

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Пермский федеральный исследовательский центр
Уральского отделения Российской академии наук

На правах рукописи



Попов Максим Дмитриевич

РАСЧЕТ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В РУДНИЧНЫХ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ
СЕТЯХ С УЧЕТОМ ТЕПЛОВОЙ ДЕПРЕССИИ В НАКЛОННЫХ ГОРНЫХ
ВЫРАБОТКАХ

Специальность 2.8.6

Геомеханика, разрушение горных пород,
рудничная аэрогазодинамика и горная теплофизика

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
член-корреспондент РАН,
доктор технических наук
Левин Лев Юрьевич

Пермь 2024

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 СОСТОЯНИЕ ИЗУЧЕННОСТИ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ 12	
1.1 Особенности процессов переноса тепла и дыма при движении воздуха по горным выработкам во время экзогенных подземных пожаров	12
1.1.1 Распространение продуктов горения по выработкам рудника	14
1.1.2 Обзор моделей тепломассопереноса при пожарах в рудничных вентиляционных сетях	18
1.2 Аварийные источники тепловыделения	21
1.3 Расчет устойчивости вентиляционных потоков	23
1.4 Анализ опыта экспериментальных исследований экзогенных пожаров в подземных условиях	29
1.5 Анализ опыта экспериментальных исследований возгораний в лабораторных условиях	33
1.6 Цели и задачи исследований	37
2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В НАКЛОННОЙ ГОРНОЙ ВЫРАБОТКЕ ПРИ ПОЖАРЕ НА ФИЗИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ НАКЛОННОЙ ГОРНОЙ ВЫРАБОТКИ 39	
2.1 Описание испытательного аэродинамического стенда	39
2.2 Методика проведения экспериментальных измерений термодинамических параметров воздушного потока	45
2.2.1 Технологические режимы проведения натуральных измерений	45
2.2.2 Измеряемые параметры	46
2.2.3 Схема проведения измерений	47
2.3 Статистическая обработка данных экспериментальных исследований ..	49
2.4 Результаты экспериментальных измерений параметров воздушного потока для различных режимов проветривания	51
2.4.1 Результаты определения фактической аэродинамической характеристика установленного вентилятора	51
2.4.2 Результаты экспериментальных измерений параметров воздушного потока для различных углов наклона испытательного стенда	54
2.5 Выводы	58
3 РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В НАКЛОННОЙ ВЫРАБОТКЕ ПРИ НАЛИЧИИ ИНТЕНСИВНОГО ИСТОЧНИКА ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ	59
3.1 Математическая постановка задачи нестационарного тепломассопереноса в наклонной горной выработке	60
3.1.1 Построение геометрической модели	64
3.1.2 Постановка граничных и начальных условий	65

3.1.3	Исследование сеточной сходимости	66
3.2	Валидация трехмерной численной модели на основании экспериментального исследования процессов тепломассопереноса на физической модели наклонной горной выработки (на испытательном аэродинамическом стенде).....	68
3.2.1	Результаты валидации трехмерной численной модели для горизонтального положения испытательного аэродинамического стенда	70
3.2.2	Результаты валидации численной модели для отрицательного угла наклона испытательного аэродинамического стенда.....	73
3.3	Сравнительный анализ принятой модели турбулентности.....	76
3.4	Выводы по главе	78
4	ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ИЗМЕНЕНИЯ АЭРО-ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОВЕТРИВАНИЯ НАКЛОННОЙ ГОРНОЙ ВЫРАБОТКИ С НИСХОДЯЩИМ ПРОВЕТРИВАНИЕМ ПРИ ПОЖАРЕ	80
4.1	Описание принятых для многопараметрического моделирования вариантов	80
4.2	Исследование влияния различных факторов на условие опрокидывания вентиляционной струи в канале геометрии экспериментального стенда	82
4.2.1	Исследование влияния степени открытия вентиляционного окна наклонного участка на устойчивость проветривания при различной начальной скорости воздушного потока и мощности источника тепловыделения.....	82
4.2.2	Исследование влияния мощности источника тепловыделения на устойчивость проветривания при различных начальных скоростях воздушного потока.....	86
4.3	Получение математической зависимости массового расхода воздуха и критической мощности источника тепловыделения от различных начальных параметров.....	89
4.4	Оценка величины продольной дисперсии для различных режимов работы испытательного стенда как критерия оценки устойчивости проветривания.....	95
4.5	Экспериментальное подтверждение неустойчивого проветривания на испытательном стенде.....	103
4.6	Оценка принятых критериев подобия при переходе к реальным размерам горных выработок.....	106
4.7	Выводы по главе	108
5	РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЁТА СТАЦИОНАРНОГО ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В РУДНИЧНЫХ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СЕТЯХ, УЧИТЫВАЮЩИХ ТЕПЛОВЫЕ ДЕПРЕССИИ ОТ ПОЖАРА	110
5.1	Итерационный алгоритм определения критической мощности пожара	111
5.2	Сетевая модель воздухораспределения в руднике при пожаре	117
5.3	Алгоритм расчета устойчивости воздухораспределения при пожаре фиксированной тепловой мощности.....	121

5.4	Метод определения мощности источника тепловыделения в условиях рудничных аварий.....	124
5.4.1	Исследование точечных источников тепловыделения	127
5.4.2	Исследование распределенных источников тепловыделения	129
5.4.3	Моделирование динамики горения конвейерной ленты	130
5.5	Реализация алгоритма расчета стационарного воздухораспределения с учетом тепловой депрессии пожара в ПК «Аэросеть»	131
5.6	Выводы по главе	137
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....		139
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ		140

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы диссертации

В последние десятилетия в горнодобывающей промышленности в России и за рубежом проявляется тенденция, связанная с увеличением мощности добычи полезных ископаемых. При этом запасы легкодоступных ресурсов истощаются и это в свою очередь приводит к увеличению глубины ведения горных работ и расширению шахтных полей. Вентиляционные сети в данных условиях становятся более разветвленными и протяженными, с постоянно изменяющейся топологией, которая обусловлена появлением новых горных выработок и вывода существующих из разряда действующих. В данных реалиях наращивание объемов добычи или поддержание их на текущем уровне невозможно без применения высокопроизводительного оборудования. Горнодобывающими предприятиями приобретаются автосамосвалы, погрузочно-доставочные комплексы и всевозможная вспомогательная техника, оснащенная двигателями внутреннего сгорания, работающими на дизельном топливе. Совместно с протяженностью горных выработок растет и длина транспортных конвейеров. В дополнение к этому работа всего оборудования подземных горных выработок невозможна без электрической энергии. Помимо увеличения протяженности электрических сетей, значительно возрастает и нагрузка на них. Совокупность этих факторов, с дополнением человеческого фактора, значительно увеличивает возможность возникновения аварийной ситуации в подземной части предприятия, связанной с возгоранием. Согласно статистическим данным около 66% от общего числа аварийных ситуаций, приводящих к существенным экономическим, социальным и экологическим последствиям, составили подземные пожары. В период с 1980 по 2023 год было зафиксировано 93 пожара в шахтах и рудниках.

Основная опасность при подземном пожаре для системы вентиляции шахты – это изменение режима проветривания и соответственно - изменение направления распространения продуктов горения по горным выработкам. В практике ликвидации подземных пожаров вопросы управления вентиляцией имеют большое значение. Они направлены на обеспечение безопасной эвакуации людей, застигнутых в шахте аварией, и успешной ликвидации ее. На выбор того или иного аварийного вентиляционного режима существенное влияние оказывает тепловая депрессия пожара, противодействие которой может привести не только к опрокидыванию вентиляционной струи, но и загазированию горных выработок продуктами горения и осложнить локализацию и ликвидацию подземного пожара. В результате

возникновения пожара возможно изменение скорости и направления проветривания части вентиляционной сети или создание неустойчивого движения воздуха в отдельных выработках. Корректировка режима проветривания в случае аварийного режима производится на основании решений, принятых сотрудниками пылевентиляционных служб шахт и рудников. Исследование устойчивости проветривания при пожаре проверяется на стадии проектирования подземной части шахты. При этом анализ больших разветвленных сетей в условиях сложных, постоянно изменяющихся топологий вентиляционных сетей, а также учет всех возможных сценариев появления и развития подземного пожара является трудоемким процессом, который требует больших затрат по времени и является практически невозможным для ручного расчета без использования современных высокопроизводительных компьютеров. Это приводит к необходимости разработки автоматизированных расчетных алгоритмов, позволяющих проводить расчеты влияния тепловой депрессии на проветривание всех горных выработок для шахтных вентиляционных сетей произвольной геометрии.

Анализ вентиляционных сетей с помощью специализированных программных продуктов требуется действующей нормативной документацией и является обязательной частью при составлении плана мероприятий по локализации и ликвидации последствий аварий и проектированию систем вентиляции шахт и рудников. В настоящее время для проведения расчетов аварийных режимов проветривания все более широкое применение находят отечественные и зарубежные программные комплексы, к наиболее известным из которых относятся: «Аэросеть», «Вентиляция 2.0», «VentSim» и «MFire».

Исследованием влияния тепловых депрессий от аварийных источников тепловыделения на устойчивость проветривания наклонных горных выработок начиная с середины XX века занималось большое количество ученых; Скочинский Александр Александрович, Ушаков Ким Захарович, Болбат Иван Ефимович, Гендлер Семен Григорьевич, Палеев Дмитрий Юрьевич, Булгаков Юрий Федорович, Шалимов Андрей Владимирович. Среди зарубежных коллег данным вопросом занимались: M.J. McPherson, H. Ingason, D.J. Brake, A. Lönnemark, R. Hansen. Но в работах вышеперечисленных авторов отсутствует описание комплексного подхода к определению критериев устойчивости проветривания наклонных горных выработок, который учитывал бы параметры как самой наклонной выработки и характеристики источника тепловыделения, так и особенности воздухораспределения в вентиляционной сети всей шахты применительно к реализации данного подхода при решении задач воздухораспределения в одномерной сетевой постановке.

На основании вышеизложенного, разработка комплексного подхода к определению критериев устойчивого проветривания при пожаре в наклонных выработках и сокращение времени, затрачиваемого на расчет воздухораспределения в случае аварийной ситуации, является актуальным вопросом в данной области.

Цель работы

Разработка алгоритма расчета воздухораспределения в рудничных вентиляционных сетях с учетом тепловых депрессий подземных пожаров.

Основная идея работы

Использование аппроксимирующих выражений, полученных из экспериментальных исследований на разработанном стенде и многопараметрического численного трехмерного моделирования, учитывающих пространственно-временную динамику неоднородных конвективных потоков воздуха в наклонных горных выработках при пожарах в одномерном сетевом алгоритме расчета воздухораспределения.

Основные задачи работы

1. Спроектировать и реализовать испытательный стенд, имитирующий наклонную горную выработку с интенсивным источником тепловыделения.
2. Разработать программу натурных измерений аэротермодинамических параметров воздушного потока на испытательном стенде.
3. Разработать, параметризовать и валидировать трехмерную численную модель наклонной горной выработки с интенсивным источником тепловыделения.
4. Провести многопараметрическое моделирование процессов тепломассопереноса в наклонной выработке с пожаром в зависимости от источников тепловыделения различной мощности и аэродинамических параметров горной выработки.
5. Определить критерии устойчивости проветривания наклонной горной выработки и определить их зависимость от начальных условий проветривания, от различных источников тепловыделения и аэродинамических параметров наклонной выработки.
6. Разработать методику одномерного сетевого расчета воздухораспределения в вентиляционных сетях произвольной топологии с учетом тепловой депрессии интенсивного источника тепловыделения.

Методы исследований

Методы предусматривали комплексный подход к решению поставленных задач и включали анализ и обобщение научного и практического опыта, лабораторные исследования влияния тепловых депрессий на процессы тепломассопереноса в горных выработках, статистическую обработку экспериментальных данных, одномерное и трехмерное численное моделирование процессов тепломассопереноса, а также обработку и сравнительный анализ результатов моделирования при различных входных параметрах задачи, анализ функциональных зависимостей различных параметров задачи друг от друга.

Основные научные положения, выносимые на защиту:

- Трехмерная модель конвективного движения воздушных потоков в наклонной горной выработке, учитывающая тепловыделение от источника при различном начальном перепаде давления, откалиброванная по данным экспериментов на разработанном лабораторном стенде, позволяет исследовать закономерности тепломассопереноса в рудничной атмосфере при пожарах в наклонных горных выработках.
- Зависимости плотности и расхода воздуха в наклонной горной выработке с нисходящим проветриванием от характеристики вентиляционной сети и мощности пожара, позволяют выявить условия изменения направления движения воздуха при наличии интенсивного источника тепловыделения.
- Алгоритм расчета воздухораспределения в вентиляционных сетях произвольной топологии с учетом тепловой депрессии пожара в наклонной горной выработке позволяет усовершенствовать оперативные мероприятия ликвидации и локализации последствий аварий.

Научная новизна

1. На основании многопараметрического моделирования получена регрессионная зависимость критической тепловой мощности источника тепловыделения от аэродинамических параметров горной выработки и зависимость изменения плотности воздуха в момент опрокидывания вентиляционной струи.
2. Доказана возможность применения рассчитанного среднего коэффициента конвективной дисперсии, как критерия условия устойчивости движения воздушного потока.

3. Доказана применимость подхода RANS к описанию процессов теплопереноса при возгораниях в наклонных выработках с нисходящим проветриванием.
4. На основе физического моделирования, на разработанном лабораторном стенде, обосновано подобие получаемых численных решений при масштабировании горной выработки в соответствии с методом Фруда в диапазоне масштабов от 1:1 до 1:10.
5. Разработан метод определения эквивалентной тепловой мощности пожара для различных типов горючей нагрузки.
6. Разработан и реализован алгоритм расчета стационарного воздухораспределения в вентиляционных сетях произвольной топологии с учетом тепловой депрессии пожара в наклонной горной выработке.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается соответствием фундаментальным физическим законам, сопоставимостью результатов аналитических, численных решений и натурных измерений, большим объемом экспериментальных исследований в лабораторных условиях, а также положительными результатами верификации и валидации разработанных моделей.

Практическое значение и реализация результатов работы

Результаты работы позволяют производить расчеты устойчивости проветривания в наклонных горных выработках по фактору тепловой депрессии от пожара и, соответственно, прогнозировать распространение продуктов горения в вентиляционных сетях произвольной топологии. Предложенные алгоритмы реализованы в ПК «Аэросеть».

Полученные в работе теоретические результаты полезны при проектировании вентиляции шахтных вентиляционных сетей и разработки мероприятий по локализации и ликвидации последствий аварий, связанных с устойчивостью проветривания при подземных пожарах.

Связь работы с крупными научными программами и темами

Диссертационная работа выполнена в рамках гранта РФФИ № 20-35-90072 (Аспиранты), а также в рамках проекта «Исследование и разработка систем контроля и управления термодинамическими и аэрологическими процессами в рудничной атмосфере и массивах горных пород при строительстве и эксплуатации горных

предприятий в сложных горнотехнических условиях» (рег. номер НИОКТР 122012000396-6), реализуемого по Программе фундаментальных научных исследований государственных академий наук на 2021–2030 годы.

Апробация работы

Научные положения и основные результаты исследований докладывались и обсуждались на:

- Ежегодных научных сессиях «ГИ УрО РАН» «Стратегия и процессы освоения георесурсов» (Пермь, «ГИ УрО РАН», 2018 — 2019 гг., 2023—2024 г.,
- Международной научной школе академика К.Н. Трубецкого, 5 конференция Международной научной школы академика К. Н. Трубецкого «Проблемы и перспективы комплексного освоения и сохранения земных недр» 14-18 ноября 2022 г. , ИПКОН РАН, г. Москва,
- IV Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы охраны труда и безопасности производства, добычи и использования калийно-магниевых солей», г. Пермь, 2023 г.

Личный вклад автора

При непосредственном участии автора проведена постановка задач, разработка математических моделей, анализ и обработка полученных данных, выполнение расчетов и проведение численных экспериментов, разработка научных решений и их практическая реализация, сформулированы основные научные положения и выводы.

Автор выражает глубокую благодарность своему научному руководителю д-ру техн. наук, чл.-корр. РАН Левину Л.Ю. за формирование научного направления работы, консультации при выполнении работы и за создание уникальной среды для исследований, д-рам техн. наук Жихареву С.Я., Зайцеву А.В., Шалимову А.В., Семину М.А. за ценные указания и помощь в разработке математических моделей. Успешной работе над диссертацией способствовала творческая, доброжелательная атмосфера в коллективе и поддержка коллег.

Публикации

По теме работы опубликовано 16 печатных работ, в том числе 8 в изданиях, входящих в перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, рекомендуемых Высшей аттестационной комиссией при Министерстве образования и

науки Российской Федерации, из них 8 в изданиях, индексируемых в базах данных Scopus и Web of Science.

Объем работы

Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав и заключения. Работа изложена на 157 страницах машинописного текста, содержит 48 рисунков и 12 таблиц. Список использованных источников состоит из 215 наименований, в том числе 101 зарубежных.

1 СОСТОЯНИЕ ИЗУЧЕННОСТИ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Особенности процессов переноса тепла и дыма при движении воздуха по горным выработкам во время экзогенных подземных пожаров

Подземные пожары в шахтах и рудниках наносят материальный ущерб и представляют большую опасность для горнорабочих (отравление шахтной атмосферы продуктами горения, инициация взрывов метана и рудничной пыли) [66, 113, 34, 25]. Методы прогноза, профилактики и тушения подземных пожаров разрабатывались в России [22, 51, 49, 32, 28, 16, 15, 87, 101], Украине [59, 15, 95, 68, 53, 1, 100, 21, 20, 18, 19, 70], и других странах [66, 113, 125, 112, 134]. Основы науки о подземных пожарах развивались в рамках "Горноспасательного дела", с использованием при этом данных шахтной теплофизики и технической дисциплины, изучающей условия воспламенения, горения и взрывов промышленных горючих материалов и топлив [95, 10, 43, 76]. Пожары, возникающие и развивающиеся в выработанных пространствах (в угольных скоплениях и целиках), называют эндогенными, а пожары, возникающие в горных выработках ("открытые" пожары) – экзогенными. По условиям прогноза, профилактики, возникновения, развития и тушения, пожары этих двух видов отличаются. С точки зрения математического моделирования, эндогенные пожары характеризуются тепломассопереносом и физико-химическими процессами в пористой среде (массиве), а экзогенные – тепломассопереносом в выработках и в окружающем их массиве.

