остановимся подробнее на втором и третьем, исходными данными при этом являются: расход приточного воздуха (определенный из выше упомянутых условий); температура и влажность наружного воздуха и воздуха в обслуживаемой зоне, которые зависят от вида проводимых мероприятий и климатической характеристики района строительства. Расчет всех термодинамических параметров внутреннего воздуха производится путем последовательного решения известных уравнений (5.9-5.17), зная любые два из параметров, можно определить остальные.

$$I = 1,005 \cdot t + (2500 + 1,8 \cdot t) \cdot d \cdot 10^{-3}, \quad (5.9)$$

где d – влагосодержание воздуха, г/кг; t – температура воздуха, °С; I – энтальпия воздуха, кДж/кг.

$$d = d' \cdot 10^3 = 622 \cdot \frac{p_n}{(P_\sigma - p_n)}, \quad (5.10)$$

где d' – влагосодержание воздуха, кг/кг; p_n – парциальное давление водяного пара в воздухе, Па; P_σ – барометрическое давление, Па, (при отсутствии данных принимается равным $P_\sigma = 101325$ Па)

$$d = d' \cdot 10^3 = 622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_n}{(P_\sigma - \varphi \cdot p_n)}, \quad (5.11)$$

$$\varphi = \frac{p_n}{p_n} \cdot 100\% , \quad (5.12)$$

где p_n – парциальное давление водяного пара в воздухе, Па; p_n – парциальное давление насыщенного водяного пара (давление насыщения), Па.

При температуре выше 0 °С

$$p_n = 0,6112 \cdot e^{\frac{17,504 \cdot t}{241,2+t}} , \quad (5.13)$$

При температуре 0 °С и ниже

$$p_n = 0,6112 \cdot e^{\frac{22,489 \cdot t}{272,88+t}} , \quad (5.14)$$

где p_n – парциальное давление насыщенного водяного пара или давление насыщения, Па; t – температура воздуха, °С.

$$\rho_e = \frac{353 - 1,32 \cdot 10^{-3} \cdot p_n}{T} , \quad (5.15)$$

где T – температура воздуха, К; p_n – парциальное давление водяного пара в воздухе, Па;

$$c_{e.e.} = c_e + c_n \cdot d \cdot 10^{-3} = 1,8 + 1,005 \cdot d \cdot 10^{-3} , \quad (5.16)$$

где d – влагосодержание воздуха, г/кг; c_e – средняя удельная теплоемкость сухого воздуха, кДж/(кг·град); c_n – средняя удельная теплоемкость водяного пара, кДж/(кг·град).

Температура точки росы определяется по формуле

$$t_p = \frac{237,7 \cdot \left(\frac{17,27 \cdot t_e}{237 + t_e} + \ln \left(\frac{\varphi_e}{100} \right) \right)}{17,27 - \left(\frac{17,27 \cdot t_e}{237 + t_e} + \ln \left(\frac{\varphi_e}{100} \right) \right)} , \quad (5.17)$$

где t_e – температура воздуха, °С; φ_e – относительная влажность воздуха, %.

В работах [196, 210, 213, 241] отмечалось, что в существующих методиках, основывающихся на графоаналитическом построении процессов обработки воздуха на Id-диаграмме, расчет начинают с нанесения точек H и $Вл$, параметры которых соответствуют параметрам наружного и внутреннего воздуха, это справедливо и для разрабатываемой методики.

Далее, необходимо найти требуемые параметры приточного воздуха, компенсирующего конвективные потери теплоты при тепломассообмене с массивом льда. Поскольку в существующих методиках пренебрегают изменением влагосодержания в приточной струе за счет эжектирования влаги из окружающего воздуха, влагосодержание подаваемого воздуха до его взаимодействия с поверхностью льда не изменяется и может приниматься равным значению в обслуживаемой зоне. Температура притока определяется по известной формуле (1.21). Зная параметры рабочей зоны, можно определить состояние удаляемого воздуха. Для этого необходимо знать величину ассимиляции тепло- влагоизбытков. Расчет первых был подробно рассмотрен ранее. Для учета влияния ассимиляции избытков влаги на процесс изменения параметров воздуха в обслуживаемой зоне необходимо знать количество влаговыделений от людей находящихся на поле и объем испаряющейся воды с поверхности льда. Первая величина определяется по формуле

$$\Delta d_1 = \frac{n \cdot W_{л}}{L_n \cdot \rho_n}, \quad (5.18)$$

где $W_{л}$ – влаговыделение от человека, совершающего тяжелую работу, г/(чел·ч); n – число людей на ледовом поле, чел.

Наибольшие трудности возникают при расчете второй составляющей, влагопоступления от испаряющейся жидкости на поверхности льда. Данное явление наблюдается в случае превышения величины подводимой от воздуха теплоты над величиной отбираемой системой охлаждения, в результате наблюдается плавление льда с одновременным охлаждением и увлажнением воздуха. Более подробно процессы тепломассообмена на поверхности льда в крытых катках рассмотрены в третьей главе. В инженерной практике влаговыделение для описанного процесса принято определять по формуле

$$W_{н.л} = \beta \cdot (p_n - p_e) \cdot F, \quad (5.19)$$

где β – коэффициент влагообмена или массоотдачи, отнесенный к разности парциальных давлений, кг/(ч·м²·Па); p_n – парциальное давление воздуха соответствующее полному насыщению при температуре жидкости, Па; p_e – парциальное давление воздуха в обслуживаемой зоне, Па.

Коэффициент влагообмена, который, как и коэффициент теплоотдачи, является определяющей величиной, в значительной степени зависит от скорости воздуха у поверхности тепломассообмена. Он равняется отношению плотности диффузионного потока на границе раздела фаз к разности массовых концентраций в потоке воздуха и на поверхности льда.

Соотношение (5.19) аналогично закону Ньютона-Рихмана, следовательно, процессы конвективного тепло- и массообмена описываются аналогичными дифференциальными уравнениями, и согласно тройной аналогии можно определить количественную связь между коэффициентами тепло- и массоотдачи. Поскольку концентрация воды в воздухе у ледового покрытия незначительно изменяется по нормали к межфазной поверхности, для рассматриваемой задачи представляется допустимым применить случай малой интенсивности массообмена, который характеризуется почти полным отсутствием влияния поперечного потока массы на течение смеси влажного воздуха. Подробно тройная аналогия для процессов тепломассообмена рассматривалась в работах [107, 138, 138, 193 и др.], где отмечалось, что для рассматриваемой задачи вынужденной конвекции критериальные уравнения примут вид

$$\begin{aligned} Nu &= f(Re, Pr); \\ Nu_D &= f(Re, Pr_D), \end{aligned} \quad (5.20)$$

где Re , Pr и Pr_D – соответственно, критерий Рейнольдса, критерий Прандтля и диффузионный критерий Прандтля.

Омывание поверхности ледового поля вентиляционным воздухом представляет собой частный случай омывания плоской пластины, для которого можно записать

$$\overline{Nu} = 0,66 Re^{1/2} Pr^{1/3}, \quad (5.21)$$

где \overline{Nu} – средний по характерному размеру критерий Нуссельта.

Для записи критериального уравнения массообмена необходимо тепловой критерий Прандтля заменить на диффузионный

$$\overline{Nu}_D = 0,66 Re^{1/2} Pr_D^{1/3}, \quad (5.22)$$

В формулах (5.21) и (5.22) критерии подобия определяются как

$$\overline{Nu_D} = \frac{\overline{\beta l}}{\rho D}, \quad \overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha l}}{\lambda}, \quad Re = \frac{w_\epsilon l}{\nu_\epsilon}, \quad (*)$$

где ν_ϵ – кинематический коэффициент вязкости газовой смеси, м²/с; l – характерный размер (длина поверхности), м; w_ϵ – скорость газовой смеси, м/с; D – коэффициент диффузии, м²/с; λ – коэффициент теплопроводности газовой смеси, Вт/(м·К).

В рассматриваемой задаче под газовой смесью понимается смесь воздуха с частицами водяного пара, где воздух считается газом постоянного состава. В этом случае коэффициент диффузии можно определить с помощью зависимости [193]

$$D = D_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1.8} \frac{p_0}{p}, \quad (5.23)$$

где D_0 – коэффициент диффузии при условиях $T_0=273$ К, $p_0=0,101$ МПа ($D_0=0,216 \cdot 10^{-4}$ м²/с); T и p – соответственно, температура и давление смеси для произвольных условий.

Таким образом, согласно [193], при обтекании плоской пластины воздушной смесью допустимо с достаточной точностью считать, что коэффициенты тепло- и массообмена связаны между собой соотношением

$$\beta = \frac{\alpha}{c_p}, \quad (5.24)$$

где c_p – теплоемкость влажного воздуха, Дж/(кг·К),

Таким образом, зная величину коэффициента массообмена, можно по уравнению (5.19) найти объем влагопоступления к воздуху над ледовым полем, а поправка примет вид

$$\Delta d_2 = \frac{\alpha_{\text{кон}} (p_n - p_n) F}{c_p \cdot L_n \cdot \rho_n}. \quad (5.24)$$

Окончательно зависимость для определения влагосодержания удаляемого воздуха с учетом упомянутых поправок примет вид

$$d_y = d_n + \Delta d_1 + \Delta d_2 = d_n + \frac{n \cdot W_l + \alpha_{\text{кон}} (p_{\text{нов}} - p_\epsilon) F / c_p}{L_n \cdot \rho_n}. \quad (5.26)$$

Зная температуру и влагосодержание, решая систему уравнений (5.9-5.17), можно определить остальные термодинамические параметры удаляемого воздуха (точка У).

Согласно технологическому циклу обработки влажного воздуха при смешанной схеме, наружный воздух поэтапно смешивается в двух ступенях рециркуляции, что усложняет вычисления. Это связано с необходимостью определения соотношения объемов рециркуляционного воздуха, отбираемого совместно из верхней и нижней зон. При этом представляется целесообразным стремиться привести влагосодержание воздуха после второй ступени рециркуляции к значению, равному или максимально близкому к влагосодержанию приточного воздуха. В этом случае при равенстве названных параметров не требуется дополнительное осушение или увлажнение воздуха перед его подогревом в калорифере. Если добиться равенства влагосодержаний проблематично, необходимо выбрать такое соотношение рециркуляционных расходов, при котором разница влагосодержаний будет минимальной. Для этого можно воспользоваться методом последовательного приближения, с применением расчетных зависимостей

- на 1-ой ступени рециркуляции L_{p2} задается интервал $1 \text{ м}^3/\text{ч}$

$$I_{c1} = \frac{\left((L_n - L_{p2}) - L_n^{\min} \right) I^e + L_n^{\min} I^h}{(L_n - L_{p2})}, \quad (5.27)$$

$$d_{c1} = \frac{\left((L_n - L_{p2}) - L_n^{\min} \right) d^e + L_n^{\min} d^h}{(L_n - L_{p2})}, \quad (5.28)$$

- на 2-ой ступени рециркуляции

$$I_{c2} = \frac{L_{p2} I^y + (L_n - L_{p2}) I_{c1}}{L_n}, \quad (5.29)$$

$$d_{c2} = \frac{L_{p2} d^y + (L_n - L_{p2}) d_{c1}}{L_n}, \quad (5.30)$$

где L_{p2} – объемный расход рециркуляционного воздуха второй ступени, отбираемого из верхней зоны, $\text{м}^3/\text{ч}$; L_n – объемный расход приточного воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$; L_n^{\min} – минимальный объемный расход приточного воздуха по санитарным нор-

мам, $\text{м}^3/\text{ч}$; d^v – влагосодержание удаляемого воздуха, г/кг; I^6 – энтальпия воздуха в обслуживаемой зоне, кДж/кг; I^u – энтальпия наружного воздуха, кДж/кг; d^6 – влагосодержание воздуха в обслуживаемой зоне, г/кг; d^u – влагосодержание наружного воздуха, г/кг; I^v – энтальпия удаляемого воздуха, кДж/кг; I_{c1} и I_{c2} – энтальпия воздуха после первой и второй рециркуляции, соответственно, кДж/кг; d_{c1} и d_{c2} – влагосодержание воздуха после первой и второй рециркуляции, соответственно, г/кг.

Если влагосодержание воздуха после второй ступени смешения равно требуемому влагосодержанию воздуха, подаваемого в зону обслуживания, параметры точки C_2 соответствуют параметрам смеси перед калорифером, т.е. точке O . Если влагосодержание больше, воздух необходимо осушить в камере охлаждения, при этом его относительная влажность будет составлять $\phi^o=90\%$, а влагосодержание $d^o=d^n$. На рисунке 5.3 показывается сравнение существующей графоаналитической и скорректированной методик построения процессов изменения параметров воздуха для смешанной схемы.

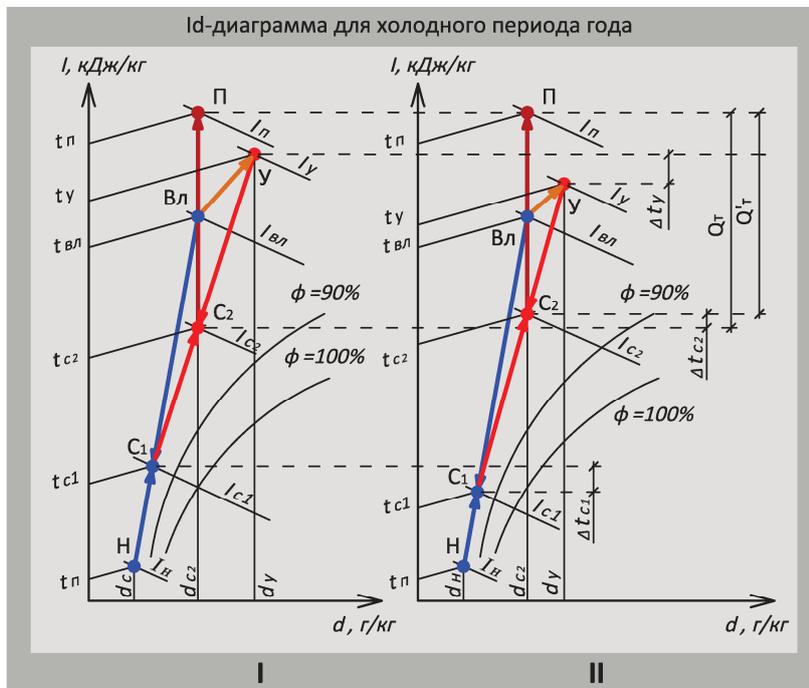


Рисунок 5.3 – Сравнение Id-диаграмм состояния воздуха при смешанной схеме:
I – существующая методика;
II – скорректированная методика

В качестве исходных данных были приняты климатические особенности, характерные для г. Воронеж, и тип проводимого мероприятия – игра в хоккей с шайбой [210]. Анализ результатов расчета, представленных в таблицах 5.1 и

5.2, показывает, что применение уточненных зависимостей для определения температуры и влагосодержания удаляемого из зоны ледового поля воздуха позволяет сократить энергозатраты на его подогрев в калорифере, что отражает разница температур Δt_{C2} (рисунок 5.3), которая будет возрастать при увеличении объема рециркуляционного воздуха из верхней зоны. Таким образом, максимальный эффект от увеличения точности расчета будет наблюдаться для схемы воздухораспределения с забором всего объема рециркуляционного воздуха из верхней зоны.

Таблица 5.2

Параметры воздуха в расчетных точках Id-диаграммы для смешанной схемы воздухообмена в холодный период года

Точка	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$d, \text{г/кг}$	$I, \text{кДж/кг}$	$\phi, \%$	$t_p, ^\circ\text{C}$	$p_e, \text{кПа}$
ДЛЯ СУЩЕСТВУЮЩЕЙ МЕТОДИКИ							
Н	-26,0	1,43	0,30	-25,6	85	-27,6	0,044
П	13,4	1,23	2,65	20,2	28	-4,2	0,429
ВЛ(У1)	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430
У2	10,5	1,25	3,65	19,5	47	-0,4	0,573
С ₁	0,7	1,29	2,20	6,1	55	-6,4	0,350
С ₂	3,5	1,28	2,70	9,8	58	-4,0	0,407

Примечание: Для усовершенствованной методики данные приводятся в таблице 5.1

На третьем этапе количество энергии на выработку холода в камере охлаждения при осушении подаваемого воздуха определяется по формуле

$$Q_x = \frac{L_n \cdot \rho_n \cdot (t^{c2} - t^o)}{3600}, \quad (5.31)$$

где Q_x – затраты холода при обработке воздуха, Вт; t^{c2} – температура охлаждаемого воздуха после смесительной камеры, $^\circ\text{C}$; t^o – температура воздуха в точке O , $^\circ\text{C}$; L_n – расход приточного воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$; ρ_n – плотность приточного воздуха, кг/м^3 .

Затраты теплоты в секции водяного калорифера рассчитываются по аналогичной формуле

$$Q_m = \frac{L_n \cdot \rho_n \cdot (t_n - t_2)}{3600}, \quad (5.32)$$

Q_m – затраты теплоты при обработке воздуха, Вт; t_2 – температура воздуха перед калорифером, равняется t_0 .

Годовой расход электроэнергии определяется по формуле

$$Q_{\text{э}} = k_{\text{И}} \cdot N \cdot t, \quad (5.33)$$

где $k_{\text{И}}$ – коэффициент использования по активной мощности за год; N – суммарная номинальная мощность электропотребляющих устройств, кВт; t – число часов работы электропотребляющих устройств в год, ч.

Поскольку холод для рассматриваемого объекта вырабатывается на компрессорных установках, основным энергоресурсом для которых является электроэнергия, представляет интерес именно этот ресурс. Номинальная мощность компрессоров, кВт·ч, определяется по формуле

$$N_{\text{х.м}}^{\text{ном}} = \frac{Q_{\text{х}}}{\eta_{\text{х.м}}}, \quad (5.34)$$

где $Q_{\text{х}}$ – холодопроизводительность (затраты холода) холодильных установок, кВт; $\eta_{\text{х.м}}$ – холодильный коэффициент.

Помимо непосредственного потребления электроэнергии компрессорами холодильных машин, необходимо также учитывать электропотребление насосами, перекачивающими вторичный хладоноситель в системе центрального кондиционирования воздуха зоны ледового поля. Номинальная мощность электродвигателей насосов, кВт, определяется по формуле

$$N_{\text{н}}^{\text{э}} = \frac{G_{\text{х}} \cdot H_{\text{в}}}{3600 \cdot \rho_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{эл}}}, \quad (5.35)$$

где $G_{\text{х}}$ – расход охлаждающей воды в воздухоохладителе центрального кондиционера, кг/ч; $\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса; $\eta_{\text{эл}}$ – КПД электродвигателя; $H_{\text{в}}$ – потери напора, кПа; $\rho_{\text{в}}$ – плотность воды, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с².

Расход охлаждающей воды в установке, кг/ч, в свою очередь, определяется по формуле

$$G_{\text{х}} = \frac{Q_{\text{х}} \cdot 3600}{\Delta t_{\text{в}} \cdot c_{\text{в}}}, \quad (5.36)$$

где $\Delta t_{\text{в}}$ – температурный напор (поверхность-теплоноситель), °С; $c_{\text{в}}$ – теплоем-

кость теплоносителя, кДж/(с·кг).

В центральных кондиционерах необходимо учитывать расход воды на подпитку, м³/год, общий объем которой допустимо определять по укрупненной зависимости

$$G_w^{nod} = g_w^{nod} \cdot T_2, \quad (5.37)$$

где g_w^{nod} – часовой расход воды на подпитку, м³/ч; T_2 – годовой фонд рабочего времени, ч.

Еще одной важной составляющей электропотребления системами кондиционирования является потребление вентиляторами, необходимая номинальная мощность которых, кВт, может быть найдена по формуле

$$N_g^э = \frac{L_B \cdot P_B}{3600 \cdot \eta_g \cdot \eta_{эл}}, \quad (5.38)$$

где L_B – производительность вентиляторов, м³/ч; P_B – аэродинамическое сопротивление системы вентиляции и кондиционирования, кПа; η_g – КПД вентилятора.

Суммарную номинальную мощность электропотребляющих устройств системами кондиционирования воздуха определим по формуле

$$N = N_{х.м}^{ном} + N_n^э + N_g^э. \quad (5.39)$$

Все упомянутые этапы предложенной методики расчета параметров состояния влажного воздуха при вентиляции и кондиционировании обслуживаемой зоны ледового поля для трех рассмотренных схем воздухообмена можно представить в виде структурной блок-схемы, приведенной на рисунке 5.4.

Отличительной особенностью предложенной методики является применение итерационного метода расчета при выборе оптимального соотношения расходов воздуха на первой и второй ступенях рециркуляции, что позволяет исключить, при определенных условиях, дополнительное охлаждение притока в холодный период года. Кроме того, использование тройной аналогии при рассмотрении конвективного теплообмена внутреннего воздуха с поверхностью льда позволило повысить точность расчета влагопоступлений к удаляемому воздуху за счет введения поправки к влагосодержанию.

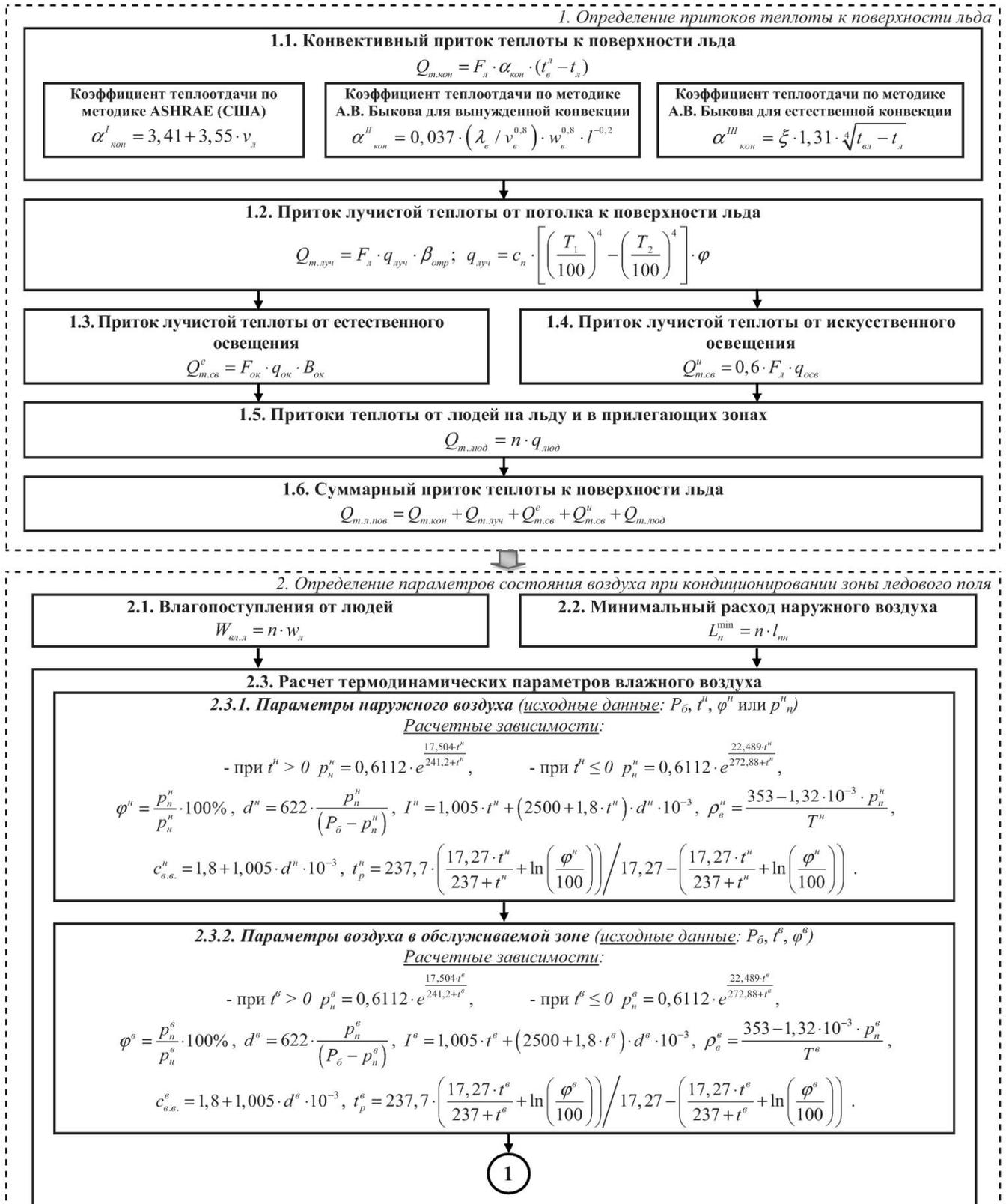


Рисунок 5.4 – Структурно-логическая блок схема методики расчета параметров состояния влажного воздуха при кондиционировании зоны ледового поля (Блок 1.

Определение притоков теплоты к поверхности льда)

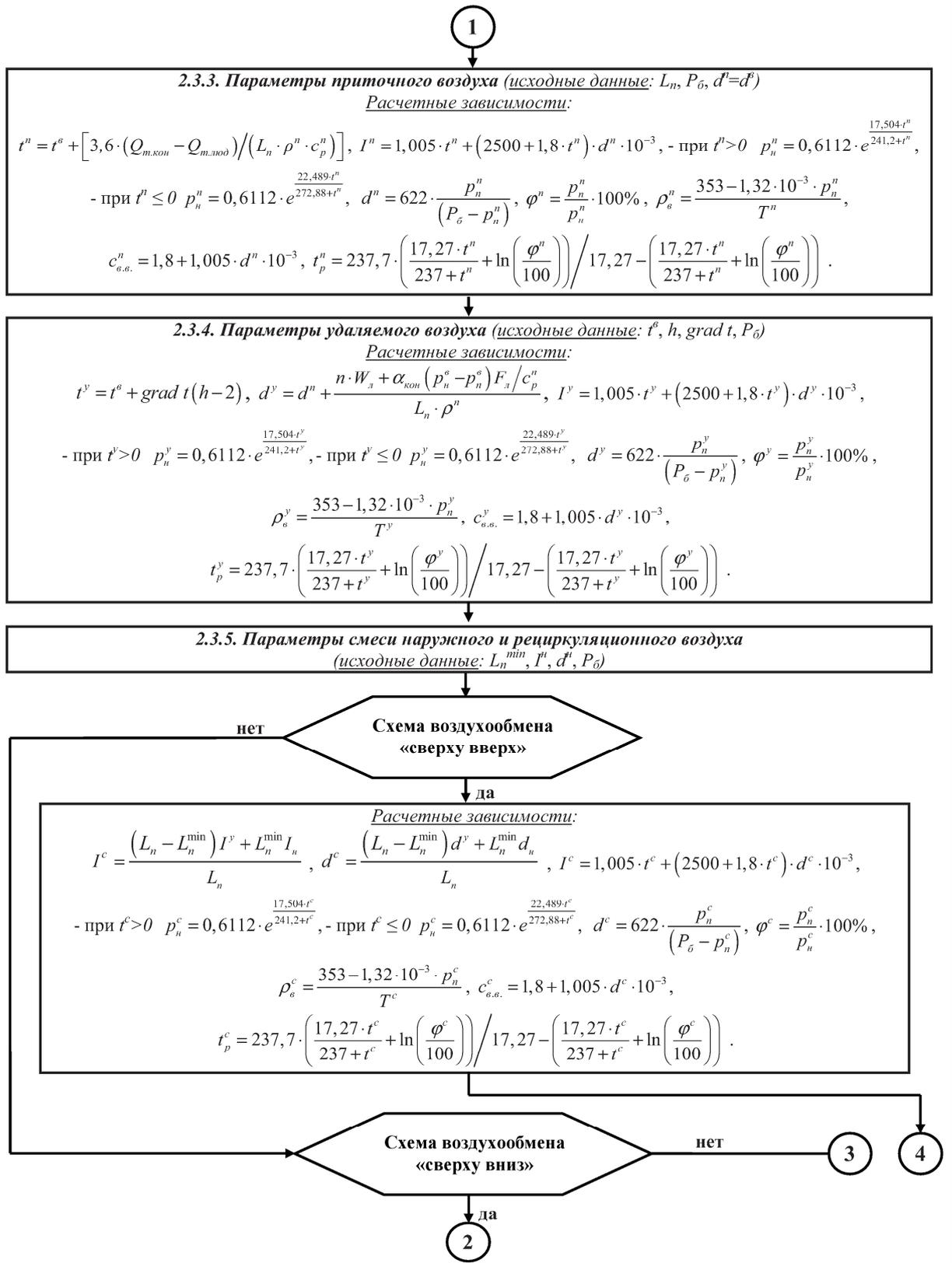


Рисунок 5.5 – Структурно-логическая блок схема методики расчета параметров состояния влажного воздуха при кондиционировании зоны ледового поля (Блок 2. Определение параметров состояния воздуха)

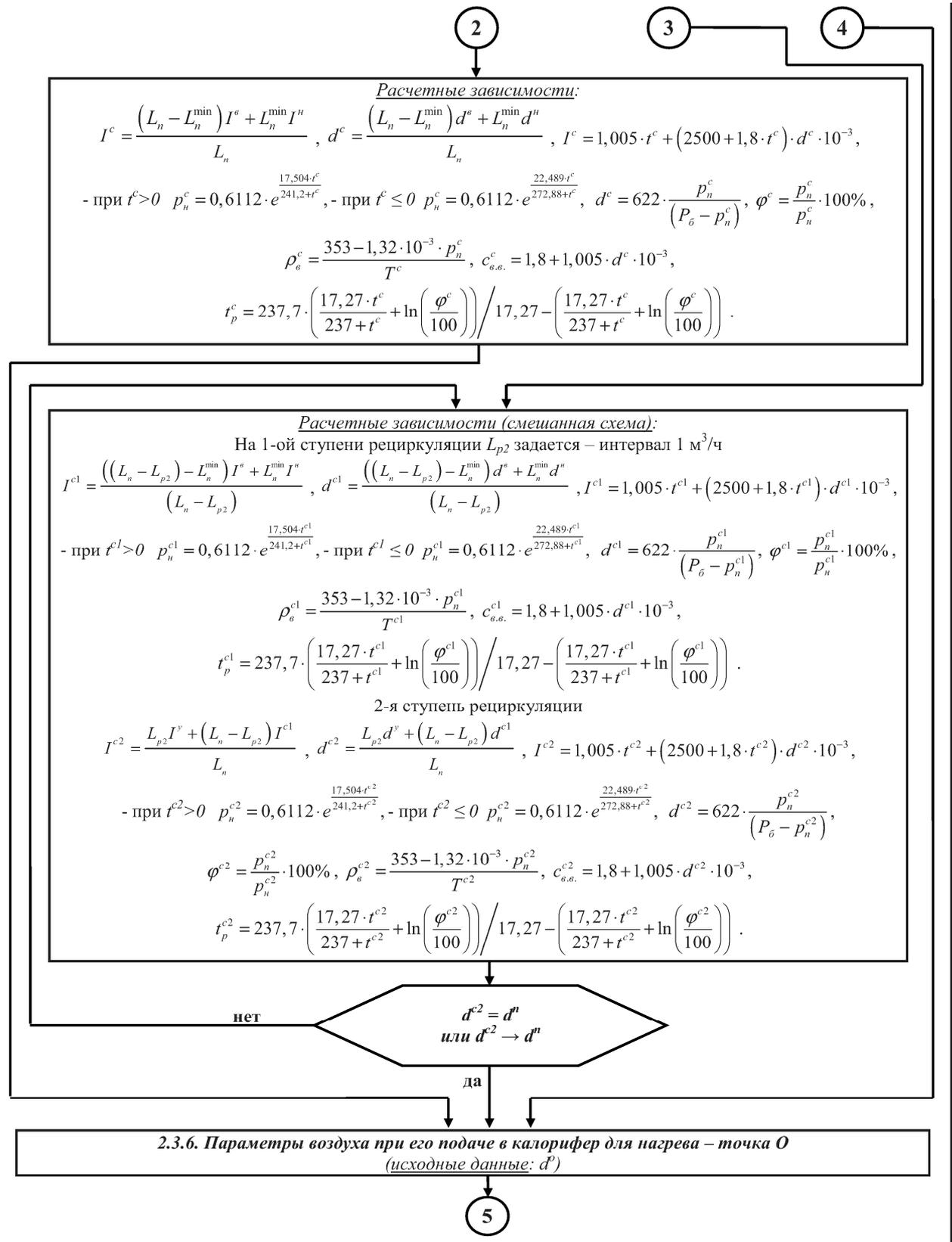


Рисунок 5.6 – Структурно-логическая блок схема методики расчета параметров состояния влажного воздуха при кондиционировании зоны ледового поля (Блок 2.

Определение параметров состояния воздуха. *Продолжение*)

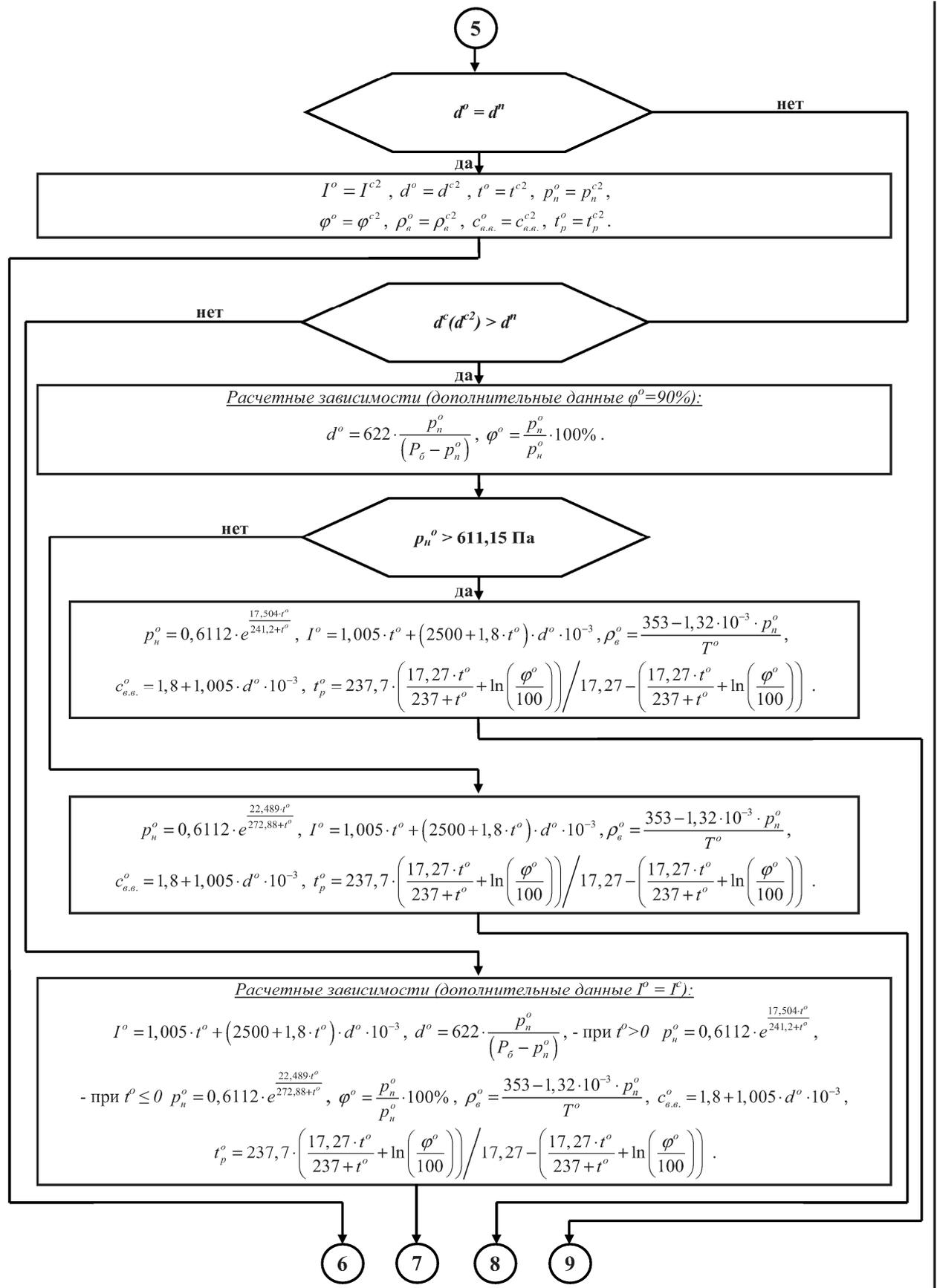


Рисунок 5.7 – Структурно-логическая блок схема методики расчета параметров состояния влажного воздуха при кондиционировании зоны ледового поля (Блок 2.