Возникновение экзогенных пожаров связано с наличием в выработках горючих материалов – деревянные крепи и затяжки металлической крепи, прорезиненные конвейерные ленты, резиновые оболочки гибких электрических кабелей, вентиляционные трубы, самоходное дизельное оборудование, скопление горюче-смазочных материалов и др. [106]. В выработках могут возникать источники открытого огня, обусловленные: короткими замыканиями и искрением в электрических кабелях и электрооборудовании; воспламенением трущихся поверхностей (фрикционных пар); взрывными работами; загоранием воздушно-метановых смесей от нагретых поверхностей и искр и прочими причинами [125, 112, 30, 107]. В отличие от эндогенных пожаров, возникающих при соответствующих физических и физико-химических процессах, экзогенные пожары представляют собой случайные события, прогнозировать которые возможно лишь статистическими методами [106]. Однако тот или иной процесс нештатного, предпожарного (т.е. сопровождающегося нарастанием температуры) функционирования какого-либо расположенного в выработке устройства или агрегата (конвейера, кабеля и проч.) можно моделировать с целью определения условий предотвращения такого аварийного режима или установления исходных данных для

построения модели развития возникшего пожара. Методика оценки экзогенной пожароопасности шахт рассматривает последнюю как сумму пожароопасных выработок. Показателем пожароопасности является произведение вероятностей: возникновения пожара и развития пожара. Первая зависит от технологического назначения и протяженности выработки, наличия в ней различных видов энергоснабжения и транспорта. Вторая вероятность характеризует наличие в выработке горючих материалов, возможную скорость развития пожара и имеющиеся средства пожаротушения.

При обнаружении экзогенного пожара обычно производят регулирование вентиляционного режима с целью минимизации негативного действия пожара и его ликвидации. При расчёте вентиляционных режимов необходим учёт воздействия пожара на параметры вентиляционной струи (плотность, температура и скорость движения потока), на аэродинамические характеристики ветви с пожаром (депрессия, аэродинамическое сопротивление, расход воздуха) [53, 13].

Движение очага пожара характеризуется параметрами: 1) длиной горящего участка выработки; 2) скоростью движения фронта горения [53]. Шахтными наблюдениями установлено, что развитие пожара происходит вначале медленно (до момента достижения им определенной тепловой мощности). Затем наступает 2-я стадия – быстрого распространения пламени, стабилизирующегося при полном расходовании кислорода в подходящем воздушном потоке. 2-я стадия развития пожара характеризуется постоянством скорости его распространения [53]. Для определения этой скорости известны эмпирические формулы В.М. Жадана и В.Я. Балтайтиса – Ю.М. Марковича [4].

Тепловые расчёты выработок во время пожаров, проводившиеся на основе простейших уравнений теплового баланса были сопоставлены с экспериментальными данными Б.И. Медведевым [60], что выявило их неточность. Была предложена более строгая модель, в которой: 1) осуществлялся учёт теплообмена излучением; 2) коэффициент конвективного теплообмена вычислялся с учётом влияния высоких температур; 3) осуществлялся предварительный приближенный расчёт температур в выработке на основе эмпирических формул; 4) коэффициент нестационарного теплообмена вычислялся по новой формуле; 5) учитывалась зависимость теплофизических параметров массива от температуры; 6) расчёт параметров вентиляции проводился при использовании весового расхода воздуха и учёте зависимости плотности воздуха от температуры.

Несмотря на то, что в работах рассмотрено большое количество физических механизмов, влияющих на процессы тепло- и газопереноса по горным выработкам во время экзогенных пожаров, недостаточное внимание уделено моделированию динамики воздушных потоков в одномерной сетевой постановке, величина и направление которых в области действия пожара могут существенно изменяться под действием переменных тепловых депрессий и, как следствие, оказывать существенное влияние на воздухораспределение в сети горных выработок. В связи с этим возникает необходимость изучения особенностей трехмерных конвективных потоков в наклонных горных выработках с источником возгорания в совокупности с влиянием на протекающие процессы тепломассопереноса вентиляционной сети, в которую эта выработка входит.

1.1.1 Распространение продуктов горения по выработкам рудника

В общем случае горение – это сложный физико-химический процесс, изучаемый в рамках химической физики. Процесс имеет несколько стадий, причём их структура и количество зависит от типа горящего материала. В зависимости от агрегатного состояния исходных веществ и продуктов горения различают гомогенное и гетерогенное виды горения. При гомогенном горении исходные вещества и продукты горения находятся в одинаковом агрегатном состоянии. Примером такого типа горения может служить горение различных газовых смесей. При гетерогенном горении исходные вещества и продукты горения находятся в различных агрегатных состояниях. Примером этого типа горения является горение твердых и жидких топлив в различных технологических процессах и пожарах. Поэтому чаще всего интерес представляет именно гетерогенный вид горения.

Термическое разложение полимеров сопровождается, как правило, выделением газообразных горючих компонентов (гетерогенное горение), в основном различных углеводородов и твердого негорючего остатка (кокса) [1, 8]. Каждый из летучих продуктов деструкции характеризуется своей температурой воспламенения и теплотой сгорания. Скорость их горения зависит от температуры и выражается экспоненциальным законом Аррениуса [105].

Слой горючего материала, где происходит его нагрев и возгорание, называется фронтом пламени. В этом слое происходит возникновение интенсивных окислительных реакций, сопровождающихся интенсивным выделением теплоты, продуктов сгорания и излучением, видимая часть которого представляет собой пламя. Поэтому данный слой представляет собой границу пламени, что и объясняет его название.

По скорости распространения фронта пламени горение бывает медленным – со скоростями до метра в секунду, дефлограционным - со скоростями до нескольких метров в секунду, взрывным – со скоростями порядка десятков и сотен метров в секунду, и детонационным – со скоростями порядка нескольких тысяч метров в секунду. При горении твердых и жидких горючих веществ при пожарах в большинстве случаев имеет место медленное горение.

Механизм распространения горения и связанного с ним перемещения фронта пламени весьма сложен и окончательной теории, полностью описывающей этот процесс на данный момент нет. Но суть процесса представляется следующей [110] – в процессе протекания выделяется значительное количество теплоты, которое передается еще не горящему материалу. Теплопередача происходит за счет теплопроводности, излучения и диффузии. Вклад от каждого из перечисленных видов теплопередачи может быть разным и зависит от множества факторов.

При гетерогенном горении принято выделять две стадии процесса горения. На первой стадии происходит нагрев горючего вещества до температуры, при которой начинается химическое разложение (деструкция) на горючие газы и оставшиеся продукты реакции разложения. На второй стадии происходит диффузия образовавшихся газов в зону горения, их воспламенение и сгорание. Схематически одномерный процесс горения представлен в виде, изображённом на рисунке 1.1 (на рисунке также приведен график характерного изменения температуры по длине).

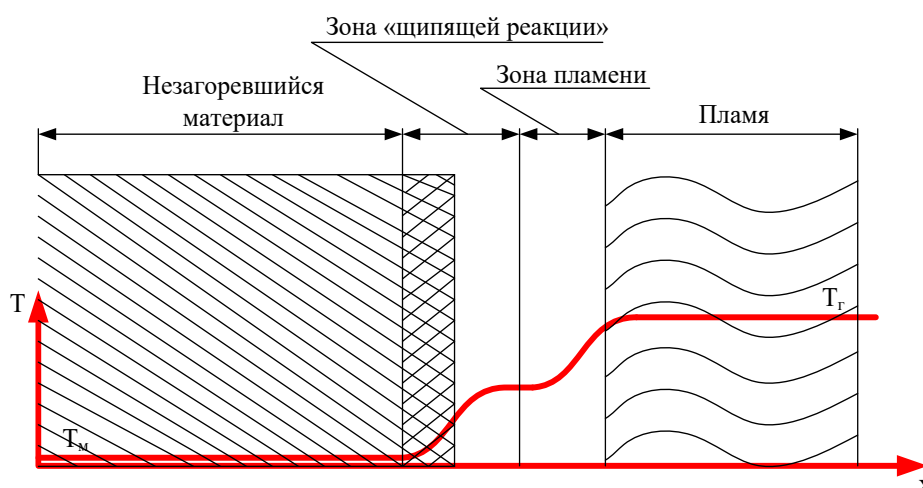


Рисунок 1.1 — Схематическое изображение фронта пламени.

На приведенном рисунке четко прослеживаются обе стадии горения. Первая стадия обозначена зоной «шипящей реакции», на которой, как это видно, происходит процесс нагрева материала до температуры его деструкции и изображен сам процесс деструкции в виде «исчезающего» материала. Вторая стадия обозначена зоной пламени,

в которой происходит процесс воспламенения и горения образовавшихся горючих газов со значительным повышением температуры. При этом теплообмен между твердой фазой и горящим газом происходит одновременно путем теплопроводности и конвекции.

На основании богатейшего опыта борьбы с пожарами в нашей стране получен широкий спектр показателей, отражающих поведение горючих материалов в условиях пожара. Совокупность данных показателей принято называть пожарными свойствами материалов. Так как процесс горения веществ в разных фазах отличается, в соответствии с ГОСТ 12.01.044-89 «Пожаровзрывоопасность веществ и материалов. Номенклатура показателей и методы их определения при оценке пожароопасности» различают:

- газы – вещества, абсолютное давление паров которых при температуре 50°C равно или более 300 кПа или критическая температура которых менее 50°C;
- жидкости – вещества с температурой плавления менее 50°C;
- твердые вещества и материалы – с температурой плавления более 50°C;
- аэрозоли – диспергированные твердые вещества и материалы с частицами размером менее 850 мкм.

С точки зрения рассмотрения рудничных пожаров в первую очередь представляет интерес горение твердых веществ и материалов. Для них принято определять следующие показатели, характеризующие пожаровзрывоопасность: количество и тип горючего вещества, его теплофизические свойства, неравномерность распределения горючих веществ относительно друг друга и потенциального источника возгорания [38].

Для определения каждого из этих показателей существуют определенные методики [38]. Ряд показателей вычисляется аналитически при помощи методик, изложенных в [85].

Методики расчета тепловыделения при горении конвейерной ленты представлены в работе [110] и далее уточняются в работе [24]. Анализ возможности построения кривой тепловыделения при горении дизельной техники был предложен в научном труде [149].

Однако, совокупность данных показателей не дает однозначного описания процесса горения, необходимого для его моделирования. Для всех рассмотренных методик кривая тепловыделения может быть построена однозначно только при наличии проработанной экспериментальной базы, которая будет характеризовать процесс протекания горения только для одного конкретного рассматриваемого случая. Таким образом, необходима разработка подхода к расчету кривых тепловыделения для различных видов и типов горючей нагрузки при различных начальных характеристиках воздушного потока в точке возгорания.

При подземных пожарах можно выделить две группы процессов массопереноса: 1) перенос продуктов горения – пожарных газов, генерируемых очагами эндо- и экзогенных пожаров; 2) перенос пожаротушащих – инертных газов и их смесей с воздухом и пожарными газами. Эти процессы протекают, как правило, при переходных, реверсивных и нулевых режимах вентиляции. Математические модели массопереноса при пожарах по выработкам аналогичны моделям технологического (штатного) и аварийного массопереноса.

Процесс проветривания (разгазирования) изолированных участков горения после их вскрытия, когда снятие изолирующих перемычек длится некоторое время, был смоделирован в работе [69]. Уравнение массопереноса в «дисперсионном» виде решалось преобразованием Лапласа по времени. Представленная модель соответствовала случаю проветривания вскрываемого участка, когда газовыделение по ходу струи (из стенок выработок, выработанного пространства) и газообмен со стенками источников газа отсутствуют.

Часто встречается иной случай – переноса примеси по выработке, граничащей с газовым коллектором (бункером) [67]. Роль последнего могут играть выработанные пространства или примыкающие к выработке зоны массива. Перемычки, изолирующие участок горения, считаются ликвидированными мгновенно (достаточно быстро), а скорость потока – постоянной. Задача формулировалась в виде уравнения турбулентного массопереноса с коэффициентом турбулентной диффузии, определяемым эмпирически. Расчёты показали, что изменение газовыделения со временем несущественно и может считаться постоянным. Влияние же изменения скорости потока значимо, и приближение постоянства скорости потока следует считать недостаточным.

Более адекватная, нелинейная модель разгазирования была рассмотрена в [23], однако математическое решение задачи общепринятым путём линеаризации уравнения, как оказалось, даёт большую погрешность. Похожие линейные и нелинейные модели разгазирования и заполнения изолированных участков горения инертными газами рассмотрены в [68, 21, 74, 88, 22, 36, 6].

Пожар также может вызвать явление, которое может повлиять на направление вентиляционного потока и распространение дыма. Более крупные пожары со значительной скоростью тепловыделения могут вызывать два различных типа явлений, а именно эффект запираания воздушного потока и эффект тепловой депрессии в случае наклонных выработок [122]. Когда воздушные массы проходят место очага возгорания, объем воздушных масс увеличивается, вызывая дополнительную потерю давления. Непосредственные последствия эффекта запираания можно заметить по остановке

вентиляционного потока в зоне, ближайшей к месту пожара. В случае пожара в наклонной выработке тепло от очага возгорания вызовет повышение температуры, что приведет к уменьшению плотности газозадушной смеси ниже по течению от пожара. Уменьшение плотности усилит скорость воздушного потока в случае восходящего проветривания или вызовет нарушения или даже обратное направление вентиляционного потока в выработках с нисходящим проветриванием.

При моделировании процессов распространения продуктов горения во время рудничных пожаров в перечисленных работах основное внимание уделено выбору адекватной физической модели переноса (диффузии, дисперсии, идеального вытеснения) и определению соответствующих феноменологических параметров. Все физические модели, прогнозирующие динамику вредных примесей, оперируют средними (наиболее вероятными) значениями параметров задачи, в то время как существуют некоторые погрешности в их определении. В этом случае большую важность с точки зрения корректности выполняемых расчетов, составляют начальные входные параметры задачи. В случае, если в действительности начальные параметры расчета отличаются от фактических, модель даст неверный прогноз. Потому важно оценивать чувствительность модели (и рассчитываемых по ней расходов) к некоторым особенно важным параметрам – мощности тепловыделений, теплофизическим свойствам массива, начальным значениям перепада давления и скорости на рассматриваемом участке вентиляционной сети. В этом случае появляется необходимость решать задачу устойчивости воздухораспределения по фактору тепловых депрессий. На фоне быстро меняющихся расходов, вызванных действием переменных тепловых депрессий, а также аварийным отключением или реверсированием ГВУ и других источников тяги, направление и скорость распространения примесей неочевидна и должна рассчитываться по специально разработанной методике. Крайне важными оказываются исследования и анализ устойчивости воздушных потоков во время аварий, поскольку позволяют предсказать возможные их опрокидывания с соответствующими изменениями направлений распространения вредных газов.

1.1.2 Обзор моделей тепломассопереноса при пожарах в рудничных вентиляционных сетях

Модификация формул вентиляционных расчетов при пожарах, расчет коэффициентов нестационарного теплообмена, коэффициентов теплообмена с учетом влияния температуры и лучистого теплопереноса отражены в работах Б.И. Медведева и его сотрудников [59, 57, 72]. Ими же получены формулы расчета температур пожарных газов в выработках, реализованные на ЭВМ [59, 71, 61]. Предложен зональный метод

расчёта, при котором выработка разбивается на три зоны (по ходу струи): до места возгорания; от места возгорания до очага пожара в данный момент времени (фронта пожара); за очагом пожара [72, 61, 71, 14]. Параметры вентиляционной струи в первой зоне соответствуют штатной ситуации (отсутствию пожара). Во второй зоне – зоне горения – идёт нагревание газовой воздушного потока и остывание породного массива. В третьей зоне пожарные газы охлаждаются, а массив нагревается.

При моделировании экзогенных пожаров встречаются также аналоги "модернизированных" моделей штатного теплопереноса – модели на основе уравнений в частных производных и модели сопряженного теплопереноса в системе "массив-выработка".

Уравнения в частных производных встречаются при описании развития экзогенных пожаров [136, 96, 86] и при анализе процессов пожаротушения [27, 4]. Для обобщения экспериментальных данных по динамике развития экзогенных пожаров с одним или несколькими очагами горения, с целью разработки метода расчёта аварийных вентиляционных режимов в [86] была предложена модель, включавшая в себя: 1) уравнение движения воздушного потока; 2) уравнение конвективно-кондуктивного теплопереноса; 3) уравнение неразрывности; 4) уравнение газового состояния. Данная система уравнений была упрощена (приведена к квазистационарному виду) и исследовалась численно. В [27] моделирование температурного режима вентиляционной струи, исходящей из очага пожара, до и после закорачивания её, осуществлялось на основе следующих допущений: 1) скорость потока постоянна и равна средней скорости; 2) изменение скорости происходит скачкообразно; 3) температура воздушного потока характеризуется средней по сечению и изменяется только вдоль его пути; 4) температура стенки выработки на исследуемом участке постоянна; 5) на границе потока со стенкой выработки теплообмен описывается граничными условиями III-го рода; 6) коэффициент температуропроводности потока – известная функция его температуры; 7) выработка является круглым прямолинейным каналом. Задача была решена численно.

Сопряженные задачи теплопереноса в система "массив - выработка" при моделировании экзогенных пожаров встречаются чаще, чем при моделировании штатного теплопереноса [58, 55, 103, 33]. Ориентируясь на использование ЭВМ, авторы [58] перешли от системы уравнений в частных производных – теплопереноса в массиве и выработке -- к уравнениям тепловых балансов в конечных элементах их. Модель охлаждения пожарных газов в третьей зоне выработки горения была сформулирована в [55]. Краевая задача относится к "полусопряженным" задачам, решалась она конечно – разностным методом.

Большинство современных работ направлено на изучение особенностей распространения теплоты и дыма при пожарах в тоннелях метрополитенов и другого транспорта, которые обладают своими особенностями в плане организации проветривания [157]. Вместе с тем рудники имеют свою специфику проветривания, углы наклона выработок, разветвленные системы горных выработок, проветриваемых одним или несколькими главными вентиляторами [189]. При расчете проветривания рудников в случае возникновения пожаров важно учитывать не только локальные эффекты тепловой конвекции в месте возникновения пожара, но и их последующее влияние на всю вентиляционную сеть в целом. Например, пожары могут приводить к существенному перераспределению потоков воздуха в горных выработках из-за эффекта тепловых депрессий [190, 180, 194]. Сегодня разрабатывается несколько подходов для учета сложных процессов возвратных течений воздуха в системах горных выработок: одномерные модели вентиляционных сетей [190], модифицированные одномерные модели с представлением отдельных выработок в виде сетки ветвей вентиляционного графа [180], а также CFD моделирование [194].

Все эти подходы к настоящему моменту недостаточно проработаны и имеют те или иные проблемы (сложность параметризации моделей, вычислительная сложность, неучет некоторых эффектов, например «теплового запираения» потока и пр.). Одним из перспективных и непроработанных на сегодняшний день направлений исследований является совершенствование оперативных методов расчета воздухораспределения при развитии подземных пожаров в рудниках посредством введения в одномерные модели вентиляционных сетей эффективных эмпирических зависимостей для учета теплового эффекта влияния пожара на параметры воздушного потока. При этом такие эмпирические зависимости могут быть получены на основе многопараметрического моделирования тепломассопереноса в сравнительно небольшой области рудника около источника пожара в трехмерной постановке. Получение таких зависимостей является целью настоящего исследования.

При современном уровне развития вычислительной техники, несомненно, более точными и перспективными для дальнейшего совершенствования являются модели нестационарного тепломассопереноса в наклонных выработках при наличии источника интенсивного нагрева, учитывающие теплообмен вентиляционного воздуха с породным массивом в сопряженной постановке. В связи с этим возникает необходимость разработки модели, позволяющей производить комплексный анализ влияния геометрических особенностей наклонных выработок, а также свойств самого источника тепловыделения в совокупности с нестационарным теплообменом с окружающим

массивом на устойчивость проветривания и распределения конвективных воздушных потоков по сечению выработки.

1.2 Аварийные источники тепловыделения

Согласно классификации, представленной в [24], по характеру и мощности тепловыделения источники можно разделить на две категории: аварийные и техногенные. К первому типу источников тепловыделения относят техногенные источники тепловыделения, а именно:

- машины и механизмы, работающие на различных видах энергии – электрической, с двигателями внутреннего сгорания, энергии сжатого воздуха;
- охлаждение добытого полезного ископаемого, закладочного материала и шахтной воды;
- окислительные процессы в горных породах и шахтной крепи;

Ко второму типу относятся источники тепловыделения, возникающие в момент аварий по причине возгорания машин, конвейеров и крепи.

Возникновение экзогенных пожаров в достаточной степени случайно. Объектом моделирования в этом случае являются опасные ситуации – нештатные режимы работы оборудования, его отказы и аварии, для которых характерно появление высоких температур, что приводит к воспламенению метана, горючих материалов, имеющихся в выработке. Примером такой опасной ситуации служит проскальзывание ленты конвейера на приводном барабане [52], что приводит к выделению большого количества тепла за счёт сил трения (фрикционная теплогенерация), разогреву и загоранию ленты.

В математической модели Марковича Ю.М., которая описывает аварийный режим работы конвейера было принято [54]: 1) коэффициент трения пары "лента конвейера-футеровка барабана" и теплогенерация на контакте постоянны; 2) теплофизические параметры ленты и футеровки и их толщины одинаковы; 3) барабан не участвует в теплопередаче от футеровки к окружающей среде; 4) материалы ленты и футеровки однородны и изотропны; 5) фрикционная теплогенерация равномерно распределяется на нагрев ленты и футеровки; 6) нагревание ленты сопровождается её термической деструкцией с кинетикой разложения согласно реакции первого порядка и закона Аррениуса с эффективными (определяемыми экспериментально) предэкспоненциальным коэффициентом и энергией активации; 7) тепловой поток одномерен; 8) теплофизические параметры ленты не зависят от температуры; 9) унос материала при его термическом разложении отсутствует. Решение задачи, полученное в [54], весьма громоздко, а её постановка вызывает сомнения в физической корректности.

Уравнение теплопереноса в ленте содержит в правой части функцию стока тепла, которая описывает теплотери на реакцию термического разложения ленты. Этот сток в начальный момент времени максимален, а с течением времени убывает экспоненциально, что не согласуется с кинетическими закономерностями таких реакций [75]. Кроме того, допущение 8) сомнительно, т.к. термодеструкция материала ленты ведёт к изменению её теплофизических характеристик.

Более реалистичной представляется модель аварийного режима трения заклиненного ролика конвейера о нагруженную ленту [35]. Модель основывается на допущениях: 1) поле температур – двумерное, а контакт – одномерный; 2) ролик конвейера представляется пластиной с эквивалентной массой m , толщиной l и высотой h ; 3) тепловой контакт ролика и ленты – идеальный. Краевая задача была приведена к безразмерному виду и решена преобразованием Лапласа по времени. Получена приближенная формула для максимальной температуры контакта, по которой для типичных численных значений параметров найдено, что максимальная температура может достигать 400°C и более, что говорит о реальности возникновения пожара [35].

Другим характерным источником экзогенных пожаров являются аварийные режимы работы рудничного электрооборудования [30]. Одним из мощных источников тепловыделения являются дуговые короткие замыкания внутри защитных оболочек. Наружные поверхности оболочек при этом могут сильно разогреваться (сотни градусов) и инициировать воспламенение газа и пыли. Математическая модель температурного режима оболочки аварийного электрооборудования была представлена в [31]. Получены и проанализированы данные по совершенствованию параметров взрывобезопасных оболочек.

Независимо от описанного типа источника, тепло, передаваемое рудничному воздуху, может стать причиной возникновения тепловых депрессий в горных выработках и, как следствие, изменить количество и направление вентиляционной струи. Однако по характеру тепловыделения техногенные источники являются стационарными, характеризующимися незначительным приращением температуры и соответственно низким значением тепловой депрессии. Мощность подобных источников не превышает несколько сотен киловатт, а изменение температуры шахтной атмосферы в месте действия подобного источника исчисляется несколькими градусами [24].

Очевидно, что источники тепловыделения в аварийной ситуации создают значительно больший перепад температур и соответственно больший тепловой напор. Возникающая во время аварийной ситуации тепловая депрессия на участках с

переменными высотными отметками оказывает значительное влияние на значение расхода воздуха и его направление.

Решение проблемы прогнозирования воздухораспределения в руднике при возникновении аварийной ситуации, сопровождающейся большим количеством выделяемого тепла, непосредственно связано с моделированием процесса горения, как основного источника тепловых депрессий.

1.3 Расчет устойчивости вентиляционных потоков

В настоящее время расчет изменения теплофизических параметров воздуха производится в процессе анализа устойчивости воздушных потоков в наклонных выработках угольных шахт [39]. Суть данного расчета заключается в определении возможного изменения направления движения воздушного потока с нисходящего на восходящий вследствие наличия неопределенных внешних факторов, таких как тепловая депрессия от пожара. Данные расчеты выполняются горнодобывающими предприятиями с целью прогнозирования направления движения воздушных потоков в аварийной ситуации и, как следствие, направления распространения продуктов горения. Что, в свою очередь, позволяет правильно определить пути выхода горнорабочих с аварийного участка и определить оптимальные пути подхода горноспасателей.

Естественная тяга возникает вследствие разности удельных весов столбов воздуха в вертикальных и наклонных выработках. Применительно к пожару изменение удельного веса обусловлено интенсивным нагревом. Другие причины, обуславливающие разность удельных весов, могут быть следующими:

- разность давлений на столбы воздуха;
- различная влажность воздуха;
- различный химический состав воздуха.

Однако, основная причина, обуславливающая разность удельных весов воздуха – разность температур [12].

Таким образом, интенсивные тепломассообменные процессы в шахтах могут вызывать появление тепловых депрессий, которые, в свою очередь, внесут вклад в воздухораспределение в вентиляционной сети.

В настоящее время в рудничной вентиляции для практических расчетов используется два метода нахождения тепловой депрессии (естественной тяги).

Гидростатический метод расчета естественной тяги [42] состоит в том, что величина депрессии естественной тяги определяется как разность весов, входящего и исходящего воздушных столбов единичной площади и одинаковой высоты, равной

расстоянию между двумя горизонтальными плоскостями, проходящими через наивысшую и низшую точки системы горных выработок:

$$h_e = \gamma_1 H - \gamma_2 H = p_1 - p_2, \quad (1)$$

где γ_1 и γ_2 — соответственно средние удельные веса входящей и исходящей струй воздуха;

H — глубина выработок; p_1 и p_2 — удельные давления входящей и исходящей струй воздуха на глубине H .

Давления p_1 и p_2 определяются по формуле:

$$\lg p_i = \lg p_0 + \frac{0,015H}{T_i}, \quad (2)$$

где T_1 и T_2 — абсолютные средние температуры входящего и исходящего воздуха.

Депрессия естественной тяги приближенно определяется:

$$h_e = \left[\frac{p_0 H}{100} \left[\frac{13,6 \times 100}{R(273 + T_1)} - \frac{13,6 \times 100}{R(273 + T_2)} \right] \right] = \frac{p_0 H}{100} (a_1 - a_2), \quad (3)$$

где R — универсальная газовая постоянная;

T_1 и T_2 — средние температуры входящей и исходящей струи воздуха;

a_1 и a_2 — коэффициенты, определяемые по формуле $a_{1,2} = \frac{13,6 \times 100}{R(273 + T_{1,2})}$.

Для упрощения практических расчетов значения коэффициентов a найдены эмпирически и протабулированы [17].

Термодинамический метод расчета естественной тяги [12, 156, 171, 172, 202, 121, 133, 175] заключается в том, что тепловые процессы, происходящие в свободной атмосфере в шахтных условиях, рассматриваются в высотно-термической системе координат: H — геодезическая высота и T — абсолютная температура воздуха.

Работа единицы массы воздуха, совершенная по замкнутому контуру в координатах H и T , практически равна площади, ограниченной данным контуром S_k , деленной на абсолютную температуру $T_{ц}$, соответствующую центру тяжести этой площади, а депрессия естественной тяги — произведению этой работы на средний удельный вес воздуха, который принимается для шахтных условий $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$:

$$h_e = \frac{S_k \gamma}{T_{ц}}. \quad (4)$$

Кроме того, некоторыми исследователями производится выделение третьего метода — барометрического метода расчета теплового давления (естественной тяги) [104]. Расчет изменения барометрического давления в шахте по этому методу осуществляется с учетом плотности воздуха. Разность между фактическим

барометрическим давлением над устьем вентиляционного ствола и вычисленным давлением дает значение теплового давления. В работах [12, 104] произведено сравнение результатов расчета величины депрессии естественной тяги различными методами, на основании которого авторы делают следующие выводы.

Сравнение результатов расчетов методом термодинамики с результатами, полученными гидростатическим и барометрическим методами, показало существенную разницу — более 10% общего значения. Это значит, что во многих случаях нельзя пренебрегать влажностью воздуха. На практике термодинамический метод применяют в случае несложной вентиляционной сети и небольшого колебания влажности. Преимущество этого метода заключается в том, что для расчета необходимо знать только глубину залегания горных выработок и температуру воздуха. При оценке плотности воздуха, необходимой для расчета теплового давления, допускается определенная ошибка.

Для случая сложной вентиляционной сети глубоких шахт с большими перепадами температур и влажности наиболее приемлем гидростатический метод. Данные для расчета вентиляционной сети обычно известны. Для осуществления сложных расчетов, которых требует гидростатический метод, следует применять современные электронно-вычислительные машины.

Метод определения теплового давления расчетом барометрического давления, хотя и сравнительно прост, однако неточен при искусственной вентиляции. Поэтому его следует применять только для ориентировочных расчетов.

В работе [64] для определения величины тепловой депрессии используется средняя плотность воздуха в рудничных стволах, которая, в свою очередь, определяется по методу Протоdjяконова:

$$\rho \approx \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}. \quad (5)$$

Однако, исследования [41] доказывают, что применение метода Протоdjяконова дает погрешность в определении плотности воздуха до 20 %.

В аварийных ситуациях для оценки величины тепловой депрессии горноспасательными частями также используются термодинамический метод [127, 136, 138, 195, 144] и упрощенные графики, номограммы и формулы, основанные на эмпирических зависимостях [99], в частности:

$$h_e = 365\Delta H \frac{T_2 - T_1}{T_2 T_1}, \quad (6)$$

где ΔH — вертикальная глубина выработки; T_1 и T_2 — соответственно абсолютные температуры воздуха в выработках с нисходящей и восходящей струями.

В работе [104] произведен расчет теплового давления при пожаре в шахте. Для определения приближенного теплового давления при шахтном пожаре используется формула:

$$\Delta p = \Delta h g (\rho_1 - \rho_2), \quad (7)$$

где ΔH — разность высот места пожара от ближайшего узла вентиляционной сети (Рисунок 1.2) или от места, где происходит охлаждение струи до почти первоначальной температуры,

g — ускорение силы тяжести, м/с^2 ;

ρ_1 — плотность воздушного потока, поступающего в зону пожара, кг/м^3 ;

ρ_2 — плотность воздушного потока, выходящего из зоны пожара, кг/м^3 .

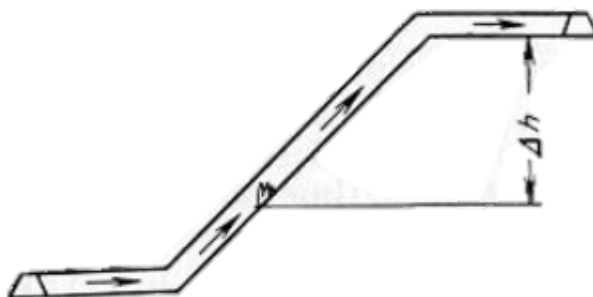


Рисунок 1.2 — Схема теплового действия шахтного пожара.

Из формулы следует, что величина теплового давления (при равной разности высот) зависит в основном от плотности воздушного потока, выходящего из зоны пожара, которая также определяется нагревом потока при пожаре и его охлаждением в течение дальнейшего пути. Температура воздушного потока после пожара зависит от собственной температуры воздушного потока в зоне пожара; расстояния между рассматриваемым местом и зоной пожара, а также температуры горных пород в этом участке; сечения выработки (его периметра); скорости воздушного потока.

Для определения температуры в месте, удаленном на l м от зоны пожара, применяется формула:

$$T = T_{\text{пор}} + (T_0 - T_{\text{пор}}) e^{-\frac{\sigma_0 O}{Q m c_p} l}, \quad (8)$$

где $T_{\text{пор}}$ — температура горной породы, $^{\circ}\text{C}$;

T_0 — температура потока в зоне пожара, $^{\circ}\text{C}$;

O — периметр горной выработки, м;

l — удаление от зоны пожара, м;

Q_m — массовый воздушный поток, проходящий через горную выработку, кг/с или кг/ч;

c_p — удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении, т.е. 1004,8 Дж/(кг·К) или 0,24 ккал/(кг·К);

σ_0 — коэффициент теплоотдачи (в данном случае коэффициент охлаждения), Вт/(м²·К) или ккал/(м²·ч·К).

В результате преобразований на основе практических данных авторами получена следующая формула для вычисления теплового давления при пожаре:

$$\Delta p = \Delta h \frac{bg}{R(T_1 + 273)} \frac{T_{cp} - T_1}{(T_{cp} + 273)}, \quad (9)$$

где Δh — разность высот, м;

b — барометрическое давление, Па;

R — удельная газовая постоянная воздуха, равная 287,1 Дж/(кг · К);

T_{cp} — средняя температура струй из зоны пожара в прилегающем участке, °С;

T_1 — температура воздушного потока на приточной стороне зоны пожара, °С.

На основании полученных зависимостей для нахождения величины тепловой депрессии классический расчет воздухораспределения при решении сетевой задачи производится следующим образом [64, 63, 56, 12]:

1. Производится расчет воздухораспределения без учета величины тепловой депрессии;
2. По описанным зависимостям находится величина тепловой депрессии от произвольного источника тепловыделения;
3. Величина тепловой депрессии включается в расчет воздухораспределения в качестве постоянного источника тяги с фиксированным значением создаваемого перепада давления.

В описанном алгоритме расчета воздухораспределения стоит выделить следующие недостатки:

- вычисление величины тепловой депрессии производится по значениям на границах зоны изменения микроклиматических параметров воздуха, при этом не учитывается дифференциальное изменение плотности по длине выработки, в которой возникает естественная тяга (кроме [104]);
- величина тепловой депрессии во времени считается постоянной, тогда как на практике при нестационарном режиме величина теплового давления постоянно меняется;

- отсутствует учет термического расширения воздуха, необходимый для пересчета аэродинамического сопротивления горной выработки для случая интенсивного нагрева воздуха [62].
- в алгоритме рассматривается одностороннее влияние величины тепловой депрессии на воздухораспределение, однако, это не так – изменение воздухораспределения однозначно вызывает изменение теплораспределения в горной выработке, соответственно – величина тепловой депрессии и воздухораспределение находятся во взаимной зависимости;
- при расчете величины тепловой депрессии не рассматривается непосредственный источник ее образования – источник тепловыделения.