Определение параметров состояния воздуха. *Окончание*)

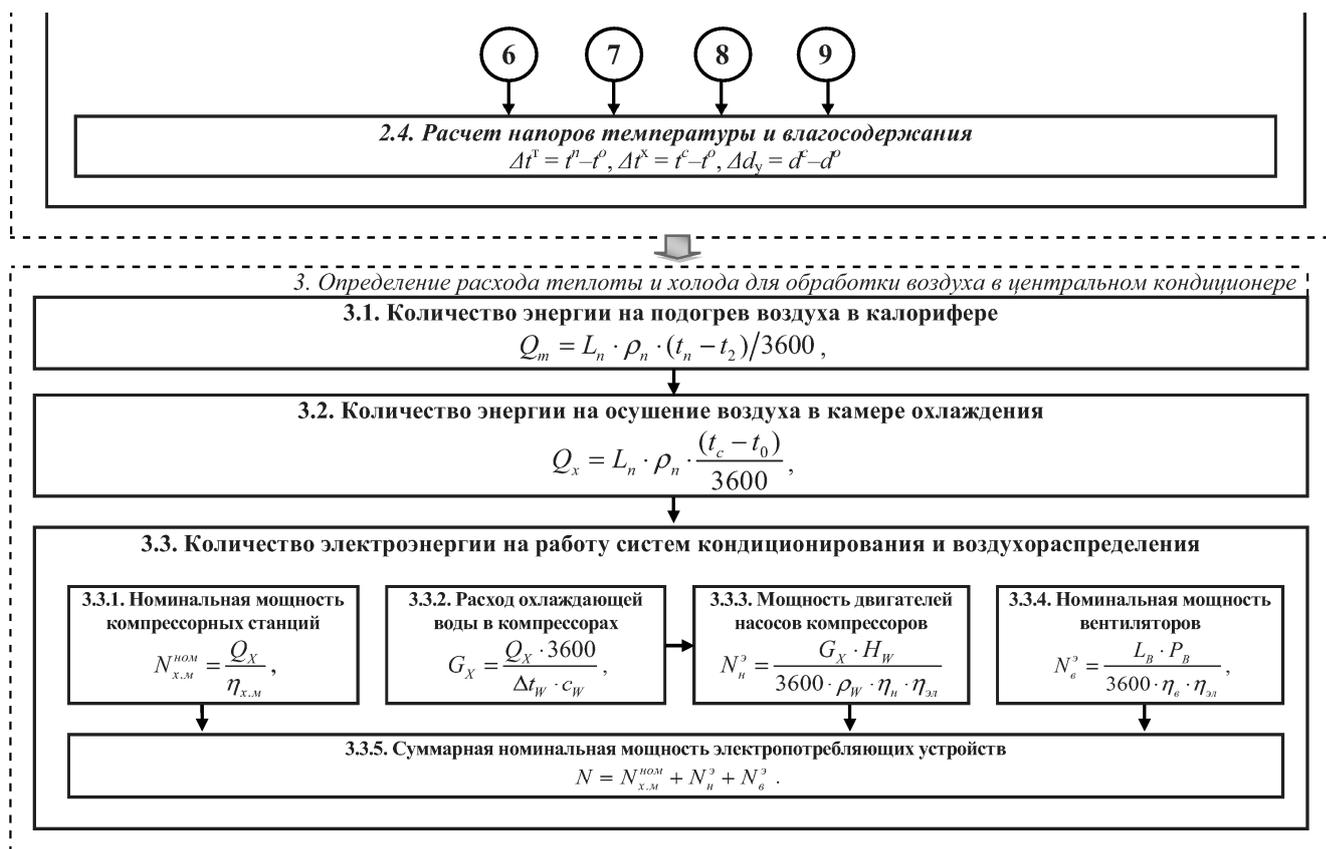


Рисунок 5.8 – Структурно-логическая блок схема методики расчета параметров состояния влажного воздуха при кондиционировании зоны ледового поля (Блок 3. Определение расходов теплоты холода и электроэнергии)

5.4 Разработка программы расчета параметров состояния влажного воздуха при кондиционировании крытого ледового катка

На основании приведенной выше методики была разработана программа расчета параметров состояния воздуха в зоне ледового поля и определения энергозатрат на его обработку в центральном кондиционере. Реализация программной части выполнялась на свободном объектно-ориентированном языке Python. В ходе работы над программой были разработаны следующие модули: `input_file.py`; `output_file.py`; `scheme.py`; `calculate.py`.

Модули `input_file` и `output_file` предназначены для выбора файлов с входными и выходными данными, соответственно. Эти возможности в модулях реализованы посредством функций `choose_input_file()` и `choose_output_file()`.

Модуль `scheme` был разработан с целью реализации соответствующих алгоритмов при выборе схем распределения воздуха. Для этого была реализована функция `select_scheme()`.

В модуле `calculate` реализован основной алгоритм расчета требуемых параметров. Для визуального представления работы программы на рисунке 5.9 приведена схема взаимодействия ее модулей.

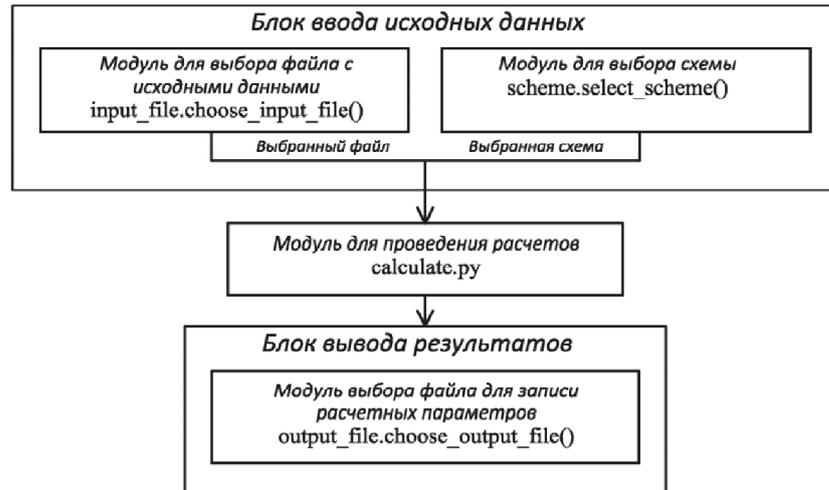


Рисунок 5.9 – Схема взаимодействия модулей программы расчета параметров состояния воздуха при кондиционировании помещений с искусственным льдом

Разработанная программа зарегистрирована (свидетельство о регистрации программы для ЭВМ 2023667082 от 10.08.2023, наименование: «Моделирование параметров состояния влажного воздуха при кондиционировании помещений с искусственным льдом») и позволяют определять не только параметры состояния влажного воздуха при организации кондиционирования зоны ледового поля, но и рассчитывать затраты холода, теплоты и электроэнергии на его обработку при различных схемах организации воздухообмена. Кроме того, для смешанной схемы осуществляется итерационный расчет оптимального соотношения объемов рециркуляционного воздуха, отбираемого из различных зон с отличающимися значениями температуры и влагосодержания. Пример работы программы показан на рисунках 5.10, 5.11, 5.12.

Расчет тепловых притоков к поверхности ледового поля

Температура воздуха в зоне ледового поля	10	°C	Поправочный коэф. влияния вида остекления	0	-
Температура поверхности льда	-6	°C	Кэфф. поглощения слоя льда	0,5	-
Площадь ледового поля	1800	м2	Расход приточного воздуха	17000	м3/ч
Скорость воздуха у поверхности ледового поля	0,25	м/с	Количество спортсменов и судей	50	чел
Кэфф. теплопроводности воздуха	0,0251	Вт/(м·°C)	Удельные тепловыделения от людей	180	Вт/чел
Кинематический коэф. вязкости воздуха (x10-6)	14,16	м2/с	Удельные влаговыведения от людей	170	г/(чел·ч)
Среднемесячная скорость ветра в расчетный период	0,25	м/с	Удельные расход наружного воздуха на человека	80	м3/(чел·ч)
Линейный размер поля в направлении движения ветра	30	м	Удельные тепловыделения от световых приборов	35,7	Вт/м2
Кэфф. влаговыведения	1	-	Излучение черного тела	5,67	Вт/(м2·K4)
Кэфф. отражения	0,6	-	Площадь светового проема	0	м2
Кэфф. облучения	0,5	-	Количество спортсменов и занимающихся	50	чел.

Рассчитать

Рисунок 5.10 – Пример работы программы. Блок ввода исходных данных для теплового расчета

Расчет параметров состояния воздуха в зоны ледового поля

Температура наружного воздуха	-7,5	°C
Парциальное давление пара в наружном воздухе	290	Па
Барометрическое давление	101325	Па
Относительная влажность воздуха в зоне ледового поля	46	%
Относительная влажность наружного воздуха	89	%
Градиент температуры выше обслуживаемой зоны	0,3	°C/м
Высота помещения	15	м

Рассчитать

Рисунок 5.11 – Пример работы программы. Блок ввода исходных данных для расчета параметров состояния

Вывод данных расчета

Точки	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$d, \text{г/кг}$	$I, \text{Дж/кг}$	$\varphi, \%$	$t_p, ^\circ\text{C}$	$P_0, \text{кПа}$	$L^H, \text{м}^3/\text{ч}$	$L^{P1}, \text{м}^3/\text{ч}$	$L^{P2}, \text{м}^3/\text{ч}$	$Q_{\text{кон}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{г}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{х}}, \text{Вт}$	$G, \text{кг/ч}$
<i>Схема «сверху-вверх»</i>														
Н	-7,5	1,32	1,78	-3,15	89	-8,7	0,29	2000	15000	-	92880	93790	63200	-
П	13,4	1,23	2,65	20,21	28	-4,2	0,430							
ВЛ	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
У	9,5	1,25	3,10	17,4	42	-2,4	0,503							
С'	7,5	1,26	2,90	14,9	46	-2,9	0,480							
О	-2,9	1,30	2,65	3,59	90	-4,2	0,429							
<i>Схема «сверху-вниз»</i>														
Н	-7,5	1,32	1,78	-3,15	89	-8,7	0,29	2000	15000	-	92880	53400	-	2,04
П	13,4	1,23	2,65	20,21	28	-4,2	0,430							
ВЛ	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
У	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
С'	4,4	1,27	2,55	10,8	49	-4,7	0,410							
О	4,1	1,27	2,65	10,8	52	-4,2	0,43							
<i>Смешанная схема</i>														
Н	-7,5	1,32	1,78	-3,15	89	-8,7	0,29	2000	10500	4500	92880	46580	-	-
П	13,4	1,23	2,65	20,21	28	-4,2	0,430							
ВЛ	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
У1	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
У2	9,5	1,25	3,10	17,4	42	-2,4	0,503							
С'	3,8	1,27	2,51	10,15	50	-4,8	0,410							
С''	5,3	1,27	2,65	17,4	42	-4,1	0,430							
О	5,3	1,27	2,65	17,4	42	-4,1	0,430							

Рисунок 5.12 – Пример работы программы. Блок вывода данных расчета

Программа обеспечивает пользователю следующие возможности: ввод исходных данных; выбор схемы распределения воздуха; выбор расчетных зависимостей для определения интенсивности конвективного теплообмена внутреннего воздуха с поверхностью льда; расчет притоков теплоты к поверхности льда, минимального количества наружного воздуха, параметров состояния воздуха в процессе его обработки и подачи в рабочую зону; определение расхода энергии на обработку подаваемого воздуха.

5.5 Описание технических решений систем воздухораспределения и кондиционирования при обеспечении заданных параметров микроклимата крытого ледового катка

При строительстве новых и реконструкции существующих помещений с искусственным льдом, к которым относятся крытые катки и ледовые арены, принято руководствоваться минимизацией капитальных и эксплуатационных вложений. В то же время значительная экономия может привести к серьезным отрицательным строительным и эпидемиологическим изменениям объекта в от-

носителю короткой срок. Например, из-за игнорирования требований к поддержанию влажности воздуха в необходимом интервале в ряде арен с деревянными каркасами наблюдается гниение несущих конструкций через четыре года после завершения строительства [235]. По этим причинам выбор конкретного конструктивного решения должен быть обоснован и учитывать ряд факторов, оказывающих наиболее существенное влияние не только на экономические, но и на эксплуатационные показатели. Для этого проведем подробный анализ технико-экономических показателей систем воздухораспределения и кондиционирования зоны ледового поля упомянутых ранее схем. Ниже на рисунках 5.13 и 5.14 представлена визуализация основного принципа и последовательности процессов обработки влажного воздуха на Id-диаграмме, в качестве примера выбрана климатическая зона, характерная для г. Воронеж.

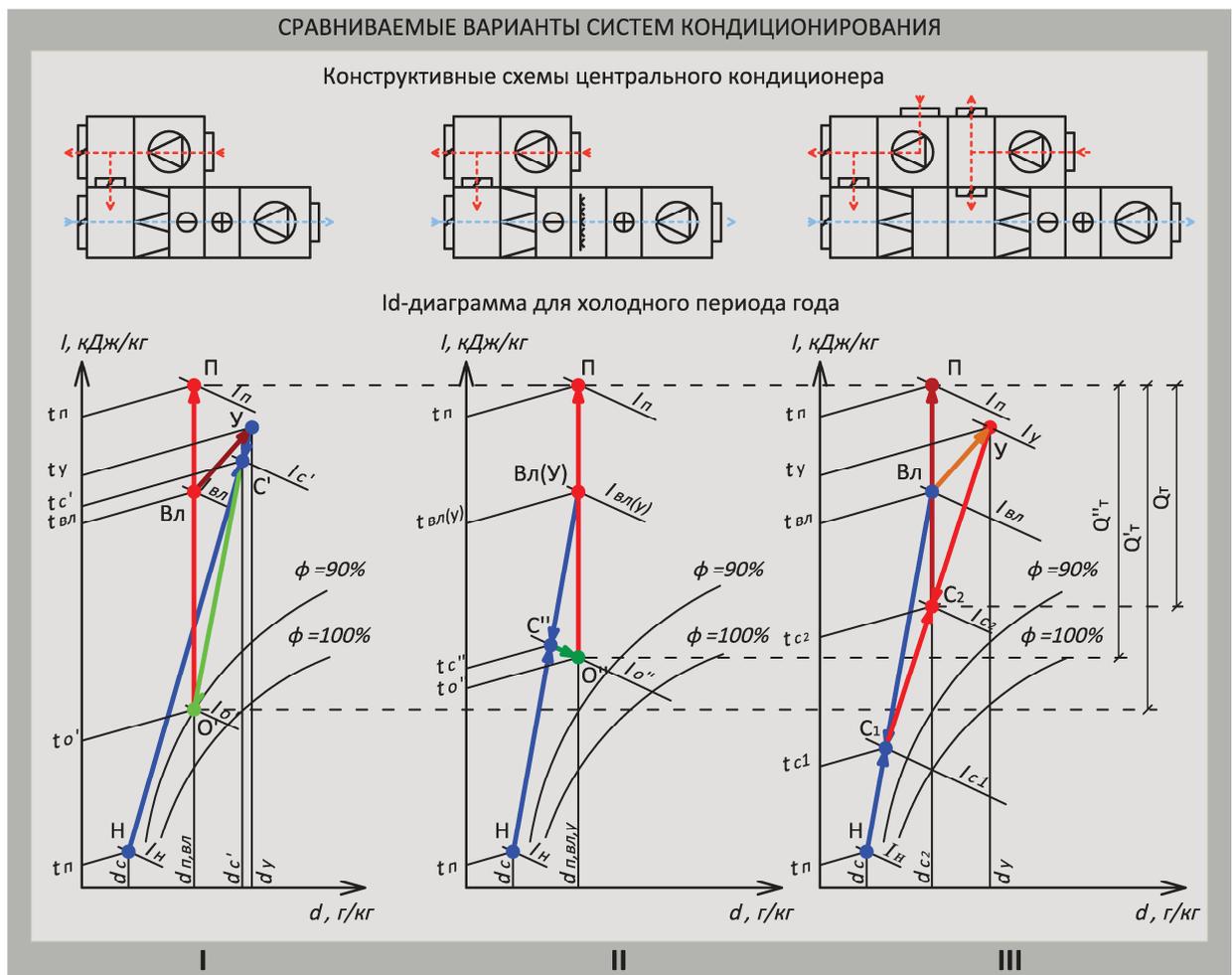


Рисунок 5.13 – Обработка приточного воздуха для зоны ледового поля в центральном кондиционере (холодный период года): I – Схема «сверху-вверх»; II – Схема «сверху-вниз»; III – Смешанная схема

ном увлажнении. Для этого центральный кондиционер снабжается дополнительной секцией форсуночного увлажнителя, расположенного перед калорифером [199]. Последовательность функционирования разработанной схемы (рисунки 5.13-III, 5.14-I) была рассмотрена ранее.

Здесь необходимо отметить, что разработанная установка позволяет регулировать соотношение объемов рециркуляционного воздуха таким образом, что весь его объем может отбираться из верхней и обслуживаемой зоны совместно либо по отдельности. То есть процесс обработки воздуха будет зависеть от выбранной схемы воздухообмена. Расшифровка последовательности процессов обработки влажного воздуха для рассматриваемых схем приводится в таблице 5.3.

Таблица 5.3 – Технологическая последовательность обработки воздуха в центральном кондиционере при рассматриваемых схемах воздухообмена

Процесс	Описание процесса
<i>I Схема «сверху-вверх»</i>	
<i>H-C'-У</i>	Смещение санитарной нормы наружного воздуха с рециркуляционным воздухом, отбираемым из верхней зоны, в секции смешения
<i>C'-О</i>	Осушение воздуха после смешения в секции поверхностного охладителя до требуемого влагосодержания приточного воздуха
<i>О-П</i>	Подогрев воздуха в калорифере после осушения
<i>П-Вл</i>	Охлаждение приточного воздуха при теплообмене с поверхностью льда
<i>Вл-У</i>	Ассимиляция тепло- влагоизбытков удаляемым из верхней зоны воздухом
<i>II Схема «сверху-вниз»</i>	
<i>H-C''-Вл(У)</i>	Смещение санитарной нормы наружного воздуха с рециркуляционным воздухом, отбираемым из обслуживаемой зоны, в секции смешения
<i>C''-О</i>	Увлажнение воздуха после смешения в секции форсуночного увлажнителя до требуемого влагосодержания приточного воздуха
<i>О-П</i>	Подогрев воздуха в калорифере после камеры увлажнения
<i>П-Вл(У)</i>	Охлаждение приточного воздуха при теплообмене со льдом
<i>III Смешанная схема</i>	
<i>H-C₁-Вл</i>	Смещение санитарной нормы наружного воздуха с рециркуляционным воздухом, отбираемым из обслуживаемой зоны, в секции смешения первой ступени
<i>C₁-C₂-У</i>	Смещение воздуха после смесительной камеры первой ступени с рециркуляционным воздухом, отбираемым из верхней зоны, в секции смешения второй ступени
<i>C₂-П</i>	Подогрев воздуха в калорифере после секции смешения второй ступени

<i>П-Вл</i>	Охлаждение приточного воздуха при теплообмене с поверхностью льда
<i>Вл-У</i>	Ассимиляция тепло- влагоизбытков удаляемым из верхней зоны

Примечание: В теплый период года для схемы «сверху-вниз» (при необходимости осушения смеси) процесс $C''-O$ описывает охлаждение воздуха в поверхностном охладителе. Для смешанной схемы добавляется процесс C_2-O , описывающий осушение воздуха после второй ступени смешения

Анализ Id-диаграмм обработки влажного воздуха по приведенным схемам (рисунок 5.3) показывает, что затраты теплоты и холода при смешенной схеме ниже по сравнению с другими вариантами в холодный период года, а также выше схемы «сверху-вверх» в летний. Это подтверждается проведенными расчетами энергозатрат для рассматриваемых схем по среднемесячным климатическим параметрам, свойственным Центральному Черноземью (результаты расчета приведены в приложении А).

5.6 Выводы по пятой главе

Приведенные в пятой главе результаты исследования показывают, что предлагаемая схема воздухообмена крытых катков и ледовых арен, отличающаяся от существующих возможностью поэтапного регулируемого смешения потоков наружного и рециркуляционного воздуха с отличающимися параметрами, позволяет добиться снижения эксплуатационных затрат на системы тепло-, электро- и холодоснабжения. Разработанная для реализации указанной схемы конструкция центрального кондиционера позволяет обеспечить требуемое влагосодержание притока без его дополнительного увлажнения (осушения).

Установка отличается раздельным смешением воздушных потоков в дополнительной камере, что позволяет повысить температуру воздуха перед поверхностным охладителем, что снижает вероятность обмерзания теплообменника. Наличие дополнительной секции вытяжного вентилятора второй ступени рециркуляции способствует ступенчатому смешиванию рабочих объемов воздуха переменных параметров.

Разработанная аналитическая методика и программа расчета параметров состояния влажного воздуха позволяет повысить точность расчета микроклиматических параметров при проектировании систем вентиляции и кондиционирования. Отличительной особенностью предложенной методики является применение итерационного метода расчета при выборе оптимального соотношения расходов воздуха на первой и второй ступенях рециркуляции, что позволяет исключить при определенных условиях дополнительное охлаждение притока в холодный период года. Кроме того, использование тройной аналогии при рассмотрении конвективного теплообмена внутреннего воздуха с поверхностью льда и плавлении, позволило повысить точность расчета влагопоступлений к удаляемому воздуху за счет введения поправки к влагосодержанию.

6 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ СИСТЕМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ МИКРОКЛИМАТА КРЫТЫХ КАТКОВ ПРИ ИХ ВАРИАНТНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ

Как отмечается в [91, 98, 204], успешное функционирование крытых катков и ледовых арен в долгосрочной перспективе обеспечивается при покрытии избытками прибыли процентных взносов и выплат, а также при содержании объекта и его инфраструктуры в надлежащем состоянии. Таким образом, необходимо определить оптимальное соотношение величины затрат на проектирование, строительство и эксплуатацию объектов рассматриваемого типа с учетом требований к обеспечению необходимых санитарно-гигиенических параметров внутреннего воздуха в зонах нахождения людей, предотвращению образования конденсата на строительных конструкциях сооружения и поддержанию необходимого качества поверхности льда. В то же время не представляется возможным найти прямую взаимосвязь, например, между энергозатратами на обработку приточного воздуха в центральном кондиционере, концентрацией загрязняющих веществ в рабочей зоне и параметрами комфортного пребывания в помещении, что свидетельствует о разнонаправленности действия различных критериев оптимальности. При этом каждый из возможных параметров или коэффициентов могут являться определяющими при выборе проектного решения в зависимости от технического задания на проектирование. В связи с этим возрастает актуальность разработки методов определения наиболее рациональных проектных решений систем обеспечения микроклимата, основывающихся на многофакторном или многокритериальном анализе.

Многовариантное проектирование становится доступным в результате использования технологии BIM, поскольку представляет собой инструмент его реализации и информационную базу для расхода ресурсов на этапах строительства и эксплуатации инженерных систем и сооружений. При этом приходится сталкиваться с проблемой обработки значительного объема плохо структурированных данных о проектируемой системе, которые подразделяются на: проекты систем кондиционирования, вентиляции и отопления; чертежи отдельных элементов

систем; паспорта различного оборудования, их технико-экономические показатели и т.п. При решении задачи обоснования конструктивных решений и режимов работы названных систем одним из главных вопросов является выбор критерия оптимальности, который должен иметь не только конкретный физический смысл, но и как можно более полно характеризовать рассматриваемый объект. В этой связи принято рассматривать совокупность критериев, каждый из которых имеет наглядную физическую интерпретацию и позволяет оценить качество решения оптимизационной задачи, с различных точек зрения. В то же время оптимизация по каждому критерию в отдельности приводит к множеству решений, отличающихся друг от друга, что связано с возможной противоречивостью выбранных критериев оптимальности.

Совокупный учет всего массива строительных и эксплуатационных данных возможен при реализации значительного вычислительного потенциала современных автоматизированных систем проектирования. Для их эффективного применения требуется дальнейшая проработка существующих методик решения рассматриваемых оптимизационных задач или разработка новых, позволяющих производить моделирование систем обеспечения микроклимата с повышением качества проектной документации и сокращения сроков проектирования вследствие реализации парадигмы информационного моделирования в коммунальной инфраструктуре.

6.1 Общая характеристика математических моделей при решении оптимизационных задач

Выбор одного из множества методов решения задач оптимизации может оказать определяющее влияние на конечный результат и зависит от характера искомых переменных входящих в математическую модель, а также вида исходных данных. В зависимости от вида взаимосвязи между переменными в математической модели, она может решаться с помощью линейного, нелинейного, целочисленного, квадратичного, стохастического программирования. Согласно работам [204, 205]

решение задачи оптимального проектирования можно свести к выбору изменяемых параметров x , которые принадлежат допустимой области R , и обеспечивающих экстремальное значение выбранного критерия оптимальности $B(x)$. В общем виде математическая модель в задачах многопараметрической оптимизации (к которым относится рассматриваемый случай) записывается в виде

$$\min_{x \in R} B(x). \quad (6.1)$$

Подобным образом оптимизационная задача формулируется при наличии нелинейных ограничений, которые связывают изменяемые параметры x между собой, и называется задачей нелинейного программирования, где

$$R = \{x \mid g_i(x) \geq 0, i = 1, \dots, K\}. \quad (6.2)$$

Поскольку в рассматриваемой задаче необходимо найти наилучшее решение по нескольким противоречивым (увеличение одного приводит к уменьшению другого) частным критериям $B_i(x)$, $i = 1, 2, \dots, N$, для совместного учета всей их совокупности принято рассматривать векторный критерий оптимальности

$$B(x) = (B_1(x), B_2(x), \dots, B_N(x)), \quad (6.3)$$

данная задача получила название векторной оптимизации [22, 23, 27, 102]

$$\min_{x \in R} B_1(x), \dots, \min_{x \in R} B_N(x). \quad (6.4)$$

Для решения задачи векторной оптимизации важное значение имеет качественная информация о множестве частных критериев [22, 27], которая может быть задана в виде ряда приоритетов

$$B_1 \succ B_2 \succ \dots \succ B_N, \quad (6.5)$$

т.е. критерий B_1 более важен, чем критерий B_2 , критерий B_2 более важен, чем критерий B_3 и т.п. Для учета важности частных критериев разработано несколько методик, наибольшее распространение из которых получили [22, 121, 137]:

I. Методика последовательной оптимизации частных критериев с учетом жесткого приоритета, она также получила название методики лексикографического упорядочения. Она характеризуется тем, что минимизация n -го критерия осуществляется только после получения минимального значения всех предыдущих

($n-1$)-ых частных критериев. Основной недостаток данной методики заключается в вырождении в точку области удовлетворительных решений R . В связи с чем не представляется возможным учет менее важных критериев оптимальности, поскольку не допускается их увеличение (уменьшение), если это вызывает соответствующее уменьшение (увеличение) более важного критерия. Этот недостаток частично возможно сгладить за счет методики II [22, 23].

II. Методика последовательных уступок. Эта методика является своего рода модификацией предыдущей, а ее основная идея заключается в последовательном введении на каждом шаге оптимизации уступки ΔB_{n-1} , которая характеризует допустимое отклонение ($n-1$)-ого критерия от его минимального значения. Введение упомянутой уступки наиболее важному частному критерию приводит к возможности улучшения менее важного критерия оптимальности. В то же время видно, при какой именно уступке по ($n-1$)-му критерию достигается тот или иной положительный результат.

III. Методика выделения главного критерия. Ее основной принцип заключается в поиске минимума наиболее важного или главного критерия оптимальности $B_1(x)$, а значения других критериев $B_2(x)$, $B_3(x)$ и т.д. не должны превышать определенных пороговых значений. Таким образом, формулируемая задача записывается в виде

$$\min_{x \in R'} B_1(x), \quad (6.6)$$

$$R' = R \cap R_0; R_0 = \{x \mid g_i(x) \leq g_i^0, i = \overline{2, N}\}. \quad (6.7)$$

Как отмечается в работах [7-12], данная задача эквивалентна задаче параметрической оптимизации. При этом основной трудностью применения данного метода является поиск (определение) порогового значения g_i^0 , для вычисления которого необходимо применять специальные методы.

Упомянутые выше три метода учета важности критериев оптимальности предполагают наличие превосходящего над остальными критерия, однако при решении поставленной задачи оптимизации проектных решений систем обеспе-

чения микроклимата не всегда можно выделить доминирующий критерий, по этой причине следует рассмотреть и другие варианты свертывания.

IV. Методика гарантированного результата, для которой характерно изменение наихудшего критерия до уровня основных критериев, в результате данная задача эквивалентна задаче параметрической оптимизации реализуемой методами уступок с упомянутыми недостатками для рассматриваемой в данной работе задачи оптимизации.

V. Методика равенства частных критериев. Характеризуется равноценностью по важности частных критериев оптимальности. В связи с этим стремятся уравнять все значения критериев между собой, а сама задача записывается в виде

$$\min_{x \in R} B_k(x), \quad (6.8)$$

$$R_1(x) = R_2(x) = \dots = R_k(x). \quad (6.9)$$

Как отмечается в работе [205], основным недостатком данного метода является неразрешимость задачи (6.8), либо ее оптимальное решение не будет являться эффективной точкой для исходной задачи векторной оптимизации.

VI. Методика идеальной точки, характеризуется необходимостью задания дополнительной информации в виде идеального решения, а исходная задача решается путем построения обобщенного критерия и однокритериальной задачи оптимизации, которая обеспечивает наибольшее совпадение с идеальным решением. Данный метод свертывания также не может быть применен при решении рассматриваемой задачи, поскольку не существует идеального варианта проектного решения систем обеспечения микроклимата.

VII. Методика свертывания векторного критерия. Является наиболее предпочтительной для рассматриваемой задачи. Она также получила широкое распространение при решении и других оптимизационных задач [204, 205 и др.]. Суть методики заключается в объединении частных критериев оптимальности в один интегральный критерий, после чего определяется минимум или максимум этого критерия. Осуществление объединения частных критериев на основе их объектной взаимосвязи зачастую невозможно, из-за большого разли-

чия физической интерпретации рассматриваемых при проектировании тепловых сетей параметров. В связи с этим обобщенный критерий является формальным частных критериев. В данной методике важность критерия учитывается за счет построения скалярной функции S , которая является обобщенным критерием векторного критерия $B(x)$

$$\min_{(x \in R)} S(p, B(x)), \quad (6.10)$$

где $p = (p_1, \dots, p_n)$ – вектор весов частных критериев.

Как отмечается в работе [204, 205], обобщенный критерий может быть представлен функциями S различного типа, например:

а) среднестепенной критерий представляется как функция

$$S_d(p, B(x)) = \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N p_i B_i^d(x) \right)^{1/d}, \quad d > 0. \quad (6.11)$$

б) логические критерии оптимальности представляются в виде функций

$$S_{\max}(p, B(x)) = \max_{1 \leq i \leq N} \{p_i B_i(x)\}; \quad (6.12)$$

$$S_{\min}(p, B(x)) = \max_{1 \leq i \leq N} \{p_i B_i(x)\}. \quad (6.13)$$

в) мультипликативные критерии оптимальности представляются в виде функции

$$S_{\Sigma}(p, B(x)) = \prod_{i=1}^N p_i B_i(x). \quad (6.14)$$

Данный обобщенный критерий оптимальности, при условии неравнозначности частных критериев, образуется за счет перемножения произведения этих частных критериев и их весовых значений $p_i \cdot B_i$ между собой. В работе [205] отмечается, что плюсом данного вида обобщенного критерия является то, что при его свертывании не требуется нормировать частные критерии оптимальности, также в большинстве случаев можно определить одно оптимальное решение. К минусам можно отнести взаимную компенсацию частных критериев, в результате чего наблюдается тенденция сглаживания уровней частных критериев, кроме того, применение данного вида свертывания предполагает перемножение критериев с разной размерностью, т.е. имеющих различную природу.

г) аддитивный критерий оптимальности представляются в виде функции

$$S_{\Sigma}(p, B(x)) = \sum_{i=1}^N p_i B_i(x). \quad (6.15)$$

Данный обобщенный критерий оптимальности получается путем сложения нормированных значений частных критериев. Также этот метод называют методом взвешенных сумм, он позволяет обеспечить приоритет более важным частным критериям за счет увеличения их весов. В этом случае следует помнить, что частные критерии должны быть соизмеримы, а значит, приведены к безразмерному виду. Для рассматриваемой задачи большое значение имеют абсолютные величины критериев, в связи с этим необходимо выбрать именно аддитивный способ свертывания обобщенного критерия оптимальности.

Из уравнения (6.15) видно, что второй не мало важной задачей при решении оптимизационной задачи с помощью данного метода является определение весового показателя p_i частного критерия B_i . Данный параметр определяет важность i -го критерия и задает количественное предпочтение этого критерия над остальными. В случае равноценности выбранных частных критериев вес каждого критерия принимается одинаковым, для не равноценных – вес или приоритет выбирают в соответствии с важностью критерия

$$p_i > 0, \sum_{i=1}^m p_i = 1, i = 1, 2, \dots, m. \quad (6.16)$$

Существует множество способов назначения весовых коэффициентов частных критериев, они подробно описаны в литературе, например в источниках [22, 204, 205 и др.], среди них можно выделить: метод Черчмена-Акофа; метод частот предпочтений, метод Терстоуна, линейная свертка критериев, метод численной оценки и оценки в баллах и т.п. Все эти методы используют субъективную экспертную информацию. Существуют также методы, основывающиеся на упорядочивании критериев или построении таблиц на базе попарного сравнения критериев. Данная информация, как правило, является более объективной по сравнению с назначенными весами, однако такое сравнение требует значительного объема вычислений, также требуются значительные затраты времени на обработку полученных данных.

Таким образом, применение методов, использующих незначительную долю формальных преобразований, требует значительно меньшего времени расчета. В работе [22] были рассмотрены наиболее приемлемые методы определения весовых коэффициентов (упомянутые ранее) и проведено их сравнение. В качестве показателя сравнения методов применялось требуемое время экспертизы и их точность. Наибольшая согласованность экспертов наблюдается при использовании метода линейной свертки, однако этот метод требует наибольшего времени проведения опроса. Наиболее близкую согласованность к методу свертки, но меньшее время наблюдается в методе ранжирования и методе Черчмена-Акофа. В связи с тем, что на метод ранжирования затрачивается меньшее время экспертизы, его применение более целесообразно для рассматриваемой задачи оптимизации [205]. Он характеризуется тем, что в качестве веса критерия выступает относительная частота преобразованных рангов, которые заносятся в таблицу 6.1.

Таблица 6.1 – Преобразованные ранги рассматриваемых критериев оптимальности

Эксперт	Преобразованный ранг критериев					
	p_1	p_2	p_3	p_4	...	p_n
1	Оценки 1-го эксперта					
2	Оценки 2-го эксперта					
3	Оценки 3-го эксперта					
...	...					
n	Оценки n -го эксперта					

После определения рангов вес критерия определяется по формуле

$$p_i = \frac{\sum_{j=1}^m \omega_{ij}}{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \omega_{ij}}, \quad (6.17)$$

где ω_{ij} – преобразованный ранг критерия оптимальности, получаемый путем назначения единицы критерию с максимальным весом, двойке – следующему по значимости и так далее. Наибольшую важность имеет критерий с минимальным значением относительной частоты рангов, что соответствует поиску минимума рассматриваемых критериев оптимальности.

6.2 Обоснование перечня частных критериев оптимальности при системном анализе проектных решений систем обеспечения микроклимата

Выбор частных критериев оптимальности для каждого отдельного случая является эвристически плохо формализованной задачей. В работе [204] отмечается, что ее решение затрудняется необходимостью удовлетворения следующих отчасти противоречивых условий:

- *минимальность* – перечень выбранных критериев должен содержать как можно меньшее их количество;
- *неизбыточность* – выбранные критерии не должны учитывать одинаковые или схожие по физическому смыслу характеристики системы теплоснабжения;
- *полнота* – перечень выбранных критериев должен в полном объеме характеризовать определяющие свойства исследуемого объекта;
- *операциональность* – каждый из выбранных частных критериев должен иметь понятную формулировку математической записи и однозначный смысл;
- *декомпозируемость* – перечень выбранных критериев должен позволять осуществлять упрощение исходной задачи оптимизации путем разбиения на более простые части;
- *измеримость* – каждый из выбранных частных критериев должен допускать возможность количественной или качественной оценки важности характеризующего свойства.

Поскольку рассматриваемый объект исследований является сложной системой, зависящей от большого числа факторов, выбранный критерий оптимальности должен как можно лучше отражать ее основные характеристики. В рассматриваемых системах обеспечения микроклимата к таковым относятся количественные и качественные характеристики. В состав первых входят расходы теплоты Q_m , МВт, холода Q_x , МВт, электроэнергии $Q_э$, МВт·ч, воды $G_{уб}$, куб. м, которые отражают эксплуатационные расходы, связанные с энергопотреблением. Подробно их расчет был разобран в пятой главе как раздел автоматизированной методики расчета параметров влажного воздуха при кондиционировании

зоны ледового поля. Ко вторым можно отнести характеристики, напрямую не отражающие какие-либо физические параметры системы, однако в связи с возможным возникновением сложной санитарно-эпидемиологической обстановки, наблюдаемой в недавнем прошлом, существует потребность в рассмотрении параметров, которые могли бы описать именно качественные показатели выбираемых решений. В практике для этого применяется коэффициент эффективности воздухообмена, $k_{эф}$, зависящий от схемы организации воздухообмена и характеризующий связь между параметрами удаляемого воздуха и воздуха в обслуживаемой зоне. Поскольку для рассматриваемого объекта решающее влияние на циркуляцию воздуха оказывают приточные струи направленного действия из верхней зоны, и особое внимание уделяется осушению воздуха, коэффициент эффективности может быть определен по уравнению

$$k_{эф} = \frac{Q_{0.3} + Q_{6.3}}{Q_{0.3} \left(\alpha - \frac{L_0}{L_{cmp}} \frac{F_{cmp}}{F_n} \right) + Q_{6.3} \frac{\alpha L_{cmp} - L_0}{L_{cmp} - L_m}}, \quad (6.18)$$

где $W_{0.3}$ – выделение влаги в обслуживаемой зоне помещения; $W_{6.3}$ – выделение влаги в верхней зоне помещения; L_0 – расход приточного воздуха; L_{cmp} – расход воздуха в струе; L_m – расход воздуха местными системами вентиляции; F_{cmp} – расчетное сечение струи; F_n – расчетное сечение помещения на одну струю.