В основе стандартных методов численного расчёта воздухораспределения в рудничных вентиляционных сетях лежат, как правило, одномерные модели, в которых воздух по выработкам движется как единое целое, вперёд или назад, не имея других степеней свободы [29]. Такой подход позволяет рассчитывать тепловые депрессии и решать нестационарные задачи, связанные с моделированием переходных вентиляционных процессов, однако некоторые особенности протекания этих процессов остаются неучтёнными. Это, прежде всего, локальное конвективное движение воздуха внутри выработок, которое в рамках одномерной модели отсутствует. Влияние локальной конвекции на сквозное движение воздуха неоднозначно и может быть, в зависимости от условий, как существенным, так и незначительным.

Пожар в горизонтальной выработке, по которой воздух не движется (или движется очень медленно), в рамках одномерной модели безопасен, поскольку не приводит к выносу тепла и дыма из выработки. Горение прекращается из-за недостатка кислорода. В реальности же при таком пожаре возникает мощное движение воздуха от источника возгорания под кровлей, и к источнику возгорания – по почве выработки. В результате тепло и дым выносятся из выработки в обе стороны, а свежий воздух поступает с обеих сторон и поддерживает горение.

Причиной расслоения воздушных потоков по сечению выработок является перепад плотностей нагретого до разных температур воздуха. Холодный воздух опускается, а тёплый поднимается, занимая его место, результирующее движение образует конвективный вихрь, который принимается за составляющий элемент искомого теплового движения. Расслоение возникает при наложении этого вихря на основное сквозное движение воздуха по выработке. В работе [110] представлена модель конвективного вихря в элементарной ячейке наклонной выработки.

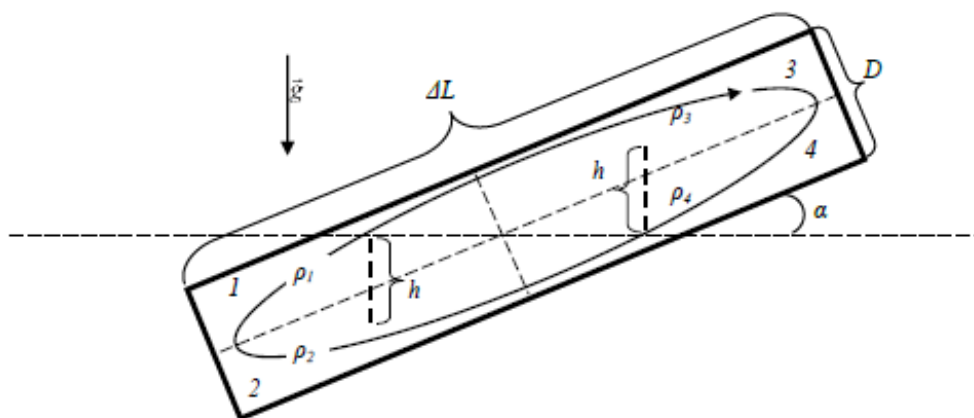


Рисунок 1.3 — Образование конвективного вихря в элементарной ячейке наклонной выработки

Однако данная модель не учитывает наличие градиента скорости в рассматриваемых областях условно нагретого и холодного воздуха, что делает невозможным оценку количества воздуха, поступающего и отводящегося от вихревой структуры вблизи очага пожара. Таким образом, модель позволяет учесть изменение расхода в сечении с пожаром, но не позволяет сделать вывод об изменении расхода на границах входа и выхода в расчетную область. При этом в данном случае в одномерной задаче расчета воздухораспределения расход в выработке с пожаром может равняться или стремиться к нулю в то время, как в действительности имеет место постоянный подходящий к горной выработке воздушный поток, обеспечивающий процесс горения.

1.4 Анализ опыта экспериментальных исследований экзогенных пожаров в подземных условиях

Исследования, касающиеся пожарной безопасности в шахтах, до сих пор в основном были направлены на угольные шахты. Риски, с которыми сталкиваются в угольных шахтах, как правило, отличаются от рисков, с которыми характерны на рудных и калийных месторождениях. Поэтому потребность в исследованиях велика, особенно в отношении наиболее распространенных типов пожаров, таких как возгорание дизельной техники, конвейеров, крепи горных выработок и других возможных горючих нагрузок.

В работе [142] приведена статистика по подземным пожарам на горнодобывающих предприятиях Швеции за период с 2008 по 2012 год. Наиболее частыми объектами пожаров являются подземные транспортные средства [120].

Источники подземных пожаров на рудниках и шахтах Швеции за период 2008-2012

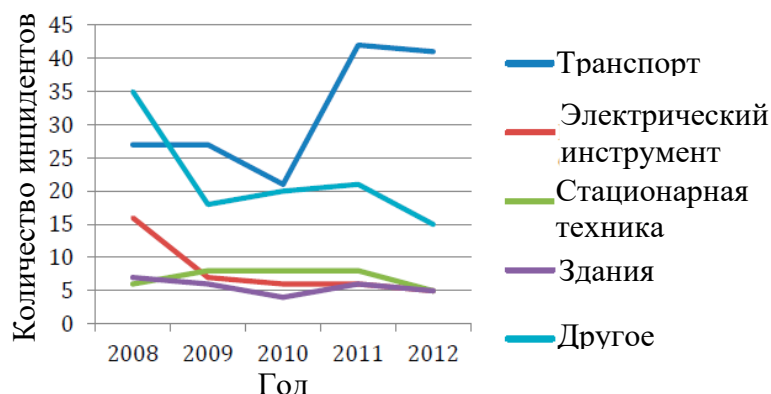


Рисунок 1.4 — Статистика пожаров на горнодобывающих предприятиях Швеции

В статье [141] указывается, что единственную более раннюю работу, описывающую пожароопасное поведение транспортного средства при пожаре в подземной шахте, можно найти в отчете о пожарном эксперименте, проведенном в шведской шахте в 1980-х годах. В отчете Svenska Gruvföreningen [116] описан полномасштабный эксперимент, в котором в качестве горючего был выбран погрузчик CAT 960, где топливная нагрузка состояла из 2200 кг резины и 600 л масла. Измеряемыми параметрами во время эксперимента были: уровень CO, температура и плотность дыма в камере убежища, а также направление воздушного потока. К сожалению, выводы отчета имеют ограниченное применение, поскольку измерения скорости тепловыделения не проводились.

Натурные испытания возгорания оборудования в подземных условиях являются дорогостоящими, а условия безопасности ограничивают возможность установки полного набора приборов, а также общее количество экспериментов, которые можно провести [128]. В совокупности с тем, что данных о скорости тепловыделения при горении шахтных транспортных средств практически нет, для анализа могут быть взяты экспериментальные данные по горению гражданских транспортных средств в схожих с подземными условиями [149]. Это могут быть как автомобильные туннели, подземные автостоянки, так и железнодорожные туннели или туннели метро.

Ингасон и Леннермарк [149] представили расчеты скорости тепловыделения в результате четырех крупномасштабных испытаний с макетом прицепа HGV, состоящего из стальной стеллажной системы, загруженной смешанным товаром из деревянных поддонов и полиэтиленовых поддонов, деревянных поддонов и полиуретановых матрасов, мебели и приспособлений с десятью резиновыми шинами для грузовых

автомобилей, а также бумажных коробок и полистирольных стаканчиков в дорожном туннеле. Начальная скорость воздушного потока до пожара в туннеле находилась в диапазоне 2,8–3,2 м/с. Было проведено сравнение представленных результатов с другими крупномасштабными испытаниями прицепов HGV в туннелях. Максимальные скорости тепловыделения были получены в диапазоне 66-202 МВт. Максимальные скорости тепловыделения были получены в период от 7,1 до 18,4 мин после воспламенения в различных испытаниях. Поскольку эксперименты проводились в дорожном подземном туннеле с очевидным сходством с шахтными условиями, Леннермарк и др. [166] представили три полномасштабных эксперимента с пригородным поездом внутри туннеля. Положение и тип начального пожара варьировались в зависимости от испытаний, а также от загрузки топлива в вагоне. Два испытания, в ходе которых первоначальный пожар был локализован внутри вагона, превратились в полностью развитые пожары. Было установлено, что максимальные скорости тепловыделения в ходе двух испытаний находились в одной и той же близости, т. е. 76,7 МВт и 77,4 МВт соответственно. Разница в двух испытаниях была обнаружена в различных интервалах времени, необходимого для достижения максимальной скорости тепловыделения. Пик тепловыделения произошел через 12,7 мин для испытания с оригинальными сиденьями и накладками и почти через 118 мин в случае с современными сиденьями и негорючей облицовкой стен и потолка. Как и в работе Ингасона и Леннермарка [149], результаты экспериментов из-за сходства условий окружающей среды могут быть полезны при изучении пожаров транспортных средств в подземных шахтах.

Окамото и др. [178] описал четыре полномасштабных пожарных эксперимента, в которых использовались легковые автомобили, начала 1990-х годов. Возгорание произошло либо на брызговики правого заднего колеса, либо на левом переднем сиденье в салоне. Во время экспериментов с огнем измерялась температура внутри автомобиля и скорость потери массы, а также скорость тепловыделения. Во время экспериментов температура внутри пассажирского салона достигла максимального значения 1000 °С. Кривые скорости тепловыделения показали несколько пиков в зависимости от горения различных отсеков автомобиля (моторный отсек, пассажирский отсек и задняя часть). Скорость тепловыделения достигла максимума в 3 МВт.

Аналогичные эксперименты были освещены в научных трудах других зарубежных авторов [167, 193, 196, 139, 148, 192, 165, 137]. Данные этих экспериментов удалось обобщить в работе Ричарда Хансена [142] и представить в виде формулы,

позволяющей получить приближенную кривую тепловыделения при горении дизельной техники в подземных условиях:

$$\dot{Q} = \frac{13100 \rho_B u_0 A \left(\frac{M_{O_2}}{M_B} \right) (1 - X_{H_2O,0})}{\frac{0,1}{X_{O_2,0}} + \frac{1 - X_{O_2,avg} (X_{CO_2,avg})}{1 - X_{CO_2,avg}} X_{O_2,0} - \left(X_{O_2,avg} \left(\frac{1 - X_{CO_2,0}}{1 - X_{CO_2,avg}} \right) \right)} \quad (10)$$

где u_0 — скорость холодного газа ($\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$); M_{O_2} — молекулярная масса кислорода ($\text{г} \cdot \text{моль}^{-1}$); M_a — молекулярная масса воздуха ($\text{г} \cdot \text{моль}^{-1}$); $X_{H_2O,0}$ — молярная доля воды в окружающем воздухе; $X_{O_2,0}$ — молярная доля кислорода в окружающем воздухе; $X_{CO_2,0}$ — молярная доля углекислого газа в окружающем воздухе; $X_{O_2,avg}$ — средняя молярная доля кислорода; $X_{CO_2,avg}$ — средняя молярная доля углекислого газа.

Приведенная выше корреляция между локальной температурой газа и локальными концентрациями газа до среднего значения для рассматриваемого поперечного сечения проистекает из работы Ньюмана [176], который проверил корреляцию для различных видов топлива в испытательной галерее.

Для подтверждения расчетной скорости тепловыделения по сжиганию погрузочно-доставочной машины в подземных условиях [140] интегральная скорость тепловыделения за период измерения сравнивалась с общим содержанием энергии в сжигаемом топливе на каждом транспортном средстве (Рисунок 1.5).

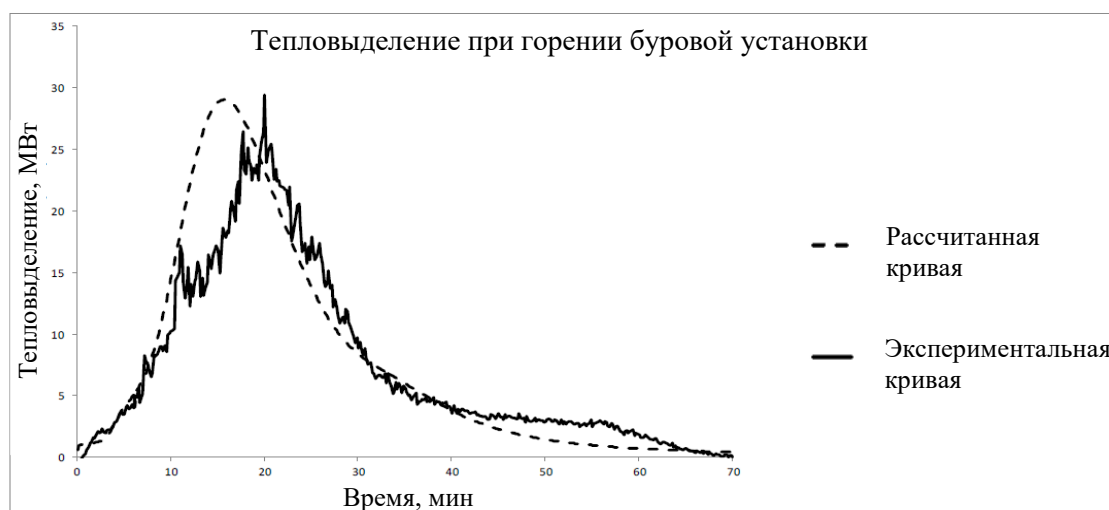


Рисунок 1.5 — Сопоставление данных фактических замеров и расчетных значений тепловыделения

В работе [128] приводится обзор моделей прогнозирования скорости тепловыделения. В частности, модели можно разделить на следующие виды: (i)

линейные - с линейным развитием и затуханием при постоянной максимальной скорости тепловыделения; (ii) квадратические - с квадратичным развитием и экспоненциальным затуханием с постоянной максимальной скоростью тепловыделения; (iii) экспоненциальные - с экспоненциальным ростом и затуханием скорости тепловыделения.

Первый тип рекомендуется французскими руководствами по проектированию туннелей [158], второй тип рекомендуется в руководствах ANAS (National Autonomous Roads Corporation – Государственная независимая дорожная корпорация) [117], а третий применим к контролируемым пожарам разлитых топлив и пожарам с небольшой постоянной скоростью тепловыделения [129].

Модель квадратических кривых – квадратического роста и экспоненциального затухания имеет следующую структуру:

$$Q(t) = \begin{cases} \alpha t^2 & 0 \leq t_1 \\ \alpha t_1^2 = Q_M & t_1 \leq t \leq t_2, \\ Q_M e^{-\beta(t-t_2)} & t \geq t_2 \end{cases} \quad (11)$$

где Q_M — максимальная мощность; t_1, t_2 — постоянные времени; α и β — коэффициенты роста.

Однако ни один из приведенных экспериментов и представленных методик определения мощности тепловыделения не учитывал изменяемость расхода в момент протекания пожара, при этом при рассмотрении вентиляционных сетей, которые отличаются сложными разветвленными топологиями, данное допущение недопустимо. В отличие от пожаров в горизонтальных выработках, для наклонных и вертикальных горных выработок ввиду наличия тепловых депрессий возможно значительное изменение расхода воздуха и, как следствие, изменение кривых тепловыделения.

1.5 Анализ опыта экспериментальных исследований возгораний в лабораторных условиях

На текущий момент имеется тенденция, связанная с увеличением использования в качестве основного инструмента анализа процессов тепломассопереноса при пожарах компьютерных моделей [169]. Вместе с тем возрастает количество программных продуктов, позволяющих моделировать различные сценарии пожара [170].

Однако из-за ограничений в представлении многих явлений, связанных с пожаром, вычислительных затрат и неопределенностей, связанных с численным исследованием, физические эксперименты в моделировании в уменьшенном масштабе по-прежнему остаются популярным инструментом. Первые исследования на

имитационных стендах посвящены исследованию распространения продуктов горения от очага пожара. [200]. Однако в более поздних работах было показана ошибочность полученных результатов экспериментального исследования ввиду некорректного подбора параметров физической модели исследуемого объекта [199].

В воздушных потоках, которые характеризуются низким числом Маха, при пожарах есть два основных безразмерных критерия подобия, а именно числа Рейнольдса (Re) и Фруда (Fr). Однако при использовании критерия Фруда при масштабировании основных параметров, которым должна отвечать уменьшенная физическая модель реального объекта, возникает ситуация, когда невозможно добиться сохранения подобия по критерию Рейнольдса. В этом случае одновременное использование двух критериев подобия требует поддержания одновременно двух различных скоростей воздушного потока или устанавливает абсолютно разные требования к коэффициенту масштабирования линейных размеров исследуемой геометрии. В работе Мерси [199], доказано, что для воздушных потоков, связанных с пожаром, следует сохранять подобие в первую очередь по числу Фруда, а с точки зрения критерия Рейнольдса достаточно поддержание развитого турбулентного режима. В работах [174, 207] данный подход называется частичным масштабированием.

Уравнение Навье-Стокса в предположении стационарности течения записывается следующим образом [152]:

$$\rho V \cdot \nabla V = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu \nabla V) + (\rho - \rho_0)g, \quad (12)$$

где ρ – плотность воздушного потока, кг/м³; V – вектор скорости, м/с; p – статическое давление, Па; μ – динамическая вязкость потока, Па·с; ρ_0 – референтная плотность воздуха (например, в нормальных условиях), кг/м³; g – вектор ускорения свободного падения, м/с².