Также допускается определение данного коэффициента по упрощенной зависимости (6.19)

$$k_L = 1 - (L_0 - L_m) / L_h, \quad (6.19)$$

где L_h – расход воздуха на расстоянии h от истечения.

Еще одним параметром, отражающим качественную характеристику, является упомянутый ранее локальный средний «возраст» воздуха, напрямую связанный с эффективностью удаления загрязняющих веществ. Для помещений общественных зданий эта величина определяется в зависимости от способа подачи воздуха и величины кратности воздухообмена по справочным данным или на основе экспериментальных данных. В случае наличия экспериментальных данных о значении концентрации вредного вещества в удаляемом воздухе эффективность рассчитывается по формуле

$$\varepsilon_{\text{зв}} = \frac{c_{\text{в}} - c_{\text{пр}}}{c_{\text{оз}} - c_{\text{пр}}}, \quad (6.20)$$

где $c_{\text{в}}$ – концентрация загрязняющего вещества в вытяжном воздухе; $c_{\text{пр}}$ – концентрация загрязняющего вещества в приточном воздухе; $c_{\text{оз}}$ – концентрация загрязняющего вещества в воздухе обслуживаемой зоны. Аналогом данного параметра является коэффициент эффективности удаления теплоизбытков

$$\varepsilon_{\text{мс}} = \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{пр}}}{t_{\text{оз}} - t_{\text{пр}}}, \quad (6.21)$$

где $t_{\text{в}}$ – температура вытяжного воздуха; $t_{\text{пр}}$ – температура приточного воздуха; $t_{\text{оз}}$ – температура воздуха обслуживаемой зоны.

Для крытых катков и ледовых арен последний коэффициент может быть преобразован к виду, формула (6.22), отражающему эффективность использования избытка холода у поверхности льда для нужд охлаждения наружного воздуха в теплый период года при наличии рециркуляции

$$\varepsilon_{\text{лх}} = \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{в}}}{t_{\text{н}} - t_{\text{оз}}}, \quad (6.22)$$

где $t_{\text{н}}$ – температура наружного воздуха. Данный критерий необходимо максимизировать при его стремлении к единице.

Для первых четырех параметров оптимизируемая функция минимизируется, в отличие от коэффициентов эффективности. Например, чем выше $\varepsilon_{\text{зв}}$, тем меньше приточного воздуха необходимо подавать в помещение для ассимиляции теплоизбытков, что свидетельствует о большей эффективности схемы воздухораспределения. Таким образом, при решении оптимизационной задачи представляется удобным привести все критерии к единообразию. Например, к поиску минимума. Тогда в качестве критерия оптимальности допустимо рассматривать обратную величину $k_{\text{эф}}^{\text{об}} = 1/k_{\text{эф}}$, $\varepsilon^{\text{об}} = 1/\varepsilon$.

Строительно-технологические характеристики рассматриваемого объекта могут описываться параметрами трудоемкости $T_{\text{сmp}}$ и машиноемкости $M_{\text{сmp}}$, определяемыми по формулам (6.23) и (6.24)

$$T_{cmp} = \sum_{j=1}^m \sum_{k=1}^n T_{kj} v_{kj}, \quad (6.23)$$

$$M_{cmp} = \sum_{j=1}^m \sum_{k=1}^n M_{kj} v_{kj}, \quad (6.24)$$

где T_{kj} – трудовые затраты на единицу строительных работ, чел.час; v_{kj} – объем работ; k – типоразмеры ($i = 1, 2, \dots, n$); j – виды конструкций ($j = 1, 2, \dots, m$). Каждый из перечисленных показателей можно использовать как функцию поиска оптимального решения при их приведении к минимуму, однако их применение осложняется ограниченностью исходных данных и необходимостью проводить большое количество вычислений, связанных с конструктивным расчетом систем вентиляции и кондиционирования, что не всегда возможно.

Данный подход справедлив не только для анализа всей системы в целом, но и для изучения отдельных ее элементов, например трассы сети воздухопроводов с определением наиболее оптимальной схемы по минимуму падения давления или расположения приточно-вытяжных устройств с расчетом средней скорости воздуха в рабочей зоне. Эффективность работы установок кондиционирования с адсорбционным осушением может проводиться по показателям степени осушения воздуха, W_{oc} (формула (6.25)) и общих энергетических затрат на обработку воздуха [162].

$$W_{oc} = \frac{G_{np} (d_n - d_{oz})}{w (d_n - d_{oz})}, \quad (6.25)$$

где G_{np} – массовый расход приточной установки, кг/ч; w – масса влаги, поступающей в помещение, кг/ч; d_n – влагосодержание наружного воздуха, г/кг; $d_{n,oz}$ и d_{oz} – нормативное и фактическое влагосодержание воздуха у ледового поля, соответственно, г/кг; d_{pec} – влагосодержание воздуха после рециркуляции, г/кг. Для энергоэффективных установок, рассмотренных в пятой главе, данный параметр может быть изменен путем замены фактического влагосодержания воздуха в обслуживаемой зоне на влагосодержание после рециркуляции, чем он выше, тем эффективнее используются избытки холода в зоне ледового поля.

Следует отметить, что перечисленные критерии не являются единственными, а наряду с упомянутыми критериями, могут применяться и другие, отражающие наиболее важные характеристики с точки зрения заказчика. Например, для систем обеспечивающих поддержание нормируемых значений температуры и влажности верхней зоны и поверхностей перекрытия (4 глава) необходимо учитывать время простоя объекта в нерабочее время.

Перечисленные физические характеристики систем обеспечения микроклимата не являются единственными, которые могут применяться в качестве критериев оптимальности. Однако условиями минимальности, избыточности, полноты и измеримости диктуется необходимость их ограничения, например коэффициенты эффективности, формулы (6.18)...(6.22), по существу представляют собой одну характеристику, отражающую эффективность воздухообмена, а следовательно, целесообразно выбрать один, наиболее предпочтительный для рассматриваемой задачи. Параметры (6.23) и (6.24) описывают строительно-технологические особенности. В результате для примера представляется целесообразным ограничиться величинами: теплотребления Q_m , холодопотребления Q_x , электропотребления $Q_э$, трудоемкости $T_{стр}$, степени осушения воздуха $W_{ос}$, коэффициента эффективности воздухообмена, $k_{эф}$. Также необходимо помнить, что значения определяющих параметров выбора наилучшего варианта имеют различный порядок и могут изменяться от единиц до нескольких тысяч единиц. В связи с этим для удобства дальнейших расчетов необходимо привести данные значения к сопоставимому или нормированному виду. Данный этап представляет собой поиск отношения частного критерия к некоторой нормирующей величине, измеряемой в тех же единицах, что и нормируемый критерий. Выбор делителя должен быть обоснован.

6.3 Модель аддитивного критерия выбора рационального решения системы СКВ

Выделяют следующие варианты выбора нормирующего делителя частного критерия оптимальности:

1. В качестве нормирующего делителя предлагается применять так называемое директивное значение частных критериев, которое задается экспертом. Тогда преобразованный частный критерий оптимальности будет определяться по формуле

$$b_i(x) = \frac{B_i(x)}{B_i^{\text{норм}}(x)}, \quad (6.26)$$

где, $B_i(x)$ – частный критерий оптимальности до нормирования; $B_i^{\text{норм}}(x)$ – i -й нормируемый делитель; $b_i(x)$ – нормированное значение частного критерия оптимальности. Главным недостатком данного варианта является предположение того, что задаваемое значение делителя будет образцовым, выбор данного значения не всегда возможен, особенно в задачах подобных рассматриваемой.

2. В качестве делителей выбирают разность между максимальным и минимальным значениями частного критерия в области компромисса. Тогда преобразованный частный критерий оптимальности будет определяться по формуле

$$b_i(x) = 1 - \frac{B_i(x) - B^{\max}(x)}{B^{\min}(x) - B^{\max}(x)}, \quad (6.27)$$

где $B^{\min}(x)$ – минимальное значение частного критерия оптимальности.

3. В качестве нормирующего делителя предлагается применять максимальное значение частных критериев, которое достигается в области существования проектных решений. Тогда преобразованный частный критерий оптимальности будет определяться по формуле

$$b_i(x) = \frac{B_i(x)}{B^{\max}(x)}, \quad (6.28)$$

где, $B^{\max}(x)$ – максимальное значение частного критерия оптимальности.

При выборе в рамках одной рассматриваемой задачи различных способов нормирования частных критериев может возникнуть ситуация, при которой значения уже нормированных критериев будут отличаться на порядок, что приведет к искажению искомого решения за счет возникновения своего рода превосходства одного критерия (имеющего больший порядок) по отношению к другому. В связи с этим необходимо выбрать один способ нормирования. Для удобства расчета и представления результатов целесообразно выбрать третий способ преоб-

разования. Тогда целевая функция рассматриваемой оптимизационной задачи по обобщенному аддитивному векторному критерию примет вид

$$S = \sum_{i=1}^n b(x)_i p_i = \sum_{i=1}^n \left(\frac{B_i(x)}{B^{\max}(x)} \right)_i p_i. \quad (6.29)$$

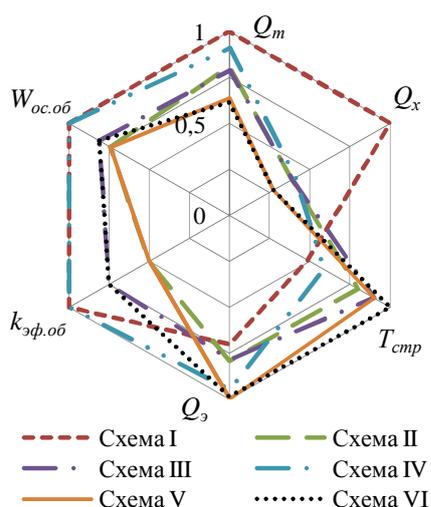
В случае выбора для нормирования другого способа, например при назначении минимально и максимально возможных показателей надежности системы или устройств по рекомендуемым величинам из существующих нормативных документов, нормируемый критерий может принимать отрицательное значение. Следовательно, даже при более выгодных величинах других критериев оптимальности, данный вариант не может быть выбран как наилучший без повышения отрицательного показателя, а следовательно, он должен быть исключен из дальнейшего рассмотрения оптимизационной задачи.

Возможное появление отрицательных значений критериев усложняет анализ полученных результатов и алгоритм расчета, то есть целесообразно применение единого подхода к нормированию, даже при наличии альтернативных вариантов, на первый взгляд более обоснованных. Таким образом, после преобразования каждый из частных критериев оптимальности принадлежит промежутку $f_i \in [0,1]$, а система уравнений примет вид

$$\left. \begin{aligned} B_1 &= \left(\frac{Q_{mi}}{Q_m^{\max}} \right), B_1 \in [0,1]; \\ B_2 &= \left(\frac{Q_{xi}}{Q_x^{\max}} \right), B_2 \in [0,1]; \\ B_3 &= \left(\frac{T_{срi}}{T_{ср}^{\max}} \right), B_3 \in [0,1]; \\ B_4 &= \left(\frac{Q_{эi}}{Q_э^{\max}} \right), B_4 \in [0,1]; \\ B_5 &= \left(\frac{k_{эфи}^{обр}}{k_{эф}^{обр.\max}} \right), B_5 \in [0,1]; \\ B_6 &= \left(\frac{W_{oci}^{обр}}{W_{oc}^{обр.\max}} \right), B_6 \in [0,1]. \end{aligned} \right\} \rightarrow \min, \quad (6.30)$$

где $i = 1, 2, \dots, n$ – рассматриваемые варианты трассировки тепловой сети.

На рисунке 6.1 в качестве примера приводятся значения нормированных частных критериев оптимальности (6.30) для шести вариантов системы обеспечения микроклимата крытого катка при различных схемах воздухораспределения и состава оборудования приточно-вытяжной установки (ПВУ): I – схема воздухораспределения «сверху-вверх», реализуемая за счет ПВУ (рисунок 3.12-I); II – схема воздухораспределения «сверху-вниз», реализуемая за счет ПВУ (рисунок 3.12-II); III – смешанная схема воздухораспределения, реализуемая за счет ПВУ (рисунок 3.12-III); IV – схема воздухораспределения «сверху-вверх», реализуемая за счет ПВУ с роторным адсорбционным осушителем; V – схема воздухораспределения «сверху-вниз», реализуемая за счет ПВУ с роторным адсорбционным осушителем; VI – смешанная схема воздухораспределения, реализуемая за счет ПВУ с роторным адсорбционным осушителем.



№ Схемы	Q_m	Q_x	$T_{спр}$	Q_z	$k_{эф.об}$	$W_{ос.об}$
Схема I	1,000	1,000	0,486	0,701	1,000	1,000
Схема II	0,809	0,389	0,802	0,794	0,500	0,742
Схема III	0,789	0,389	0,899	0,787	0,750	0,811
Схема IV	0,909	0,410	0,587	0,949	1,000	1,000
Схема V	0,637	0,274	0,903	1,000	0,500	0,742
Схема VI	0,615	0,274	1,000	0,986	0,750	0,811

Рисунок 6.1 – Диаграмма критериев оптимальности систем обеспечения микроклимата крытого катка

Из графика на рисунке 6.1 можно видеть, что, например, система VI является более предпочтительной по показателям потребления теплоты и холода относительно остальных пяти рассматриваемых вариантов. Однако, например, по величине показателей электропотребления и эффективности воздухообмена она уступает системе II, также она является наименее выгодной с точки зрения трудоемкости строительного-монтажных работ. Система III имеет лучший показатель электропотребления, но уступает по некоторым параметрам дру-

гим системам и т.п. Таким образом, анализ приведенных результатов показывает правоту тезиса о том, что выбор наиболее оптимального варианта только по одному параметру не всегда приводит к желаемому результату. Так, при нахождении оптимума, основываясь лишь на критерии минимума эксплуатационных затрат, может возникнуть ситуация ухудшения микроклиматических параметров в зоне обслуживания, а также дополнительных потерь в системе холодоснабжения ледового поля, обусловленное избыточными расходами холода при нарастании льда выше нормативной величины, упомянутыми в первой главе.

Избежать этого можно путем реализации многокритериальной оптимизации систем обеспечения микроклимата при вариантном проектировании. За критерии оптимальности, при условии применения разработанных во 2-й, 3-й, 4-й и 5-й главах автоматизированных методик и алгоритмов расчета параметров систем вентиляции и кондиционирования, удобно принять рассмотренные выше укрупненные характеристики. Переход к обратным величинам, в случае эффективности воздухообмена и степени осушения воздуха, позволяет обсуждать рассматриваемую задачу оптимизации с точки зрения желаемой минимизации всех выбранных критериев.

Следующий этап заключается в определении веса частного критерия оптимальности. Как было отмечено ранее, применение метода ранжирования для определения веса частного критерия является более целесообразным для рассматриваемой задачи оптимизации. В таблице 6.2 приводится преобразованный ранг рассматриваемых частных критериев оптимальности, которые были назначены 10 экспертами [204].

Таблица 6.2 – Преобразованные ранги частных критериев оптимальности

Эксперт	Преобразованный ранг критериев					
	Q_m	Q_x	$T_{стп}$	$Q_э$	$k_{эф}^{обр}$	$W_{ос.обр}$
1	2	3	4	5	6	7
1	1	4	5	2	3	6
2	3	4	5	2	1	6
3	1	4	3	2	5	6

окончание таблицы 6.2

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>
4	2	6	1	4	3	5
5	3	5	4	1	6	2
6	1	5	3	2	4	6
7	1	3	5	2	4	6
8	2	4	1	5	3	6
9	1	6	5	2	4	3
10	1	6	5	3	4	2

В таблице 6.3 представлены результаты расчета относительных частот рангов рассматриваемых частных критериев оптимальности по зависимости (6.17)

Таблица 6.3 – Относительные частоты рангов частных критериев оптимальности

Относительная частота преобразованных рангов		Частные критерии оптимальности					
		Q_m	Q_x	T_{cmp}	$Q_э$	$k_{эф}^{обp}$	$W_{oc.обp}$
Эксперты	1	0,05	0,19	0,24	0,10	0,14	0,29
	2	0,14	0,19	0,24	0,10	0,05	0,29
	3	0,05	0,19	0,14	0,10	0,24	0,29
	4	0,10	0,29	0,05	0,19	0,14	0,24
	5	0,14	0,24	0,19	0,05	0,29	0,10
	6	0,05	0,24	0,14	0,10	0,19	0,29
	7	0,05	0,14	0,24	0,10	0,19	0,29
	8	0,10	0,19	0,05	0,24	0,14	0,29
	9	0,05	0,29	0,24	0,10	0,19	0,14
	10	0,05	0,29	0,24	0,14	0,19	0,10
p_i		0,08	0,22	0,18	0,12	0,18	0,22

Таким образом, наибольшую важность имеет критерий с минимальным значением относительной частоты рангов, что соответствует поиску минимума рассматриваемых частных критериев. С учетом изложенного выше, для рассматриваемой задачи оптимизации обобщенный аддитивный критерий оптимальности примет вид

$$\begin{aligned}
 S = & p_{Q_m} \cdot \left(\frac{Q_{mi}}{Q_m^{\max}} \right) + p_{Q_x} \cdot \left(\frac{Q_{xi}}{Q_x^{\max}} \right) + p_{T_{cmp}} \cdot \left(\frac{T_{cmpi}}{T_{cmp}^{\max}} \right) + \\
 & + p_{Q_э} \cdot \left(\frac{Q_{эi}}{Q_э^{\max}} \right) + p_{k_{эф}^{обp}} \cdot \left(\frac{k_{эфi}^{обp}}{k_{эф}^{обp, \max}} \right) + p_{W_{oc}^{обp}} \cdot \left(\frac{W_{oci}^{обp}}{W_{oc}^{обp}} \right) \rightarrow \min.
 \end{aligned}
 \tag{6.31}$$

Основным недостатком рассмотренного метода решения оптимизационных задач является значительная доля субъективной оценки при назначении веса критерия, который, по сути, является не контролируемой величиной, а также отсутствие прямого учета капитальных вложений в системы. В связи с этим возрастает актуальность верификации приведенной модели и определения области ее применимости. Наиболее предпочтительным здесь будет использование метода, базирующегося на определении суммарных дисконтированных затрат за весь период жизненного цикла системы обеспечения микроклимата помещений с искусственным льдом, что будет рассмотрено далее.

6.4 Верификация модели критерия оптимальности системы обеспечения микроклимата крытых катков по суммарным дисконтированным затратам

Ресурсы могут быть представлены как в стоимостном, так и в натуральном выражении. Например, снижение расхода теплоты или электроэнергии в МВт может стать перерасходом в стоимостном выражении, если возрастет стоимость единицы в рублях. Кроме того, поскольку системы кондиционирования представляют собой оборудование, предназначенное для обеспечения заданных условий микроклимата, а не выпуска продукции для продажи, целесообразно при достижении требуемых параметров обеспечивать наименьшую стоимость и расход ресурсов. Поэтому критерием выбора конструктивных решений и компоновки системы кондиционирования воздуха целесообразно принять сумму дисконтированных затрат за период их учета по формуле

$$Z_D = \sum_{t=0}^T \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J Z_{ij} \cdot \alpha_t + \sum_{t=-T}^T \sum_{h=1}^H K_{th} \cdot \alpha_t, \quad (6.32)$$

где Z_D – дисконтированные затраты на этапах строительства и эксплуатации системы кондиционирования воздуха, тыс. руб., для вариантов схем обработки воздуха катков и ледовых арен; Z_{ij} – годовые эксплуатационные затраты вида i для реализации проекта системы кондиционирования воздуха для катков и ледовых арен, включая затраты на тепловую и электрическую энергию, воду, холод, теку-

щее обслуживание и ремонты, приведенные к началу эксплуатационного периода $t=0$, тыс. руб.; j – элементы эксплуатационных затрат (материалы, оплаты труда и др.), тыс. руб.; t – эксплуатационный период, годы, период учета $T=10$ лет; α_t – коэффициент дисконтирования или приведения разновременных затрат и результатов к базисному периоду, принимаемому равным $t_0=0$ и определяемому по формуле

$$\alpha_t = \frac{1}{(1+e)^t}, \quad (6.33)$$

где e – норма дисконта, принимаемая равной норме дохода на капитал, принимается $e = 0,1$; K_{th} – объем капитальных вложений (сметная стоимость) системы кондиционирования воздуха по сравниваемым вариантам, тыс. руб. [199].

Ранее в работе [199] было отмечено, что для вариантов с одинаковыми значениями дисконтированных затрат сочетания капитальных вложений и годовых эксплуатационных затрат могут быть различными, а окончательный выбор решения остается за инвестором.

Капитальные вложения на системы кондиционирования воздуха зоны ледового поля складываются из затрат на: центральный кондиционер – $K_{ЦК}$, руб.; системы приточно-вытяжных воздуховодов, с учетом затрат на тепловую изоляцию, воздухораспределительные и воздухозаборные устройства – K_B , руб.; компрессорные установки – $K_{КУ}$, руб.; система автоматики и регулирования – K_A , руб.

$$K_{СКВ} = K_{ЦК} + K_B + K_{КУ} + K_A. \quad (6.34)$$

Капитальные вложения в центральный кондиционер (в зависимости от выбранной схемы воздухораспределения) можно определить по формулам

- *схема сверху-вверх*

$$K_{ЦК} = K_{\phi} + K_{\kappa} + K_{\kappa c} + K_{\kappa o} + K_{\kappa e} + K_{\kappa e} + K_{\kappa o} + K_{pp} + K_{pn}, \quad (6.35)$$

- *схема сверху-вниз*

$$K_{ЦК} = K_{\phi} + K_{\kappa} + K_{\kappa c} + K_{\kappa o} + K_{\kappa y} + K_{\kappa e} + K_{\kappa e} + K_{\kappa o} + K_{pp} + K_{pn}, \quad (6.36)$$

- *смешанная схема*

$$K_{ЦК} = 2 \cdot K_{\phi} + K_{\kappa} + 2 \cdot K_{\kappa c} + K_{\kappa o} + K_{\kappa e} + 2 \cdot K_{\kappa e} + K_{\kappa o} + 2 \cdot K_{pn} + K_{\kappa n}, \quad (6.37)$$

где K_{ϕ} – капитальные вложения в секции фильтров, руб.; K_{κ} – капитальные вложения в секцию подогрева (калорифер), руб.; $K_{\kappa c}$ – капитальные вложения в камеры смешения, руб.; $K_{\kappa o}$ – капитальные вложения в камеру охлаждения, руб.; $K_{\kappa v}$ – капитальные вложения в секцию приточного вентилятора, руб.; $K_{\kappa \text{вв}}$ – капитальные вложения в секцию вытяжного вентилятора, руб.; $K_{\kappa \text{но}}$ – капитальные вложения в насосы системы охлаждения, руб.; K_{pp} – капитальные вложения в регуляторы расхода воздуха, руб.; K_{pn} – капитальные вложения в камеру разделения потоков, руб.; $K_{ку}$ – капитальные вложения в камеру увлажнения, руб.; $K_{нк}$ – капитальные вложения в промежуточную камеру, руб.

Капитальные вложения в системы приточно-вытяжных воздуховодов будут отличаться в части сетей для удаления воздуха из помещения, сети для подачи притока будут идентичны. Минимальная стоимость вытяжных воздуховодов будет наблюдаться для схемы «сверху-вверх». Для схемы «сверху-вниз» их стоимость возрастает, поскольку воздуховоды прокладываются в подпольных каналах, а воздухозаборные устройства представляют собой специальные конструкции, совмещенными с ограждающими бортами ледовой площадки.

Наибольшая величина капитальных затрат наблюдается для предлагаемой схемы, требующей прокладки воздуховодов, свойственных как для первой, так и для второй схем. В итоге можно записать следующие зависимости для капитальных вложений

- для схемы сверху-вверх

$$K_B = K_{np}^{\epsilon} + K_{\epsilon z}^{\epsilon}, \quad (6.38)$$

- для схемы сверху-вниз

$$K_B = K_{np}^{\epsilon} + K_{pz}^{\epsilon}, \quad (6.39)$$

- для смешанной схемы

$$K_B = K_{np}^{\epsilon} + K_{\epsilon z}^{\epsilon} + K_{pz}^{\epsilon}, \quad (6.40)$$

где K_{np}^{ϵ} – капитальные вложения в приточные воздуховоды, руб.; $K_{\epsilon z}^{\epsilon}$ – капитальные вложения в вытяжные воздуховоды верхней зоны, руб.; K_{pz}^{ϵ} – капитальные вложения в вытяжные воздуховоды рабочей зоны, руб.

К затратам на системы автоматики и регулирования можно отнести вложения в: датчики температуры воздуха и теплоносителя, привод воздушной заслонки, термостаты, блоки управления, смесительные узлы, преобразователи частот вентиляторов, датчики перепада давления и т.п. Капитальные вложения в компрессорные установки зависят от необходимой холодопроизводительности и температуры после охладителя. В таблице 6.4 приведена группировка показателей материальных ресурсов в составе сметной стоимости системы кондиционирования воздуха для зоны ледового поля по рассмотренным вариантам, включая центральный кондиционер, приточно-вытяжные воздуховоды с учетом тепловой изоляции, воздухораспределительные и воздухозаборные устройства [199].

Таблица 6.4 – Группировка материальных ресурсов в составе сметной стоимости системы кондиционирования воздуха зоны ледового поля

Наименование материальных ресурсов	СХЕМА ВОЗДУХООБМЕНА		
	«сверху-вверх»	«сверху-вниз»	«смешанная»
<i>Центральный кондиционер</i>	секции фильтров (1ед.), шумоглушителя (2 ед.), подогрева (калорифер), камера смешения (1 ед.), охлаждения, приточного и вытяжного вентилятора, насосы системы охлаждения, регуляторы расхода воздуха (1 ед.), камера разделения потоков (1 ед.)		
	-	камера увлажнения	секция фильтров (1 ед.), шумоглушитель (1 ед.), камера смешения (1 ед.), вытяжного вентилятора (1 ед.), регуляторы расхода воздуха (4 ед.), камера разделения потоков (1 ед.), промежуточная камера
<i>Приточно-вытяжные воздуховоды с теплоизоляцией</i>	приточные воздуховоды		
	вытяжные воздуховоды верхней зоны	вытяжные воздуховоды рабочей зоны	вытяжные воздуховоды верхней зоны, вытяжные воздуховоды рабочей зоны

Компрессорные установки	компрессорный блок
Системы автоматизации и регулирования	датчики температуры воздуха и теплоносителя, привод воздушной заслонки, термостаты, блоки управления, смесительные узлы, преобразователи частот вентиляторов, датчики перепада давления и др.

Кроме капитальных вложений в составе дисконтированных затрат следует учитывать годовые эксплуатационные расходы, определяемые по формуле (6.41) и включающие расходы на: тепловую энергию – I_T , руб.; электроэнергию – $I_{Э}$, руб.; холод – I_X , руб.; воду – I_B , руб.; амортизационные отчисления на полное восстановление основных фондов – I_A , руб.; годовой капитальный и текущий ремонт систем – I_K , руб.

$$I_{\text{год}} = I_T + I_{Э} + I_X + I_B + I_A + I_K. \quad (6.41)$$

Особенностью систем вентиляции и кондиционирования воздуха является высокая энергоемкость в результате использования теплоты, электроэнергии и холода для их использования по назначению или эксплуатации.

По данным «МФД-ИнфрoЦентра» на вентиляцию и системы кондиционирования в мире уже приходится около 10% от всей производимой электроэнергии. Кроме того, прогнозируемое повышение спроса на системы кондиционирования втрое к 2050 г. повлечет еще более значительный рост энергопотребления, свыше уровня ЕС и США вместе взятых¹.

Таким образом, при анализе эксплуатационных затрат в системах кондиционирования воздуха для зоны ледового поля целесообразно учитывать только годовые показатели стоимости теплоты, воды и электроэнергии, поскольку холод для рассматриваемого объекта вырабатывается на компрессорных установках, а основным энергоресурсом для них является электроэнергия.

Затраты на тепловую энергию могут быть найдены по формуле

$$I_T = Q_T \cdot C_T, \quad (6.42)$$

¹Энергопотребление систем кондиционирования к 2050 г превзойдет ЕС и США - Сечин | МФК ИНВЕСТ (mfk-invest.ru)

где C_T – цена (тариф) теплоты, руб./Гкал; Q_T – количество потребляемой теплоты в год, Гкал/год.

Затраты на электроэнергию определяются по формуле

$$I_{\text{Э}} = Q_{\text{Э}} \cdot C_{\text{Э}}, \quad (6.43)$$

где $C_{\text{Э}}$ – цена (тариф) электроэнергии, руб./((кВт·ч); $Q_{\text{Э}}$ – годовой расход потребляемой электроэнергии в год, (кВт·ч)/год.

Затраты на воду могут быть найдены по формуле

$$I_B = W_B \cdot C_B, \quad (6.44)$$

где C_B – цена (тариф) воды, руб./м³; W_B – годовой расход воды в год, м³/год.

Ранее отмечалось [199], что поскольку холод для рассматриваемого объекта вырабатывается на компрессорных установках, основным энергоресурсом для которых является электроэнергия, величина издержек в данном случае будет зависеть от годового потребления электроэнергии компрессорами.

Различия в составе материальных ресурсов для системы кондиционирования воздуха определяют отклонения в стоимости строительно-монтажных работ для ее сооружения по сравниваемым вариантам. В таблице 6.5 приведены показатели составляющих сметной стоимости по вариантам системы кондиционирования воздуха для зоны ледового поля, включая центральный кондиционер, приточно-вытяжные воздуховоды с учетом тепловой изоляции, воздухораспределительные и воздухозаборные устройства.

Таблица 6.5 – Показатели сметной стоимости строительно-монтажных работ по вариантам системы кондиционирования воздуха для зоны ледового поля

ПОКАЗАТЕЛИ	СХЕМА ВОЗДУХООБМЕНА		
	«сверху-вверх»	«сверху-вниз»	«смешанная»
<i>Центральный кондиционер (ЦК)</i>			
ВЕРОСА-500-173-03-21-УЗ_231028693-ВРЖ	1230160/28	-	-
ВЕРОСА-500-173-03-21-УЗ_231028694-ВРЖ	-	1655253/38	-

ВЕРОСА-500-173-03-21- УЗ_231028695-1-ВРЖ ВЕРОСА-500-173-03-21- УЗ_231028695-ВРЖ	-	-	1512535/34,6
<i>Приточно-вытяжные воздуховоды с теплоизоляцией</i>			
Приточная система (воздуховоды, теплоизоляция, фасонные изделия, воздухораспределители) (ПВВ)	319228/7,3	319228/7,3	319228/7,3
Вытяжная система (воздуховоды, теплоизоляция, фасонные изделия, воздухозаборные устройства) (ПВВ2)	303412/6,9	394435/9,1	5461411/2,4
<i>Компрессорные установки (КУ)</i>			
МАКК 320-1402 МК-РП	2077928/47,6	-	-
МАКК 320-801 МК-РП	-	1535936/35,5	1535936/35
<i>Системы автоматики и регулирования (СА)</i>			
КИП и А для установки 231028693-ВРЖ	434080/10	-	-
КИП и А для установки 231028694-ВРЖ	-	420180/9,7	-
КИП и А для установки 231028695-1-ВРЖ; 231028695-ВРЖ	-	-	456720/10
Итого:	4364808/100	4325032/100	4370560/100

Анализ итоговой сметной стоимости (таблица 6.5) показал практическое равенство по вариантам системы кондиционирования воздуха, поскольку различие составляет менее 1 %. Но стоимость третьего варианта – максимальная из трех вариантов и составляет 4370 тыс. руб., что лишь на 45 тыс. руб. и 6 тыс. руб. больше, чем по второму и первому вариантам, соответственно. Динамика сметной стоимости элементов в составе системы кондиционирования воздуха приведена на рисунке 6.2 и наглядно показывает, что одинаковую стоимость для всех вариантов имеют только системы автоматики (разница 5,2 и 8,4 % для второго и третьего вариантов при доле в стоимости лишь 10%), а также приточные воздуховоды.

Согласно анализу [199], стоимость центрального кондиционера имеет определяющую долю в структуре и самое низкое значение для первой схемы, а самое высокое значение – для второй схемы (1230160 руб. и 1655253 руб., соответствен-

но). Стоимость третьего варианта для смешанной схемы имеет промежуточное значение – 1512535 руб. и составляет 34,6% в структуре. А компрессорные установки имеют одинаковые стоимости для вариантов 2 и 3 (1535936 руб.), что значительно меньше, чем стоимость для первого варианта (2077928 руб.).

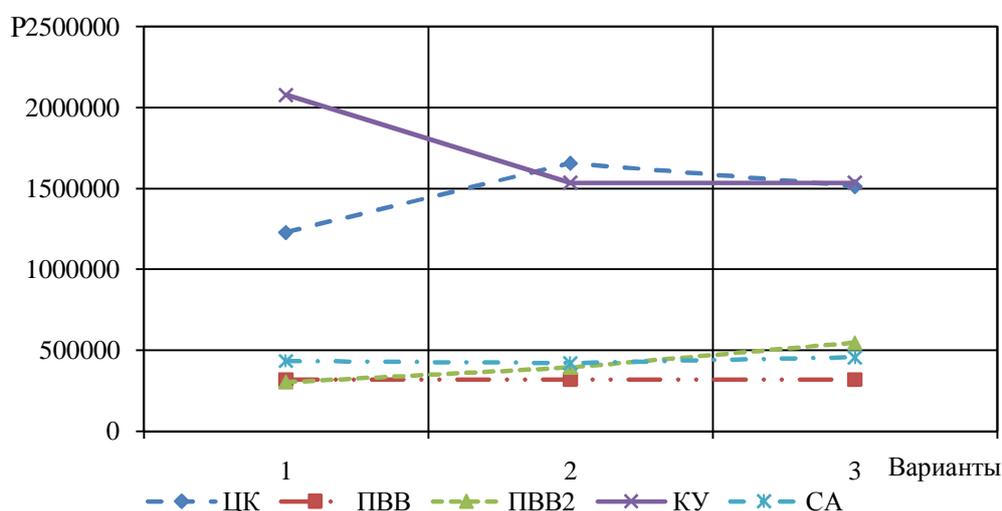


Рисунок 6.2 – Показатели динамики сметной стоимости для элементов системы кондиционирования воздуха

Таким образом, анализ показателей единовременных капитальных вложений позволяет сделать вывод об изменении в их структуре и практически постоянном значении по рассматриваемым вариантам, что не дает явного преимущества при их выборе. А превышение стоимости третьего варианта над вторым на 45 тыс. руб. определяется как сумма превышения стоимости вытяжных систем и систем автоматики на $152+36=188$ тыс. руб., уменьшенная на соответствующее снижение стоимости ЦК на 143 тыс. руб. ($188-143=45$ тыс. руб.).

В таблице 6.6 приведены расчетные значения годовых расходов и эксплуатационных затрат на энергетические ресурсы для вариантов системы кондиционирования ледовой арены в зависимости от схемы подачи воздуха. Анализ годовых расходов и эксплуатационных затрат на энергетические ресурсы по вариантам системы кондиционирования показал, что наибольший расход ресурсов и эксплуатационных затрат требуется для базового первого варианта, а для второго и третьего вариантов значительно снижается и остается практически на одном уровне.

Таблица 6.6 – Годовые эксплуатационные затраты на энергетические ресурсы для вариантов системы кондиционирования в зависимости от схемы подачи воздуха

ПОКАЗАТЕЛИ	СХЕМА ВОЗДУХООБМЕНА		
	«сверху-вверх»	«сверху-вниз»	смешанная
Годовой расход энергоресурсов			
Теплоты (Q_m , МВт)	476,708	383,244	376,072
Холода (Q_x , МВт)	344,01	133,909	133,909
Воды ($G_{ув}$, куб. м)	0	11,32	0
Электроэнергии ($Q_э$, МВт·ч)	70,9	80,3	79,6
Годовые эксплуатационные затраты			
Тепловая энергия (I_m , руб.)	782083	628747	616981
Электроэнергия ($I_э$, руб.)	1165940	769695	705675
Вода ($I_в$, руб.)	-	281	-
Итого:	1948023	1398723	1322656

Примечание: Тарифы на ресурсы: $C_m=1908,01$ руб./Гкал, $C_в=24,86$ руб./куб. м, $C_э=4,85$ руб./кВт·ч.

Технико-экономические показатели для сравниваемых вариантов приведены в таблице 6.7 и включают дисконтированные затраты по сравниваемым вариантам.

Таблица 6.7 – Технико-экономические показатели для сравниваемых вариантов

ПОКАЗАТЕЛИ	СХЕМА ВОЗДУХООБМЕНА		
	«сверху-вверх»	«сверху-вниз»	смешанная схема
Годовой расход энергоресурсов			
Капитальные вложения по вариантам, руб.	4364808	4325032	4370560
Годовые эксплуатационные расходы, руб.	1948023	1398723	1322656
Дисконтированные затраты, тыс. руб.	16334,566	12919,579	12498,709
Экономический эффект (снижение дисконтированных затрат 3-го варианта по сравнению с вариантами 1 и 2), тыс. руб.	3835,857	420,87	-
То же, 2-го варианта по сравнению с вариантом 1, тыс. руб.	3414,987	-	-
Энергетический эффект (снижение энергетических затрат 3-го варианта по сравнению с вариантами 1 и 2), тыс. руб.	625367	76067	-
То же, 2-го варианта по сравнению с вариантом 1, тыс. руб.	549300	-	-

Следует отметить, что экономически целесообразным вариантом может быть принят третий, поскольку дисконтированные затраты имеют меньшее значение.

Экономический эффект от выбора третьего варианта по сравнению с показателями второго и первого вариантов определяется как разница соответствующих значений дисконтированных затрат (420,87 и 3835,857 тыс. руб., соответственно), а также второго варианта по сравнению с первым (3414,987 тыс. руб.).

Анализ составляющих дисконтированных затрат показал, что капитальные вложения по вариантам можно признать равноэкономичными, несмотря на то что по третьему варианту их значение самое высокое, поскольку различие составляет около 1% и не оказывает влияния на принятие решения. А годовые эксплуатационные затраты на топливно-энергетические ресурсы различаются и однозначно определяют выбор третьего варианта, поскольку при величине 1322656 руб. имеют значение на 30,2% меньше, чем для первого варианта и на 5,6% меньше, чем для второго. В работе [199] было отмечено, что сделанные выводы будут достоверны только для учтенных расчетных значений показателей, поскольку в условиях неопределенности, свойственных рыночной экономике, стоимостные показатели, принимаемые в расчетах в текущий момент времени, могут значительно колебаться как в зависимости от периода времени, так и от возможностей поставщиков в одном и том же периоде времени. Поэтому целесообразно определять область исходных данных, для которой сделанные выводы сохраняют достоверность (рисунок 6.3).

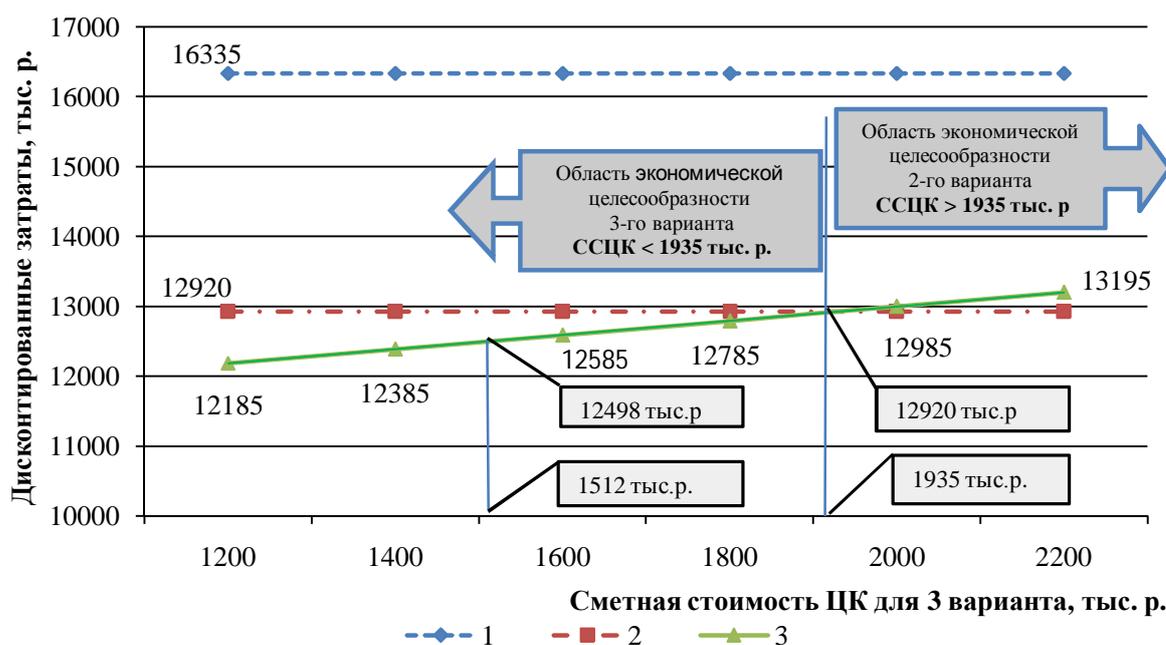


Рисунок 6.3 – Область экономической целесообразности варианта системы обеспечения микроклимата

Так, например, третий вариант системы центрального кондиционера, реализуемой по «смешанной» схеме, экономически целесообразен при стоимости ЦКЗ = 1512 тыс. руб. и величине ДЗЗ = 12498 тыс. руб. Если произойдет вероятное изменение сметной стоимости ЦКЗ под влиянием инновационного развития этих систем и факторов рынка в сторону увеличения, и стоимость ЦКЗ достигнет 1935 тыс. руб., то дисконтированные затраты второго и третьего вариантов станут равны и составят 12920 тыс. руб., что и определит область их экономической целесообразности.

Для выбора наиболее целесообразного варианта решений по предотвращению выпадения конденсата на строительных конструкциях, рассмотренных в четвертой главе, в качестве определяющей особенности можно отметить возможное изменение эффективности рассматриваемых систем в зависимости от продолжительности их работы в период простоя, а также площади обслуживаемой поверхности теплообмена. При работе основной вентиляционной системы, а также систем осушения и продувки, обслуживаемая поверхность составляет полную площадь покрытия объекта, а при работе лучистого отопления она составит лишь ее часть, наиболее подверженную радиационному охлаждению. Изменение требуемой площади обслуживания с течением времени приводится на рисунке 2.16.

Очевидно, что дополнительные капитальные вложения при периодическом выключении основной системы кондиционирования (во время простоя объекта) могут не потребоваться. Однако в случае, если в результате продолжительного простоя будет образовываться конденсат, то возможна дополнительная установка системы лучистого отопления, что повлечет и дополнительные капитальные вложения и годовые эксплуатационные затраты на энергетические ресурсы, которые следует сопоставить с базовыми показателями и выбрать целесообразное решение.

Для систем осушения воздуха, а также продува верхней зоны, ввиду отсутствия сети воздухопроводов и воздухораспределителей, капитальные вложения будут складываться из стоимости оборудования, а именно: осушительной установки ($K_{ОУ}$, руб.) или приточной нагревательной установки ($K_{ПНУ}$, руб.), соответственно. Для систем лучистого отопления капитальные вложения складываются из затрат на оборудование, а именно: излучателя ($K_{ИЗ}$, руб., электрического или газового), а

также из системы энергоснабжения выбранного типа устройства ($K_{сэ}$, руб.). На рисунке 6.4 приведены показатели составляющих дополнительной сметной стоимости систем поддержания температуры поверхности выше порогового значения в зависимости от площади теплообмена. Для примера было подобрано следующее оборудование: система кондиционирования зоны ледового поля (СКВ-ЛП) – ВЕРОСА-500-173-03-21-У3_231028695-1-ВРЖ и ВЕРОСА-500-173-03-21-У3_231028695-ВРЖ; система осушения воздуха (ОУ) – POLAR BEAR ST 130В; система продувочной вентиляции (ПНУ) – Rosenberg 3500/3-E27; система лучистого обогрева (ИЗ) – Schwank серия 2100 ГИИ-20.

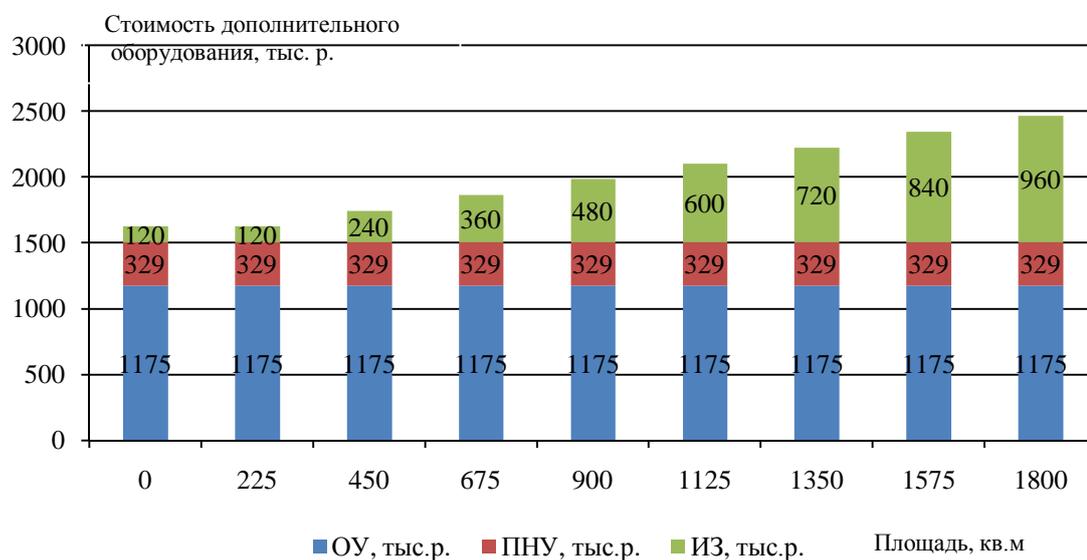


Рисунок 6.4 – Показатели динамики расчетной стоимости для дополнительного оборудования системы вентиляции при разной площади обслуживаемой поверхности покрытия

Состав эксплуатационных расходов на работу основной системы кондиционирования воздуха был подробно рассмотрен ранее. Расходы при работе системы осушения в большей степени зависят от величины электропотребления холодильной установки, $I_{э}$, подвод воды и подключение дополнительного оборудования для данных установок не требуются, поскольку в качестве хладагента применяется фреон. Для систем продувочной вентиляции с электрическими калориферами определяющей будет являться та же величина электропотребления. Здесь необходимо отметить, что применение водяных калориферов

зачастую нецелесообразно, поскольку режим работы данной системы периодический и требует дополнительных капитальных вложений и обслуживания. Для местного газолучистого обогрева эксплуатационные расходы, I_G , зависят от объема потребляемого газа. А при наличии системы удаления продуктов сгорания – от электропотребления вытяжными вентиляторами, I_{Σ} . Для всех рассмотренных систем учитываются амортизационные отчисления, I_A , а так же затраты на капитальный и текущий ремонт, I_T .

В таблице 6.8 приведены значения показателей расхода энергоресурсов в составе эксплуатационных затрат для вариантов систем предотвращения выпадения конденсата на строительных и ограждающих конструкциях.

Таблица 6.8 – Годовые эксплуатационные затраты на энергетические ресурсы

НАИМЕНОВАНИЕ РАСХОДА ЭНЕРГОРЕСУРСОВ	ПОКАЗАТЕЛИ РАСХОДА ЭНЕРГОРЕСУРСОВ			
	СКВ-ЛП	ОУ	ПНУ	ИЗ
Теплоты (Q_m , МВт)	0,0952	-	-	-
Электроэнергии (Q_e , МВт·ч)	0,014	0,003	0,01	-
Газа ($G_{газ}$, м ³ /ч)	-	-	-	2,3

Примечание: Тарифы на ресурсы: $C_m=1908,01$ руб./Гкал, $C_e=4,85$ руб./кВт·ч., $C_g=7000$ руб./1000 куб. м.

Исходя из графика (рис. 2.16), характерного для климатической полосы Центрального Черноземья, определено предельное время простоя оборудования, равное 120 час. При времени простоя от нуля до 60 часов конденсации влаги на поверхности конструкций может не наблюдаться. Поскольку не требуется расход энергоресурсов на работу кондиционера, их стоимость можно рассматривать как экономию затрат, которая будет возрастать при увеличении времени простоя и, соответственно, площади выпадения конденсата. А в период от 60 до 120 час. простоя имеет место увеличение конденсации влаги на поверхности покрытия от нуля до 1800 кв. м, и, соответственно, возрастает экономия затрат на энергоресурсы для эксплуатации кондиционера. Эта экономия будет уменьшаться на сумму дополнительного расхода энергоресурсов, предназначенного для обслуживания поверхностей установками ОУ и ПНУ (первый вариант) или ИЗ (второй вариант) в период простоя от 60 до 120 час. Техничко-экономические показатели для площади выпадения конденсата, кратной площади обслуживания кровли ИЗ, приведены в таблице 6.9.

Таблица 6.9 – Техничко-экономические показатели для площади выпадения конденсата

ПОКАЗАТЕЛИ	ПЛОЩАДЬ ВЫПАДЕНИЯ КОНДЕНСАТА, кв. м								
	0	225	450	675	900	1125	1350	1575	1800
1.Период времени, час.	60	85	100	108	110	112	114	117	120
2.Количество <i>ИЗ</i> , ед.	0	1	2	3	4	5	6	7	8
3.Стоимость <i>ИЗ</i> , тыс. руб.	0	120	240	360	480	600	720	840	960
4.Экономия энергоресурсов, руб., СКВ-ЛП (+)	9060	12833	15100	16307	16608	16910	17212	17665	18118
5.Затраты газа, тыс. руб., <i>ИЗ</i> (-)	0	402	644	773	805	837	869	918	966
6.Затраты энергоресурсов, руб., <i>ОУ</i> (-)	873	1237	1455	1571	1600	1629	1659	1702	1746
7.Затраты энергоресурсов, руб., <i>ПНУ</i> (-)	2910	4122	4850	5238	5335	5432	5529	5674	5820
8.Экономия энергоресурсов, руб., СКВ-ЛП, <i>ОУ</i>, <i>ПНУ</i> (+)	5277	7474	8795	9498	9673	9849	10024	10289	10552
9.Экономия энергоресурсов, руб., СКВ-ЛП, <i>ИЗ</i> (+)	9060	12431	14456	15534	15803	16073	16343	16747	17152

Для показателей таблицы 6.9 можно определить срок окупаемости оборудования по двум вариантам обслуживания поверхности кровли крытого катка, приведенных на рисунках 6.5 и 6.6.

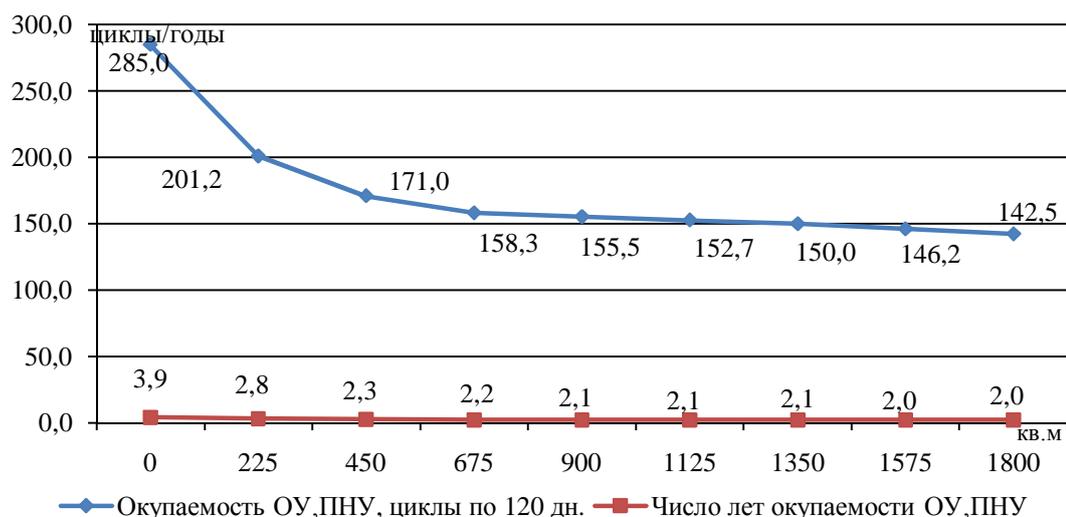


Рисунок 6.5 – Диаграмма срока окупаемости оборудования для варианта осушения поверхности кровли *ОУ*, *ПНУ* от площади обслуживаемой поверхности кровли

Результаты расчетов показали, что для приведенных данных варианта оборудования для осушения поверхности кровли *ОУ*, *ПНЦ* срок окупаемости снижается, поскольку его стоимость остается постоянной, а экономия от снижения стоимости энергоресурсов в результате отключения системы кондиционирования увеличивается при большей площади конденсации на поверхности конструкции кровли в соответствии с рисунком 2.16. Срок окупаемости снижается с 3,9 до 2 лет при увеличении площади обогрева.

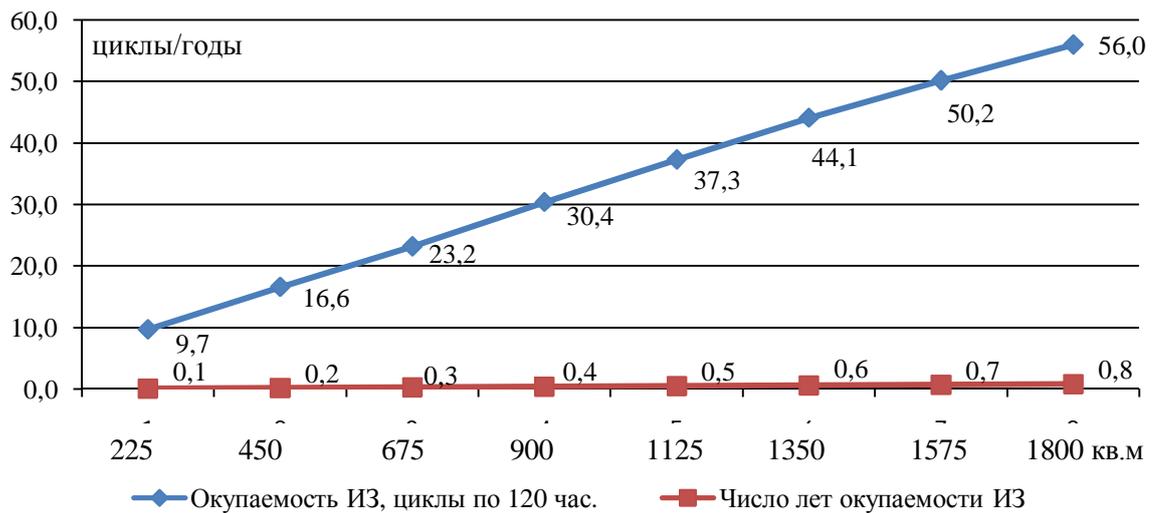


Рисунок 6.6 – Диаграмма срока окупаемости оборудования для варианта осушения поверхности кровли *ИЗ* для площади обслуживаемой поверхности кровли

Срок окупаемости оборудования для варианта осушения поверхности кровли *ИЗ*, наоборот, возрастает при увеличении поверхности с конденсацией влаги, поэтому целесообразно не допускать значительного увлажнения и включать оборудование при диапазоне площади конденсации от нуля до 225 кв. м, начиная с 60-85 час. отключения кондиционера. Очевидна экономическая целесообразность применения местного газолучистого отопления для обогрева локальных зон, подверженных конденсации влаги при отключении системы кондиционирования воздуха в помещениях крытых катков.

6.5 Выводы по шестой главе

Выбран и обоснован метод приведения частных критериев оптимальности к нормируемому виду, в котором в качестве делителя предлагается применять максимальное значение частного критерия, которое достигается в области существования проектных решений. Обоснован выбор метода расчета и проведены вычисления веса преобразованных частных критериев предпочтения методом ранжирования. Разработана математическая модель и алгоритм расчета обобщенного аддитивного векторного критерия оптимальности проектного решения, учитывающего изменение расходов теплоты, холода, электроэнергии, трудоемкости производимых работ, степени осушения воздуха и коэффициента эффективности воздухообмена. Проведена верификация модели по сумме дисконтированных затрат на этапах строительства и эксплуатации крытых ледовых катков.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В диссертационной работе разработана методология создания системы обеспечения микроклимата в условиях фазовых превращений в помещении, которая рассмотрена на примере крытых ледовых катков. Методология базируется на применении комбинированного аналитико-имитационного моделирования, включающего следующие разномасштабные модели:

- модель тепломассообменных процессов в условиях фазовых превращений в помещении, учитывающую наличие течения Стефана;

- численную модель волнового течения тонкой пленки конденсата на горизонтальной пластине тающего льда;

- модель конвективного теплообмена поверхности льда с влажным воздухом при переменной тепловой проводимости тонкой пленки;

- модель для коэффициента массоотдачи при волновом течении тонкой пленки жидкости на базе тройной аналогии тепломассообменных процессов;

- итерационную модель стационарного радиационно-конвективного теплообмена строительных конструкций с воздухом верхней зоны крытого катка;

- модель нестационарного сложного теплообмена конструкции перекрытия с влажным воздухом;

- модель аддитивного векторного критерия оптимальности конструктивных решений для систем вентиляции и кондиционирования воздуха крытых катков.

Предложенный общий подход к вариантному проектированию энергоэффективных систем вентиляции и кондиционирования воздуха крытых ледовых катков учитывает наличие характерных областей с отличающимися температурами и влажностью, обусловленное технологическими, строительными и планировочными особенностями обслуживаемых помещений.

2. Разработана и верифицирована модель вентиляционных потоков, позволяющая получить распределение скорости, температуры и влагосодержания воздуха в помещении крытого ледового катка без зрителей для различных принципов организации распределения воздуха и учитывающая процессы испарения, кон-

денсации и кристаллизации на поверхности ледового поля. Получено распределение влагосодержания воздуха в помещении крытого ледового катка при отсутствии организованного воздухообмена, возникающее под действием течения Стефана, что позволило определить зависимость нарастания скорости и площади конденсации водяного пара на строительных конструкциях от высоты помещения. В результате стало возможным теоретическое обоснование выбора рациональных технических решений и режимов работы систем обеспечения микроклимата в условиях фазовых превращений воды.

3. Экспериментально доказано формирование волнового течения пленки воды на поверхности тающего льда при условиях течения набегающего потока воздуха, характерных для неорганизованного воздухообмена сопровождающегося явлением Стефана. Подтвержден рост величины теплового потока на 15–20 % при омывании горизонтальной пластины льда потоком воздуха с критерием Рейнольдса более $2,266 \times 10^4$. Построена математическая модель развития течения тонкой пленки жидкости на горизонтальной поверхности льда под действием сдвиговых усилий потока воздуха, учитывающая возможность двойного фазового перехода воды. Установленные закономерности, описывающие изменение продольного профиля тонкой пленки, возникающие при течении жидкости под действием сдвиговых усилий, позволяют повысить точность расчета коэффициента теплоотдачи льда при различных значениях подвижности воздуха, его температуры и влажности.

Предложена модифицированная модель расчета коэффициента теплоотдачи горизонтальной поверхности льда, учитывающая переменную толщину пленки при ее волновом течении по горизонтальной пластине, которая позволит избежать формирования избыточных мощностей систем кондиционирования на этапе их проектирования и повысить эффективность управления режимами работы системы подготовки приточного воздуха для обеспечения требуемых свойств искусственного льда при изменении вида проводимых мероприятий без дополнительных энергозатрат.

4. Построена модель сложного теплообмена конструкции перекрытия ледового катка с влажным воздухом верхней зоны, основанная на совместном решении системы уравнений теплопроводности, Фурье, Стефана-Больцмана и Бугера-Бэра, для определения времени ее охлаждения до температуры точки росы при регулировании режима работы системы обеспечения микроклимата. Это позволило учесть ослабление радиационного выхолаживания внутренних поверхностей элементов перекрытия, что объясняется способностью влажного воздуха поглощать излучение от массива искусственного льда.

5. Разработаны усовершенствованная методика и программа расчета нестационарного радиационно-конвективного теплообмена конструкций перекрытия ледового катка, отличающиеся от существующих учетом смещения теплового центра при несимметричном охлаждении в случае разнонаправленности тепловых потоков на противоположных гранях конструкции. Также учтены пространственные и конструктивные характеристики элементов перекрытия путем введения среднего коэффициента облучения и суммарного коэффициента теплоотдачи поверхностей тел конечных размеров. Предложенные изменения способствуют повышению точности расчета времени охлаждения внутренней поверхности перекрытия до температуры точки росы при работе и простое системы обеспечения микроклимата, что позволяет снизить капитальные и эксплуатационные затраты на проектируемые системы.

6. Предложены новый подход к организации воздухораспределения в помещении крытого катка и конструкция приточно-вытяжной установки системы кондиционирования, отличающиеся от существующих возможностью двухступенчатого смешения наружного и рециркуляционного воздуха, отбираемого из верхней и нижней частей обслуживаемой зоны, и направленные на регулирование влагосодержания приточного воздуха путем использования градиентов температуры и влажности. Предложенные конструктивные решения позволяют добиться снижения энергетических затрат на осушение наружного воздуха при эксплуатации системы кондиционирования в холодный период года.

7. Разработаны методика и программный комплекс на языке программирования Python для расчета параметров микроклимата зоны ледового поля для автоматизированного определения оптимального соотношения расходов подаваемого воздуха на первую и вторую ступени рециркуляции, учитывающие интенсивность массообмена между воздухом и пленкой конденсата при ее волновом течении посредством тройной аналогии тепломассообменных процессов. Составленное математическое описание позволяет определить наиболее рациональный режим работы оборудования системы кондиционирования исходя из минимума энергозатрат в зависимости от изменяющихся температуры и влажности наружного воздуха для предлагаемого и существующих подходов к организации воздухораспределения в крытых ледовых катках без зрителей.

8. Разработаны и обоснованы математическая модель и алгоритм расчета обобщенного векторного критерия поиска наилучшего варианта проектного решения при теоретическом обосновании системы обеспечения микроклимата крытого катка, базирующиеся на основе метода взвешенных сумм. Важной характеристикой модели является применение укрупненных параметров, описывающих изменение расходов теплоты, холода, электроэнергии, трудоемкости производимых работ, степени осушения воздуха и коэффициента эффективности воздухообмена систем вентиляции и кондиционирования. Разработанный пакет программ для ЭВМ предназначен для автоматизации части расчетов при вариантном проектировании систем обеспечения микроклимата с ограниченным набором исходных данных и сохраняет допустимую точность расчета качественных и количественных характеристик проектируемой системы. Верификация модели по сумме дисконтированных затрат на этапах строительства и эксплуатации позволила выявить область ее применимости с учетом вложений в центральный кондиционер; систему приточно-вытяжных воздуховодов, включая затраты на тепловую изоляцию, воздухораспределительные и воздухозаборные устройства; компрессорные установки; систему автоматики и регулирования.

Перспективы дальнейшей разработки темы: получение аналитического решения системы уравнений гидродинамики, описывающего развитие волнового

течения тонкой пленки конденсата на горизонтальной пластине под действием сдвиговых усилий ламинарных и турбулентных набегающих потоков влажного воздуха; получение эмпирических зависимостей температуры и влажности воздуха верхней зоны ледового катка в зависимости от схемы воздухораспределения, высоты помещения и суммарных теплоизбытков в обслуживаемой зоне при наличии зрителей; разработка аналитических зависимостей для расчета сложного нестационарного теплообмена строительных конструкций при наличии несимметричного охлаждения тел конечных размеров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамкина, Д.В. Особенности вентиляции зрительных залов / Д.В. Абрамкина, Г.А. Петров // Строительство и архитектура. – 2021. – Т. 9. – №1. – С. 11-15.
2. Абрамович, Г. Н. Теория турбулентных струй / Г.Н. Абрамович. – М.: ЭКОЛИТ, 2011. – 720 с.
3. Авезов, Р.Р. Температурный режим воздушной среды помещений с инсоляционной пассивной системой отопления / Р.Р. Авезов, Н.Р. Авезова, М.А. Куралов, Д.У. Абдухамидов // Сантехника. Отопление. Кондиционирование. – 2015. – №10(166). – С. 39-40.
4. Авхадиев, Ф.Г. Конформные отображения и краевые задачи / Ф. Г. Авхадиев. – К.: Математика, 1996. – 216 с.
5. Абрамкина, Д. В. Расчет почасовых значений тепловой нагрузки на систему кондиционирования воздуха с автоматизированным управлением / Д.В. Абрамкина // Естественные и технические науки. – 2017. – № 6(108). – С. 138-140
6. Актершев С.П. Влияние волн на теплоперенос в пленке жидкости с фазовым превращением / С.В. Алексеенко, С.П. Актершев // В сборнике: Труды Шестой Российской национальной конференции по теплообмену. – 2014. – С. 661-664.
7. Актершев С.П. Волновое течение испаряющейся пленки жидкости / С.П. Актершев, С.В. Алексеенко // Известия Томского политехнического университета. – 2014. – Т. 324. – №4. – С. 6-14.
8. Абдоллахи, Х. Обзор влияния различных параметров на контактную теплопередачу / Х. Абдоллахи, С. Шахраки, М. Мотахари-Нежад // Теплофизика и аэромеханика. – 2017. – Т. 24, № 4. – С. 513-528.
9. Алексеенко С.В. Численное моделирование обледенения цилиндра и профиля. Обзор моделей и результаты расчетов / С.В. Алексеенко, А.А. Приходько // Ученые записки ЦАГИ. – 2013. – Т. 44. – №6. – С. 25-57.
10. Аверкин, А. Г. Инженерные решения при проектировании центральных систем кондиционирования воздуха (СКВ) / А.Г. Аверкин, Д.Д. Гриняев // Образование и наука в современном мире. Инновации. – 2023. – № 6(49). – С. 135-142.

11. Анисимов, С.М. Решение задачи турбулентного переноса импульса, тепла, примеси в объеме «чаши» ледовой арены / С.М. Анисимов, Д.М. Денисихина, В. И. Полушкин // Вестник гражданских инженеров. – 2012. – №5. – С. 149-155.

12. Аралов Е.С. К методике определения плотности лучистых тепловых потоков от излучателей линейной протяженности / Е.С. Аралов, В.Н. Мелькумов, Б.М. Кумицкий, С.В. Чуйкин // Инженерно-строительный вестник Прикаспия. – 2023. – №3(45). – С. 22-27.

13. Аралов Е.С. Эффективная конструкция двухзонного темного газолучистого обогревателя / Е.С. Аралов, С.В. Чуйкин // В сборнике: Математическое и экспериментальное моделирование физических процессов. Сборник материалов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Под научной редакцией В.М. Козина. Биробиджан, 2023. – С. 62-66.

14. Архаров И.А. Исследование влияния модифицирующих присадок на структуру и свойства ледовых покрытий спортивного назначения / И.А. Архаров, Г.Ю. Гончарова, Ж.В. Прусова // Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. – 2012. – №5(5). – С. 19.

15. Архаров, А.М. Основы криологии. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных систем: монография / А. М. Архаров. – Москва: Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, 2014. – 512 с.

16. Ахиезер, Н.И. Элементы теории эллиптических функций / Н. И. Ахиезер. – 2-е изд. – М.: Наука, 1970. – 304 с.

17. Ахмадиев Ф.Г. Математическое и физическое моделирование пленочной конденсации в пластинчатых теплообменниках / Ф.Г. Ахмадиев, Р.М. Гильфанов, М.И. Фарахов, А.А. Ахмитшин // Математические методы в технике и технологиях. ММТТ. – 2020. – Т. 5. – С. 25-30.

18. Баранова Л.И. Руководство по проектированию эффективной вентиляции / Л.И. Баранова, Е.Г. Малявиной // АВОК. – №2. – 2003. С. 10-19.

19. Баранова Л.И. Руководство по проектированию эффективной вентиляции / Л.И. Баранова, Е.Г. Малявиной // АВОК. – №3. – 2003. С. 20-25.

20. Бурцева, В. С. Снижение энергоемкости систем технологического кондиционирования воздуха ЦОД и их декарбонизация / В. С. Бурцева // АВОК: Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. – 2021. – № 7. – С. 12-19.

21. Баскаков, А. П. Обобщенное соотношение для оценки влияния стефановского потока на коэффициент теплоотдачи / А. П. Баскаков, О. А. Раков // Теплоэнергетика. – 2013. – № 11. – С. 43. – DOI 10.1134/S004036361308002X.

22. Батищев, Д. И. Многокритериальный выбор с учетом индивидуальных предпочтений / Д. И. Батищев, Д. Е. Шапошников. – Н. Новгород: ИПФ РАН, 1994. – 92 с.

23. Батищев, Д.И. Методы оптимального проектирования / Д.И. Батищев. – М.: Радио и связь, 1984. – 248 с.

24. Бараков А.В. Повышение энергетической эффективности систем вентиляции жилых и промышленных помещений / А. В. Бараков, В. Ю. Дубанин, Н. Н. Кожухов, Д. А. Прутских // Вестник Воронежского государственного технического университета. – 2018. – Т. 14, № 6. – С. 80-86.

25. Белов, И. А. Моделирование турбулентных течений / И. А. Белов, С. А. Исаев, Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2001. 108 с.

26. Беляев, К.В. Моделирование трехмерных процессов вентиляции на основе решения уравнений Рейнольдса / К.В. Беляев, Д.А. Никулин, М.Х. Стрелец // Математическое моделирование. – 1998. – Т.1 – С. 71-86.

27. Блюмин, С. Л. Модели и методы принятия решений в условиях неопределенности / С. Л. Блюмин, И. А. Шуйкова. – Липецк: ЛЭГИ, 2001. – 138 с.

28. Богословский, В. Н. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение / В. Н. Богословский, О. Я., Л. В. Петров. – М.: Стройиздат, 1985. – 367 с.

29. Богословский, В. Н. Строительная теплофизика / В. Н. Богословский – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1982.– 189 с.

30. Богословский, В. Н. Тепловой режим здания / В. Н. Богословский. – М.: Стройиздат, 1979. – 247 с.

31. Бордовский, Г. А. Физические основы математического моделирования / Г.А. Бордовский, А.С. Кондратьев, А.Д. Чоудери. – М.: «Академия», 2005. – 320 с.
32. Бородкин А.А. О механизме формирования теплового пограничного слоя в крытых ледовых катках/ А.А. Бородкин // Холодильная техника – 2019. – №3. – С. 22-25.
33. Бодров В.И. Микроклимат зданий и сооружений: монография / В.И. Бодров, М.В. Бодров, Н.А. Трифонов, Т.Н. Чурмеева; Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет. – Нижний Новгород: Арабеск, 2001. – 393 с.
34. Брюханов, О. М. Тепломассообмен / О. М. Брюханов, С. Н. Шевченко. – М.: АСВ, 2005. – 461 с.
35. Видин Ю.В. Аналитический метод расчета нестационарной теплопроводности плоского тела при переменном коэффициенте конвективного теплообмена / Ю.В. Видин, В.С. Злобин, А.А. Федяев, В.Н. Федяева // Системы. Методы. Технологии. – 2022. – №3(55). – С. 66-70.
36. Видин Ю.В. К расчету нестационарного несимметричного температурного поля в плоском теле / Ю.В. Видин, В.С. Злобин, А.А. Федяев, В.Н. Федяева // Системы. Методы. Технологии. – 2022. – №4(56). – С. 53-56.
37. Видин Ю.В. Нестационарная теплопроводность твердых тел на начальной стадии / Ю.В. Видин, В.С. Злобин, Р.В. Казаков, А.А. Федяев, В.Н. Федяева // Системы. Методы. Технологии. – 2022. – №1(53). – С. 72-77.
38. Видин Ю.В. Перемещение теплового центра при несимметричном нагреве плоского тела / Ю.В. Видин, Д.И. Иванов // Известия Томского политехнического университета. – 2013. – Т. 323. – №4. – С. 9-11.
39. Видин Ю.В. Расчет лучистого теплообмена при ламинарном течении жидкости в канале / Ю.В. Видин, В.С. Злобин, Р.В. Казаков // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2015. – №5-6. – С. 3-7.
40. Видин, Ю. В. Инженерные методы расчета задач теплообмена: монография / Ю. В. Видин, В.В. Иванов, Р.В. Казаков. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2014. – 168 с.

41. Вишнеvский, Е. П. Вентиляция и качество воздуха в крытых ледовых аренах / Е. П. Вишнеvский // С.О.К. – 2008. - №10. – С. 34-39.

42. Вожаков И.С. Интегральная модель волновых режимов течения тонкого слоя вязкой жидкости, учитывающая члены второго порядка малости и влияние газового потока / И.С. Вожаков // Сибирский физический журнал. – 2019. – Т. 14. – №1. – С. 17-24.

43. Волков, А.А. Особенности распределения воздуха в системах вентиляции зрительных залов / А. А. Волков, И. С. Марголина, А. А. Бородкин // АВОК. – 2010. - №2. – С. 54-59.

44. Воронец Д. Влажный воздух. Термодинамические свойства и применение: пер. с серб. / Д. Воронец, Д. Козич. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 135 с.

45. Воронов В.П. Аномалия теплоемкости переохлажденной воды и теплота плавления порового льда / В.П.Воронов, В.Э.Поднек // Актуальные проблемы нефти и газа. – 2017. – № 4(19). – С. 11.

46. Воронов В.П. Калориметрическое изучение природы поверхностного плавления льда в пористой среде / В.П. Воронов, Ю.Ф. Кияченко, Е.С. Пикина, В.Э. Поднек // Актуальные проблемы нефти и газа. – 2016. – №2(14). – С. 23.

47. Гвишиани Д.М. Многокритериальные задачи принятия решений / под ред. Д. М. Гвишиани и С.В. Емельянова. – М.: Машиностроение, 1978. – 191 с.

48. Губанов, С. М. Моделирование аэродинамики и теплообмена при вентиляции производственного помещения / С. М. Губанов, А. Ю. Крайнов, Р. А. Шинкевич // Атомная энергия. – 2021. – Т. 131, № 3. – С. 150-155.

49. Гиневская, Р. В. Крытый каток для тренировочных занятий / Р. В. Гиневская // Холодильная техника. – 1990. – №1. – С. 23-25.

50. Гиневский, А.С. Теория турбулентных струй и следов. Интегральные методы расчета / А. С. Гиневский. – М.: Машиностроение, 1969. – 400 с.

51. Гитис, Л.Х. Статистическая классификация и кластерный анализ / Л. Х. Гитис. – М.: Изд-во Московского государственного горного университета, 2003. – 157 с.

52. Гончарова Г.Ю. Исследование процессов тепломассообмена при плечном обтекании ледовых поверхностей с фазовым переходом на границе раздела / Г.Ю. Гончарова, В.П. Пытченко, С.С. Борзов, Г.В. Борщев // Вестник Международной академии холода. – 2021. – № 4. – С. 3-11.