При этом введем следующие параметры: характерную длину L_0 , характерный перепад давления Δp_0 , характерную скорость потока V_0 . С учетом введенных параметров, а также ранее введенной референтной плотности ρ_0 могут быть определены безразмерные характеристики потока [150, 181, 132]:

$$\rho' = \frac{\rho}{\rho_0}, \quad V' = \frac{V}{V_0}, \quad p' = \frac{p}{\Delta p_0}. \quad (13)$$

Оператор дифференцирования ∇ также может быть записан в безразмерном виде:

$$\nabla' = \nabla L_0. \quad (14)$$

Здесь величины со штрихом обозначают соответствующие безразмерные аналоги физических величин в уравнении Навье-Стокса (12). С учетом (13) и (14) уравнение (12) может быть преобразовано в виде:

$$\rho' V' \cdot \nabla' V' = -Eu \nabla' p' + \frac{1}{Re} \nabla' \cdot [(\mu + \mu_t) \nabla' V'] + \frac{1}{Fr} (\rho' - 1)k, \quad (15)$$

где k – безразмерный вектор, характеризующий вертикальное направление, $g = gk$.

$$Eu = \frac{\Delta p_0}{\rho_0 V_0^2}, \quad Re = \frac{\rho_0 V_0 L_0}{\mu}, \quad Fr = \frac{V_0^2}{gL}. \quad (16)$$

Три полученных безразмерных комплекса – числа Эйлера, Рейнольдса и Фруда – определяют баланс сил в рассматриваемом стационарном течении [186].

Следует отметить, что выбор безразмерных комплексов (16) не является единственно возможным. С учетом существования взаимосвязи между числом Фруда и числами Грасгофа (Gr) и Рейнольдса (Re)

$$Fr = \frac{Gr}{Re^2}. \quad (17)$$

Метод масштабирования Фруда предполагает геометрическое и гидравлическое подобие физической модели и реального объекта исследования [214]. При этом основным условием корректности выбора параметров уменьшенной физической модели является, в первую очередь, равенство температурных режимов, а не мощностей источника тепловыделения [208]. Важность соблюдения этого условия более подробно описано в работе [182]. Применимость масштабирования по критерию Фруда получила свое подтверждение в ряде экспериментальных исследований, в которых выполнялось сравнение полномасштабных экспериментов и экспериментов на уменьшенных физических моделях [130, 143, 187, 205]. Важность соблюдения геометрического подобия и степень расхождения полученных результатов при различных степенях масштабирования продемонстрирована в работе [214]. В случае увеличения коэффициента масштабирования более, чем в 10 раз, степень соответствия полученных результатов эксперимента реальному процессу становилась значительно хуже и превышала изначальные 5-10 %.

Также проблема масштабирования при имитации процессов тепломассопереноса при пожарах описана в работе Уильямса [182]. В этой работе, а также в более поздних работах [174, **Ошибка! Источник ссылки не найден.**] было выделено 29 безразмерных групп, которые описывают принципы масштабирования для пожаров. Концепция моделирования уменьшенного масштаба была обобщена Квинтьером [184], в работах которого количество безразмерных групп, оказывающих существенное влияние на достоверность полученных результатов, было сокращено. Далее, в работе [208] основные требования при масштабировании были сформулированы следующим образом:

- Числа Фруда для уменьшенной модели и реального объекта равны;
- Все геометрические характеристики, масштабируются в одном и том же масштабе;
- Пожары происходят в хорошо вентилируемых условиях, т. е. горение не подвергается значительному влиянию уменьшенного масштаба, а эффективность сгорания в полном и уменьшенном масштабе одинакова;
- Течение воздуха характеризуется развитым турбулентным режимом.

При соблюдении этих условий остальные масштабируемые параметры будут удовлетворять выражениям [213]:

$$\text{Тепловыделение, кВт} \quad \frac{\dot{Q}_M}{\dot{Q}_P} = \left(\frac{L_M}{L_P}\right)^{\frac{5}{2}}; \quad (18)$$

$$\text{Время, сек} \quad \frac{t_M}{t_P} = \left(\frac{L_M}{L_P}\right)^{\frac{1}{2}}; \quad (19)$$

$$\text{Энергия, кДж} \quad \frac{E_M}{E_P} = \left(\frac{L_M}{L_P}\right)^3; \quad (20)$$

$$\text{Скорость, м/с} \quad \frac{V_M}{V_P} = \left(\frac{L_M}{L_P}\right)^{1/2}; \quad (21)$$

$$\text{Температура, } ^\circ\text{C} \quad T_M = T_P. \quad (22)$$

Описанный выше подход к масштабированию при исследовании процессов теплопереноса на испытательных стендах применялся для различных условий имитации пожаров, как для закрытых объемов воздуха, например, помещения без искусственной вентиляции [206, 183, 123], так и для подземных сооружений с искусственными источниками вентиляции [210, 198, 154, 162, 163], а именно автодорожных туннелей, горных выработок и метрополитена. При этом наилучшее соответствие полученных результатов достигалось при коэффициентах масштабирования менее 10 и полном соответствии соотношения геометрических размеров. Однако авторами уточняется, что коэффициент масштабирования может быть увеличен, но лишь при условии сохранения турбулентного режима движения воздушного потока [203,197]. Вместо Fr в (22) может использоваться число Gr . Однако в задачах, связанных с пожарами в туннелях и выработках, более общепотребим критерий Fr в связи с его большим удобством. Во-первых, наличие в последнем слагаемом уравнения (16) одного безразмерного критерия вместо комплекса (17), нелинейным образом зависящего от двух критериев, делает более удобным физическую трактовку данного слагаемого. Второй причиной является то, что критерий Грасгофа

чаще применяется при описании поведения неизотермических однородных течений, где вместо оперирования разницей плотностей $\Delta\rho = \rho_0(\rho' - 1)$ оперируют разницей температур ΔT , которая пропорциональна разнице плотностей. В задачах, связанных с пожарами в туннелях и горных выработках, это не всегда удобно, так как разница плотностей обусловлена не только разницей температур, но и разницей в газовом составе (при рассмотрении переноса продуктов горения).

Таким образом исследование процессов тепломассопереноса в наклонной горной выработке с интенсивным источником тепловыделения может быть выполнено на уменьшенной физической модели, но с учетом соблюдения описанных критериев, при которых достигается подобие исследуемых процессов.

1.6 Цели и задачи исследований

Авторы указанных в разделе работ так или иначе занимались рассмотрением вопросов исследования процессов тепломассопереноса при пожарах, однако в их работах отсутствует подробное исследование неоднородных конвективных потоков воздуха при наличии перепада высот в рассматриваемой области, результаты которого могут быть применены для реализации в одномерном алгоритме расчета воздухораспределения вентиляционных сетей с учетом тепловых депрессий пожара.

Целью настоящей работы является разработка алгоритма одномерного расчета воздухораспределения в рудничных вентиляционных сетях с учетом тепловых депрессий при подземных пожарах.

Для достижения поставленной цели требуется решить ряд задач:

1. Спроектировать и реализовать испытательный стенд, имитирующий наклонную горную выработку с интенсивным источником тепловыделения.
2. Разработать программу натурных измерений аэротермодинамических параметров воздушного потока на испытательном стенде.
3. Разработать, параметризовать и валидировать трехмерную численную модель наклонной горной выработки с интенсивным источником тепловыделения.
4. Провести многопараметрическое моделирование процесса тепломассопереноса в наклонной выработке с пожаром от различных источников тепловыделения и при различных аэродинамических параметрах горной выработки.
5. Определить критерии устойчивости проветривания наклонной горной выработки и определить их зависимость от начальных условий проветривания, от различных источников тепловыделения и аэродинамических параметров наклонной выработки.

6. Разработать методику одномерного сетевого расчета воздухораспределения в вентиляционных сетях произвольной топологии с учетом тепловой депрессии интенсивного источника тепловыделения.

2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В НАКЛОННОЙ ГОРНОЙ ВЫРАБОТКЕ ПРИ ПОЖАРЕ НА ФИЗИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ НАКЛОННОЙ ГОРНОЙ ВЫРАБОТКИ

Экспериментальные исследования движения воздушных потоков в наклонных горных выработках существующих шахт и рудников в аварийной ситуации сопряжены с рядом трудностей. Главная проблема заключается в невозможности выполнения экспериментальных замеров ввиду наличия высоких температур и непригодности шахтной атмосферы для дыхания. Так же невозможно заранее выявить место возникновения возгорания и, как следствие, разместить измерительное оборудование, позволяющее оценить динамику протекания процессов теплопереноса в наклонных выработках. При этом исследование процессов теплопереноса в шахтных условиях в рамках запланированного эксперимента также сопряжено с рядом трудностей. Проведение эксперимента требует остановки производственного процесса и последующих восстановительных работ в зоне влияния пожара. Кроме того, полномасштабный шахтный эксперимент сопряжен с большими финансовыми затратами.

Поскольку проведение полномасштабных экспериментов, связанных с возгораниями, в реальных шахтах трудноосуществимо, представляется разумным проведением исследований на лабораторном стенде, представляющим собой уменьшенную копию реальной горной выработки. При этом на таком стенде должен быть оборудован источник нагрева воздушного потока, имитирующий нагрева воздуха в горных выработках при возгорании. В реальности возгорание в шахте сопряжено также с выделением большого количества различных газов (продуктов горения). Газовый состав сильно зависит от объекта возгорания, а потому рассмотрение конкретных объектов с конкретным газовым составом сильно снижает универсальность и обобщение выводов. Поэтому этот вопрос не рассматривается в настоящем исследовании, направленном, в первую очередь, на выяснение теплового эффекта от возгорания в выработке.

2.1 Описание испытательного аэродинамического стенда

Для исследования процессов теплопереноса, протекающих в наклонной горной выработке при наличии интенсивного источника тепловыделения, разработана физическая модель наклонной горной выработки с имитацией двух сопряжений, общий вид которой представлен на рисунке 2.1.



Рисунок 2.1 — Общий вид испытательного аэродинамического стенда

Спроектирован и построен испытательный аэродинамический стенд, представляющий собой физическую модель наклонной выработки с двумя сопряжениями с горизонтами. На этапе разработки испытательного стенда выделены

следующие параметры, которые должны быть изменяемыми в ходе эксперимента – это напор и расход источника тяги, угол наклона рассматриваемого участка, мощность источника нагрева, а также количество сопряжений выше и ниже источника нагрева. Лабораторный стенд представляет стальной воздуховод, который практически на всем своем протяжении имеет прямоугольное поперечное сечение с размерами 500 мм на 300 мм. Таким образом, он представляет собой уменьшенную модель горной выработки. В то время как площади сечения горных выработок современных рудников обычно более 4 м². Постоянное поперечное сечение выдерживается всюду, кроме малой области вблизи источника нагрева (в центральной области стенда), а также малой области вблизи источника тяги (в верхней части стенда), где сечение переходит от кругового профиля на выходе из вентилятора к прямоугольному профилю. Схема испытательного стенда приведена на рисунке 2.2. Также в стенде предусмотрена возможность изменения угла наклона наклонной части участка трубопровода в диапазоне от -15 до 15 градусов, что позволяет добиться имитации наклонной горной выработки с нисходящим и восходящим проветриванием как в бремсберговой, так и в уклонной части шахтного поля.

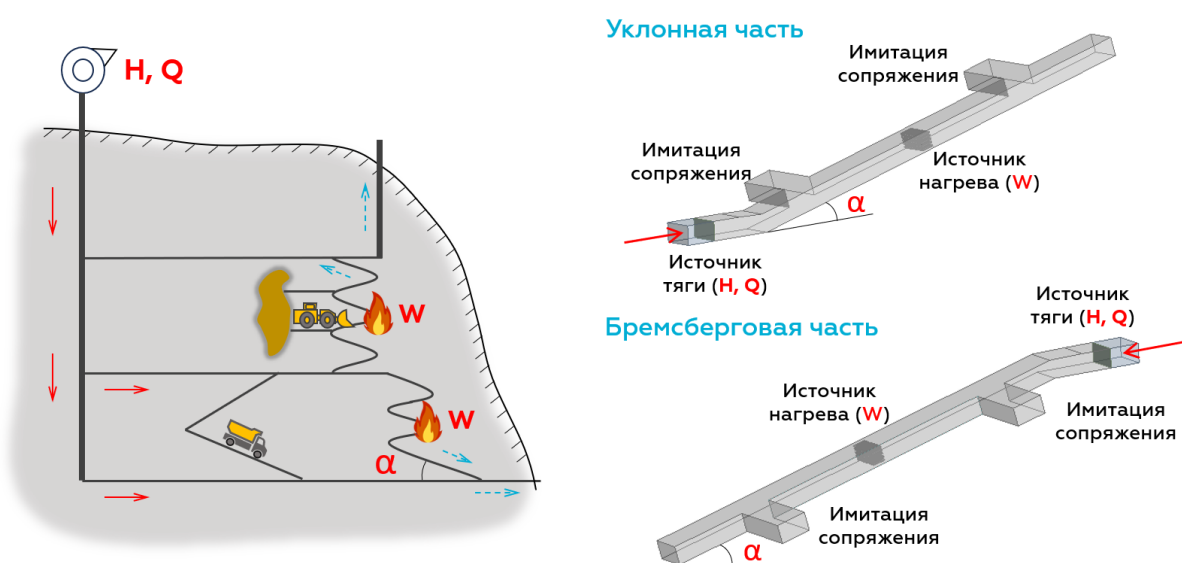


Рисунок 2.2 — Общий вид испытательного аэродинамического стенда

Необходимым условием корректности математической модели, с точки зрения сопоставления ее с шахтными условиями, является соответствие используемых физических законов движения воздуха тем, которые могут быть достигнуты в ходе эксперимента на испытательном аэродинамическом стенде.

Диапазоны скоростей воздушного потока и интенсивностей тепловыделения на стенде принимались таким образом, чтобы соблюсти условия подобия процессов теплопереноса между лабораторным стендом и реальными условиями в шахте.

Масштабирование скорости воздуха и теплового потока производилось по методу Фруда, описанному в [177]:

$$\frac{V_{ст}}{V_{ш}} = \left(\frac{L_{ст}}{L_{ш}} \right)^{1/2}, \quad (23)$$

$$\frac{W_{ст}}{W_{ш}} = \left(\frac{L_{ст}}{L_{ш}} \right)^{5/2}, \quad (24)$$

где V – скорость воздушного потока, м/с;

W – тепловая мощность источника, Вт;

L – характерный размер выработки, м; индексы «ст» и «ш» обозначают соответственно стенд и шахтные условия.

Примечательно, что ключевым критерием подобия в задачах с тепловой конвекцией в отдельных горных выработках (и тоннелях) является не число Рейнольдса, а число Фруда, при условии соблюдения геометрического подобия расчетной области. Число Фруда определяется так:

$$Fr = \frac{\vartheta^2}{gL}, \quad (25)$$

где ϑ — характерный масштаб скорости, g – ускорение, характеризующее действие внешней силы, L – характерный размер области, в которой рассматривается течение воздуха.

Если выражение (23) вытекает непосредственно из условия сохранения числа Фруда, то выражение (24) дополнительно включает в себя условие сохранения температур. Важным моментом является то, что при выборе основных параметров стенда исходя из подобия не принимается в расчет число Рейнольдса. Одновременно удовлетворить критериям Фруда и Рейнольдса невозможно без изменения типа исследуемой среды в лабораторном стенде. Как отмечается в [173], когда турбулентный поток полностью развит, сила вязкого напряжения становится менее значимой для формирования крупномасштабной структуры потока, т.е. истинное значение числа Рейнольдса становится не столь значимым. В то время как критерий Фруда, представляющий собой отношение сил плавучести и сил инерции потока, является ключевым при анализе крупномасштабных структур потока, формирующихся в условиях тепловой конвекции или источника возгорания. Тем не менее, в рамках настоящей работы мы также подбирали параметры стенда таким образом, чтобы соблюсти диапазон чисел Рейнольдса, при которых течение воздуха в воздуховоде происходит в режиме развитой турбулентности ($Re > 10\,000$).

По той же причине, связанной с малой значимостью сил вязкости, исследователи при разработке уменьшенных стендов для анализа пожаров в тоннелях и горных выработках не используют критерий Рэлея, характеризующий отношение сил плавучести к силам вязкости. Последний, тем не менее, важен при рассмотрении задач в средах, движущихся в ламинарном или переходном режимах течения [155], а также в задачах с большими перепадами температур [209].

Важно отметить, что характерные мощности тепловыделений от локальных источников возгорания в горных выработках существенно зависят от времени [80]. Эквивалентное значение тепловыделений от возгорания различной горной техники (погрузочно-доставочные машины, буровые установки, самосвалы) достигает 8 МВт. Эквивалентное значение тепловыделений от возгорания протяженных тепловых источников, как конвейерные ленты, немного выше, однако они не являются предметом настоящего исследования. По данной причине с учетом (24) в лабораторном стенде достаточно воспроизвести тепловую мощность источника нагрева, равную 30,8 кВт, причем данная величина соответствует наименьшему эквивалентному гидравлическому диаметру горных выработок на калийных и полиметаллических рудниках России (3,6 м).

Данная величина несколько выше максимальной тепловой мощности, достижимой в настоящий момент в лабораторных условиях (22 кВт). Это указывает на то, что разработанный лабораторный стенд применим в первую очередь для анализа закономерностей процессов тепломассопереноса в выработках подземных горизонтов с характерным диаметром поперечного сечения более 4 м. Тем не менее, по нашему мнению, он также может быть полезен и при анализе воздухообмена в горных выработках меньшего сечения, для которых стенд позволит на качественном уровне уловить основные закономерности процессов тепломассопереноса.

В рудничной вентиляции в подавляющем большинстве случаев течение воздуха по горным выработкам происходит в режиме развитой турбулентности, для которого характерны большие числа Рейнольдса. Иными словами, условие корректности математической модели, используемой при анализе процессов тепломассопереноса в наклонной выработке, сводится к необходимости выполнения условия:

$$Re > 10^4. \quad (26)$$

При проектировании параметров испытательного стенда приведенное условие учтено, геометрические и аэродинамические параметры элементов стенда подобраны из условия удовлетворения неравенства:

$$\frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} > 10^5, \quad (27)$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м³;

μ – динамическая вязкость воздуха, Па · с;

d – характерный поперечный размер воздуховода стенда, м;

v – скорость течения воздуха, м/с.