53. Гончарова Г.Ю. Новые возможности снижения силы сопротивления скольжению в ледовых видах спорта / Г.Ю. Гончарова, И.Г. Никифорова // Холодильная техника. – 2015. – №5. – С. 30-37.

54. Гончарова Г.Ю. Особенности распределения высокомолекулярных соединений в ледовых структурах спортивных объектов как одна из задач прикладной физики кристаллизации / Г.Ю. Гончарова, Т.Г. Устюгова, Н.Д. Разомасов // Холодильная техника. – 2015. – №6. – С. 26-33.

55. Гончарова Г.Ю. Создание новых ледовых покрытий спортивного назначения методом молекулярного воздействия и исследование их свойств: диссертация доктора технических наук: 05.04.03 / Гончарова, Галина Юрьевна. – Москва, 2011. – 347 с.

56. Гончарова, Г. Ю. Современные технологии создания ледового покрытия для различных видов спорта, или ледовая гомеопатия / Г. Ю. Гончарова // Холодильная техника. – 2007. – №7. – С. 12-17.

57. Госмен, А. Д. Численные методы исследования течений вязкой жидкости. – М: Мир, 1972. – 452 с.

58. Гранев, В. В. К вопросу проектирования спортивных сооружений / В. В. Гранев // Промышленное и гражданское строительство. – 2013. – №7. – С. 37-39.

59. Гримитлин, А.М. Воздухообмен в цехах судостроительных заводов / А.М. Гримитлин, Г. Позин // Сантехника, Отопление, Кондиционирование. – 2014. – № 1(145). – С. 106-108.

60. Гримитлин, А.М. Вентиляция и отопление судостроительных производств / А.М. Гримитлин, Г.М. Позин // Инженерно-строительный журнал. – 2013. – № 6(41). – С. 7-11.

61. Гримитлин, М.И. Распределение воздуха в помещениях / М. И. Гримитлин. – СПб.: Артия, 1994. – 315 с.

62. Гусенцова Я.А. Дополнение Хантли при определении области рационального использования вытесняющей вентиляции / Гусенцова Я.А. // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2013. – № 5. – С. 81-84.

63. Гусенцова, Я.А. Математическое моделирование систем вытесняющей вентиляции / Я.А. Гусенцова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 1/4(31). – 2008. – С. 9-11.

64. Гухман, А. А. Введение в теорию подобия / А. А. Гухман. – Л.: ЛКИ, 2010. – 296 с.

65. Гухман, А. А. Применение теории подобия к исследованию процессов теплообмена. Процессы переноса в движущейся среде / А. А. Гухман. – Л.: ЛКИ, 2010. – 330 с.

66. Демехин Е.А. Влияние волновых режимов на массообмен в стекающих пленках жидкости / Демехин Е.А., Калайдин Е.Н., Растатурин А.А. // Теплофизика и аэромеханика. – 2005. – Т. 12. – №2. – С. 259-269.

67. Денисихина Д.М. Исследование различных схем воздухораспределения ледовых арен / Д.М. Денисихина // Известия высших учебных заведений. Строительство. – 2015. – № 5 (677). – С. 38-48.

68. Дмитриев, М.Г. Оценка чувствительности линейной свертки частных критериев при экспертном определении весовых коэффициентов / М.Г. Дмитриев, В.А. Ломазов // Искусственный интеллект и принятие решений. – 2014. – №1. – С. 52-56.

69. Дьяченко, Ю.В. Исследование термодинамических циклов воздушно-холодильных машин: монография / Ю.В. Дьяченко. – Нижний Новгород: НГТУ, 2006. – 404 с.

70. Дячек П.И. Температурная неоднородность поверхности ледового поля крытых искусственных катков / П.И. Дячек, Д.Г. Ливанский // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2010. – №2. – С. 41-47.

71. Дацюк, Т. А. Моделирование тепловлажностного режима при проектировании зданий / Т. А. Дацюк, А. М. Гримитлин // Вестник гражданских инженеров. – 2013. – № 3(38). – С. 117-121.

72. Еремкин А.И. Экономическая эффективность энергосбережения в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / А.И. Еремкин, Т.И. Королева, Г.В. Данилин и др. – М.: Из-во АСВ 2008. – 184 с.

73. Еремкин, А. И. Технологическое кондиционирование по типу вытесняющей вентиляции в производственных помещениях с теплоизбытками / А. И. Еремкин, И. Н. Фильчакина // Academia. Архитектура и строительство. – 2007. – №2. – С. 89-92.

74. Еремкин А.И. Особенности применения вытесняющей вентиляции в системах кондиционирования воздуха в залах богослужения православных соборов и храмов / А.И. Еремкин // Региональная архитектура и строительство. – 2020. – № 2 (43). – С. 127-133.

75. Ермаков, Н.О. Оптимизация работы светлого излучателя на бедной газовой смеси / Н.О. Ермаков, С.В. Чуйкин // Сантехника, Отопление, Кондиционирование. – 2021. – № 9 (237). – С. 48-51.

76. Ермаков, Н.О. Проблемы использования биогаза в светлых излучателях / Н.О. Ермаков, С.В. Чуйкин // Градостроительство. Инфраструктура. Коммуникации. – 2020. – № 3 (20). – С. 24-29.

77. Ермаков, Н.О. Эксплуатация светлого излучателя на биогазе / Н.О. Ермаков, С.В. Чуйкин // Известия Юго-Западного государственного университета. – 2022. – Т. 26. – № 1. – С. 43-56.

78. Ермолаев А.Н. Повышение эффективности работы систем газового инфракрасного обогрева производственных зданий: диссертация кандидата технических наук: 05.23.03 / Ермолаев Антон Николаевич. – Пенза, 2018. – 191 с.

79. Жерлыкина М.Н. Теоретическое обоснование режимов работы системы кондиционирования воздуха производственных помещений с незначительными теплоизбытками / М.Н. Жерлыкина, А.И. Колосов, М.Я. Панов, С.В. Чуйкин // Научный журнал строительства и архитектуры. – 2020. – №1(57). – С. 22-29.

80. Зажигаев, Л. С. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента / Л. С. Зажигаев, А. А. Кишьян, Ю. И. Романиков. – М.: Атомиздат, 1978. – 232 с.

81. Зайцев, О.Н. Теплообмен при продольном омывании покрытой пленкой конденсата горизонтальной пластины / О.Н. Зайцев, С.В. Чуйкин, В.В. Волков // Промышленное и гражданское строительство. – 2024. – № 12. – С. 32-38.

82. Иванов, В. И. Конформные отображения и их приложения / В. И. Иванов, В. Ю. Попов. – М.: Едиториал УРСС, 2002. – 324 с.

83. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – 3-е изд., перераб. – М.: «Энергия». 1975. – 488 с.

84. Казаков Р.В. Расчет распределения температуры в ребре постоянного поперечного сечения при радиационном отводе тепла с его поверхности / Р.В. Казаков, Ю.В. Видин // Вестник МГТУ. Труды Мурманского государственного технического университета. – 2015. – Т. 18. – №1. – С. 130-133.

85. Каменев, П. Н. Вентиляция / П. Н. Каменев. – М.: АСВ, 2008. – 624 с.

86. Канарейкин А.И. Охлаждение бесконечной прямоугольной пластины с адиабатически изолированной стороной при граничных условиях третьего рода / А.И. Канарейкин // Вестник Международной академии холода. – 2022. – №3. – С. 74-79.

87. Каутский, А. А. Регулирование и контроль температуры льда искусственного катка // Холодильная техника. – 1975. – №11. – С. 51-52.

88. Келасьев, Н. Г. Конструктивные решения малой ледовой арены для хоккея с шайбой в олимпийском парке Сочи / Н. Г. Келасьев, А. Я. Розенблюм // Промышленное и гражданское строительство. – 2009. – №8. – С. 18-19.

89. Киссер, К.А. Особенности холодоснабжения открытых катков сезонной эксплуатации / К.А. Киссер // Холодильная техника и кондиционирование. – 2013. – №1. – С. 1.

90. Кокорин О.Я. Автономная система теплоснабжения, кондиционирования и вентиляции помещений с ледовой ареной / О.Я. Кокорин, Н.В. Товарас // Холодильная техника. – 2013. – № 10. – С. 33-35.

91. Кокорин О.Я. Инженерные системы помещений с искусственным льдом и снегом / О.Я. Кокорин, Н.В. Товарас. – М.: КУРС, 2022. – 240 с.

92. Кокорин О.Я. Снижение энергопотребления в системах кондиционирования воздуха для помещений с искусственными ледовыми полями / О.Я. Кокорин, Н.В. Товарас // Холодильная техника. – 2012. – № 12. – С. 12-15.

93. Кокорин О.Я. Энергосберегающие системы теплохолодоснабжения и кондиционирования воздуха в спортивных и общественных зданиях, сооружаемых к олимпийским играм "Сочи-2014" / О.Я. Кокорин, Н.В. Товарас, А.П. Иньков // Холодильная техника. – 2008. – № 3. – С. 6-10.

94. Кокорин, О. Я. Анализ энергетических показателей СКВ для помещений тренировочных катков, оборудованных различными системами холодо- и теплоснабжения / О. Я. Кокорин, Н. В. Товарас, А. П. Иньков // Холодильная техника. – 2007. - №10. – С. 14-19.

95. Кокорин, О. Я. Рекомендации по предотвращению конденсации водяных паров на поверхности ферм и перекрытий помещений искусственных катков / О. Я. Кокорин, Н. В. Товарас, А. П. Иньков // Холодильная техника. – 2009. - №2. – С. 8-12.

96. Кокорин, О. Я. Системы кондиционирования воздуха в помещениях искусственных катков с перекрытиями из многослойных клееных деревянных ферм / О. Я. Кокорин, Н. В. Товарас, А. П. Иньков // Холодильная техника. – 2007. - №3. – С. 4-8.

97. Кокорин, О. Я. Системы кондиционирования воздуха помещений искусственных катков с применением осушительных аппаратов / О. Я. Кокорин, А. П. Иньков, Н. В. Товарас // Холодильная техника. – 2006. - №11. – С. 18-22.

98. Кокорин, О. Я. Современные системы кондиционирования воздуха / О. Я. Кокорин. – М.: Изд-во физ.-мат. лит., 2003. – 272 с.

99. Кокорин, О.Я. Энергосберегающие системы кондиционирования воздуха в спортивных и общественных зданиях, сооружаемых к олимпийским играм «сочи-2014» / О.Я. Кокорин, Н.В. Товарас, А.П. Иньков // Холодильная техника. – 2008. - №2. – С. 14-22.

100. Кокорин, О.Я. Энергосберегающие системы кондиционирования воздуха зоны ледового поля помещений искусственных катков / О.Я. Кокорин, Н.В. Товарас, А.П. Иньков // Холодильная техника. – 2009. - №4. – С. 4-7.

101. Колосов М.А. Система вентиляции и кондиционирования большого зала московской консерватории / М.А. Колосов, К.С. Егоров // Холодильная техника. – 2012. – № 10. – С. 12-14.

102. Кольцов, Ю. В. Сравнительный анализ методов оптимизации для решения задачи интервальной оценки потерь электроэнергии / Ю.В. Кольцов, Е.В. Бобошко // Компьютерные исследования и моделирование. – 2013. – Т.5. – №2. – С.231–239

103. Копосов Г.Д. Влияние пленок квазижидкого слоя на поверхности льда на теплофизические свойства дисперсных сред на основе гранулированного льда / Г.Д. Копосов, А.В. Тягунин // Известия Российского государственного педагогического университета им. А.И. Герцена. – 2012. – № 144. – С. 36-44.

104. Копосов Г.Д. Калориметрические исследования квазижидкого слоя на поверхности гранул льда / Г.Д. Копосов, А.В. Тягунин // Письма в ЖЭТФ. – 2011. – Т. 94. – № 5. – С. 406-409.

105. Королев, В.Н. Тепломассообмен: монография / В.Н. Королев. – Урал. федер. ун-т им. первого Президента России Б. Н. Ельцина. – Екатеринбург: Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего профессионального образования Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, 2013. – 250 с.

106. Короткий И.А. Эффективность применения энергосберегающего покрытия для ледовых спортивных сооружений / И.А. Короткий, Д.Е. Федоров, В.Г. Лоншаков // Холодильная техника – 2019. – №3. – С. 26-28.

107. Крейт, Ф. Основы теплопередачи / Ф. Крейт, У. Блэк. – перевод с англ-ийского под ред. Н. А Анфинов. – М.: Мир, 1983. – 512 с.

108. Крылев, Е. С. Некоторые вопросы расчета температурного поля искусственного катка / Е. С. Курылев, Э. Л. Лихтенштейн // Холодильная техника и технология. – 1971. – №11. – С. 33-39.

109. Кувшинов, Ю.Я. Энергосбережение в системе обеспечения микроклимата зданий: монография / Ю. Я. Кувшинов. – Москва: МГСУ: Изд-во Ассоц. строит. вузов, 2010. – 319 с.

110. Кувшинов, Ю.Я. Интеллектуальная система управления процессами формирования микроклимата помещений / Ю.Я. Кувшинов, Р.Ш. Мансуров // АВОК: Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. – 2011. – № 8. – С. 58-65.

111. Лаврентьев, М. А. Методы теории функций комплексного переменного / М. А. Лаврентьев, Б. В. Шабат. – 6-е изд., стер. – М.: Лань, 2002. – 688 с.

112. Лихтенштейн, Э. Л. Влияние условий кристаллизации воды на качество искусственного льда / Э. Л. Лихтенштейн // Холодильная техника. – 1988. – №5. – С. 27-31.

113. Лихтенштейн, Э. Л. Высокогорный спортивный комплекс Медео / Э. Л. Лихтенштейн, В. В. Вдовиченко // Холодильная техника. – 1976. – №6. – С. 6-10.

114. Лихтенштейн, Э. Л. К расчету температурного поля искусственного катка / Э. Л. Лихтенштейн // Холодильная техника. – 1969. – №11. – С. 30-35.

115. Лихтенштейн, Э. Л. Моделирование двумерного температурного поля под холодильными сооружениями / Э. Л. Лихтенштейн // Холодильная техника и технология. – 1971. – №11. – С. 39-44.

116. Лабзовский, Н.А. Непериодические колебания уровня моря / Н.А. Лабзовский: Гидрометеоиздат, 1971. – 237 с.

117. Лобода А.В. Определение скоростных полей воздушных потоков в вентилируемых помещениях с помощью конформных отображений / А. В. Лобода, С. В. Чуйкин // Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. Строительство и архитектура. – 2012. – № 4. – С. 23-31.

118. Лобода, А. В. Использование метода конформных отображений для определения полей скоростей воздушных потоков в задачах вентиляции / А. В. Лобода, С. Н. Кузнецов // Научный вестник Воронежского государственного

архитектурно-строительного университета. Строительство и архитектура. – 2011. – №1(21). – С. 15-21.

119. Логачев, И. Н., Аэродинамические основы аспирации: монография / И. Н. Логачев, К. И. Логачев. – СПб.: Химиздат, 2005. – 659 с.

120. Лыков А.В. Теория теплопроводности / А.В. Лыков. – М.: Высшая школа, 1967. – 599 с.

121. Мартемьянов, Ю. Ф. Экспертные методы принятия решений / Ю.Ф. Мартемьянов, Т.Я. Лазарева. – Тамбов: Изд-во «ТГТУ», 2010. – 80 с.

122. Мачкаши А. Лучистое отопление. – М.: Стройиздат, 1985. – 464 с.

123. Меерович И.Г. Нестационарное температурное поле в многослойных системах / И. Г. Меерович, Г.Ф. Мучник // ТВТ. – 1963. – Т. 1. – №2. – С. 291–298.

124. Мелькумов В.Н. Определение коэффициента теплоотдачи ледовой поверхности для смешанной схемы воздухораспределения / В. Н. Мелькумов, А. В. Лобода, С. В. Чуйкин // Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. Строительство и архитектура. – 2013. – №1(29). – С. 24-31.

125. Мелькумов В.Н. Организация воздухораспределения крытых многофункциональных ледовых арен / В. Н. Мелькумов, С. В. Чуйкин // Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. Строительство и архитектура. – 2012. – №3(27). – С. 29-36.

126. Мелькумов В.Н. Современные способы создания микроклимата крытых ледовых арен и катков / В. Н. Мелькумов, С. В. Чуйкин // Научный журнал. Инженерные системы и сооружения. – 2012. – №2(7). – С. 68-73.

127. Мелькумов, В. Н. Динамика формирования воздушных потоков и полей температур в помещении / В. Н. Мелькумов, С. Н. Кузнецов // Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. Строительство и архитектура. – 2008. – № 4. – С. 172-178.

128. Мелькумов, В. Н. Взаимодействие вентиляционных воздушных потоков с конвективными потоками от источников теплоты / В. Н. Мелькумов, С. Н. Кузнецов // Известия вузов. Строительство. – 2009. – № 1. – С. 63-70.

129. Мелькумов, В. Н. Динамика воздушных потоков и концентраций дымовых газов в сообщающихся помещениях при возникновении очага возгорания и действии вентиляции / В. Н. Мелькумов, С. Н. Кузнецов, В. В. Гулак // Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Строительство и архитектура. – 2011. – №21. – С. 128-134.

130. Миллер Ю.В. Методика определения минимального воздухообмена: традиционные и новые подходы / Ю.В. Миллер // АВОК: Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. – 2019. – №3. – С. 10-17.

131. Миллер Ю.В. Методики определения минимального воздухообмена: традиционные и новые подходы / Ю.В. Миллер // АВОК: Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. – 2019. – №2. – С. 10-19.

132. Мухамедияров Д.О. Использование лучистых панелей для отопления помещений / Д.О. Мухамедияров, А. Ю. Чадов, Е. С. Кудрина [и др.] // Аспирант. – 2020. – № 4(55). – С. 123-125.

133. Макунина, К. В. Конструкция и принцип работы водяных панелей лучистого отопления / К. В. Макунина, С. С. Кузнецов // Ресурсоэнергоэффективные технологии в строительном комплексе региона. – 2023. – № 1(15). – С. 202-207

134. Михалевич А.А. Математическое моделирование массо- теплопереноса при конденсации / А.А. Михалевич. – Минск: Наука и техника, 1982. – 216 с.

135. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М.: «Бастет», 2010. – 344 с.

136. Молчанов, Б.С. Проектирование промышленной вентиляции / Б. С. Молчанов. – М.: RUGRAM, 2022. – 240 с.

137. Муромцев, Д.Ю. Методы оптимизации и принятие проектных решений / Д.Ю. Муромцев, В. Н. Шамкин. – Тамбов: Изд-во «ТГТУ», 2015. – 80 с.

138. Мухачев, Г. А. Термодинамика и теплопередача / Г.А. Мухачев, В.К. Щикин. – 3-е изд., перераб. – М.: «Высшая школа», 1991. – 481 с.

139. Мышкис, А. Д. Элементы теории математических моделей / А. Д. Мышкис. – 3-е изд., исп. – М: КомКнига, 2007. – 192 с.

140. Нагорная А.Н. Проблемы организации воздухораспределения при вытесняющей вентиляции с переменным расходом воздуха на примере зрительного зала театра / А.Н. Нагорная, Н.С. Морозова // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Строительство и архитектура. – 2013. – Т. 13. – № 2. – С. 65-68.

141. Назаров, Ю. П. Анализ проектов конструкций центрального стадиона и большой ледовой арены для хоккея с шайбой в Сочи / Ю. П. Назаров и др.// Промышленное и гражданское строительство. – 2009. – №10. – С. 4-6.

142. Нащокин, В.В. Техническая термодинамика и теплопередача / В.В. Нащокин. – 2-е изд. Перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1975. – 496 с.

143. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха / А.В. Нестеренко – М.: «Высшая школа», 1971 г. – 460с.

144. Ногин, В. Д. Линейная свертка в многокритериальной оптимизации / В.Д. Ногин // Искусственный интеллект и принятие решений. – 2014. – №4. – С. 73-82.

145. Панкратов, В. В. Особенности климатизации ледовых арен / В. В. Панкратов, Н. В. Шилкин // АВОК. – 2009. – №8. – С. 24-36.

146. Пат. 2416058 РФ, МПК F25C3/02. Способ формирования поверхностного слоя массива льда в закрытых помещениях / К. Г. Бирюлин, С. В. Усенков, А. В. Шибяев; 111555, Москва, ул. Сталеваров, 10, корп.1, кв.130, С.В. Усенко; заяв. 05.02.2010; опубл. 10.04.2011, Бюл. №10.

147. Поз, М. Я. Расчет параметров воздушных потоков в вентилируемых помещениях на основе «склейки» течений. Воздухораспределение в вентилируемых помещениях зданий / М. Я. Поз, Р. Д. Кац, А. И. Кудрявцев. – М. 1984. – С. 26-51.

148. Полосин, И. И. Реализация математической модели для оценки эффективности схем организации воздухообмена в цехах гальванопокрытий / И.

И. Полосин, С. Н. Кузнецов, А. В. Портянников, А. В. Дерепасов // Приволжский научный журнал. – 2009. – № 2(10). – С. 42-47.

149. Полосин, И. И. Динамика процессов промышленной вентиляции: специальность 05.23.03 – Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Полосин Иван Иванович. – Воронеж, 2001. – 360 с.

150. Почекунин П.С. Особенности создания параметров микроклимата во влажных помещениях с пониженной температурой / П.С. Почекунин // Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета. – 2022. – № 1 (50). – С. 65-72.

151. Пухкал В.А. Воздухораспределение в помещениях ледовых площадок со зрителями / В.А. Пухкал, Д.А. Юстус // Строительство уникальных зданий и сооружений. – 12(39). – 2015. – С. 7-31.

152. Раздрогин И.В. Технологическое и архитектурное проектирование ледовой арены для скоростного бега на коньках / И.В. Раздрогин, М.А. Колосов, И.Н. Серебринникова // Холодильная техника. – 2017. – № 12. – С. 4-9.

153. Различные области применения холода / под ред. А. В. Быкова. – М.: Агропромиздат, 1985. – 272 с.

154. Растатурин А.А. Влияние волн на массообмен в пленках жидкости и методы его интенсификации: диссертация кандидата физико-математических наук: 01.02.05 / Растатурин Алексей Александрович. – Краснодар, 2007. – 142 с.

155. Родин А.К. Газовое лучистое отопление. – Л.: Недра, 1987 – 191 с.

156. Романова, И.К. Об одном подходе к определению весовых коэффициентов метода пространства состояний / И.К. Романова // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2015. – №4. – С. 105-129.

157. Румшинский, Л.З. Элементы теории вероятностей / Л. З. Румшинский. – М.: Из-во физ.мат. литература, 1963. – 157 с.

158. Русаков С.В. К выбору схемы распределения воздуха от систем вентиляции и кондиционирования в зале малого крытого ледового катка / С.В. Ру-

саков // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия Холодильная техника и кондиционирование. – № 2/3 – 2017. – С. 26-33.

159. Русаков С.В. К расчету тепловых и влажностных нагрузок ледовых катков нагрузка от радиационного переноса теплоты / Русаков С.В. // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. – 2014. – № 1. – С. 10.

160. Русаков С.В. Оценка влияния влажности воздуха на качество микроклимата в зале ледового катка и на состояние ледовой поверхности / С.В. Русаков // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. – 2015. – № 2. – С. 92-101.

161. Рыжкин И.А. Модель квазижидкого поверхностного слоя льда / И.А. Рыжкин, М.И. Рыжкин, В.В. Сеницын, А.В. Клюев // Письма в Журнал экспериментальной и теоретической физики. – 2017. – Т.106. – №11-12. – С. 724-728.

162. Самарин, О.Д. Расчет теплового режима помещения при автоматическом регулировании климатических систем / О.Д. Самарин // Вестник МГСУ. – 2020. – Т. 15, № 4. – С. 585-591.

163. Самарский, А. А. Вычислительная теплопередача / А. А. Самарский, П. Н. Вабищевич. – М: Едиториал УРСС, 2003. – 784 с.

164. Свешников, А. Г. Теория функций комплексной переменной / А. Г. Свешников, А. Н. Тихонов. – М.: Наука-Физмат, 1999. – 336 с.

165. Свистунов, В. М. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха объектов агропромышленного комплекса и жилищно-коммунального хозяйства: учебник для вузов / В. М. Свистунов, Н. К. Пушняков – СПб.: Политехника, 2001. – 423 с.

166. Скиспад, Х. Вытесняющая вентиляция в непроизводственных зданиях / Х. Скиспад, Э. Мундт, П. Нильсен, К. Хагстрем, Й. Райлно пер. с англ. – М.: АВОК-ПРЕСС. – 2003. – 100 с.

167. Скларов, К. А. Двухмерное стационарное движение воздушного потока в помещениях с перегородками / К. А. Скларов, А. В. Черемисин, С. П. Павлюков // Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-

строительного университета. Строительство и архитектура. – 2008. – №1 (9). – С. 118-123.

168. Скляр, К. А. Моделирование взаимодействия вентиляционных потоков с конвективными потоками от источников теплоты: диссертация кандидата технических наук: 05.23.03 / Скляр Кирилл Александрович. – Воронеж, 2008. – 122 с.

169. Скляр, К. А. Метод расчета рациональных режимов работы местной и общеобменной вентиляции / К. А. Скляр, С. А. Колодяжный, Д. А. Драпалюк // Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Физико-химические проблемы и высокие технологии строительного материаловедения. – 2012. – № 5. – С. 116-118.

170. Солодов А.П. Элементарные модели теплообмена при конденсации / А.П. Солодов, Е.В. Ехов. – М.: МЭИ, 2006. – 52 с.

171. Сорокин, Н. С. Вентиляция, отопление и кондиционирование воздуха на текстильных предприятиях. – М.: Легкая индустрия, 1974. – 328 с.

172. Сотникова, О. А. Адаптивные системы вентиляции торговых центров / О. А. Сотникова, Е. Г. Иваницкая // Научный журнал. Инженерные системы и сооружения. – 2014. – № 3(16). – С. 44-48.

173. Сотникова, О. А. Моделирование распределения трехмерных стационарных воздушных потоков в помещении / О. А. Сотникова, И. С. Кузнецов, Л. Ю. Гусева // Вестник Воронежского государственного технического университета. – 2007. – Т. 3. – № 6. – С. 121-123.

174. Сошин Р.О. Анализ обследования систем обеспечения микроклимата ледовой арены «Ерофей» / Р.О. Сошин, Н.В. Ткаченко // Новые идеи нового века: материалы международной научной конференции ФАД ТОГУ. – 2017. – Т. 3. – С. 357-360.

175. Салогуб, Л. П. К вопросу проектирования крытых малых ледовых арен / Л. П. Салогуб, Д. И. Кузина // Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Высокие технологии. Экология. – 2016. – № 1. – С. 89-92.

176. Старкова Л.Г. Анализ схем вентиляции крытого катка с помощью числовой модели воздушных потоков / Л.Г. Старкова, Е.Ю. Анисимова, Н.Г. Сорокина, С.Л. Дегтярь // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Строительство и архитектура. – 2021. – Т. 21. – № 3. – С. 42-50.

177. Тарасова, Е. В. Схемы и конструкции аккумуляторов естественного холода в системах кондиционирования воздуха / Е. В. Тарасова, А. С. Штым // Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета. – 2012. – № 4(13). – С. 70-78.

178. Тарасова Е.В. Изменение термодинамических параметров охлажденного воздуха при прямом контакте с естественным источником холода / Е.В. Тарасова, А.С. Штым // Вестник гражданских инженеров. – 2012. – №6(35). – С. 107-112.

179. Тарасова, В. В. Математическое моделирование нестационарных тепловых процессов в ограждающих конструкциях зданий / В. В. Тарасова // Современные наукоемкие технологии. – 2016. – № 8-2. – С. 265-269.

180. Тарасова, Е. В. Охлаждение воздуха при контакте с естественными источниками холода / Е. В. Тарасова, А. С. Штым // Сантехника. Отопление. Кондиционирование. – 2014. - №2. – С. 68-69.

181. Таунсед, А. А. Структура турбулентного потока с поперечным сдвигом / А. А. Таунсед. – М.: Иностранная литература, 1959. – 318 с.

182. Тимофеев М.В. Математическое моделирование процессов в технологии машиностроения / М.В. Тимофеев, Е.В. Тимофеева. – Рыбинск: РГАТУ имени П.А. Соловьёва, 2015. – 155 с.

183. Тымчака В.М. Расчет нагревательных и термических печей / В.М. Тымчака, В.Л. Гусовского. – М.: Metallurgia, 1983. 480 с.

184. Устроев, А.А. Методика формирования обобщенного критерия оптимизации конструктивно-технологических параметров и режимов работы сельскохозяйственных машин на этапах разработки и испытаний / А.А. Устроев // Технологии и технические средства механизированного производства продукции растениеводства и животноводства. – 2017. – №93. – С. 71-77.

185. Формалев, В. Ф. Моделирование тепломассопереноса в композиционных материалах при наличии тепловых волн фазовых переходов / В. Ф. Формалев, С. А. Колесник, Б. А. Гарибян // СТИН. – 2024. – № 4. – С. 10-13.

186. Формалев В.Ф. Нестационарный теплоперенос в анизотропном полупространстве в условиях теплообмена с окружающей средой, имеющей заданную температуру / В.Ф. Формалев, С.А. Колесник, Е.Л. Кузнецова // ТВТ. – 2016 – Т. 54. – № 6. – С. 876-882.

187. Хамханова, Д. Н. Теоретические основы обеспечения единства экспертных измерений / Д. Н. Хамханова. – Улан-Удэ: Изд-во ВСГТУ, 2006. – 170с.

188. Хартвич, П. М. Односторонняя схема высокой точности для расчета несжимаемых трехмерных течений по уравнениям Навье-Стокса / П. М. Хартвич, Ч. Х. Су // Аэрокосмическая техника. – 1990. - №7. – С. 95-105.

189. Хаузен, Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе / Х. Хаузен. – М.: Энергоиздат, 1981. – 384 с.

190. Хрусталеv, Б. М. Теплоснабжение и вентиляция / Б. М. Хрусталеv, Ю. Я. Кувшинов, В. М. Копко. – М.: АСВ, 2008. – 784 с.

191. Худошин И.И. Влияние схемы организации воздухообмена на эффективность вентиляции в зрительных залах / И.И. Худошин, Н.В. Ткаченко // Новые идеи нового века: материалы международной научной конференции ФАД ТОГУ. – 2020. – Т. 3. – С. 488-492.

192. Цвелодуб О.Ю. Моделирование волновых режимов на пленке вязкой жидкости, стекающей по вертикальной плоскости // Теплофизика и аэромеханика. 2012. Т. 19, № 2. С. 183-192.

193. Цветков, Ф. Ф. Тепломассообмен / Ф. Ф. Цветков, Б. А. Григорьев. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2005. – 550 с.

194. Цирельман, Н. М. Прямые и обратные задачи тепломассопереноса / Н. М. Цирельман. – М.: Энергоатомиздат, 2005. – 392 с.

195. Chuykin S.V. Modeling of non-stationary heat transfer of floor structures of rooms with artificial ice / S.V. Chuykin, V.V. Volkov, E.A. Kopytina, D.M. Chu-

dinov // Russian Journal of Building Construction and Architecture. – 2024. – Vol. 61, № 1. – P. 34-45.

196. Чуйкин С.В. Разработка методики и программы расчета параметров воздуха при кондиционировании и вентиляции крытых катков / С.В. Чуйкин // Вестник МГСУ. – 2023. – Т. 18, № 11. – С. 1802-1812.

197. Чуйкин С.В. Теоретическое обоснование параметров продувочного воздуха верхней зоны помещения при наличии радиационного охлаждения / С.В. Чуйкин, А.В. Лобода // Научный журнал строительства и архитектуры. – 2023. – Т. 72, № 4. – С. 24-33.

198. Чуйкин, С.В. К методике определения плотности лучистых тепловых потоков от излучателей линейной протяженности / Е.С. Аралов, В.Н. Мелькумов, Б.М. Кумицкий, С.В. Чуйкин // Инженерно-строительный вестник Прикаспия. – 2023. – Т.45, № 3. – С. 22-27.

199. Чуйкин С.В. Теоретическое обоснование выбора технических решений систем обеспечения микроклимата крытых катков / С.В. Чуйкин, О.А. Куцыгина // Известия вузов. Инвестиции. Строительство. Недвижимость. –2024. – Т.14, № 1.– С. 24-33.

200. Чуйкин С.В. «Газолучистое отопление». Научно-практические проблемы и особенности проектирования / С.В. Чуйкин, Т.А. Змановский, А.Р. Бохан, К.А. Григорьева // Градостроительство. Инфраструктура. Коммуникации. – 2019. – № 4 (17). – С. 29-33.

201. Чуйкин С.В. Вентиляция и экологическая безопасность жилых и общественных помещений / С.В. Чуйкин // Экология и промышленность России. – 2015. – Т. 19. – № 2. – С. 42-44.

202. Чуйкин С.В. Верификация математической модели расчета полей скорости воздушных потоков при вытесняющей вентиляции помещений сложной конфигурации / С.В. Чуйкин, А.В. Лобода // Научный журнал строительства и архитектуры. – 2022. – №4(68). – С. 20-28.

203. Чуйкин С. В. Исследование распределения воздуха в помещениях сложной конфигурации / С. В. Чуйкин, Е. В. Плаксина, К. А. Григорьева // Градостроительство. Инфраструктура. Коммуникации. – 2018. – № 4 (13). – С. 24-28.

204. Чуйкин С.В. Многокритериальная оптимизация проектных решений систем обеспечения микроклимата помещений с искусственным льдом / С.В. Чуйкин, О.А. Куцыгина // Известия Юго-Западного государственного университета. – 2022. – Т. 26. – №2. С. 39-52.

205. Чуйкин С.В. Многокритериальный анализ экологической безопасности объектов строительства / С.В. Чуйкин, А.И. Колосов // Экология и промышленность России. – 2020. – Т. 24. – №3. – С. 54-57.

206. Чуйкин С.В. О применении теории функции комплексного переменного при моделировании воздушных потоков вытесняющей вентиляции / С.В. Чуйкин, А.В. Лобода // Известия высших учебных заведений. Строительство. – 2022. – №6(762). – С. 70-80.

207. Чуйкин С.В. Применение теории функции комплексного переменного при решении задач вентиляции / С.В. Чуйкин // Научный журнал. Инженерные системы и сооружения. – 2014. – № 4-2(17). – С. 33-37.

208. Чуйкин С.В. Разработка конструкции и совершенствование методики расчёта двухзонного тёмного газолучистого обогревателя для отопления промышленных и общественных помещений / С.В. Чуйкин, Е.С. Аралов // Сантехника, Отопление, Кондиционирование. – 2023. – №2(254). – С. 29-31.

209. Чуйкин С.В. Разработка систем вентиляции и кондиционирования воздуха для крытых ледовых арен / С.В. Чуйкин // диссертация ... кандидата технических наук: 05.23.03 / Воронежский государственный архитектурно-строительный университет. Воронеж, 2013

210. Чуйкин С.В. Совершенствование методики расчета параметров влажного воздуха при проектировании систем кондиционирования помещений с искусственным льдом / С.В. Чуйкин // Инженерно-строительный вестник Прикаспия. – 2023. – №1(43). – С. 65-72.

211. Чуйкин, С. В. Применение конформных отображений при решении задач вытесняющей вентиляции / С. В. Чуйкин, Р. А. Люльков // Научный журнал. Инженерные системы и сооружения. – 2013. – №1(10). – С. 29-36.

212. Чуйкин, С. В. Разработка смешанной схемы воздухораспределения ледовой арены / С.В. Чуйкин, О.В. Свищев, Н.И. Шпак, К.М. Сенькин // Научный журнал. Инженерные системы и сооружения. – 2012. – №4(9). – С. 68-74.

213. Чуйкин, С. В. Сравнительная оценка энергетических затрат на системы кондиционирования воздуха ледовой арены при различных способах организации воздухораспределения / С. В. Чуйкин, М. Н. Жерлыкина, Д. С. Агисhevский, А. А. Карпова // Научный журнал. Инженерные системы и сооружения. – 2013. – №1(10). – С. 72-79.

214. Чуйкин, С. В. Характерные особенности организации микроклимата крытых ледовых арен / С. В. Чуйкин, О. В. Свищев, В. С. Шерстобитова, Ю. А. Соя // Научный журнал. Инженерные системы и сооружения. – 2012. №4(9). – С. 59-67.

215. Шабат, Б. В. Введение в комплексный анализ: в 2 ч. / Б. В. Шабат. – 4-е изд., стер. – М.: Лань, 2004. – 336 с. – 1 ч.

216. Шершнеv, В. Н. Экспериментальное исследование взаимодействия струй / В. Н. Шершнеv // Научный журнал. Инженерные системы и сооружения. – 2009. – № 1(1). – С. 51-59.

217. Шершнеv, В.Н. Взаимодействие струйных течений: монография / С. Н. Шершнеv, Е. М. Черных. – Воронеж: Воронежский ГАСУ, 2009. – 110 с.

218. Шлихтинг, Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. М.: Наука, 1974. – 712 с.

219. Шорин, С. Н. Теплопередача / С. Н. Шорин. – М.: ГИЛСА, 1952. – 340с.

220. Щербенко, В. И. Инновационные технологии заливки льда на крытых катках / В. И. Щербенко, В. И. Кривошеев, А. П. Осипова // Теория и практика физической культуры. – 2012. – №9. – С. 102-104.

221. Ясинский, И.Ф. О применении нейросетевой технологии в газодинамических задачах / И. Ф. Ясинский, Ф. Н. Ясинский // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. – 2015. – №2(356).