Таким образом, при крайних значениях температуры 20 – 150°C, принятых для эксперимента, которой соответствует плотность 0,835 – 1,22 кг/м³ и динамическая вязкость воздуха $15 \cdot 10^{-6}$ – $29 \cdot 10^{-6}$ Па·с, течение жидкости в каждом элементе стенда удовлетворяет условию:

$$v \cdot d > 1,4 \quad (28)$$

Движение воздуха в системе воздуховодов осуществляется за счет канального вентилятора типа ВКК-М 315 производства ООО «КИТВЕНТ РУС» мощностью 187 Вт, имитирующего работу ГВУ. Вентилятор оснащен семисторонним регулятором скорости вращения рабочего колеса. Вентилятор обеспечивает скорость воздушного потока от 1 до 3 м/с. Аэродинамические характеристики вентилятора ВКК-М 315 приведены на рисунке 2.3.

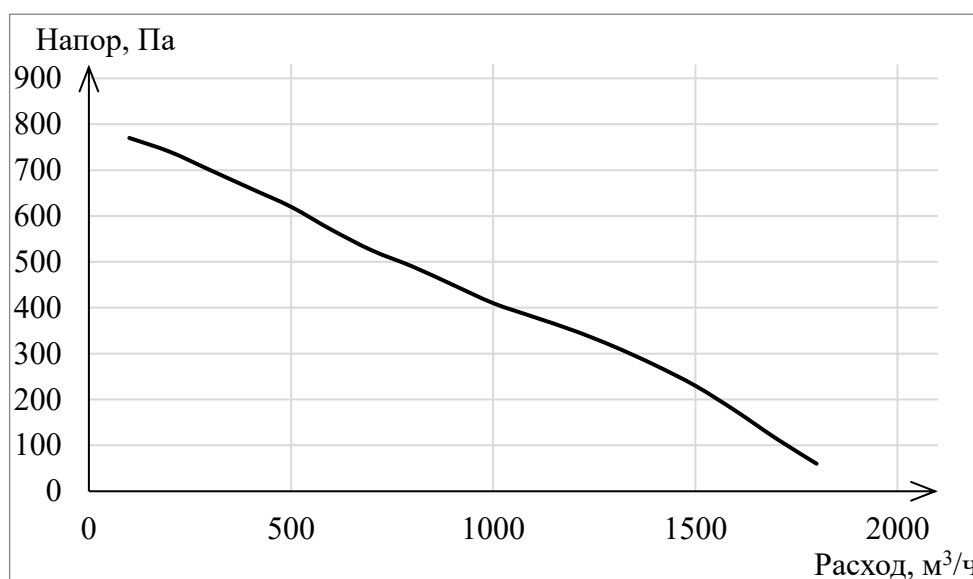


Рисунок 2.3 — Аэродинамическая характеристика вентилятора ВКК-М 315

Источник нагрева представляет собой канальный электрический калорифер производства Airone с мощностью нагрева до 22,5 кВт. Электрический нагреватель представляет собой систему 9 тэнов, с установленной мощностью одного тэна 2,5 кВт. В конструкции имитационного стенда предусмотрена возможность последовательного включения любого количества из установленных тэнов, что позволяет обеспечить регулирование мощности нагрева с шагом 2,5 кВт. Дополнительно в конструкции предусмотрено два ответвления, выше и ниже источника нагрева, имитирующие сопряжения наклонной выработки с горизонтами. Каждое из ответвлений оборудовано

механическим клапаном, позволяющим полностью ограничить движение воздушного потока через сечение ответвления. Наличие ответвлений позволяет имитировать различные сценарии протекания аварийной ситуации.

2.2 Методика проведения экспериментальных измерений термодинамических параметров воздушного потока

2.2.1 Технологические режимы проведения натурных измерений

Измерения параметров воздушного потока для всех исследуемых режимов работы испытательного аэродинамического стенда выполняются при установившемся термодинамическом режиме. Для этого перед началом измерений устанавливается требуемая мощность источника нагрева, фиксируется частота вращения рабочего колеса вентилятора и также устанавливается положение регулирующих устройств на всех выходных отверстиях. После этого с интервалом в 5 минут происходит фиксация показаний датчиков измерения скорости и температуры воздушного потока на выходе из испытательного стенда. Необходимость интервального измерения обусловлена тем, что выход испытательного стенда на установившийся режим работы возможен только при прогреве стальных стенок и самих нагревательных элементов электрического калорифера. При этом время, необходимое для уравнивания системы, для каждого режима работы разное и зависит от установленной мощности источника нагрева и производительности вентилятора. В том случае, если измеренные значения температуры и скорости в текущий момент времени совпадают с ранее измеренными, то режим движения воздушного потока считается установившимся.

Исследуемые режимы работы аэродинамического стенда ограничены следующими характеристиками испытательного стенда:

- максимальная и минимальная производительность установленного вентилятора;
- максимальной тепловой мощностью установленного электрического калорифера;
- предельный угол наклона установки как в сторону положительных, так и в сторону отрицательных углов.

Так как в дальнейшем полученные экспериментальные данные необходимы для валидации трехмерной численной модели, наиболее целесообразным является выполнение измерений крайних режимов работ испытательного стенда. Таким образом, измерению подлежали температура и скорость воздушного потока при максимальных углах наклона -13 и $+13$ градусов, а также в горизонтальном положении. Для каждого из положений стенда исследовался режим максимальной и минимальной

производительности установленного вентилятора, для которых соответственно выполнялись измерения с включённым и отключённым источником нагрева. Всего измерения выполнялись для 6 различных режимов, характеристики которых могут быть представлены в виде таблицы 2.1.

Отдельно, для корректного задания характеристики источника тяги на этапе валидации трехмерной численной модели, выполнена серия из четырех замеров с разной степенью закрытия выходного отверстия испытательного стенда. За счет изменения степени открытия выходного отверстия имитировалось изменение аэродинамического сопротивления установки, что позволило получить различные рабочие точки установленного вентилятора. Измерения выполнялись для случая отключенного источника нагрева и постоянной производительности вентилятора.

Таблица 2.1 — Исследуемые режимы работы испытательного стенда

Режим работы	Работы источника нагрева	Производительность вентилятора	Угол наклона
1	Да	Максимальная	0 градусов
2	Нет	Максимальная	0 градусов
3	Да	Минимальная	-13 градусов
4	Да	Максимальная	-13 градусов
5	Да	Минимальная	+13 градусов
6	Да	Максимальная	+13 градусов

2.2.2 Измеряемые параметры

В ходе эксперимента измерению подлежат следующие величины для каждого из выделенных режимов работы испытательного стенда:

- Геометрические параметры испытательного стенда, площадь поперечного сечения, расстояния между ответвлениями, а также положение регуляторов на всех ответвлениях. Указанные геометрические величины, за исключением положения регуляторов, измеряются лазерным дальномером один раз перед началом экспериментального исследования. Полученные данные измерений в дальнейшем используются для построения расчетной геометрии. Согласно разделу 2.3 для точного определения величины необходимо провести по 3 измерения.
- Поля скоростей в характерных сечениях исследуемой области. В качестве сечений выбраны сечения до и после источника нагрева, а также на выходе из испытательного стенда. Данный параметр позволяет валидировать в дальнейшем

численную трехмерную модель с целью максимального соответствия моделируемых процессов проветривания натуре.

- Поля температур в тех же сечениях, где выполнялось измерение полей скоростей.
- Перепад давлений на участке испытательного стенда от вентилятора до выхода в атмосферу помещения.

При проведении измерений для каждого отдельного измерения температуры и скорости воздушного потока производится определение следующих трех величин на основании выполненных замеров в определенный промежуток времени:

- Максимальное значение измеряемой величины за выбранный интервал измерения;
- Минимальное значение измеряемой величины за выбранный интервал измерения;
- Усредненное по времени значение измеряемой величины за выбранный интервал измерения.

2.2.3 Схема проведения измерений

В случае наличия интенсивного источника тепловыделения в рассматриваемых сечениях наблюдается сильная неравномерность полей скоростей, как в вертикальной плоскости сечения воздуховода, так и в горизонтальной. Неравномерность параметров воздушного потока обусловлена не только температурной стратификацией, но и наличием в геометрии испытательного стенда местных сопротивлений, создающих неравномерность полей скоростей воздуха при прохождении воздушного потока через них. Местными сопротивлениями в данном случае являются расширение и сужение воздуховода в месте установки воздухонагревателя, сам канальный воздухонагреватель, а также сопряжения прямолинейного участка воздуховода с ответвлением 1 и ответвлением 2. С точки зрения валидации трехмерной численной модели данные сечения являются наиболее показательными и позволяют более точно оценить соответствие параметров воздушного потока полученной модели фактическим параметрам воздушного потока стенда. Поэтому в качестве сечений выполнения экспериментальных замеров были выбраны:

- Сечение 1 – сечение после ответвления 1 перед воздухонагревателем;
- Сечение 2 – сечение после воздухонагревателя перед ответвлением 2;
- Сечение 3 – сечение после ответвления 2 перед выходом из испытательного стенда.

На рисунке 2.4 представлена общая схема размещения сечений выполнения измерений скорости и температуры воздушного потока для различных режимов работы испытательного стенда.

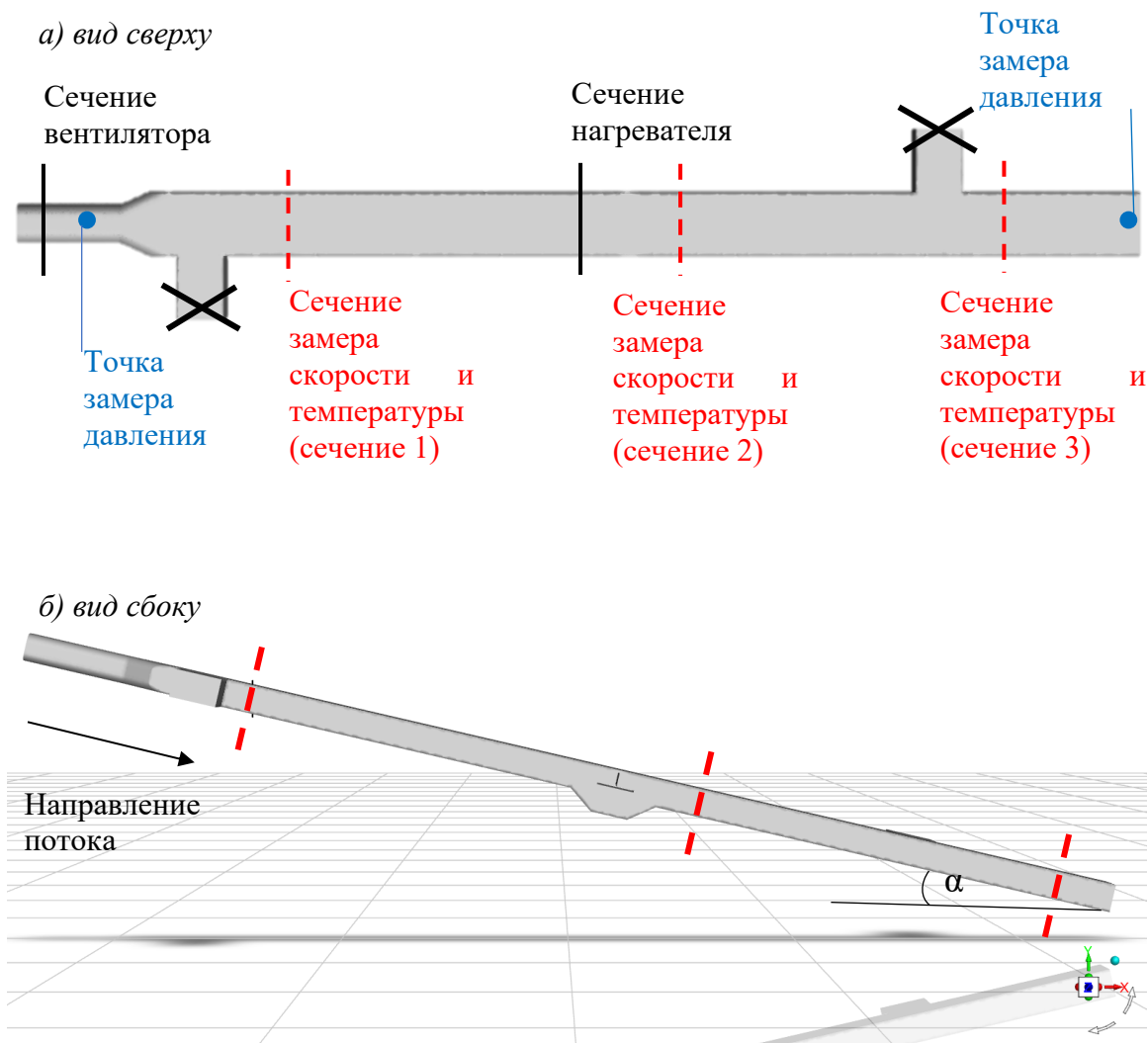


Рисунок 2.4 — Схема расположения сечений экспериментальных измерений скорости и температуры воздушного потока в различных точках и точки измерения перепада давления на экспериментальном стенде

Измерения скорости воздушного потока в каждом исследуемом сечении производилось в трех вертикальных плоскостях, с шагом выполнения измерений по вертикали 5 сантиметров. Расстояние между вертикальными плоскостями измерения составляет 20 сантиметров. На рисунке 2.5 представлен пример схемы расположения необходимых точек измерения скоростей движения воздуха и температуры для выбранных сечений.

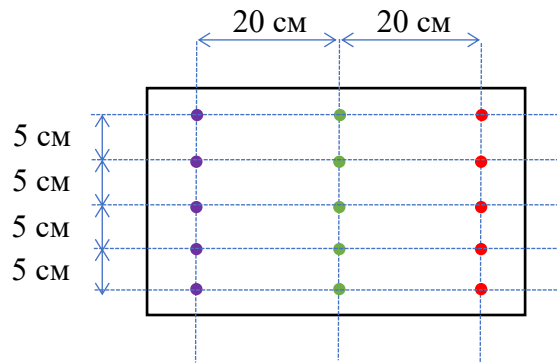


Рисунок 2.5 — Схема погружения датчика измерения скорости и температуры в рассматриваемых сечениях 1, 2, 3 экспериментального стенда (сиреневый – левая ось измерения, зеленый – центральная ось измерения, красный – правая ось измерения)

Для построения фактической аэродинамической характеристики вентилятора, обеспечивающего движения воздуха, в экспериментальном стенде предусмотрены две точки измерения статического давления, приведенные на рисунке 2.4. В качестве точек измерения статического давления выбрана точка в сечении воздуховода после установленного вентилятора и точка на выходе из прямолинейного участка воздуховода. Выбранные точки позволяют получить полный перепад статического давления в рассматриваемой геометрии испытательного стенда. Измерения фактического расхода воздуха производится в сечении 3 экспериментального стенда.

2.3 Статистическая обработка данных экспериментальных исследований

Для проведения измерений использовались следующие приборы:

- каналный термоанемометр testo 405i (ООО «Тэсто Рус») с абсолютной погрешностью измерения $\pm(0,1 + 0,05 \cdot v)$ м/с, и $\pm 0,5$ °С;
- каналный термоанемометр testo 405V1 (ООО «Тэсто Рус») с абсолютной погрешностью измерения $\pm(0,1 + 0,05 \cdot v)$ м/с, и $\pm 0,5$ °С;
- многофункциональный измерительный прибор testo 445 (ООО «Тэсто Рус») с абсолютной погрешностью измерения $\pm(0,1 + 0,01 \cdot v)$ м/с, и $\pm 0,3$ °С;
- дифференциальный манометр Fluke 922 с абсолютной погрешностью измерения $\pm 1 \% + 1$ Па
- дальномер Leica Disto D2 с абсолютной погрешностью измерения $\pm 0,0015$ м.

Перед проведением экспериментального исследования определено необходимое количество измерений значений скорости и температуры воздуха, перепада давления и геометрических размеров сечения воздуховода, которые позволяют добиться требуемой точности [114, 110]. Для определения требуемого количества измерений параметров проведены эксперименты, в результате которых установлено, что разброс измеряемых

значений подчиняется нормальному закону распределения. Поэтому требуемое число измерений N_M определяется с использованием решения обратной задачи математической статистики [26, 46], исходя из следующего выражения:

$$\frac{\sqrt{N_M - 1}}{t_p(N_M, p)} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_M}, \quad (29)$$

где $t_p(N_M, p)$ — коэффициент Стьюдента, определяемый по данным [114];

p — требуемая надежность измерений;

ε — погрешность измерений величины;

ε_M — приборная погрешность измерения величины.

Результаты расчета количества измерений каждой физической величины приведены в таблице Таблица 2.2.

Таблица 2.2 — Результаты расчета требуемого числа измерений

Измеряемая величина	Погрешность прибора, ε_M	Требуемая точность	Требуемая надежность измерений, p	Требуемое число измерений, N_M
Длина/ширина канала	$\pm 0,0015$ м	$\pm 0,01$ м	0,95	3
Скорость воздуха	$\pm 0,1$ м/с	$\pm 0,05$ м/с	0,95	5
Температура воздуха	$\pm 0,3^\circ\text{C}$	$\pm 0,1^\circ\text{C}$	0,95	7
Перепад давления	± 1 Па	0,5 Па	0,95	6

Полученный в ходе экспериментальных исследований массив результатов измерений обработан согласно теории статистической обработки данных следующим образом. Определяется среднее значение измеряемой величины по формуле:

$$\bar{x} = \frac{1}{N_M} \cdot \sum_{m=1}^{N_M} x_m. \quad (30)$$

Определяется средняя квадратичная погрешность результата измерений по формуле:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N_M} \cdot \sum_{m=1}^{N_M} (x_m - \bar{x})^2}. \quad (31)$$

Определяется полуширина доверительного интервала по формуле:

$$\Delta x_r = t_p(N_M, p) \cdot \sigma. \quad (32)$$

Результат измерений величины записывается в виде:

$$x = \bar{x} \pm \Delta x_r \pm \Delta x_M. \quad (33)$$

Далее в работе все обработанные в соответствии с разделом 2.3 экспериментальные данные приводятся в виде средних по выборке значений с указанием максимальных и минимальных замеренных в ходе эксперимента величин.

2.4 Результаты экспериментальных измерений параметров воздушного потока для различных режимов проветривания

Для проведения экспериментального исследования принята фиксированная мощность электронагревателя. В качестве фиксированной тепловой мощности источника нагрева, которая устанавливалась на момент проведения экспериментальных исследований с нагревом, принята мощность 14 кВт, что соответствует 6 одновременно включённым тэнам электронагревателя. При проведении измерения на минимальной производительности вентилятора при заданной мощности электронагревателя температура воздушного потока достигает 150 °С и увеличение мощности электронагревателя приведет к росту температуры и наложит ограничения на применяемые в ходе эксперимента приборы. Экспериментальное исследование выполнялось для горизонтального положения испытательного стенда и для фиксированного угла -13° и 13° . При этом для каждого из положений испытательного стенда исследование выполнялось как для включенного электронагревателя, так и для случая без нагрева. Также изменяемым параметром для каждого исследуемого режима была скорость воздушного потока, которая задавалась путем изменения частоты вращения рабочего колеса вентилятора и соответствовала его максимальной и минимальной производительности.

2.4.1 Результаты определения фактической аэродинамической характеристика установленного вентилятора

Для построения фактической аэродинамической характеристики вентилятора, обеспечивающего движения воздуха в экспериментальном стенде, выполнена серия натурных измерений скорости воздушного потока и перепада давлений. Перепад давлений в рассматриваемой геометрии при работающем вентиляторе определялся измерением давления в воздуховоде после нагнетательного вентилятора и на выходе из расчетной области.

При измерении скорости воздуха, перепада давлений и температуры фиксировалась частота вращения рабочего колеса установленного осевого вентилятора и изменялась степень закрытия воздушного клапана на выходе из системы воздухопроводов. Закрытие воздушного клапана позволяло изменить аэродинамическое сопротивление системы и тем самым имитировать разные характеристики участка вентиляционной сети

за рассматриваемой наклонной выработкой. Результаты измерения скоростей воздушного потока и перепада давлений приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 — Результаты измерения скорости воздушного потока в различных точках сечения 3 на выходе из системы воздухопроводов и перепадов статического давления

Номер измерения	Глубина погружения измерителя, м	Скорость в точках сечения $x=0,05$ м, м/с	Скорость в точках сечения $x=0,25$ м, м/с	Скорость в точках сечения $x=0,4$ м, м/с	Перепад давления, Па	Средняя скорость, м/с
1	0,05	2,08	2,14	1,95	9	2,03
	0,1	2,25	2,2	2,05		
	0,15	2,3	2,2	2,05		
	0,2	2,15	2,35	2		
	0,25	1,87	2,4	1,8		
2	0,05	1,6	1,6	1,7	42	1,8
	0,1	1,7	1,8	1,8		
	0,15	1,8	1,9	1,8		
	0,2	1,85	1,95	1,85		
	0,25	1,75	2,05	1,8		
3	0,05	1,2	1,3	1,3	110	1,3
	0,1	1,35	1,4	1,35		
	0,15	1,4	1,5	1,4		
	0,2	1,4	1,5	1,4		
	0,25	1,3	1,4	1,3		
4	0,05	0,5	0,55	0,6	210	0,5
	0,1	0,65	0,65	0,63		
	0,15	0,66	0,75	0,65		
	0,2	0,65	0,7	0,6		
	0,25	0,55	0,65	0,55		

Для полученных полей скоростей по измеренным точкам был выполнен пересчет средней скорости воздушного потока в сечении на выходе из системы воздуховода. По полученным результатам измерений точки были аппроксимированы полиномиальной зависимостью второй степени вида $P=aV^2+bV+c$. Полученное уравнение представлено в виде, графика, заданного в декартовой системе координат, где ось абсцисс – это скорость, а ось ординат – это перепад давления. Полученная зависимость и экспериментальные точки приведены на рисунке 2.6.

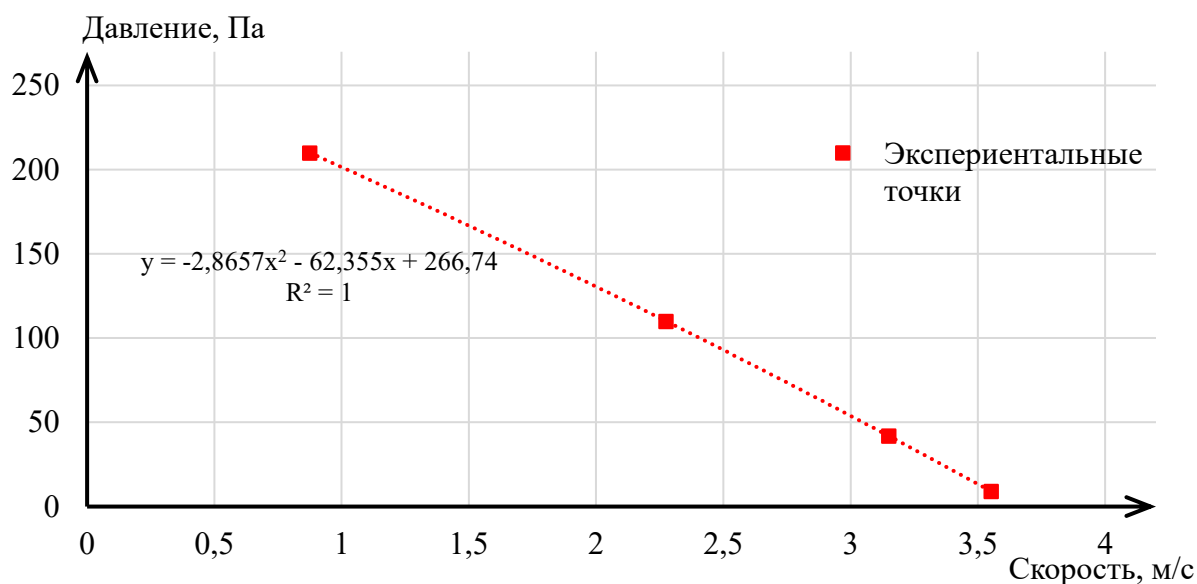


Рисунок 2.6 — График аппроксимирующей зависимости аэродинамической характеристики источника тяги и экспериментально замеренные точки

Для проверки правильности полученной аппроксимирующей зависимости был выполнен пересчет полученной аэродинамической характеристики на сниженный по частоте вращения рабочего колеса режим работы вентилятора. Расчет произведен по известным формулам подбора вентиляторов, описанным в [102, 7]. Для заданного значения частоты вращения рабочего колеса были выполнены дополнительные измерения расхода воздуха в системе воздухопроводов. Результаты сравнения экспериментального исследования и теоретической кривой приведены на рисунке 2.7.

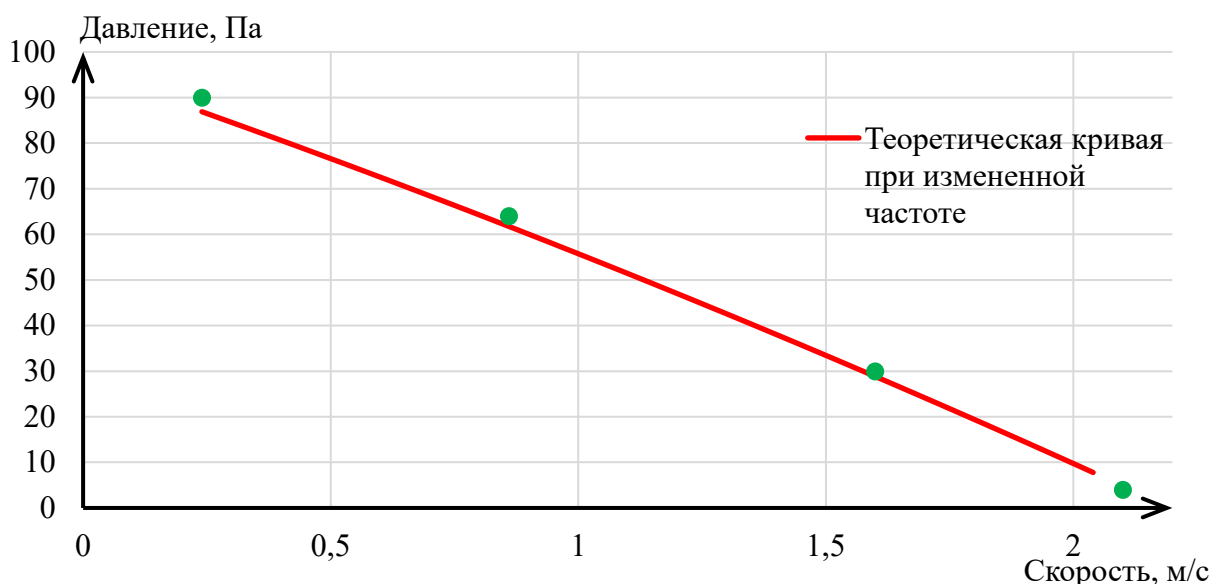


Рисунок 2.7 — Взаимное расположение экспериментальных значений скорости воздуха при сниженной производительности вентилятора и теоретической аэродинамической характеристики вентилятора

Полученная аэродинамическая характеристика вентилятора в дальнейшем будет использована для валидации трехмерной численной модели.

2.4.2 Результаты экспериментальных измерений параметров воздушного потока для различных углов наклона испытательного стенда

Так как серия предварительных замеров показала, что угол наклона испытательного аэродинамического стенда в случае, когда источник нагрева отключён, не оказывает влияния на поля скоростей и температур, замеры полей скоростей и температур для режимов без нагрева не производились. В момент проведения экспериментального исследования температура атмосферного воздуха, поступающего в стенд, составляла 25,5 °С при влажности 28 %.

В таблицах 2.4 - 2.7 приведены результаты измерения температуры и скоростей воздушного потока для режимов 1 – 6 работы испытательного стенда приведенных в таблице 2.1. Результаты измерения записаны в формате X(X)X, где первое и последнее числа соответствуют минимальному и максимальному замеренному значению за выбранный период времени соответственно, второе значение соответствует осредненному по времени замеренному значению.

Горизонтальное положение испытательного стенда

Таблица 2.4 — Результаты измерения скорости и температуры воздушного потока в различных точках сечения 2 при горизонтальном расположении стенда

Режим работы	Глубина погружения измерителя, м	Левая ось сечения 2		Центральная ось сечения 2		Правая ось сечения 2	
		Скорость в точке, м/с	Температура, °С	Скорость в точке, м/с	Температура, °С	Скорость в точке, м/с	Температура, °С
1	0,05	2,5(2,6)2,7	57,3(60,1)61,5	2,6(2,7)2,8	55(57)58	2,2(2,2)2,2	50,3(51,8)52,6
	0,1	2,6(2,7)2,7	66,2(67,8)69,1	2,4(2,6)2,7	59(60,4)61,8	2,1(2,2)2,3	51,1(51,5)52
	0,15	2,6(2,6)2,6	66,5(68)69	2,6(2,7)2,8	61,6(62,3)63,1	2,2(2,3)2,4	48,3(49,6)50,5
	0,2	2,2(2,3)2,4	60,9(61,5)62	2,5(2,6)2,7	63,2(64)65	2(2,1)2,2	48,1(48,5)49
	0,25	2(2,1)2,2	54(54,5)55	2,5(2,6)2,7	60,3(62,1)63	1,9(2)2,1	45,6(46,8)47,6
2	0,05	2,4(2,5)2,6	25,5	1,8(1,9)2	25,5	1,6(1,7)1,8	25,5
	0,1	2,2(2,4)2,5	25,5	1,9(2)2,1	25,5	2,2(2,3)2,4	25,5
	0,15	2(2,2)2,3	25,5	1,9(2)2,1	25,5	2,6(2,8)2,9	25,5
	0,2	2,1(2,2)2,3	25,5	2(2,1)2,2	25,5	2,5(2,7)2,8	25,5
	0,25	2,1(2,1)2,2	25,5	2,2(2,2)2,2	25,5	2,4(2,5)2,6	25,5

Таблица 2.5 — Результаты измерения скорости и температуры воздушного потока в различных точках сечения 3 при горизонтальном расположении стенда

Режим работы	Глубина погружения измерителя, м	Левая ось сечения 3		Центральная ось сечения 3		Правая ось сечения 3	
		Скорость в точке, м/с	Температура, °С	Скорость в точке, м/с	Температура, °С	Скорость в точке, м/с	Температура, °С
1	0,05	2,7(2,7)2,6	56(57)58	2,6(2,6)2,5	54,1(54,5)55	2,1(2,1)2,1	48,7(49,8)50,6
	0,1	2,8(2,7)2,6	56,7(57,5)58	2,8(2,7)2,6	53,8(54,9)55,8	2,4(2,4)2,3	49,2(50,6)51,5
	0,15	2,7(2,6)2,5	55,6(56,6)57,6	2,8(2,7)2,6	53,4(54,6)55,7	2,4(2,3)2,2	48,5(49,8)50,6
	0,2	2,8(2,7)2,6	53,7(54,5)55,6	2,7(2,6)2,5	51,7(52,3)52,7	2,2(2,1)2	49(48,8)48
	0,25	2,7(2,6)2,5	53,2(53,8)54,6	2,3(2,3)2,2	49,7(50,4)51	2(1,9)1,8	46,8(46,5)46
2	0,05	1,7(1,8)1,9	25,5	2,4(2,5)2,6	25,5	1,7(1,9)2	25,5
	0,1	2(2,1)2,2	25,5	2,4(2,5)2,6	25,5	2(2,2)2,3	25,5
	0,15	2(2,1)2,2	25,5	2,2(2,4)2,5	25,5	2,2(2,3)2,4	25,5
	0,2	2(2,1)2,2	25,5	2,3(2,4)2,5	25,5	2,1(2,3)2,4	25,5
	0,25	1,9(2)2,1	25,5	2,1(2,2)2,3	25,5	2(2,1)2,2	25,5

Наклонное положение испытательного стенда (-13°)

Так как сечение 2 находится в непосредственной близости от источника интенсивного нагрева, а также находится в зоне влияния местного сопротивления, создаваемого расширением воздухопровода в месте установки электрического калорифера, то в случае наклонного расположения испытательного стенда добиться стационарного режима в данном сечении не удалось. Для данных режимов работы стенда экспериментальное исследование выполнялось только для сечений 1 и 3.

Таблица 2.6 — Результаты измерения скорости и температуры воздушного потока в различных точках сечения 1 при наклонном расположении стенда

Режим работы	Глубина погружения измерителя, м	Левая ось сечения 1		Центральная ось сечения 1		Правая ось сечения 1	
		Скорость в точке, м/с	Температура, °С	Скорость в точке, м/с	Температура, °С	Скорость в точке, м/с	Температура, °С
3	0,05	0,9(1)1	25,5	1,2(1,2)1,2	25,5	1(1,1)1,2	25,5
	0,1	0,9(1)1	25,5	1,1(1,2)1,2	25,5	1(1,1)1,1	25,5
	0,15	0,9(1)1,1	25,5	1,1(1,2)1,3	25,5	1,1(1,1)1,1	25,5
	0,2	0,8(0,9)0,9	25,5	1,2(1,2)1,2	25,5	1(1,1)1,1	25,5
	0,25	0,8(0,8)0,8	25,5	1(1,1)1,2	25,5	0,9(1)1,1	25,5
4	0,05	1,8(1,7)1,6	25,5	2,4(2,3)2,2	25,5	1,9(1,8)1,7	25,5
	0,1	1,9(1,8)1,7	25,5	2,4(2,3)2,2	25,5	2,1(2)1,9	25,5
	0,15	1,9(1,8)1,7	25,5	2,4(2,3)2,2	25,5	2,1(2,1)2	25,5
	0,2	1,9(1,8)1,7	25,5	2,3(2,3)2,2	25,5	2,1(2)1,9	25,5
	0,25	1,8(1,7)1,6	25,5	2,3(2,2)2,1	25,5	2(1,9)1,8	25,5
5	0,05	1,4(1,5)1,5	25,5	1,3(1,4)1,4	25,5	1,3(1,4)1,4	25,5
	0,1	1,3(1,4)1,4	25,5	1,3(1,3)1,3	25,5	1,3(1,3)1,3	25,5
	0,15	1,3(1,3)1,3	25,5	1,1(1,2)1,3	25,5	1,2(1,2)1,2	25,5
	0,2	1,2(1,2)1,2	25,5	1(1,1)1,1	25,5	1(1,1)1,2	25,5
	0,25	1(1,1)1,2	25,5	0,9(0,9)0,9	25,5	1(1)1	25,5
6	0,05	1,8(1,7)1,6	25,5	2,4(2,3)2,2	25,5	2(1,9)1,8	25,5
	0,1	1,9(1,8)1,7	25,5	2,4(2,3)2,2	25,5	2,1(2)1,9	25,5
	0,15	1,9(1,8)1,7	25,5	2,4(2,3)2,2	25,5	2,2(2,1)2	25,5
	0,2	1,9(1,8)1,7	25,5	2,5(2,3)2,2	25,5	2,1(2)1,9	25,5
	0,25	1,8(1,7)1,6	25,5	2,3(2,2)2,1	25,5	2(1,9)1,8	25,5

Таблица 2.7 — Результаты измерения скорости и температуры воздушного потока в различных точках сечения 3