222. Ясинский, Ф. Н. Математическое моделирование процессов вентиляции и отопления в больших производственных, культурных и спортивных помещениях / Ф. Н. Ясинский, А. С. Кокорин // Вестник ивановского государственного энергетического университета. – 2010. – №3. – С. 90-92.

223. Akhmadiev F.G. Heat and mass transfer simulation for thin-film two-phase emulsion flow over heated surfaces / F.G. Akhmadiev, R.M. Gil'fanov // Theoretical Foundations of Chemical Engineering. – 2015. – Т.49. – № 4. – С. 351-360.

224. Aktershev S.P. Simulation of three-dimensional waves in a liquid film / S.P. Aktershev, S.V. Alekseenko // Journal of Applied Mechanics and Technical Physics. – 2014. – Т. 55. – №6. – С. 979-989.

225. Aktershev S.P. Wave flow of the condensate film / S.P. Aktershev, S.V. Alekseenko // High Temperature. – 2014. – Т. 52. – №1. – С. 78-85.

226. Alekseenko S.V. Modelling of the stresses produced by the turbulent gas flow over the wavy liquid film / S.V. Alekseenko, D.G. Arkhipov, O.Yu. Tselodub // Transport Phenomena with Moving Boundaries. Berlin, 2007. pp. 51-62.

227. Arkhipov D.G. Symmetry in the problem on wave-flow modes of a thin viscous-fluid layer. / D. Arkhipov, I. Vozhakov, D. Markovich, O. Tselodub // Doklady Physics. – 2016. – Vol. 61. pp. 78-81. 10.1134/S1028335816020051.

228. Chuykin S.V. Multicriterion Analysis of Environmental Safety of Construction Projects / S.V. Chuykin, A.I. Kolosov // Ecology and Industry of Russia. – 2020. – 24(3). – P. 54-57.

229. Chuykin S.V. Problems of developing methods of designing microclimate systems for premises with artificial / S.V. Chuykin // Russian Journal of Building Construction and Architecture. – 2022. – №4(56). – С. 18-28.

230. Chuykin S. V. Determination of the heat return coefficient of the ice surface for the mixed air distribution scheme / S. V. Chuykin, S. S. Glazkov // Scientific herald of the Voronezh state university of architecture and civil engineering. Construction and architecture. – 2013. – №3. – P. 29-38.

231. Chuykin, S. V. Determination of velocity fields of air streams in ventilated rooms with conformal mappings / S. V. Chuykin, A. V. Loboda // Scientific

herald of the Voronezh state university of architecture and civil engineering. Construction and architecture. – 2013. – №3. – P. 39-51.

232. Demokritou, P. The Impact of Ventilation on Air Quality in Indoor Ice Skating Arenas / P. Demokritou, Q. Chen, Y. Chunxin, J. Spengler // Proceedings of Healthy Buildings. – 2000. – Vol. 2. – Pp. 407-412

233. Fourer R. AMPL, A Modeling Language for Mathematical Programming, Second Edition / R. Fourer, D. Gay, B. Kernighan. – Belmont: Duxbury Press, 2003. – 517 p.

234. Heinz, O. Evolution of three-dimensional waves on vertically falling liquid films. Comparison between calculations and experiment / O.Heinz, D.Arhipov, I.Vozhakov, V.Guzanov // Journal of Physics: Conference Series. – 2018. – 1128. – 012010. – 10.1088/1742-6596/1128/1/012010.

235. Ice Rinks//ASHRAE Refrigeration Handbook. CHAPTER 33. – 1994. - p. 33.1 – 33.9.

236. Isaenkov, S. The effect of increasing gas shear on wave structure of thin liquid films / S. Isaenkov, I. Vozhakov, M. Cherdantsev, A. Cherdantsev // EPJ Web of Conferences. – 2019. – 196. – 00015. – 10.1051/epjconf/201919600015.

237. Lang E. Optimization of airflow patterns in cleanrooms by 3D numerical simulation / E. Lang, B. Kegel // «Technical Solutions Through Technical Cooperation» Inst. of Environmental Sciences, San Diego, California, May 6-10. 1991. – P. 171-180.

238. Loboda, A. V. The use of the method of conformal mappings to determine velocity fields of air flows in ventilation problems / A. V. Loboda, S. N. Kuznetsov // Scientific herald of the Voronezh state university of architecture and civil engineering. Construction and architecture. – 2011. – №4. – P. 18-26.

239. Mark Schmidt, Nicolas L Roux, and Francis R Bach. Convergence rates of inexact proximal gradient methods for convex optimization. In Advances in neural information processing systems, pages 1458–1466, 2011.

240. Marshall E. Stability of condensate flow down a vertical wall / E. Marshall, C.Y. Lee // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1973. – Vol. 116. – №1. – p. 41-48.

241. Melkumov V.N. A scheme and method of calculation for ventilation and air conditioning systems of ice arenas / V.N. Melkumov, S.V. Chuikin // Journal of Technology. – 2017. – T. 32. – № 2. – C. 139-146.

242. Melkumov V.N. Conformal mapping in mathematical modelling of air flows in premises / V.N. Melkumov, S.V. Chuikin, K.A. Sklyarov, A.I. Kolosov // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – T.9. –№ 18. – C. 0.

243. Mel'kumov, V. N. Mathematical modelling of air streams in large spaces / V.N. Mel'kumov, A.V. Loboda, S.V. Chujkin // Scientific Herald of the Voronezh State University of Architecture and Civil Engineering. Construction and Architecture. – 2015. – No. 1(25). – P. 15-24.

244. Melkumov V.N. Modelling air flows in premises using conformal mapping / V.N. Melkumov, S.A. Kolodyazhniy, S.V. Chuykin / Middle East Journal of Scientific Research. – 2014. – T. 22. – № 1. – C. 79-81.

245. Melkumov, V. N. Dynamics of air flow and temperature field formation in premise / V. N. Melkumov, S. N. Kuznetsov // Scientific herald of the Voronezh state university of architecture and civil engineering. Construction and architecture. – 2009. – №1. – P. 25-34.

246. Mula J., Peidro D., Díaz-Madroñero M., Vicens E. Mathematical programming models for supply chain production and transport planning Mula J., Peidro D., Díaz-Madroñero M., Vicens E. European Journal of Operational Research. – 2010. – T.204. – №3. – C. 377-390.

247. Nocedal J., Wright S. J. Numerical Optimization. Springer New York, Second edition, 2006.

248. Noumana Issokolo R. J. Modulational instability in thin liquid film flowing down an inclined uniformly heated plate / R.J. Noumana Issokolo, S.E. Mkam Tchouobiap, F. Naha Nzoupe, et al. //AIP Advances. – 2021 – 11. – 10.1063/5.0054537.

249. Oh J., Jeong B. Tactical supply planning in smart manufacturing supply chain / Oh J., Jeong B. // Robotics and Computer-Integrated Manufacturing. – 2019. – T.55. – C. 217-233.

250. Rastaturin A.A. Optimal regimes of heat-mass transfer in a falling film / A.A. Rastaturin, E.N. Kalaidin, E.A. Demekhin // *Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics*. – 2006. – T. – 31. – №1. – C. 1-10.

251. Rastaturin A.A. Optimum regimes of mass transfer in fluid films / A.A. Rastaturin, E.A. Demekhin, E.N. Kalaïdin // *Doklady Physics*. – 2005. – T. 50. – №2. – C. 115-117.

252. Ronshin F.V. Waves in liquid film regimes of adiabatic two-phase flow in a slit microchannel / F.V. Ronshin, Y.A. Dementyev, I.S. Vozhakov // *Journal of Engineering Thermophysics*. – 2020. – T. 29. – № 4. – C. 592-599.

253. Ryzhkin I.A. Quasi-liquid layer theory based on the bulk first-order phase transition / I.A. Ryzhkin, V.F. Petrenko // *Journal of Experimental and Theoretical Physics*. – 2009. – T. 108. – №1. – C. 68-71.

254. Spindler B. Linear stability of liquid films with interfacial phase change / B. Spindler // *Int. J. Heat Mass Transfer*. – 1982. – Vol. 25 – №2. – p. 161-173.

255. Tselodub O.Y. Investigating waves on the surface of a thin liquid film entrained by a turbulent gas flow: modeling beyond the “quasi-laminar” approximation / O.Y. Tselodub, D.G. Arkhipov, I.S. Vozhakov // *Thermophysics and Aeromechanics*. – 2021. – T. 28. – №2. – C. 223-236.

256. Tselodub O.Yu. Nonlinear wave simulation on a surface of liquid film entrained by turbulent gas flow at weightlessness / O.Yu. Tselodub, D.G. Arkhipov // *Microgravity Sci. and Technology*. – 2013. – Vol. 25. – № 3. – pp. 179-186.

257. Tselodub, O. Simulating waves on a horizontal liquid film entrained by a gas flow / O. Tselodub, D. Arkhipov // *Journal of Physics: Conference Series*. – 2020. – 1677. – 012078. – 10.1088/1742-6596/1677/1/012078.

258. Vidin Y.V. Analytical calculation of nonstationary temperature field of flat body with a variable thermal conductivity / Y.V. Vidin, V.S. Zlobin // *High Temperature*. – 2019. – T. 57. – №5. – C. 765-767.

259. Vozhakov I. Singular surface points of steady-state traveling solutions of mathematical models of a falling fluid film / I. Vozhakov, D. Arkhipov, O. Tselo-

dub // Journal of Physics: Conference Series. – 2018. – 1128. – 012083. – 10.1088/1742-6596/1128/1/012083.

260. Vozhakov I. Symmetry in the problem of wave modes of thin viscous liquid layer flow // I. Vozhakov, D. Arkhipov, D. Markovich, O. Tsveldub // European Journal of Mechanics - B/Fluids. 2016. T. 59. C. 52-56.

261. Vozhakov I.S. Nonstationary periodic wave regimes on a falling liquid film / I. Vozhakov, D. Arkhipov, O. Tsveldub // Journal of Physics: Conference Series. – 2018. – 1105. – 012069. 10.1088/1742-6596/1105/1/012069.

262. Vozhakov I.S. Simulating nonlinear waves on the surface of thin liquid film entrained by turbulent gas flow / I.S. Vozhakov, D.G. Arkhipov, O.Y. Tsveldub // Thermophysics and Aeromechanics. – 2015. – Vol. 22. – № 2. – pp. 191-202.

263. CFD based design of a ventilated space / S. G. Mijorski, D. G. Markov, G. T. Pichurov [et al.] // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : 8th International Scientific Conference "TechSys 2019" - Engineering, Technologies and Systems, Plovdiv, 16–18 мая 2019 года. Vol. 618. – Plovdiv: Institute of Physics Publishing, 2019. – P. 012049.

264. Yang, C. Ventilation and Air Quality in Indoor Ice Skating Arenas / C. Yang, P. Demokritou, Q. Chen, J. Spengler // ASHRAE Transactions. – 2000. – Vol. 106, pt. 2. – Pp. 4405-4414.

265. Zak A., Sikula O., Trcala M. Analysis of Local Moisture Increase of Timber Constructions on Ice Arena Roof. Advanced Materials Research. 2013. Vol. 649, pp. 291-294.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ А. ПРИМЕРЫ РАБОТЫ ПОСТРОЕННЫХ МОДЕЛЕЙ

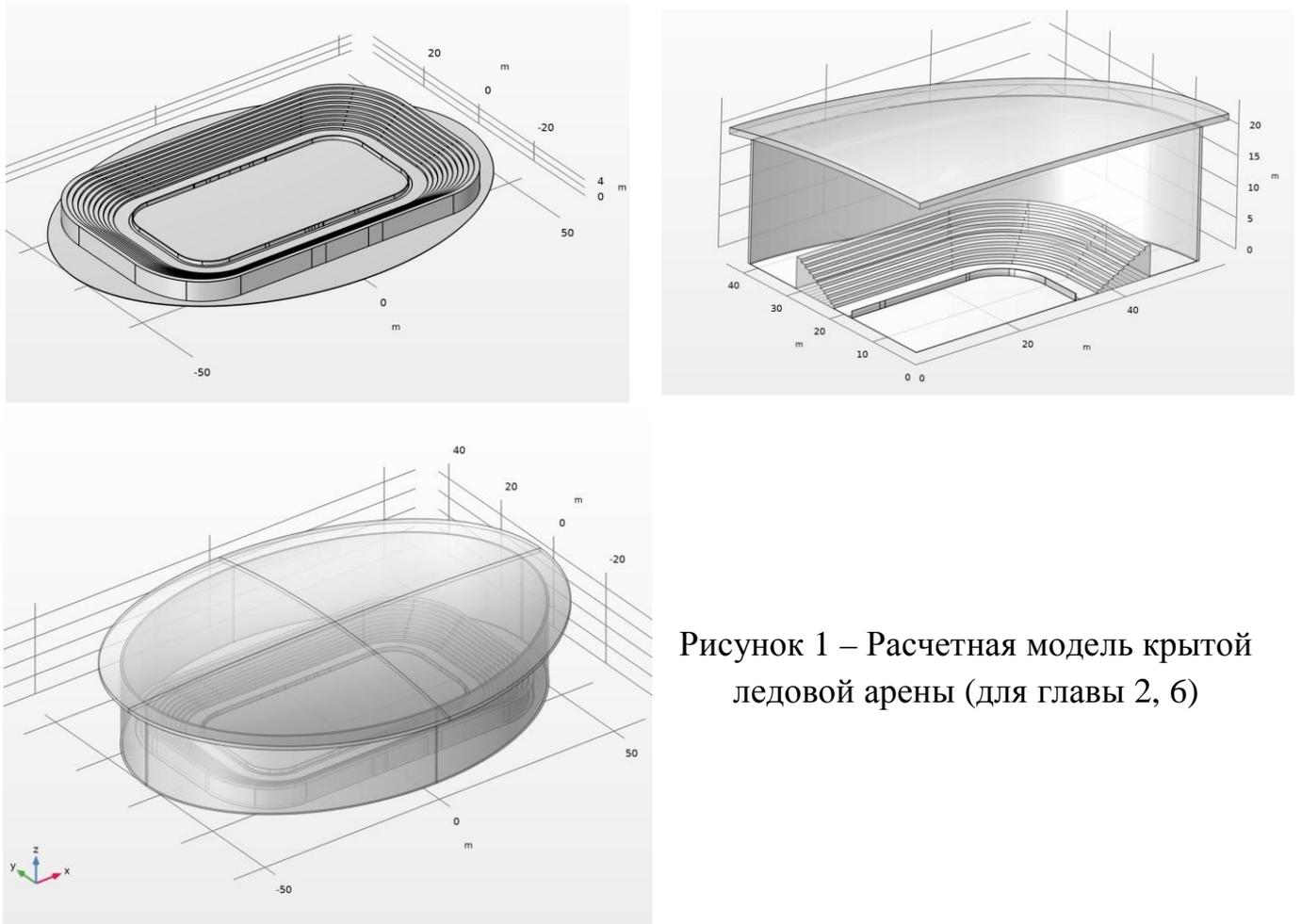


Рисунок 1 – Расчетная модель крытой ледовой арены (для главы 2, б)

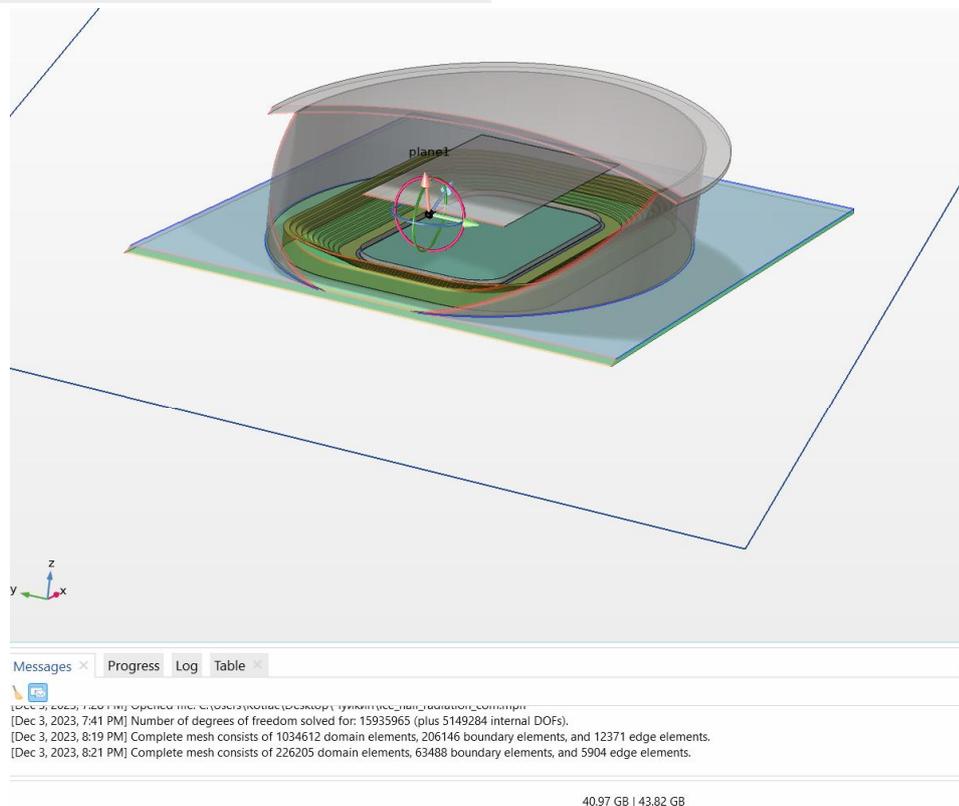


Рисунок 2 – Расчетная модель крытого ледового катка для моделирования увеличения площади конденсации при отсутствии организованного воздухообмена (для главы 2, б)

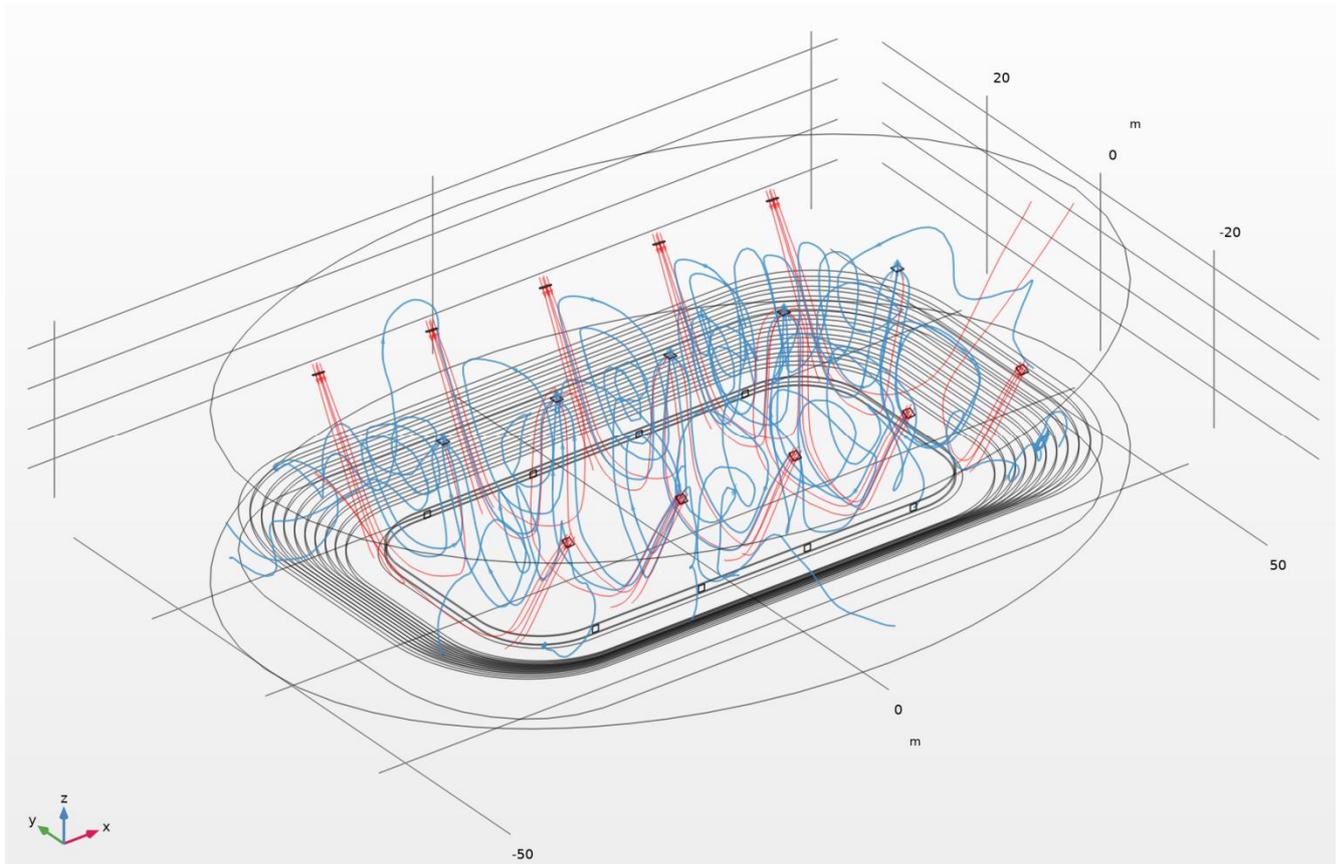


Рисунок 3 – Линии тока при схеме воздухораспределения «сверху вверх» (для главы 2)

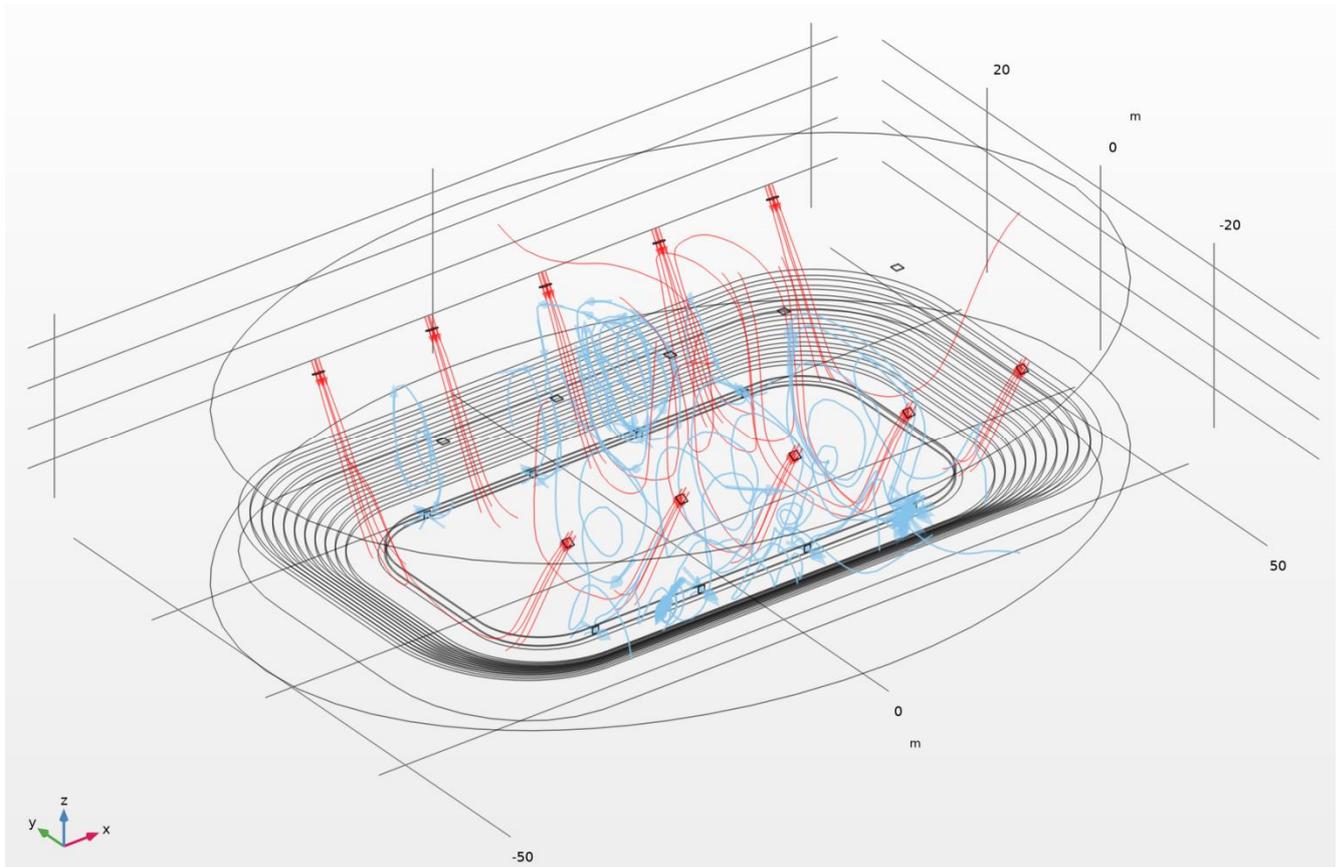


Рисунок 4 – Линии тока при схеме воздухораспределения «сверху вниз» (для главы 2)

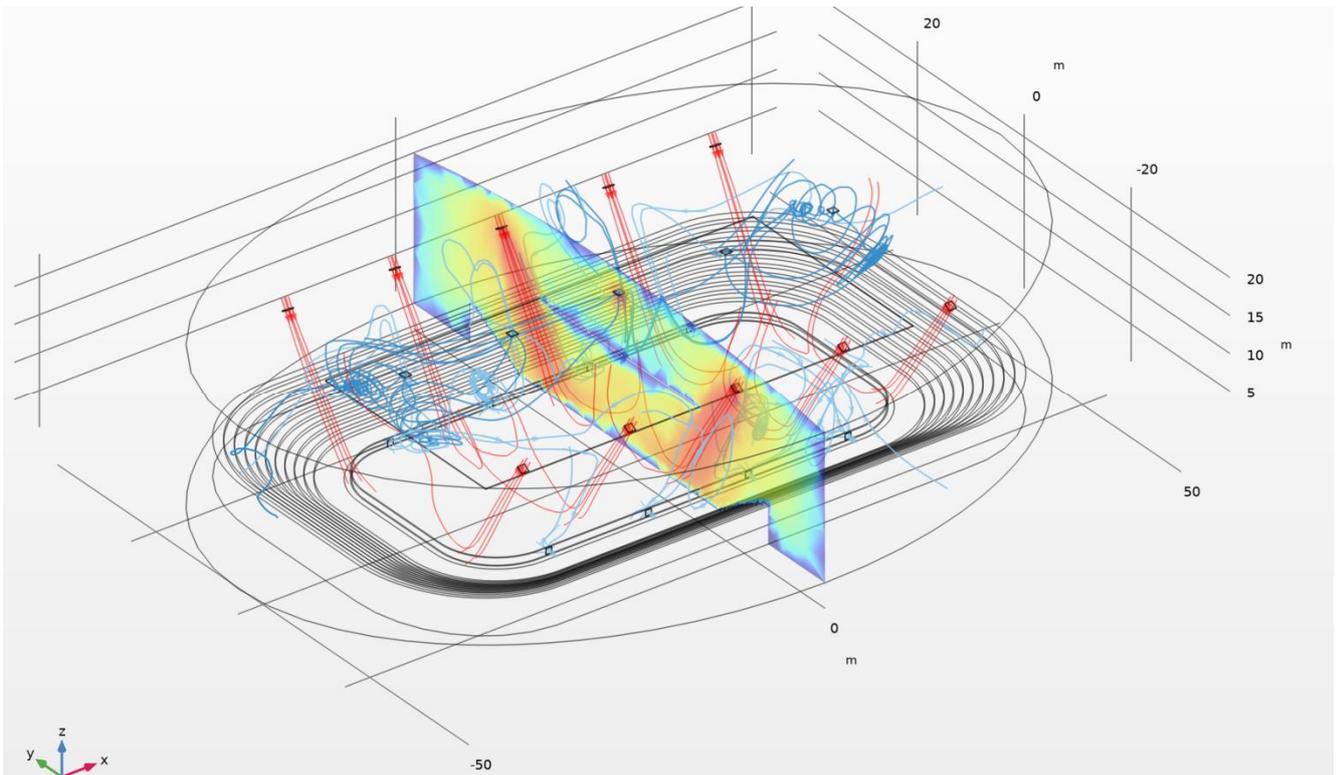


Рисунок 5 – Линии тока в объеме и плоскости сечения при смешанной схеме воздухораспределения при наличии энергосберегающего экрана (для главы 2)

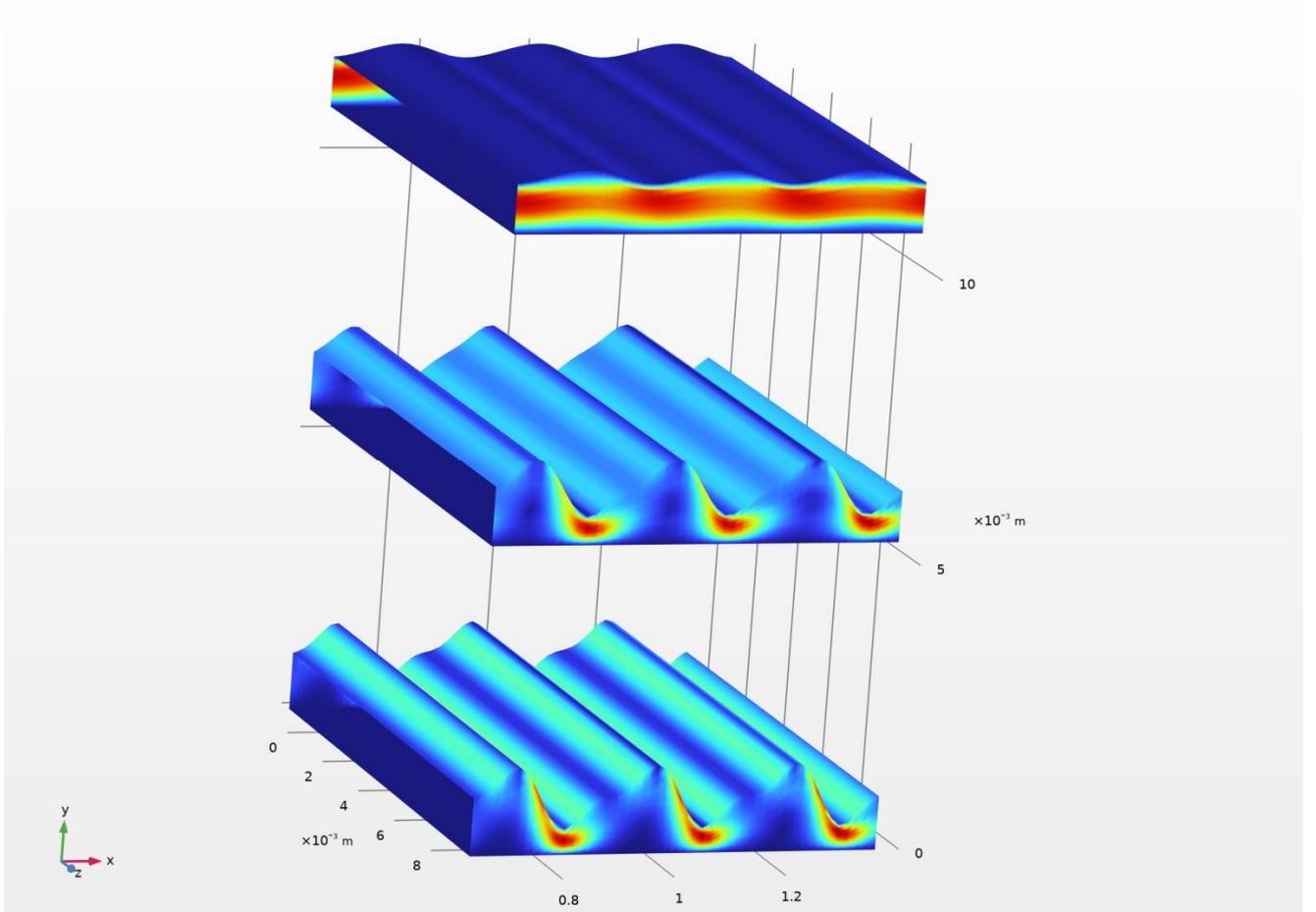


Рисунок 6 – Изменение амплитуды волны тонкой пленки на горизонтальной пластине под действием воздушного потока (для главы 4)

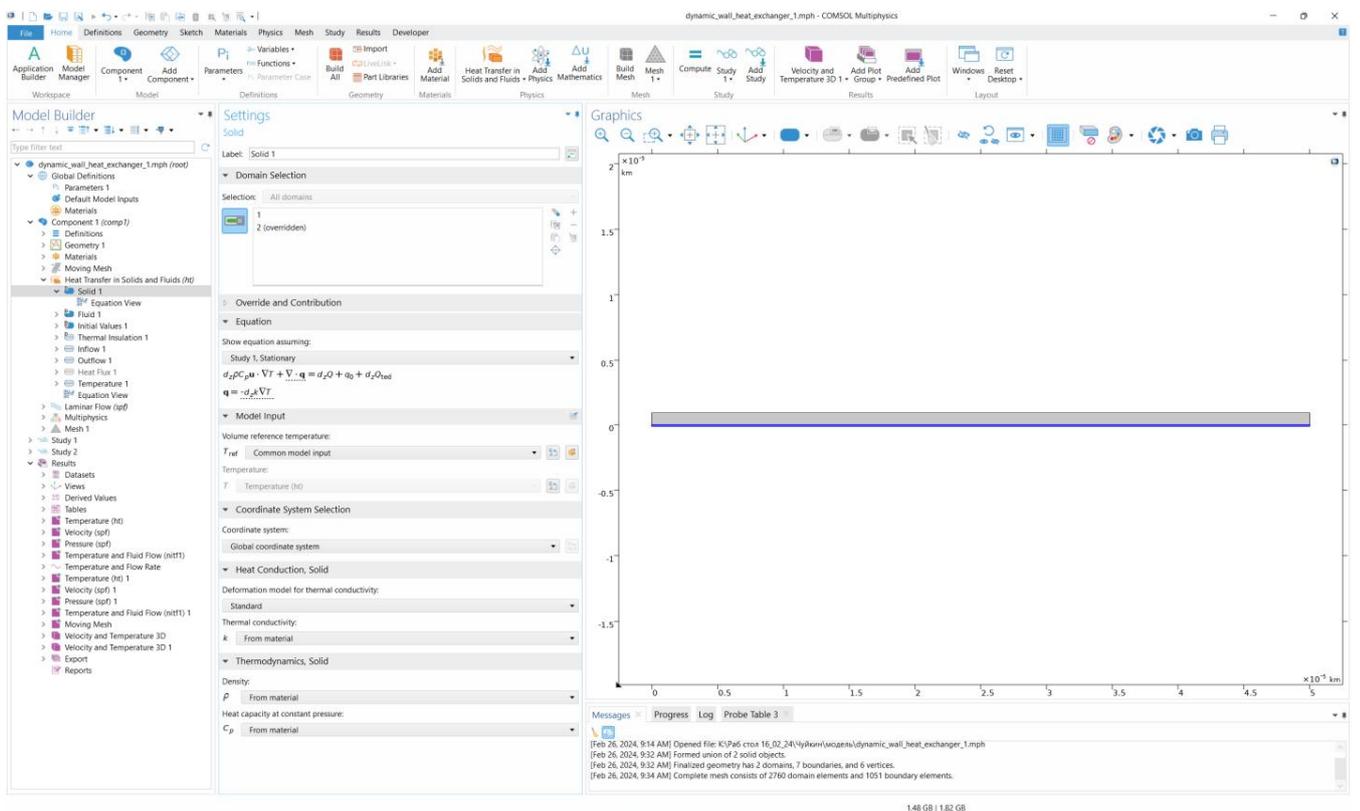
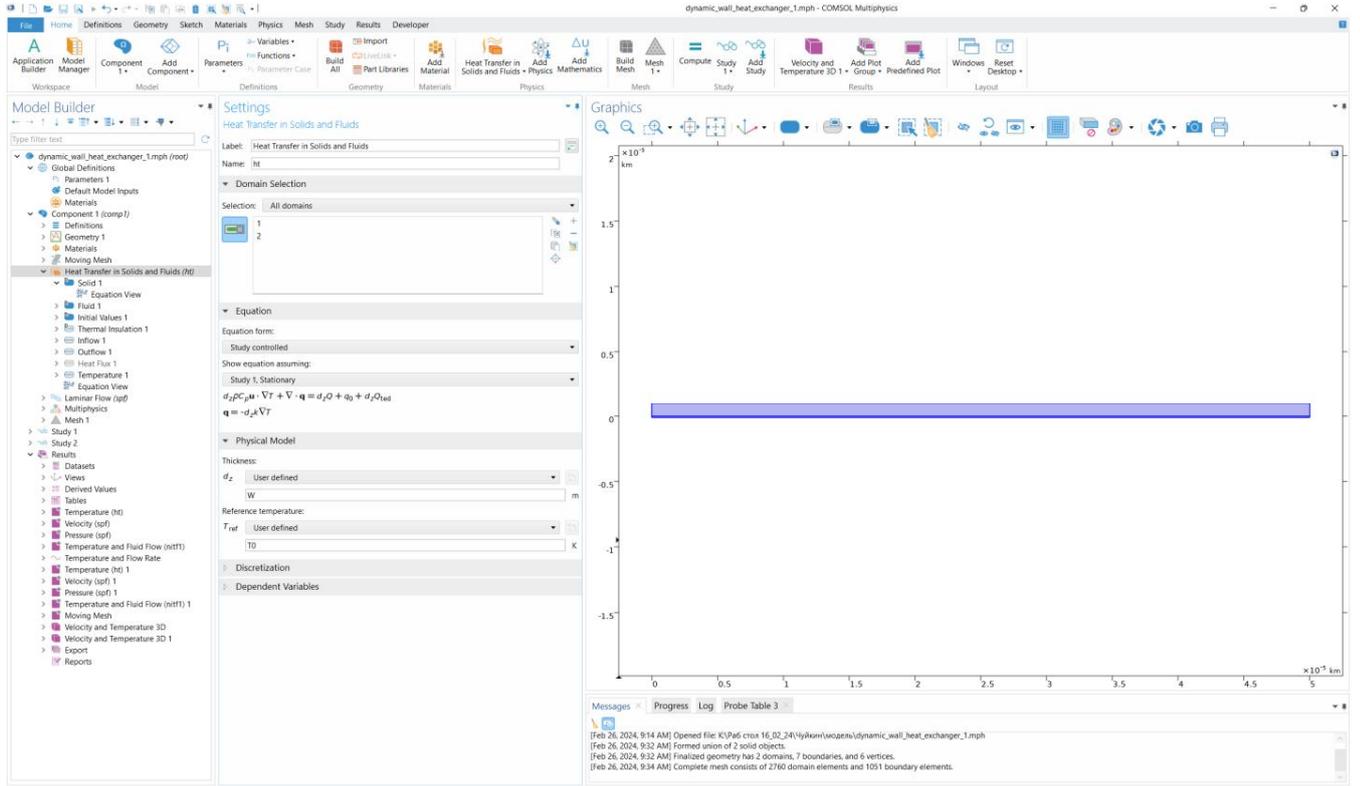


Рисунок 7 – Пример задания расчетных зависимостей при моделировании течения тонкой пленки в COMSOL Multiphysics (для главы 4, 6)

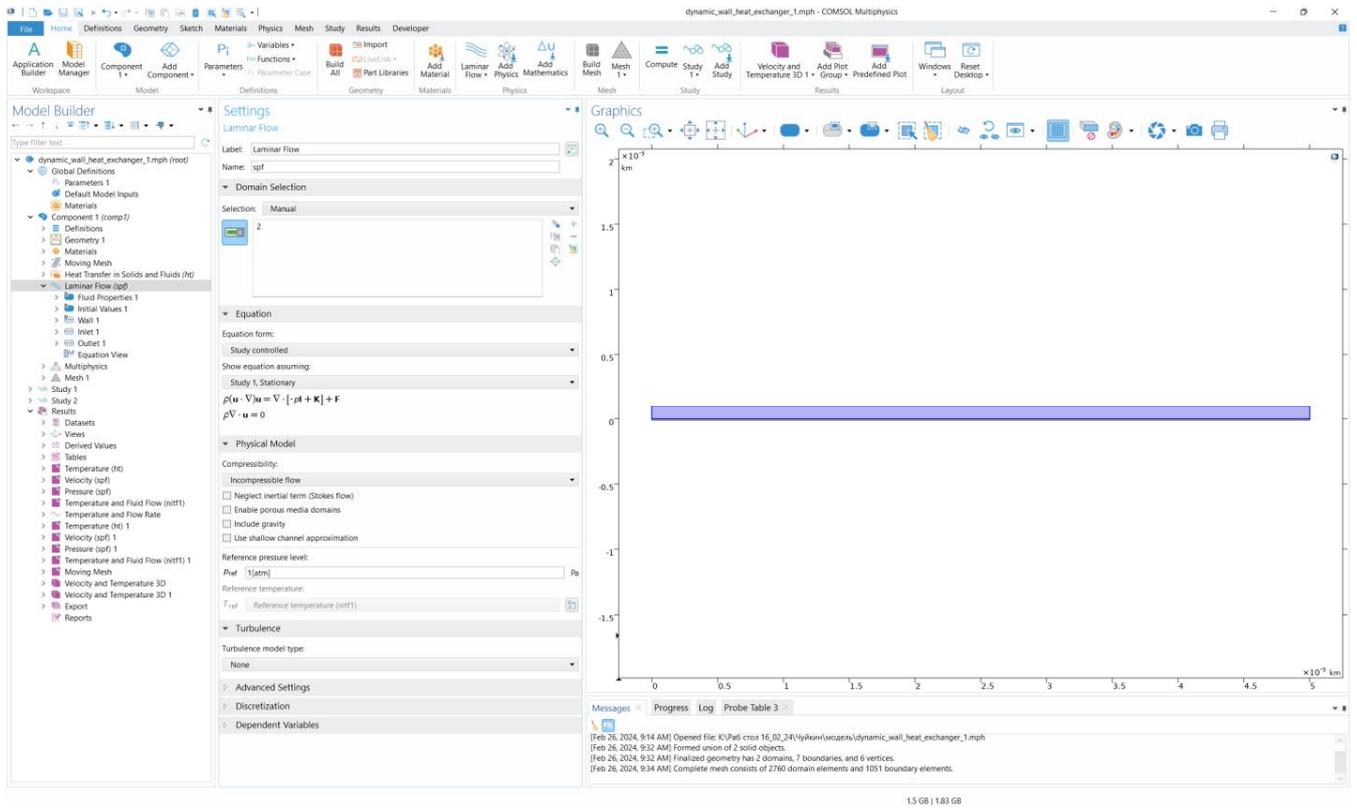
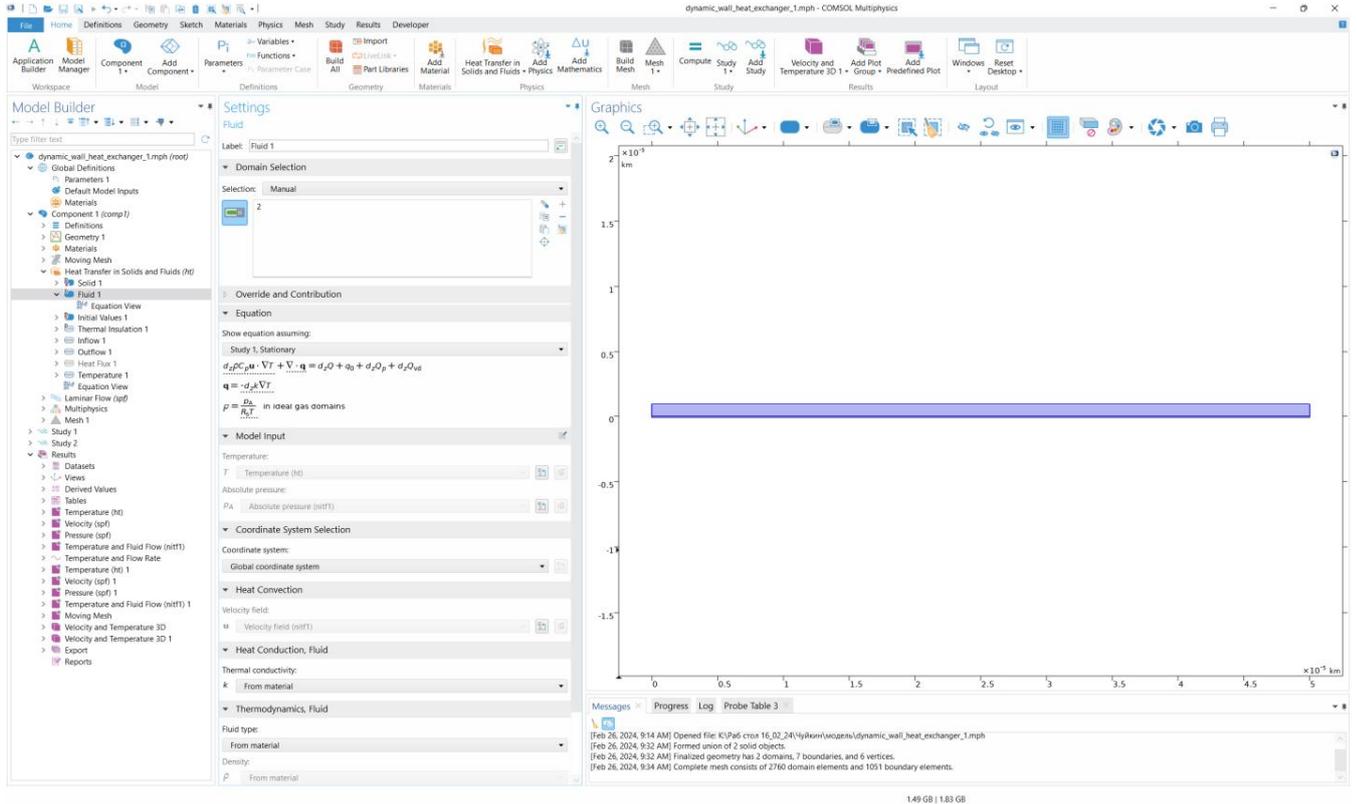


Рисунок 8 – Пример задания расчетных зависимостей при моделировании течения тонкой пленки в COMSOL Multiphysics (для главы 4, 6 продолжение)

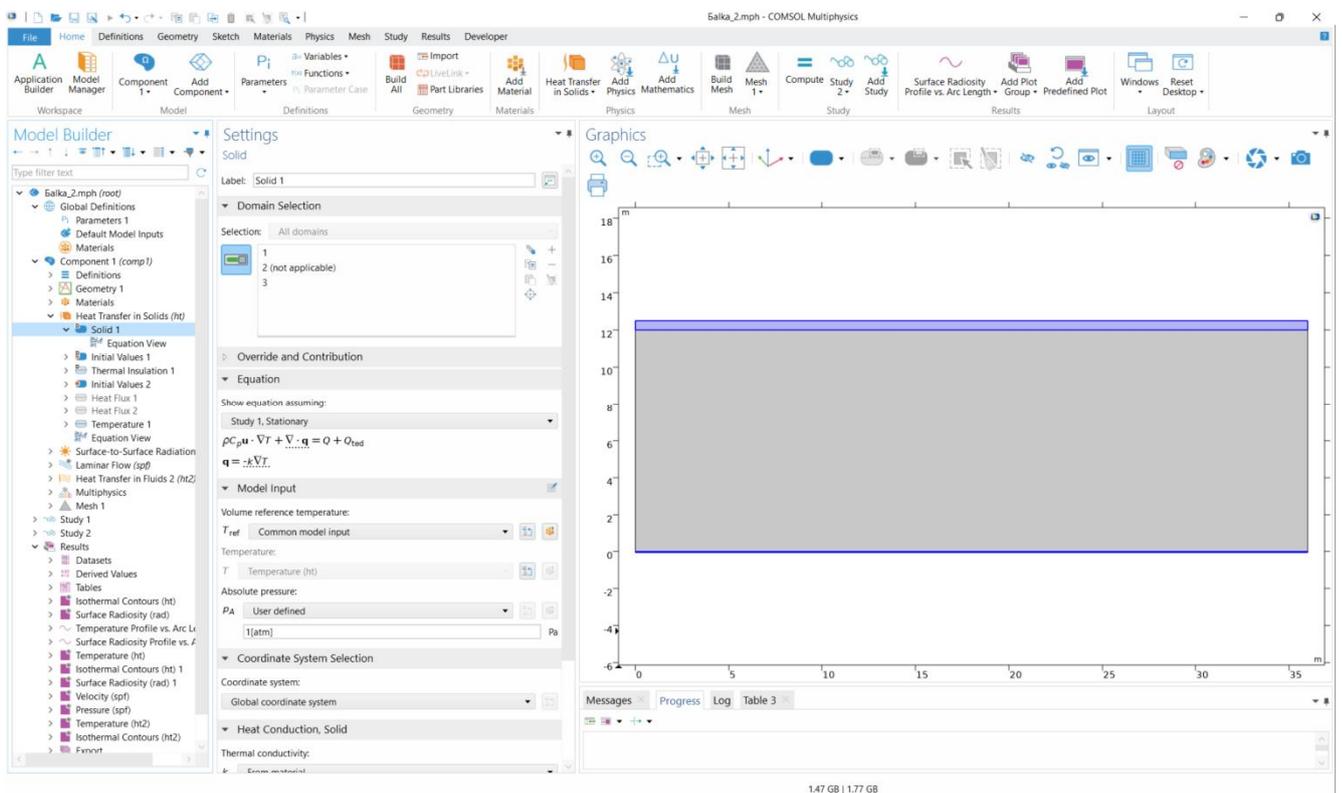
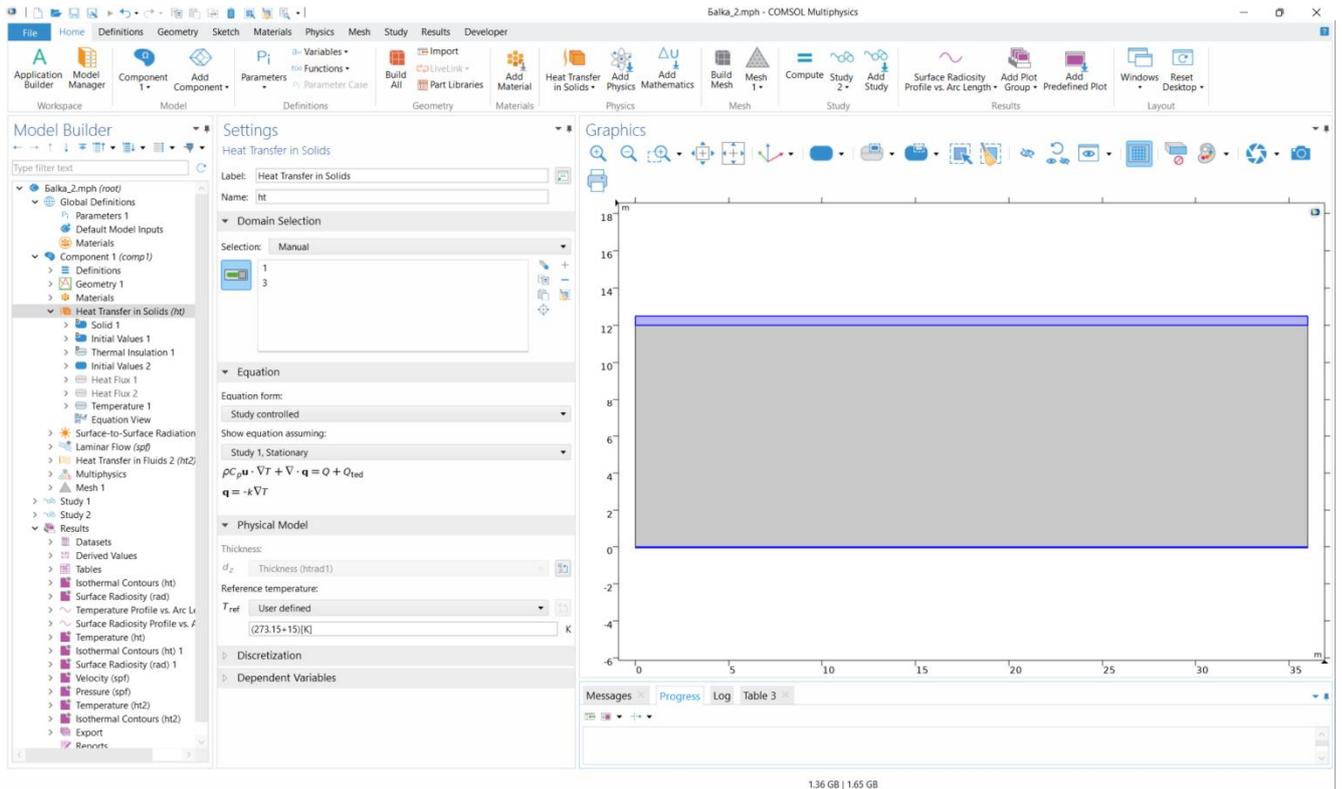


Рисунок 9 – Пример задания расчетных зависимостей при моделировании нестационарного охлаждения конструкции перекрытия в COMSOL Multiphysics (для главы 5, 6)

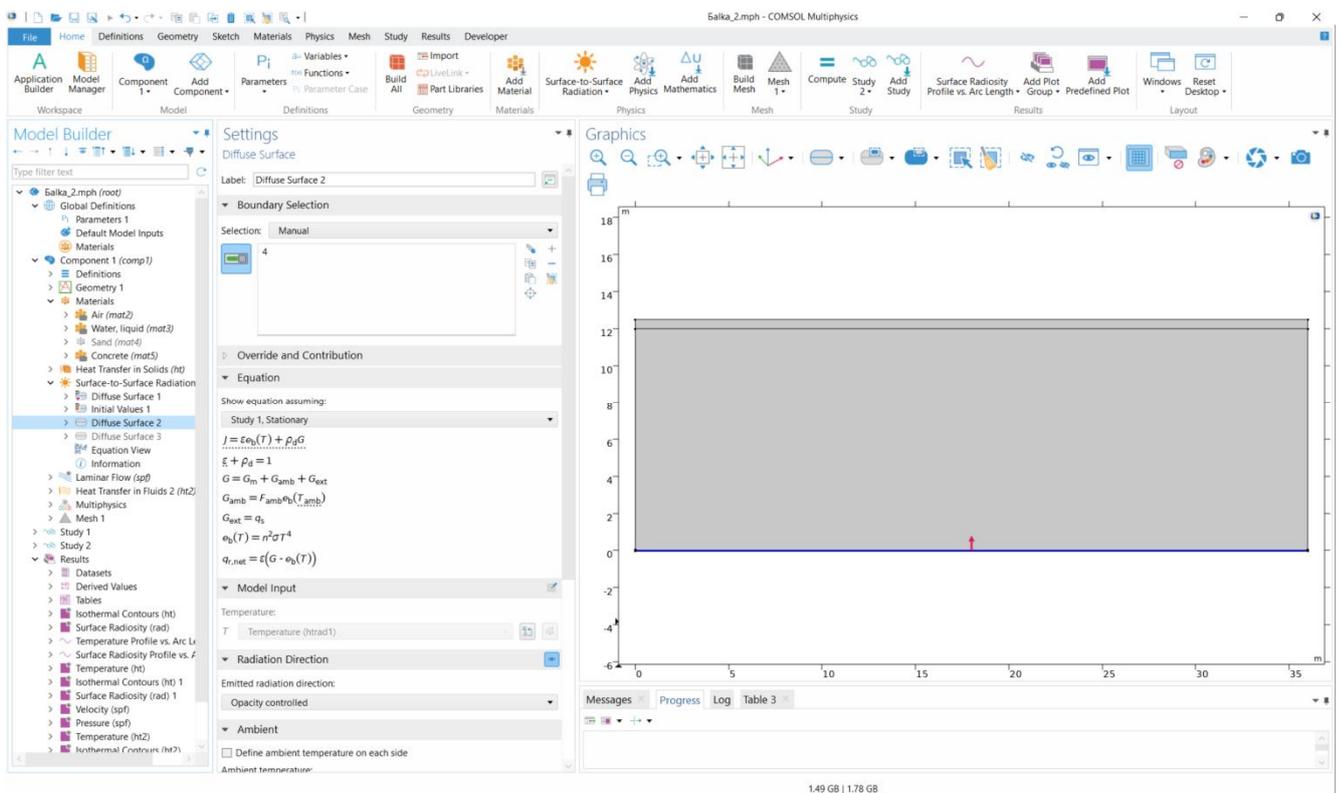
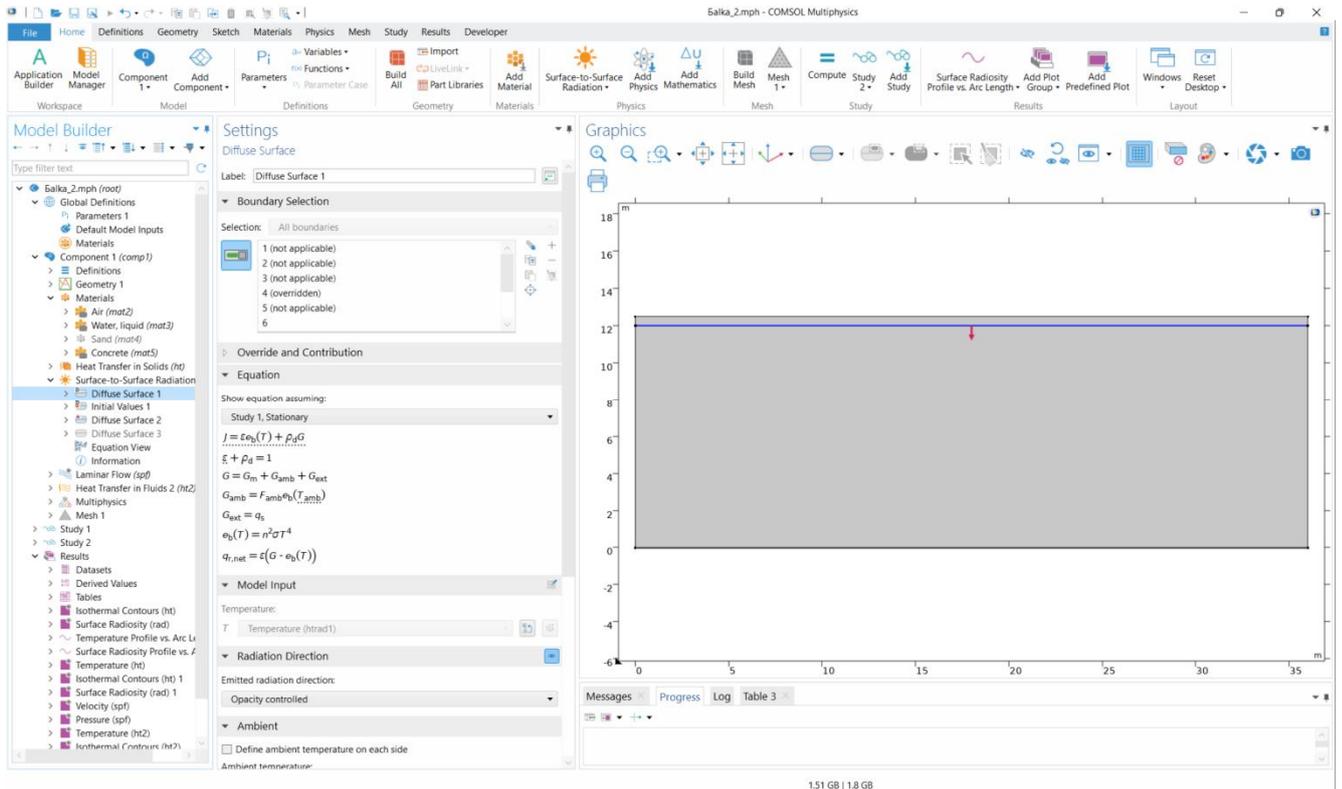


Рисунок 10 – Пример задания расчетных зависимостей ледового поля и конструкции перекрытия при моделировании в COMSOL Multiphysics (для главы 5, 6)

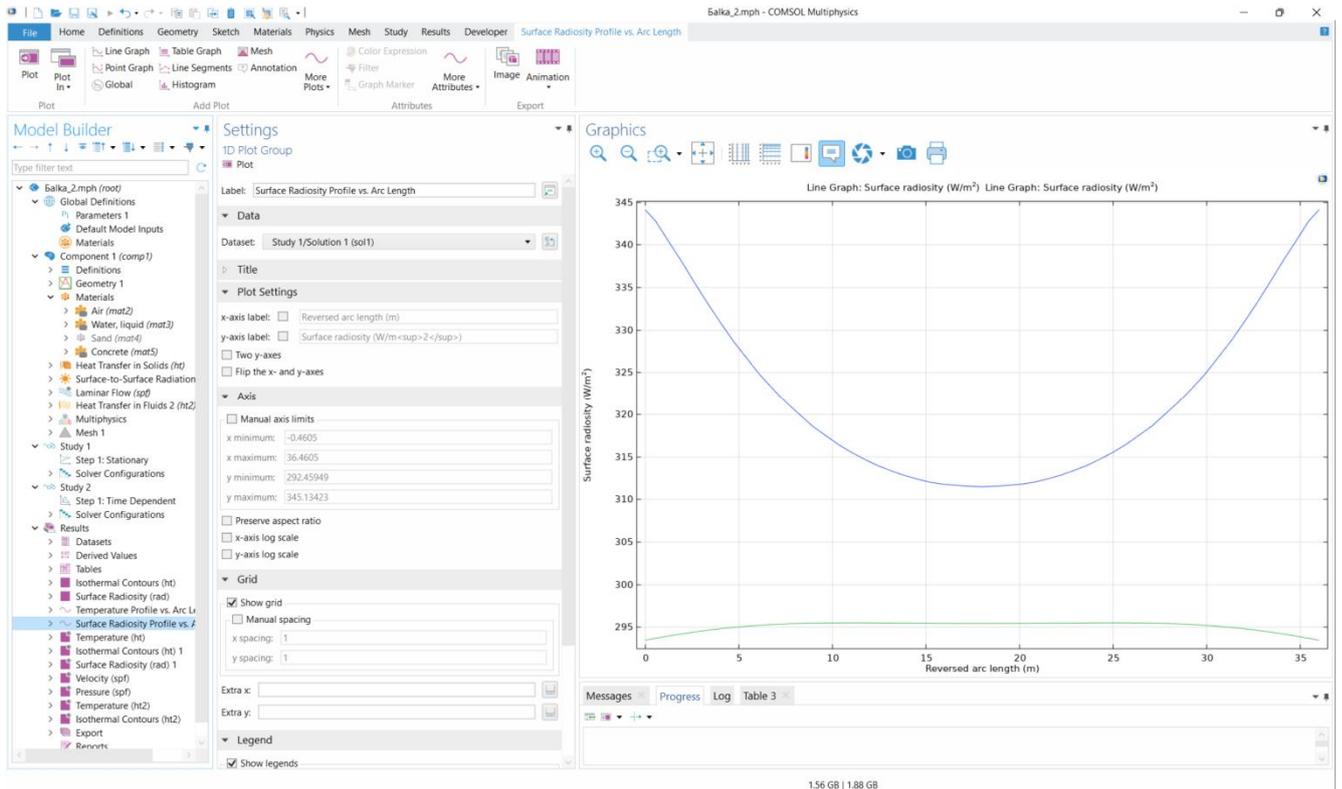


Рисунок 11 – Пример вывода результатов моделирования нестационарного охлаждения конструкции в COMSOL Multiphysics (для главы 5, 6)

ПРИЛОЖЕНИЕ Б. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ НА ОБРАБОТКУ ВОЗДУХА В ЦЕНТРАЛЬНОМ КОНДИЦИОНЕРЕ

Таблица Б1 – Сводная таблица результатов расчета расхода теплоты, холода,
электроэнергии и воды для обработки влажного воздуха

ОБОЗНАЧЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ	РАСЧЕТНЫЙ ПЕРИОД												В среднем за год
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
<i>Схема «сверху-вверх»</i>													
$\Delta t^t, ^\circ\text{C}$	16,3	16,3	16,3	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,3	16,3	16,3	16,6
$\Delta t^x, ^\circ\text{C}$	10,4	10,4	11,1	9,5	10,3	10,7	10,9	10,7	10,0	12,1	8,2	10,7	18,4
$\Delta d^y, \text{г/кг}$	0,25	0,25	0,39	0,38	0,56	0,81	0,97	0,89	0,63	0,61	0,47	0,37	0,55
$Q_T, \text{кВт}$	93,79	93,79	93,79	96,95	96,95	96,95	96,95	96,95	96,95	93,79	93,79	93,79	95,37
$Q_X, \text{кВт}$	63,20	63,20	69,21	60,13	67,33	73,22	76,68	74,36	66,59	78,10	71,47	66,32	69,15
$G^{yb}, \text{кг/ч}$	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
$G_X, \text{кг/с}$	5,02	5,02	5,49	4,77	5,34	5,81	6,09	5,90	5,28	6,20	5,67	5,26	5,49
$N^{ny}, \text{кВт}$	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
$N_{x.m}^{nom}, \text{кВт}$	30,1	30,1	33,0	28,6	32,1	34,9	36,5	35,4	31,7	37,2	34,0	31,6	32,9
$N_{ib}^p, \text{кВт}$	10,2	10,2	11,2	9,7	10,9	11,9	12,4	12,0	10,8	12,7	11,6	10,7	11,2
$N_{e.np}^z, \text{кВт}$	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50
$N_{e.e1}^z, \text{кВт}$	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60
$N_{e.e2}^z, \text{кВт}$	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
$N_{e6}, \text{кВт}$	14,2	14,2	14,2	14,2	14,2	14,2	14,2	14,2	14,2	14,2	14,2	14,2	14,2
$N, \text{кВт}$	54,5	54,5	58,3	52,5	57,1	60,9	63,1	61,6	56,7	64,0	59,8	56,5	58,3
<i>Схема «сверху-вниз»</i>													
$\Delta t^t, ^\circ\text{C}$	9,30	9,30	8,40	10,5	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,3	16,3	8,80	13,6
$\Delta t^x, ^\circ\text{C}$	0,30	0,30	0,10	0,10	7,20	7,60	7,80	7,70	7,00	9,00	8,20	0,08	4,62
$\Delta d^y, \text{г/кг}$	-0,1	-0,09	-0,01	-0,02	0,17	0,42	0,58	0,50	0,24	0,22	0,05	0,03	0,17
$Q_T, \text{кВт}$	53,40	53,40	48,34	60,00	96,95	96,95	96,95	96,95	96,95	93,79	93,79	50,61	78,17
$Q_X, \text{кВт}$	0,00	0,00	0,00	0,00	43,87	49,71	53,16	51,46	43,70	54,70	47,67	0,00	28,69
$G^{yb}, \text{кг/ч}$	2,04	2,04	0,20	0,41	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,61	0,44
$G_X, \text{кг/с}$	0,00	0,00	0,00	0,00	3,48	3,95	4,22	4,08	3,47	4,34	3,78	0,00	2,28
$N^{ny}, \text{кВт}$	5,50	5,50	5,50	5,50	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	5,50	2,29
$N_{x.m}^{nom}, \text{кВт}$	0,00	0,00	0,00	0,00	20,9	23,7	25,3	24,5	20,8	26,0	22,7	0,0	13,7
$N_{ib}^p, \text{кВт}$	0,00	0,00	0,00	0,00	7,10	8,10	8,60	8,30	7,10	8,90	7,70	0,00	4,60
$N_{e.np}^z, \text{кВт}$	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50
$N_{e.e1}^z, \text{кВт}$	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50
$N_{e.e2}^z, \text{кВт}$	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
$N_{e6}, \text{кВт}$	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0
$N, \text{кВт}$	21,5	21,5	21,5	21,5	44,0	47,8	50,0	48,9	43,9	51,0	46,5	21,5	36,6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
<i>Смешанная схема</i>													
$\Delta t^t, ^\circ\text{C}$	8,10	8,00	8,40	10,5	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,3	16,3	8,50	13,34
$\Delta t^x, ^\circ\text{C}$	0,00	0,00	0,00	0,10	7,20	7,60	7,80	77,7	7,00	9,00	8,20	0,00	10,38
$\Delta d^y, \text{г/кг}$	0,00	0,00	0,00	-0,02	0,17	0,42	0,58	0,50	0,24	0,22	0,05	0,00	0,18
$Q_T, \text{кВт}$	46,58	46,02	48,34	60,00	96,95	96,95	96,95	96,95	96,95	93,79	93,79	48,91	76,85
$Q_X, \text{кВт}$	0,00	0,00	0,00	0,00	43,87	49,71	53,16	51,46	43,70	54,70	47,67	0,00	28,69
$G^{yb}, \text{кг/ч}$	0,00	0,00	0,00	0,41	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,03
$G_X, \text{кг/с}$	0,00	0,00	0,00	0,00	3,48	3,95	4,22	4,08	3,47	4,34	3,78	0,00	2,28
$N^{ny}, \text{кВт}$	0,00	0,00	0,00	5,50	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,46
$N_{x.m}^{ном}, \text{кВт}$	0,00	0,00	0,00	0,00	20,9	23,7	25,3	24,5	20,8	26,0	22,7	0,00	13,7
$N_n^3, \text{кВт}$	0,00	0,00	0,00	0,00	7,10	8,10	8,60	8,30	7,10	8,90	7,70	0,00	4,60
$N_{в.пр}^3, \text{кВт}$	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50
$N_{6.61}^3, \text{кВт}$	5,30	5,50	5,80	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,00	7,00
$N_{6.62}^3, \text{кВт}$	1,70	1,50	1,30	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,40	0,40
$N_6^3, \text{кВт}$	15,5	15,5	15,6	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	15,9	15,9
$N, \text{кВт}$	15,5	15,5	15,6	21,5	44,0	47,8	50,0	48,9	43,9	51,0	46,5	15,9	34,7

Таблица Б2 – Результаты расчета параметров состояния влажного воздуха

№ п/п	Точки	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$d, \text{г/кг}$	$I, \text{Дж/кг}$	$\varphi, \%$	$t_p, ^\circ\text{C}$	$p_6, \text{кПа}$	$L^H, \text{м}^3/\text{ч}$	$L^{p1}, \text{м}^3/\text{ч}$	$L^{p2}, \text{м}^3/\text{ч}$	$Q^{кон}, \text{Вт}$	$Q_T, \text{Вт}$	$Q_X, \text{Вт}$	$G, \text{кг/ч}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ЯНВАРЬ															
<i>Схема «сверху-вверх»</i>															
1	Н	-7,5	1,32	1,78	-3,15	89	-8,7	0,29	2000	15000	-	92880	93790	63200	-
2	П	13,4	1,23	2,65	20,21	28	-4,2	0,430							
3	ВЛ	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
4	У	9,5	1,25	3,10	17,4	42	-2,4	0,503							
5	С'	7,5	1,26	2,90	14,9	46	-2,9	0,480							
6	О	-2,9	1,30	2,65	3,59	90	-4,2	0,429							
<i>Схема «сверху-вниз»</i>															
1	Н	-7,5	1,32	1,78	-3,15	89	-8,7	0,29	2000	15000	-	92880	53400	-	2,04
2	П	13,4	1,23	2,65	20,21	28	-4,2	0,430							
3	ВЛ	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
4	У	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
5	С'	4,4	1,27	2,55	10,8	49	-4,7	0,410							
6	О	4,1	1,27	2,65	10,8	52	-4,2	0,43							
<i>Смешанная схема</i>															
1	Н	-7,5	1,32	1,78	-3,15	89	-8,7	0,29	2000	10500	4500	92880	46580	-	-
2	П	13,4	1,23	2,65	20,21	28	-4,2	0,430							
3	ВЛ	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
4	У1	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
5	У2	9,5	1,25	3,10	17,4	42	-2,4	0,503							
6	С'	3,8	1,27	2,51	10,15	50	-4,8	0,410							

продолжение таблицы Б2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
7	С"	5,3	1,27	2,65	17,4	42	-4,1	0,430							
8	О	5,3	1,27	2,65	17,4	42	-4,1	0,430							

ФЕВРАЛЬ*Схема «сверху-вверх»*

1	Н	-7,2	1,32	1,90	-2,54	93	-8,0	0,31	2000	15000	-	92880	93790	63200	-
2	П	13,4	1,23	2,65	20,21	28	-4,2	0,430							
3	ВЛ	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
4	У	9,5	1,25	3,10	17,4	42	-2,4	0,503							
5	С'	7,5	1,26	2,96	15,03	46	-2,9	0,480							
6	О	-2,9	1,30	2,65	3,59	90	-4,2	0,429							

Схема «сверху-вниз»

1	Н	-7,2	1,32	1,90	-2,54	93	-8,0	0,31	2000	15000	-	92880	53400	-	2,04
2	П	13,4	1,23	2,65	20,21	28	-4,2	0,430							
3	ВЛ	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
4	У	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
5	С'	4,4	1,27	2,56	10,8	49	-4,6	0,42							
6	О	4,1	1,27	2,65	10,8	52	-4,2	0,43							

Смешанная схема

1	Н	-7,2	1,32	1,90	-2,54	93	-8,0	0,31	2000	11000	4000	92880	46020	-	-
2	П	13,4	1,23	2,65	20,21	28	-4,2	0,430							
3	ВЛ	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
4	У1	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
5	У2	9,5	1,25	3,10	17,4	42	-2,4	0,503							
6	С'	3,9	1,27	2,53	10,34	42	-4,1	0,430							
7	С"	5,39	1,27	2,65	11,99	49	-4,1	0,430							
8	О	5,39	1,27	2,65	11,99	49	-4,1	0,430							

МАРТ*Схема «сверху-вверх»*

1	Н	-1,4	1,30	2,6	5,18	79	-4,2	0,43	2000	15000	-	92880	93790	69210	-
2	П	13,4	1,23	2,65	20,21	28	-4,2	0,430							
3	ВЛ	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
4	У	9,5	1,25	3,10	17,4	42	-2,4	0,503							
5	С'	8,2	1,25	3,04	15,93	45	-2,6	0,490							
6	О	-2,9	1,30	2,65	3,59	90	-4,2	0,429							

Схема «сверху-вниз»

1	Н	-1,4	1,30	2,6	5,18	79	-4,2	0,43	2000	15000	-	92880	48340	-	0,2
2	П	13,4	1,23	2,65	20,21	28	-4,2	0,430							
3	ВЛ	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
4	У	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
5	С'	5,1	1,27	2,64	11,8	49	-4,2	0,430							
6	О	5,0	1,27	2,65	11,8	48	-4,2	0,430							

Смешанная схема

1	Н	-1,4	1,30	2,6	5,18	79	-4,2	0,43	2000	11500	3500	92880	48340	-	-
2	П	13,4	1,23	2,65	20,21	28	-4,2	0,430							
3	ВЛ	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
4	У1	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
5	У2	9,5	1,25	3,10	17,4	42	-2,4	0,503							
6	С'	4,9	1,27	2,64	11,57	49	-4,2	0,430							

продолжение таблицы Б2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
7	С"	5,0	1,27	2,65	11,72	49	-4,2	0,430							
8	О	5,0	1,27	2,65	11,72	49	-4,2	0,430							

АПРЕЛЬ*Схема «сверху-вверх»*

1	Н	8,2	1,25	4,3	19,14	64	1,9	0,700	2000	15000	-	123840	96950	60130	-
2	П	20,2	1,20	4,33	31,36	29	1,9	0,700							
3	ВЛ	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
4	У	13,5	1,23	4,77	25,7	50	3,2	0,771							
5	С'	12,9	1,23	4,71	24,9	51	3,1	0,760							
6	О	3,4	1,27	4,33	14,23	90	1,9	0,700							

Схема «сверху-вниз»

1	Н	8,2	1,25	4,3	19,14	64	1,9	0,70	2000	15000	-	123840	60000	-	0,41
2	П	20,2	1,20	4,33	31,36	29	1,9	0,700							
3	ВЛ	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
4	У	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
5	С'	9,8	1,25	4,31	20,8	59	1,9	0,700							
6	О	9,7	1,25	4,33	20,8	58	1,9	0,700							

Смешанная схема

1	Н	8,2	1,25	4,3	19,14	64	1,9	0,70	2000	15000	-	123840	60000	-	0,41
2	П	20,2	1,20	4,33	31,36	29	1,9	0,700							
3	ВЛ	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
4	У1	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
5	У2	13,5	1,23	4,77	25,7	50	3,2	0,771							
6	С'	9,8	1,25	4,31	20,8	59	1,9	0,700							
7	С"	-	-	-	-	-	-	-							
8	О	9,7	1,25	4,33	20,8	58	1,9	0,700							

МАЙ*Схема «сверху-вверх»*

1	Н	14,9	1,22	5,8	29,74	55	6,1	0,94	2000	15000	-	123840	96950	67330	-
2	П	20,2	1,20	4,33	31,36	29	1,9	0,700							
3	ВЛ	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
4	У	13,5	1,23	4,77	25,7	50	3,2	0,771							
5	С'	13,7	1,23	4,89	26,13	51	3,6	0,790							
6	О	3,4	1,27	4,33	14,23	90	1,9	0,700							

Схема «сверху-вниз»

1	Н	14,9	1,22	5,80	29,74	55	6,1	0,94	2000	15000	-	123840	96950	43870	-
2	П	20,2	1,20	4,33	31,36	29	1,9	0,700							
3	ВЛ	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
4	У	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
5	С'	10,6	1,24	4,50	22,0	57	2,4	0,730							
6	О	3,4	1,27	4,33	14,2	90	1,9	0,700							

Смешанная схема

1	Н	14,9	1,22	5,8	29,74	55	6,1	0,94	2000	15000	-	123840	96950	43870	-
2	П	20,2	1,20	4,33	31,36	29	1,9	0,700							
3	ВЛ	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
4	У1	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
5	У2	13,5	1,23	4,77	25,7	50	3,2	0,771							
6	С'	10,6	1,24	4,50	22,00	57	2,4	0,730							

продолжение таблицы Б2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
7	С"	-	-	-	-	-	-	-							
8	О	3,4	1,27	4,33	14,23	90	1,9	0,700							

ИЮНЬ*Схема «сверху-вверх»*

1	Н	18,4	1,21	7,9	38,55	60	10,5	1,27	2000	15000	-	123840	96950	73220	-
2	П	20,2	1,20	4,33	31,36	29	1,9	0,700							
3	ВЛ	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
4	У	13,5	1,23	4,77	25,7	50	3,2	0,771							
5	С'	14,1	1,23	5,14	27,1	52	4,3	0,830							
6	О	3,4	1,27	4,33	14,23	90	1,9	0,700							

Схема «сверху-вниз»

1	Н	18,4	1,21	7,9	38,55	60	10,5	1,27	2000	15000	-	123840	96950	49710	-
2	П	20,2	1,20	4,33	31,36	29	1,9	0,700							
3	ВЛ	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
4	У	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
5	С'	11,0	1,24	4,75	23,04	59	3,2	0,770							
6	О	3,4	1,27	4,33	14,23	90	1,9	0,700							

Смешанная схема

1	Н	18,4	1,21	7,9	38,55	60	10,5	1,27	2000	15000	-	123840	96950	49710	-
2	П	20,2	1,20	4,33	31,36	29	1,9	0,700							
3	ВЛ	10,0	1,25	4,33	20,90	57	1,9	0,695							
4	У1	10,0	1,25	4,33	20,90	57	1,9	0,695							
5	У2	13,5	1,23	4,77	25,70	50	3,2	0,771							
6	С'	11,0	1,24	4,75	23,04	59	3,2	0,770							
7	С"	-	-	-	-	-	-	-							
8	О	3,4	1,27	4,33	14,23	90	1,9	0,700							

ИЮЛЬ*Схема «сверху-вверх»*

1	Н	20,1	1,20	9,3	43,97	63	13,0	1,50	2000	15000	-	123840	96950	76680	-
2	П	20,2	1,20	4,33	31,36	29	1,9	0,700							
3	ВЛ	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
4	У	13,5	1,23	4,77	25,7	50	3,2	0,771							
5	С'	14,3	1,23	5,30	27,79	53	4,7	0,860							
6	О	3,4	1,27	4,33	14,23	90	1,9	0,700							

Схема «сверху-вниз»

1	Н	20,1	1,20	9,3	43,97	63	13,0	1,50	2000	15000	-	123840	96950	53160	-
2	П	20,2	1,20	4,33	31,36	29	1,9	0,700							
3	ВЛ	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
4	У	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
5	С"	11,2	1,24	4,91	23,7	60	3,7	0,790							
6	О	3,4	1,27	4,33	14,2	90	1,9	0,700							

Смешанная схема

1	Н	20,1	1,20	9,3	43,97	63	13,0	1,50	2000	15000	-	123840	96950	53160	-
2	П	20,2	1,20	4,33	31,36	29	1,9	0,700							
3	ВЛ	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
4	У1	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
5	У2	13,5	1,23	4,77	25,7	50	3,2	0,771							
6	С'	11,2	1,24	4,91	23,7	60	3,7	0,790							

продолжение таблицы Б2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
7	С"	-	-	-	-	-	-	-							
8	О	3,4	1,27	4,33	14,2	90	1,9	0,700							

АВГУСТ*Схема «сверху-вверх»*

1	Н	18,9	1,20	8,6	40,82	63	11,7	1,38	2000	15000	-	123840	96950	74360	-
2	П	20,2	1,20	4,33	31,36	29	1,9	0,700							
3	ВЛ	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
4	У	13,5	1,23	4,77	25,7	50	3,2	0,771							
5	С'	14,1	1,23	5,22	27,4	52	4,5	0,840							
6	О	3,4	1,27	4,33	14,23	90	1,9	0,700							

Схема «сверху-вниз»

1	Н	18,9	1,20	8,6	40,82	63	11,7	1,38	2000	15000	-	123840	96950	51460	-
2	П	20,2	1,20	4,33	31,36	29	1,9	0,700							
3	ВЛ	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
4	У	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
5	С'	11,1	1,23	4,83	23,3	59	3,4	0,780							
6	О	3,4	1,27	4,33	14,2	90	1,9	0,700							

Смешанная схема

1	Н	18,9	1,20	8,6	40,82	63	11,7	1,38	2000	15000	-	123840	96950	51460	-
2	П	20,2	1,20	4,33	31,36	29	1,9	0,700							
3	ВЛ	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
4	У1	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
5	У2	13,5	1,23	4,77	25,7	50	3,2	0,771							
6	С'	11,1	1,23	4,83	23,3	59	3,4	0,780							
7	С"	-	-	-	-	-	-	-							
8	О	3,4	1,27	4,33	14,2	90	1,9	0,700							

СЕНТЯБРЬ*Схема «сверху-вверх»*

1	Н	13,1	1,23	6,4	29,32	68	7,4	1,03	2000	15000	-	123840	96950	66590	-
2	П	20,2	1,20	4,33	31,36	29	1,9	0,700							
3	ВЛ	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
4	У	13,5	1,23	4,77	25,7	50	3,2	0,771							
5	С'	13,4	1,23	4,96	26,05	52	3,8	0,800							
6	О	3,4	1,27	4,33	14,23	90	1,9	0,700							

Схема «сверху-вниз»

1	Н	13,1	1,23	6,4	29,32	68	7,4	1,03	2000	15000	-	123840	96950	43700	-
2	П	20,2	1,20	4,33	31,36	29	1,9	0,700							
3	ВЛ	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
4	У	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
5	С"	10,4	1,24	4,57	21,96	59	2,7	0,740							
6	О	3,4	1,27	4,33	14,2	90	1,9	0,700							

Смешанная схема

1	Н	13,1	1,23	6,4	29,32	68	7,4	1,03	2000	15000	-	123840	96950	43700	-
2	П	20,2	1,20	4,33	31,36	29	1,9	0,700							
3	ВЛ	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
4	У1	10,0	1,25	4,33	20,9	57	1,9	0,695							
5	У2	13,5	1,23	4,77	25,7	50	3,2	0,771							
6	С'	10,4	1,24	4,57	21,96	59	2,7	0,740							

продолжение таблицы Б2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
7	С"	-	-	-	-	-	-	-							
8	О	3,4	1,27	4,33	14,2	90	1,9	0,700							

ОКТАБРЬ*Схема «сверху-вверх»*

1	Н	6,5	1,26	4,5	17,88	75	2,4	0,73	2000	15000	-	92880	93790	78100	-
2	П	13,4	1,23	2,65	20,21	28	-4,2	0,430							
3	ВЛ	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
4	У	9,5	1,25	3,10	17,4	42	-2,4	0,503							
5	С'	9,2	1,25	3,26	17,44	46	-1,7	0,530							
6	О	-2,9	1,30	2,65	3,59	90	-4,2	0,429							

Схема «сверху-вниз»

1	Н	6,5	1,26	4,5	17,88	75	2,4	0,73	2000	15000	-	92880	93790	54700	-
2	П	13,4	1,23	2,65	20,21	28	-4,2	0,430							
3	ВЛ	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
4	У	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
5	С'	6,1	1,27	2,87	13,3	50	-3,3	0,470							
6	О	-2,9	1,30	2,65	3,60	90	-4,2	0,429							

Смешанная схема

1	Н	6,5	1,26	4,5	17,88	75	2,4	0,73	2000	15000	-	92880	93790	54700	-
2	П	13,4	1,23	2,65	20,21	28	-4,2	0,430							
3	ВЛ	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
4	У1	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
5	У2	9,5	1,25	3,10	17,4	42	-2,4	0,503							
6	С'	6,1	1,27	2,87	13,3	50	-3,3	0,470							
7	С"	-	-	-	-	-	-	-							
8	О	-2,9	1,30	2,65	3,6	90	-4,2	0,429							

НОЯБРЬ*Схема «сверху-вверх»*

1	Н	-0,1	1,29	3,3	8,21	89	-1,5	0,54	2000	15000	-	92880	93790	71470	-
2	П	13,4	1,23	2,65	20,21	28	-4,2	0,430							
3	ВЛ	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
4	У	9,5	1,25	3,10	17,4	42	-2,4	0,503							
5	С'	8,4	1,25	3,12	16,3	46	-2,3	0,510							
6	О	-2,9	1,30	2,65	3,59	90	-4,2	0,429							

Схема «сверху-вниз»

1	Н	-0,1	1,29	3,3	8,21	89	-1,5	0,54	2000	15000	-	92880	93790	47670	-
2	П	13,4	1,23	2,65	20,21	28	-4,2	0,430							
3	ВЛ	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
4	У	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
5	С'	5,3	1,27	2,7	12,7	50	-3,9	0,44							
6	О	-2,9	1,30	2,65	3,60	90	-4,2	0,429							

Смешанная схема

1	Н	-0,1	1,29	3,3	8,21	89	-1,5	0,54	2000	15000	-	92880	93790	47670	-
2	П	13,4	1,23	2,65	20,21	28	-4,2	0,430							
3	ВЛ	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
4	У1	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
5	У2	9,5	1,25	3,10	17,4	42	-2,4	0,503							
6	С'	5,3	1,27	2,7	12,7	50	-3,9	0,44							

окончание таблицы Б2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
7	С"	-	-	-	-	-	-	-							
8	О	-2,9	1,30	2,65	3,60	90	-4,2	0,429							

ДЕКАБРЬ*Схема «сверху-вверх»*

1	Н	-5,2	1,31	2,4	0,91	97	-5,3	0,40	2000	15000	-	92880	93790	66320	-
2	П	13,4	1,23	2,65	20,21	28	-4,2	0,430							
3	ВЛ	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
4	У	9,5	1,25	3,10	17,4	42	-2,4	0,503							
5	С'	7,8	1,26	3,02	15,42	46	-2,7	0,490							
6	О	-2,9	1,30	2,65	3,59	90	-4,2	0,429							

Схема «сверху-вниз»

1	Н	-5,2	1,31	2,4	0,91	97	-5,3	0,400	2000	15000	-	92880	50610	-	0,61
2	П	13,4	1,23	2,65	20,21	28	-4,2	0,430							
3	ВЛ	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
4	У	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
5	С'	4,68	1,27	2,62	11,29	50	-4,3	0,430							
6	О	4,6	1,27	2,65	11,29	51	-4,2	0,429							

Смешанная схема

1	Н	-5,2	1,31	2,4	0,91	97	-5,3	0,40	2000	14000	1000	92880	48910	-	-
2	П	13,4	1,23	2,65	20,21	28	-4,2	0,430							
3	ВЛ	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
4	У1	6,0	1,27	2,65	12,7	46	-4,2	0,430							
5	У2	9,5	1,25	3,10	17,4	42	-2,4	0,503							
6	С'	4,6	1,27	2,62	11,2	50	-4,4	0,420							
7	С"	4,9	1,27	2,65	11,56	49	-4,2	0,430							
8	О	4,9	1,27	2,65	11,56	49	-4,2	0,430							

ПРИЛОЖЕНИЕ В. АКТЫ ВНЕДРЕНИЯ
АКТ
О ВНЕДРЕНИИ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ
ЧУЙКИНА СЕРГЕЯ ВЛАДИМИРОВИЧА

Разработанный Чуйкиным С.В. в рамках диссертации доктора технических наук подход к проектированию, строительству и эксплуатации систем вентиляции и кондиционирования воздуха крытых ледовых катков, направленный на решение проблем повышения их энергоэффективности, снижения капитальных вложений и обеспечения нормированных параметров микроклимата в помещении внедрен на объекте МАУДО "Оздоровительно-образовательный центр "Олимпийский" Усманского муниципального района Липецкой области", по адресу Липецкая обл., г. Усмань, ул. К. Маркса, д. 120-А.

Разработанные математические модели, алгоритмы и программы для расчета параметров воздуха в зоне ледового поля и температуры внутренних поверхностей строительных конструкций позволяют теоретически обосновать выбор рациональных технических решений и режимов работы систем вентиляции и кондиционирования воздуха крытых ледовых катков с учетом условия предотвращения выпадения конденсата на внутренних поверхностях с отрицательными температурами.

Результаты исследований были использованы для наладки оборудования системы вентиляции и ее регулирования в крытом ледовом катке, что позволило понизить уровень энергозатрат на инженерные системы при заданных параметрах микроклимата.

Директор
МАУ ДО ООЦ "Олимпийский"



И.А. Нохрина

19.12.2024

АКТ
о внедрении результатов научных исследований

Настоящий акт составлен о том, что результаты научных исследований тепло-массообменных процессов при вентиляции и кондиционировании воздуха помещений с учетом фазовых переходов на поверхностях охлаждения, проведенные доцентом ВГТУ Чуйкиным Сергеем Владимировичем, приняты к внедрению в ледовом катке «Арена Север», расположенным по адресу г. Воронеж ул. 60 лет ВЛКСМ, д. 8д.

Вид внедрения: методика и программа расчета параметров микроклимата зоны ледового поля для определения оптимальных режимов работы оборудования приточно-вытяжной установки; модель конвективного теплообмена на горизонтальной поверхности искусственного льда;

Область внедрения: энергосбережение, наладка систем вентиляции и холодоснабжения ледового катка «Арена Север»;

Технический уровень НИР: разработаны алгоритмы и комплекс программ расчета температуры, влажности, подвижности воздуха зоны ледового поля, аналитические зависимости расчета тепло-массообменных процессов влажного воздуха с внутренними поверхностями помещения;

Публикации по результатам НИР: Чуйкин, С.В. Теоретическое обоснование выбора технических решений систем обеспечения микроклимата крытых катков / С.В. Чуйкин, О.А. Куцыгина // Известия вузов. Инвестиции. Строительство. Недвижимость. – 2024. – Т. 14, № 1 (48). – С. 119-132; Чуйкин, С.В. Разработка методики и программы расчета параметров воздуха при кондиционировании и вентиляции крытых катков / С.В. Чуйкин // Вестник МГСУ. – 2023. – Т. 18, № 11. – С. 1802-1812; Чуйкин, С.В. Проблемы развития методов проектирования систем обеспечения микроклимата помещений с искусственным льдом / С. В. Чуйкин, О. А. Куцыгина, О. Р. Дорняк // Научный журнал строительства и архитектуры: – 2023. – № 3(71). – С. 31-41; Свид. о гос. регистрации программы для ЭВМ 2023667082 РФ. Моделирование параметров состояния влажного воздуха при кондиционировании помещений с искусственным льдом / С.В. Чуйкин, Е.А. Копытина, Н.А. Петрикеева [и др.], ФГБОУ ВО «ВГТУ». – 2023666099, заявл. 31.07.2023; опубл. 10.08.2023; Свид. о гос. регистрации программы для ЭВМ 2022684755 РФ. Итерационное моделирование температурного режима внутренней поверхности кровли помещений с радиационным охлаждением / С.В. Чуйкин, ФГБОУ ВО «ВГТУ». – 2022683193, заявл. 29.11.2022; опубл. 16.12.2022.

Результаты внедрения свидетельствуют о практической применимости разработанных моделей, методик и алгоритмов расчета систем обеспечения микроклимата крытых ледовых арен и катков при их проектировании, строительстве и эксплуатации.

Директор



А.А. Трубецкой

АКТ

о проведении обследования параметров микроклимата основного помещения Ледового дворца «Невский», в рамках научно-исследовательской работы по совершенствованию методов и конструктивных решений систем кондиционирования воздуха зоны ледового поля

Разработанные в рамках диссертационных исследований Чуйкиным Сергеем Владимировичем: модель конвективного теплообмена поверхности искусственного льда с внутренним воздухом ледовой арены, методика и программа расчета параметров микроклимата зоны ледового поля, а так же методика и программа расчета сложного теплообмена конструкций перекрытия, представляют практический интерес для обоснования оптимальных режимов работы оборудования системы кондиционирования воздуха ледового дворца «Невский», расположенного по адресу Белгородская обл., г. Алексеевка, ул. Спортивная, 54.

Предложенная методика определения параметров влажного воздуха при его обработки в центральном кондиционере, реализованная в программе расчета для ЭВМ (Свидетельство о регистрации от 10.08.2023 № 2023667082), позволяет автоматизировать определение рационального режима работы оборудования системы кондиционирования, исходя из минимума энергозатрат.

Методика и программа расчета нестационарного радиационно-конвективного теплообмена конструкций перекрытия ледового катка позволяют определить время достижения поверхностями элементов конструкции критической температуры при простое системы вентиляции, соответствующей температуре точки росы.

Результаты обследования свидетельствуют о практической применимости разработанных предложений и их положительном влиянии на эффективность реализации в системах обеспечения микроклимата крытых ледовых арен и катков.

Директор
МАУ «Спортивный парк
«Алексеевский»



Маринин Сергей Петрович

АКТ**об обследовании систем вентиляции крытого ледового дворца «Россошь» в рамках диссертационных исследований по развитию методов расчета параметров микроклимата в зоне ледового поля**

Настоящий акт составлен о том, что результаты диссертационных исследований доцента Воронежского государственного технического университета Чуйкина Сергея Владимировича в области развития моделей и методов расчета параметров микроклимата помещений крытых ледовых катков и арен, представленные к защите диссертации доктора технических наук, а именно:

- методика и программа расчета температуры и влажности внутреннего воздуха ледового дворца;

- модель расчета притока теплоты к ледовому полю катка;

использованы при наладке систем вентиляции муниципального казенного учреждения спортивно-оздоровительного комплекса с искусственным льдом «Ледовый дворец «Россошь», расположенного по адресу Воронежская обл., Россошанский р-н, г. Россошь, ул. Белинского, д. 18.

Результаты пуско-наладочных работ свидетельствуют о применимости разработанных модели, методики и программы расчета для обоснования наиболее рационального режима работы оборудования приточно-вытяжной установки обслуживаемой зоны помещения.

Директор



Таранов Сергей Александрович

АКТ

**о проведении обследования параметров микроклимата в ледовом катке
«Хрустальный конек» в рамках научно-исследовательской работы
к.т.н., доц. «ВГТУ» Чуйкина Сергея Владимировича**

Настоящим актом подтверждается проведение обследования параметров микроклимата основного помещения крытого ледового катка «Хрустальный конек», расположенного по адресу г.Воронеж, проспект Труда, д.48.

Обследование включало: замеры распределения влажности и температуры воздуха в обслуживаемой и прилегающих зонах ледового катка на высотах 0 м, 0,15 м, 0,5 м, 1,0 м, 1,5 м, 2 м и 3 м; замеры температуры несущих, ограждающих и технологических конструкций (кровля, фермы, ограждающие борта, лед) при неорганизованном и организованном воздухообмене для стационарного и нестационарного режимов теплообмена; замеры температуры и влажности воздуха в системах приточно-вытяжной вентиляции и воздушного отопления.

Результаты обследования свидетельствуют о выполнении допустимых технологических и санитарно-эпидемиологических требований к параметрам воздуха в обслуживаемой зоне ледового катка при функционировании предусмотренных проектной документацией систем обеспечения микроклимата в период осень-зима-весна. В летний период рекомендуется предусматривать дополнительные мероприятия по предотвращению выпадения конденсата на внутренних поверхностях помещения.

ИП Орлова Людмила Сергеевна

25.12.2024



УТВЕРЖДАЮ

Директор ООО "ЛИТЦ"

Копейкин А.В.

" 20 " 12 2024

АКТ

**о внедрении результатов диссертационного исследования
доцента Воронежского государственного технического университета
Чуйкина Сергея Владимировича**

Мы, представители ООО "ЛИТЦ", настоящим актом подтверждаем, что результаты научно-исследовательской работы Чуйкина С.В., приняты к внедрению для расчета температуры строительных и ограждающих конструкций в помещениях с технологическими поверхностями имеющими отрицательные температуры. Разработанные модели и программы расчета могут использоваться для расчета требуемых параметров микроклимата помещений при проектировании систем общеобменной и продувочной вентиляции, систем осушения и лучистого отопления.

Областью внедрения является проектирование, строительство и эксплуатация систем обеспечения микроклимата общественных и промышленных зданий со значительной площадью поверхностей имеющих температуру ниже точки насыщения.

Описание результатов исследования, внедренных в производство, опубликованы в следующих изданиях: Чуйкин, С.В. Совершенствование методики расчета параметров влажного воздуха при проектировании систем кондиционирования помещений с искусственным льдом / С.В. Чуйкин // Инженерно-строительный вестник Прикаспия. – 2023. – Т. 43, № 1. – С. 65-72; Аралов, Е.С. К методике определения плотности лучистых тепловых потоков от излучателей линейной протяженности / Е.С. Аралов, В.Н. Мелькумов, Б.М. Кумицкий, С.В. Чуйкин // Инженерно-строительный вестник Прикаспия. – 2023. – Т. 45, № 3. – С. 22-27; Чуйкин, С.В. Разработка конструкции и совершенствование методики расчёта двухзонного тёмного газолучистого обогревателя для отопления промышленных и общественных помещений / С.В. Чуйкин, Е.С. Аралов // Сантехника. Отопление. Кондиционирование. – 2023. – Т. 254, № 2. – С. 29-31; Свид. о гос. регистрации программы для ЭВМ 2023667082 РФ. Моделирование параметров состояния влажного воздуха при кондиционировании помещений с искусственным льдом / С.В. Чуйкин, Е.А. Копытина, Н.А. Петрикеева [и др.], ФГБОУ ВО «ВГТУ». – 2023666099, заявл. 31.07.2023; опубл. 10.08.2023; Свид. о гос. регистрации программы для ЭВМ 2022684755 РФ. Итерационное моделирование температурного режима внутренней поверхности кровли помещений с радиационным охлаждением / С.В. Чуйкин, ФГБОУ ВО «ВГТУ». – 2022683193, заявл. 29.11.2022; опубл. 16.12.2022; Чуйкин, С.В. Разработка методики и программы расчета параметров воздуха при кондиционировании и вентиляции крытых катков / С.В. Чуйкин // Вестник МГСУ. – 2023. – Т. 18, № 11.

Главный инженер проекта



А.И. Фролов

АКТ

О ВНЕДРЕНИИ РЕЗУЛЬТАТОВ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ РАБОТЫ

Разработанные в рамках научных исследований, проведенных доцентом Воронежского государственного технического университета Чуйкиным Сергеем Владимировичем, методики, модели и программы расчета тепломассообменных процессов при вентиляции помещений с возможными фазовыми переходами во внутреннем воздухе и на поверхностях охлаждения приняты к внедрению в ООО «ВТСК-36», адрес: г. Воронеж, Рабочий проспект, д. 101/7, пом. 201А.

Предложенный методический инструментарий теплотехнического расчета (реализованный в программах расчета для ЭВМ) позволяет теоретически обосновать выбор рациональных технических решений и режимов работы систем обеспечения микроклимата общественных и промышленных помещений с учетом условия предотвращения выпадения конденсата на внутренних поверхностях строительных и ограждающих конструкций с учетом радиационного охлаждения от оборудования и технологических поверхностей, имеющих отрицательные температуры. Имеется возможность учета изменений общего коэффициента теплоотдачи радиационно-конвективного теплообмена при переменном температурном напоре между поверхностями охлаждения и перекрытиями.

Результаты НИР, внедряемые в производство, позволяют осуществить поверочный расчет минимально допустимой температуры поверхности конструкций исходя из условий недопущения выпадения конденсата и отличаются от существующих возможностью учета радиационно-конвективного теплообмена кровли с окружающим воздухом и охлаждающими поверхностями.

Директор ООО «ВТСК-36»



Сурков О.В.



АО «Росгазификация»

Акционерное общество
 «Главной научно-исследовательский и проектный институт
 по распределению и использованию газа «Гипрониигаз»»

АО «Гипрониигаз»

им. Петра Столыпина проспект, д. 54, Саратов, 410012
 Тел.: +7 (8452) 99-66-55, 74-94-95; факс: +7 (8452) 27-24-44
 e-mail: niigaz@niigaz.ru; www.niigaz.ru
 ОКПО 03321549; ОГРН 1026403668895; ИНН/КПП 6455000573/645501001

№ _____
 На № _____ от _____

АКТ

о внедрении результатов научно-исследовательской работы по разработке конструкции, методики и программы расчета темного газового излучателя

Разработанные в рамках научных исследований Чуйкиным С.В. и Араловым Е.С. конструкция газового излучателя, методика расчета и программное обеспечение представляет практический интерес для предприятия АО «Главной научно-исследовательский и проектный институт по распределению и использованию газа «Гипрониигаз» и может использоваться при проектировании систем газолучистого отопления складских, производственных, животноводческих и общественных помещений с временным пребыванием людей.

- предложенный методический инструментарий (реализованный в программе расчета для ЭВМ) по расчету темного газового излучателя позволяет повысить точность определения удельных тепловых потоков при теплообмене произвольно расположенных поверхностей излучателя и обогреваемой зоны;

- предложенная конструкция газового излучателя (патент на полезную модель 213700 U1, 23.09.2022) представляет большой интерес к внедрению в производство, и позволит одновременно отапливать рабочую и верхнюю зоны помещения, что актуально, например, при борьбе с образованием конденсата на поверхностях строительных конструкций.

Результаты внедрения свидетельствуют о практической применимости разработки и ее положительном влиянии на эффективность реализации в системах лучистого отопления складских, общественных и производственных помещений.

Заместитель генерального директора
 по научному развитию АО «Гипрониигаз»,
 кандидат технических наук



А.О. Хомутов

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе
ФГБОУ ВО «ВГТУ», к.т.н., доцент

А.И. Колосов

« 03 / 2024



АКТ

о внедрении результатов научно-исследовательской работы Чуйкина Сергея Владимировича в учебный процесс кафедры теплогазоснабжения и нефтегазового дела ФГБОУ ВО «ВГТУ»

Авторы: Чуйкин Сергей Владимирович

Заведующий кафедрой ТГС и НГД: Тульская Светлана Геннадьевна

Заведующий кафедрой СМ: Козлов Владимир Анатольевич

Выполнено на кафедрах «теплогазоснабжения и нефтегазового дела», «строительная механика» с 01 сентября 2021 г. по 29 декабря 2024 г. внедрено в учебный процесс кафедры «теплогазоснабжения и нефтегазового дела».

1. Вид результатов, внедренных в учебный процесс:

- численная модель развития течения тонкой пленки жидкости на горизонтальной поверхности искусственного льда под действием сдвиговых усилий ламинарного потока воздуха;
- модель конвективного теплообмена на горизонтальной поверхности искусственного льда при переменной толщине слоя конденсата, наблюдаемой при волнообразном пленочном течении;
- численная модель и методика расчета нестационарного радиационно-конвективного теплообмена конструкций перекрытия помещения;
- математическая модель и алгоритм расчета обобщенного векторного критерия поиска наилучшего варианта проектного решения системы теплогазоснабжения и вентиляции объектов общественного назначения.
- схема и техническое описание новой конструкции двухзонного темного газолучистого обогревателя содержащего излучатель U-образной формы расположенный в вертикальной плоскости и снабженный двухсторонним рефлектором с наклонными боковыми поверхностями, отличающийся наличием параболического экрана из материала с высокой отражательной способностью, располагаемый по всей длине греющей трубы после штампованного отвода так, чтобы избежать беспрепятственного развития свободных конвективных потоков от нагревательного элемента в верхнюю зону помещения.
- алгоритм расчета удельного теплового потока от лучистого обогревателя к облучаемой поверхности при их произвольном взаимном расположении.

2. Область применения: учебные дисциплины «Тепломассообмен», «Математическое моделирование в теплоэнергетике», «Техническая термодинамика», «Обоснование проектов систем теплогазоснабжения и вентиляции» а также курсовое и дипломное проектирование на кафедре теплогазоснабжения и нефтегазового дела ФГБОУ ВО «ВГТУ».

3. Форма внедрения: материалы для практических занятий, лекционных курсов, курсового и дипломного проектирования студентов бакалавриата и магистры.

4. Основные публикации по теме внедрения: 1) Chuykin, S.V. Modeling of non-stationary heat transfer of floor structures of rooms with artificial ice / S.V. Chuykin, V.V. Volkov, E.A. Kopytina, D.M. Chudinov // Russian Journal of Building Construction and Architecture. – 2024. – № 1 (61). – P. 34-45; 2) Чуйкин, С.В. К методике определения плотности лучистых тепловых потоков от излучателей линейной протяженности / Е.С. Аралов, В.Н. Мелькумов, Б.М. Кумицкий, С.В. Чуйкин // Инженерно-строительный вестник Прикаспия. – 2023. – Т. 45, № 3. – С. 22-27; 3) Чуйкин, С.В. Разработка конструкции и совершенствование методики расчёта двухзонного тёмного газолучистого обогревателя для отопления промышленных и общественных помещений / С.В. Чуйкин, Е.С. Аралов // Сантехника, Отопление, Кондиционирование. – 2023. – Т. 254, № 2. – С. 29-31; 4) Чуйкин, С.В. Многокритериальная оптимизация проектных решений систем обеспечения микроклимата помещений с искусственным льдом / С.В. Чуйкин, О.А. Куцыгина // Известия Юго-Западного государственного университета. – 2022. – Т. 26, № 2. – С. 39-52; 5) Чуйкин, С.В. Определение коэффициента теплоотдачи ледовой поверхности для смешанной схемы воздухораспределения / В.Н. Мелькумов, А.В. Лобода, С.В. Чуйкин // Научный вестник Воронежского ГАСУ. Строительство и архитектура. – 2013. – № 1 (29). – С. 24-31; 6) Двухзонный тёмный газолучистый обогреватель: разработка и совершенствование методики расчёта / Чуйкин С.В., Аралов Е.С. // Сантехника, Отопление, Кондиционирование. 2023. № 3 (254). С. 29-31; 7) Двухзонный темный газолучистый обогреватель / Чуйкин С.В., Аралов Е.С. // Патент на полезную модель 213700 U1, 23.09.2022. Заявка № 2022118249 от 04.07.2022; 7) Программа расчета коэффициента облучения при лучистом теплообмене прямоугольного обогревателя с элементарной площадкой / Чуйкин С.В., Копытина Е.А., Аралов Е.С., Харин С.О. // Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ 2023617539, 11.04.2023. Заявка № 2023616247 от 28.03.2023.

5. Эффект от внедрения: повышение качества образования в результате изучения современных автоматизированных методик проектирования.

Автор:



/ Чуйкин С.В. /

«04» 03 2024

Зав. каф. ТГС и НГД



/ Тульская С.Г. /

«04» 03 2024

Зав. каф. СМ



/ Козлов В.А. /

«06» 03 2024

**ПРИЛОЖЕНИЕ Г. ОХРАННЫЕ ДОКУМЕНТЫ НА ОБЪЕКТЫ
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ**

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2023667082

**Моделирование параметров состояния влажного
воздуха при кондиционировании помещений с
искусственным льдом**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Воронежский государственный технический университет»
(RU)*

Авторы: *Чуйкин Сергей Владимирович (RU), Копытина Екатерина
Александровна (RU), Петрикеева Наталья Александровна (RU),
Аралов Егор Сергеевич (RU), Бугаевский Дмитрий Олегович (RU),
Шевцова Евгения Александровна (RU)*

Заявка № **2023666099**

Дата поступления **31 июля 2023 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **10 августа 2023 г.**



*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

Ю.С. Зубов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2022684755

**Итерационное моделирование температурного режима
внутренней поверхности кровли помещений с
радиационным охлаждением**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Воронежский государственный технический
университет» (RU)*

Автор(ы): *Чуйкин Сергей Владимирович (RU)*

Заявка № **2022683193**

Дата поступления **29 ноября 2022 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **16 декабря 2022 г.**



*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

Ю.С. Зубов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2023617539

**Программа расчета коэффициента облучения при
лучистом теплообмене прямоугольного обогревателя с
элементарной площадкой**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Воронежский государственный технический университет»
(RU)*

Авторы: *Чуйкин Сергей Владимирович (RU), Копытина
Екатерина Александровна (RU), Аралов Егор Сергеевич (RU),
Харин Сергей Олегович (RU)*

Заявка № 2023616247

Дата поступления 28 марта 2023 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 11 апреля 2023 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2024615184

**Программа расчета сложного теплообмена конструкций
перекрытия при наличии радиационного охлаждения**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Воронежский государственный технический университет»
(RU)*

Авторы: *Чуйкин Сергей Владимирович (RU), Копытина Екатерина
Александровна (RU), Петрикеева Наталья Александровна (RU),
Чудинов Дмитрий Михайлович (RU), Жерлыкина Мария
Николаевна (RU), Кулик Евгений Александрович (RU)*

Заявка № 2024613824

Дата поступления 26 февраля 2024 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 04 марта 2024 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 213700

ДВУХЗОННЫЙ ТЕМНЫЙ ГАЗОЛУЧИСТЫЙ
ОБОГРЕВАТЕЛЬ

Патентообладатели: *Чуйкин Сергей Владимирович (RU), Аралов Егор Сергеевич (RU)*

Авторы: *Чуйкин Сергей Владимирович (RU), Аралов Егор Сергеевич (RU)*

Заявка № 2022118249

Приоритет полезной модели 04 июля 2022 г.

Дата государственной регистрации
в Государственном реестре полезных
моделей Российской Федерации 23 сентября 2022 г.

Срок действия исключительного права
на полезную модель истекает 04 июля 2032 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 197928

Модель воздухораспределения крытой ледовой арены с многоступенчатым смешиванием в холодный период года

Патентообладатель: **Чуйкин Сергей Владимирович (RU)**

Авторы: **Чуйкин Сергей Владимирович (RU),
Аралов Егор Сергеевич (RU)**

Заявка № **2019100371**

Приоритет полезной модели **09 января 2019 г.**

Дата государственной регистрации в
Государственном реестре полезных
моделей Российской Федерации **05 июня 2020 г.**

Срок действия исключительного права
на полезную модель истекает **09 января 2029 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

 **Г.П. Ивлиев**



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2830029

**Система кондиционирования воздуха крытых катков с
искусственным льдом**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
"Воронежский государственный технический университет"
(ВГТУ) (RU)*

Авторы: *Чуйкин Сергей Владимирович (RU), Жерлыкина Мария
Николаевна (RU), Козлов Владимир Анатольевич (RU),
Волков Виталий Витальевич (RU), Аралов Егор Сергеевич
(RU)*

Заявка № 2024113682

Приоритет изобретения **21 мая 2024 г.**

Дата государственной регистрации
в Государственном реестре изобретений
Российской Федерации **11 ноября 2024 г.**

Срок действия исключительного права
на изобретение истекает **21 мая 2044 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат 0692e7c1a6300b15412401670bca2026
Владелец **Зубов Юрий Сергеевич**
Действителен с 10.07.2024 по 03.10.2025

Ю.С. Зубов