Режим работы	Глубина погружения измерителя, м	Левая ось сечения 2		Центральная ось сечения 2		Правая ось сечения 2	
		Скорость в точке, м/с	Температура, °С	Скорость в точке, м/с	Температура, °С	Скорость в точке, м/с	Температура, °С
3	0,05	1,2(1,2)1,2	86,3(88,3)89,5	1,2(1,3)1,4	86,1(87)88	1,1(1,2)1,2	84,7(85,9)87
	0,1	1,1(1,2)1,2	84,9(86)87,1	1,2(1,3)1,3	83,4(84,9)86,1	1,1(1,2)1,2	84,4(86)87,1
	0,15	1,2(1,3)1,3	79,8(81)82,1	1,2(1,3)1,4	77,7(78,8)80	1,1(1,2)1,2	81,7(83)84
	0,2	1,3(1,3)1,3	71,8(73,8)75,1	1,2(1,3)1,3	72,9(74,9)76,1	1,2(1,2)1,2	75,4(77,9)79
	0,25	1,2(1,2)1,2	64,3(65,9)67	1,2(1,3)1,4	63,4(65,5)66,6	1(1,1)1,2	69,8(70,9)72
4	0,05	2,4(2,3)2,2	63,6(65)66	2,6(2,5)2,4	65(66)67	2,3(2,2)2,1	61,8(62,5)63
	0,1	2,4(2,3)2,2	63,7(64)64,5	2,6(2,5)2,4	62,1(64)65	2,3(2,2)2,1	61,6(62)62,5
	0,15	2,6(2,4)2,3	62,2(62,5)63	2,5(2,4)2,3	60,7(62)63	2,3(2,2)2,1	59,6(60,5)61
	0,2	2,4(2,3)2,2	58,6(59)59,5	2,4(2,3)2,2	58,1(59)60	2,1(2)1,9	57,7(58,5)59
	0,25	2,2(2,2)2,1	54,3(55)56	2,4(2,3)2,2	56(56,5)57	2(1,9)1,8	52,3(54)55
5	0,05	1,4(1,5)1,5	92,2(94,8)96	1,3(1,4)1,4	94,2(96,8)98	1,3(1,4)1,4	91,6(92,9)94
	0,1	1,3(1,4)1,4	94,3(96)97,1	1,3(1,3)1,3	94,5(96,8)98	1,3(1,3)1,3	92,5(94,8)96
	0,15	1,3(1,3)1,3	93,3(95)96,1	1,1(1,2)1,3	91,1(93)94,1	1,2(1,2)1,2	89,6(92)93,1
	0,2	1,2(1,2)1,2	85,8(88)89,1	1(1,1)1,1	86,4(88,8)90	1(1,1)1,2	84,7(86,8)88
	0,25	1(1,1)1,2	77,6(79,8)81	0,9(0,9)0,9	77,1(79,4)80	1(1)1	78,9(80,9)82
6	0,05	2,5(2,4)2,3	62,1(63)64	2,6(2,5)2,4	63,7(65)66	2,3(2,2)2,1	61,7(62,5)63
	0,1	2,5(2,4)2,3	63,3(64)64,5	2,6(2,5)2,4	63(63,5)64	2,3(2,2)2,1	59,7(61,5)62
	0,15	2,5(2,4)2,3	59,8(62)63	2,5(2,4)2,3	61(62)63	2,3(2,2)2,1	59,3(60)61
	0,2	2,4(2,3)2,2	57,1(58,5)60	2,4(2,3)2,2	58,8(59,5)60	2,1(2)1,9	55,8(57)58
	0,25	2,3(2,2)2,1	53,1(55)56	2,3(2,2)2,1	56,1(56,5)57	1,9(1,8)1,7	52,9(54)55

Для определения значения коэффициента теплопередачи поверхности стенок стального воздуховода, необходимого для дальнейшей валидации трехмерной численной модели, выполнено сравнение изменения перепада средней температуры в сечениях 2 и 3 при движении воздуха по системе воздухопроводов, для случая горизонтального расположения стенда.

Средняя экспериментально замеренная температура воздуха в сечении воздуховода 2 составляет 57,7°С, а в сечении 3 составляет 52,8°С, таким образом, перепад температуры между сечениями составляет 4,9 °С. При известной площади поверхности теплообмена на участке воздуховода между рассматриваемыми сечениями 2 и 3 и известном перепаде температур, определен коэффициент теплопередачи поверхности стенок, который составил 150 Вт/(м²·°С).

По результатам экспериментального исследования определено, что изменение угла наклона экспериментального стенда на отрицательный при работе интенсивного источника нагрева, приводит к уменьшению количества воздуха, проходящего по системе воздухопроводов, в сравнении с горизонтальным положением.

2.5 Выводы

Основные результаты проведенных экспериментальных исследований течения воздуха на лабораторном стенде, имитирующем наклонную выработку, направленные на изучение процессов тепломассопереноса в наклонных горных выработках с нисходящим проветриванием при наличии интенсивных источников тепловыделения, представлены ниже:

- Спроектирован и изготовлен испытательный аэродинамический стенд, представляющий собой физическую модель наклонной горной выработки, имеющей сопряжения с двумя горизонтами, с интенсивным источником тепловыделения, который позволяет проводить натурное моделирование режимов вентиляции в аварийной ситуации;
- Выполнено обоснование параметров стенда, в соответствии с принятыми критериями подобия, характеризующими основные физические процессы, протекающие в наклонной горной выработке с нисходящим проветриванием при наличии интенсивного источника тепловыделения;
- Разработана методика проведения измерений различных режимов работы испытательного стенда, а именно измерение полей скоростей и температур, а также фактической аэродинамической характеристики вентилятора, которые необходимы для дальнейшей валидации трехмерной численной модели;
- Для разработанного экспериментального стенда выполнен ряд экспериментальных измерений полей скоростей и температур в характерных сечениях экспериментального стенда.

Проведенные экспериментальные исследования позволяют осуществить параметризацию и валидацию численной трехмерной модели наклонной горной выработки с интенсивным источником тепловыделения.

Основные результаты опубликованы в статьях [45, 160].

3 РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В НАКЛОННОЙ ВЫРАБОТКЕ ПРИ НАЛИЧИИ ИНТЕНСИВНОГО ИСТОЧНИКА ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЯ

Получение экспериментальных данных на натурной модели наклонной горной выработки для всего исследуемого диапазона начальных параметров проветривания, а также тепловых мощностей интенсивного источника нагрева, трудноосуществимо. В первую очередь ограничение связано с невозможностью точного задания начальных условий проветривания в рассматриваемой области с требуемым шагом изменения начальных параметров. Во-вторых, переходные процессы, при которых происходит изменение направления движения воздушного потока, характеризуются высокими температурами, значение которых превышает допустимое для применяемых при измерении приборов.

Наиболее простым и доступным способом изучения процессов, протекающих в наклонной выработке в аварийной ситуации, является математическое моделирование. На текущий день наибольшее распространение получили CFD-методы моделирования (computational fluid dynamics), или методы вычислительной гидрогазодинамики. Математическое моделирование в CFD-пакетах подразумевает под собой решение систем дифференциальных уравнений, описывающих физические процессы, протекающие в потоке жидкости или газа при их движении и взаимодействии с твердыми телами. При этом современные вычислительные пакеты устроены таким образом, что позволяют варьировать как набор решаемых систем уравнений, описывающих физику протекающих процессов, так и изменить начальные и граничные условия, в том числе и расчетную геометрию. При этом вычислительная гидрогазодинамика позволяет исследователю делать прогноз, что произойдет с потоком жидкости или газа при том или ином наборе начальных и граничных условий, геометрии расчетной области, физических параметров жидкости или газа.

Методы вычислительной гидрогазодинамики являются наиболее подходящим инструментом для многопараметрического моделирования процессов теплопереноса в наклонной выработке при пожаре. С их помощью возможно изучать влияние параметров горной выработки, источника возгорания, а также параметров системы вентиляции на эволюцию процессов теплопереноса в пространстве рассматриваемой выработки, а также в соседних с ней выработках.

Разработка модели турбулентного теплопереноса в системе горных выработок подразумевает под собой научно-обоснованный выбор большого количества параметров и факторов, присутствующих в модели. Это неминуемо влечет за собой

необходимость валидации модели на предмет соответствия данным натурных экспериментов.

3.1 Математическая постановка задачи нестационарного тепломассопереноса в наклонной горной выработке

На первом этапе исследования формулируется математическая модель нестационарного тепломассопереноса в горной выработке. В основе математической модели лежат уравнение неразрывности, уравнение Навье-Стокса и уравнение энергии, записанные для трехмерного пространства – атмосферы горной выработки:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0, \quad (34)$$

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot [(\mu + \mu_t) \nabla \mathbf{u}] + \mathbf{g} \rho, \quad (35)$$

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \nabla \cdot [\mathbf{u}(\rho e + p)] = \nabla \cdot [(\lambda + \lambda_t) \nabla T], \quad (36)$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м³; \mathbf{u} – вектор скорости, м/с; t – время, с; p – давление, Па; μ – молекулярная вязкость воздуха, м²/с; μ_t – турбулентная вязкость воздуха, м²/с; \mathbf{g} – вектор ускорения свободного падения, м/с²; e – удельная энергия воздуха, Дж/(кг·°C); T – температура, °C; λ и λ_t – молекулярный и турбулентный коэффициенты теплопроводности, Вт/(м·°C).

Для замыкания данной системы уравнений была использована гипотеза Буссинеска, которая предполагает, что турбулентная вязкость может быть представлена как скалярная величина. При этом турбулентная теплопроводность принимается пропорциональной турбулентной вязкости:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (37)$$

$$\lambda_t = \frac{\mu_t}{Sc_t}, \quad (38)$$

где в отличие от стандартной k - ε модели C_μ не константа, а функция:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{k \sqrt{2\mathbf{S}:\mathbf{S}}}{\varepsilon}} \quad (39)$$

Здесь: A_0, A_s – параметры модели турбулентности Realizable k-epsilon; \mathbf{S} – тензор скоростей деформации потока, 1/с; Sc_t – турбулентное число Шмидта. ($A_0 = 4.04$, $A_s = \sqrt{6} \cos \phi$, $\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W)$, $W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{S}$).

В данном случае C_μ является функцией средней скорости вращения и средней скорости деформаций, угловой скорости и переменных турбулентности k и ε .

Для численного моделирования процессов тепломассопереноса в наклонной горной выработке при наличии интенсивного источника нагрева был выбран коммерческий вычислительный пакет Ansys Fluent, расчетный модуль которого основан на методе конечных объемов. Для определения полей скоростей воздуха при моделировании с использованием численного метода RANS используются усредненные по Рейнольдсу уравнения. Гипотеза Буссинеска упрощает математическое моделирование турбулентных потоков, позволяя учитывать сложные явления турбулентного перемешивания через понятие эффективной вязкости, аналогичной молекулярной, но значительно большей по величине.

Параметры k и ε , присутствующие в (26), требуют формулировки дополнительных уравнений переноса. В качестве таковых в рассматриваемой работе были взяты уравнения модели турбулентности Realizable k - ε . Данная модель турбулентности принималась основной при проведении численных расчетов, однако помимо нее на этапе настройки модели также проводились расчеты на моделях SST k - ω и Reynolds stress model (RSM). В отличие от стандартной k - ε модели, надстройка Realizable имеет ряд отличий:

- модель содержит альтернативную формулировку для турбулентной вязкости;
- модифицированное уравнение переноса для скорости диссипации ε было получено из точного уравнения для переноса среднеквадратичных колебаний завихренности.

Данная модель удовлетворяет точным математическим ограничениям по напряжениям Рейнольдса, вытекающим из физики турбулентной жидкости.

Для принятой модели Realizable k - ε эволюция турбулентной кинетической энергии и диссипации турбулентной энергии описываются уравнениями:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu_m + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon, \quad (40)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu_m + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b, \quad (41)$$

где G_k – генерация турбулентной кинетической энергии неоднородностями поля скорости, μ_m – ламинарная динамическая вязкость Па · с; G_b – генерация турбулентной кинетической энергии при наличии ненулевого гравитационного поля и градиента температуры (генерация турбулентности из-за плавучести), которая для случая идеального газа может быть вычислена по формуле:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i}, \quad (42)$$

где g_i – компоненты вектора гравитации $\text{H} \cdot \frac{\text{м}^2}{\text{кг}^2}$, Pr_t – турбулентное число Прандтля, β – коэффициент теплового расширения, который для случая уравнения идеального газа может быть вычислен по формуле:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p. \quad (43)$$

В уравнениях модели содержится несколько констант и использованы следующие обозначения:

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta+5} \right], \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, \quad S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right),$$

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, \quad C_2 = 1.9, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.2.$$

При этом, так как моделирование выполняется для газовой среды, которая находится в процессе нагрева, что характеризуется интенсивным тепловым объемным расширением, то динамика газа описывалась уравнением состояния идеального газа:

$$p = \frac{\rho}{M} RT. \quad (44)$$

Поле средней температуры было вычислено с использованием стандартного уравнения переноса тепла:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{u}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (K_{eff} \nabla T), \quad (45)$$

где

$$E = c_p T - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2}. \quad (46)$$

Коэффициент эффективной теплопроводности K_{eff} равен сумме теплопроводности газа и турбулентной теплопроводности.

Для учета влияния твердых тел и их стенок на турбулентное движение воздуха в модели приняты пристеночные функции, описанные в работе Лаундера и Сполдинга, для которых справедлива функция, описывающая поле средней скорости на пристеночном слое:

$$U^* = \frac{1}{\kappa} \cdot \ln(E \cdot y^*) = \frac{U_P C_\mu^{\frac{1}{4}} k_P^{\frac{1}{2}}}{\frac{\tau_\omega}{\rho}}, \quad (47)$$

где U^* — это безразмерная величина скорости, для которой справедливо выражение:

$$y^* = \frac{\rho C_\mu^{\frac{1}{4}} k_P^{\frac{1}{2}} y_P}{\mu}, \quad (48)$$

где y^* — это безразмерное расстояние от стенки; κ – постоянная фон Кармана (0,4187); E – эмпирическая константа (9,793); U_P – средняя скорость жидкости в пристеночном

узле, м/с; k_p – кинетическая энергия турбулентности в пристеночном узле; y_p – расстояние от точки до стенки, м; μ – динамическая вязкость, Па·с.

При этом следует отметить, что принятый логарифмический закон справедлив, когда выполняется неравенство $30 < y^* < 300$. Когда размеры ячейки сетки в рассматриваемой области удовлетворяют неравенству $y^* < 11,225$, в модели применяется соотношение ламинарного напряжения и деформации потока, которое можно записать как:

$$y^* = U^*. \quad (49)$$

Следует отметить, что в модели для расчета температуры пристеночного слоя принят аналогичный логарифмический закон, что и для расчета скорости, и включает в себя:

- линейный закон для подслоя теплопроводности или тепловязкого подслоя, где проводимость важна;
- логарифмический закон для турбулентной области, где эффекты турбулентности доминируют над проводимостью.

Так как в задаче рассматривается сильно сжимаемая жидкость, функция температуры на пристеночном слое включает в себя вклад вязкостного нагрева:

$$T^* = \frac{(T_w - T_p)\rho c_p k_p^{1/2}}{\dot{q}} = \begin{cases} Pr y^* + \frac{1}{2} \rho Pr \frac{C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\dot{q}} U_p^2 & (y^* < y_T^*) \\ Pr_t \left[\frac{1}{k} \ln(E y^*) + P \right] + & \\ \frac{1}{2} \rho \frac{C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\dot{q}} \{ Pr_t U_p^2 + (Pr - Pr_t) U_c^2 \} & (y^* > y_T^*) \end{cases}, \quad (50)$$

где P вычисляется по формуле Джаятиллеке [153], которая для шероховатых стенок модифицируется следующим образом:

$$P = 9,24 \left[\left(\frac{Pr}{Pr_t} \right)^{3/4} - 1 \right] \left[1 + 0,28 e^{-0,007 Pr / Pr_t} \right], \quad (51)$$

где k_p – турбулентная кинетическая энергия в первом пристеночном узле $P, \frac{M^2}{c^2}$; ρ – плотность жидкости, $\frac{кг}{м^3}$; c_p – удельная теплоемкость, Дж/ (кг·К); \dot{q} – тепловой поток, Дж·с; T_p – температура в первом пристеночном узле P, K ; T_w – температура стенки, K ; Pr – молекулярное число Прандтля ($\mu c_p / k_f$); Pr_t – турбулентное число Прандтля (0,85 у стенки); A – константа Ван-Дрифта (=26); U_c – средняя величина скорости при $y^* = y_T^*$.

$$P_{rough} = 3,15 Pr^{0,695} \left(\frac{1}{E'} - \frac{1}{E} \right)^{0,359} + \left(\frac{E'}{E} \right)^{0,6} P, \quad (52)$$

где E' – константа функции стенки, модифицированная для шероховатых стен, определяемая как $E' = E/f_r$.

3.1.1 Построение геометрической модели

В качестве инструмента создания расчетной геометрической модели был выбран программный продукт DesignModeler пакета Ansys, который поддерживает возможность параметрического задания свойств элементов геометрии. Выбор программного продукта обоснован необходимостью динамического изменения геометрических параметров расчетной геометрии. Расчетная геометрия построена в соответствии с реальными геометрическими размерами испытательного стенда. В общем виде геометрия представляет собой горизонтальный участок горной выработки прямоугольного сечения с двумя Т-образным перекрестками, которые являются имитацией сопряжений наклонной горной выработки с горизонтами. Внутри наклонного участка расчетной геометрии располагается тело, имитирующее источник интенсивного тепловыделения, геометрические размеры которого соответствуют реальным размерам применяемого в испытательном стенде электрического нагревателя. Так же в качестве изменяемых параметров геометрии выработки приняты угол ее наклона и длина, а также местоположение источника тепловыделения относительно длины горной выработки. Для имитации работы источника тяги внутри расчетной геометрии добавлена свободная поверхность, которая в дальнейшем является «интерфейсом», на котором задается функция перепада давления и расхода.

Для дальнейшего удобства работы с сеточным редактором представленная на рисунке 3.1 геометрия была разбита на 3 взаимосвязанных тела.

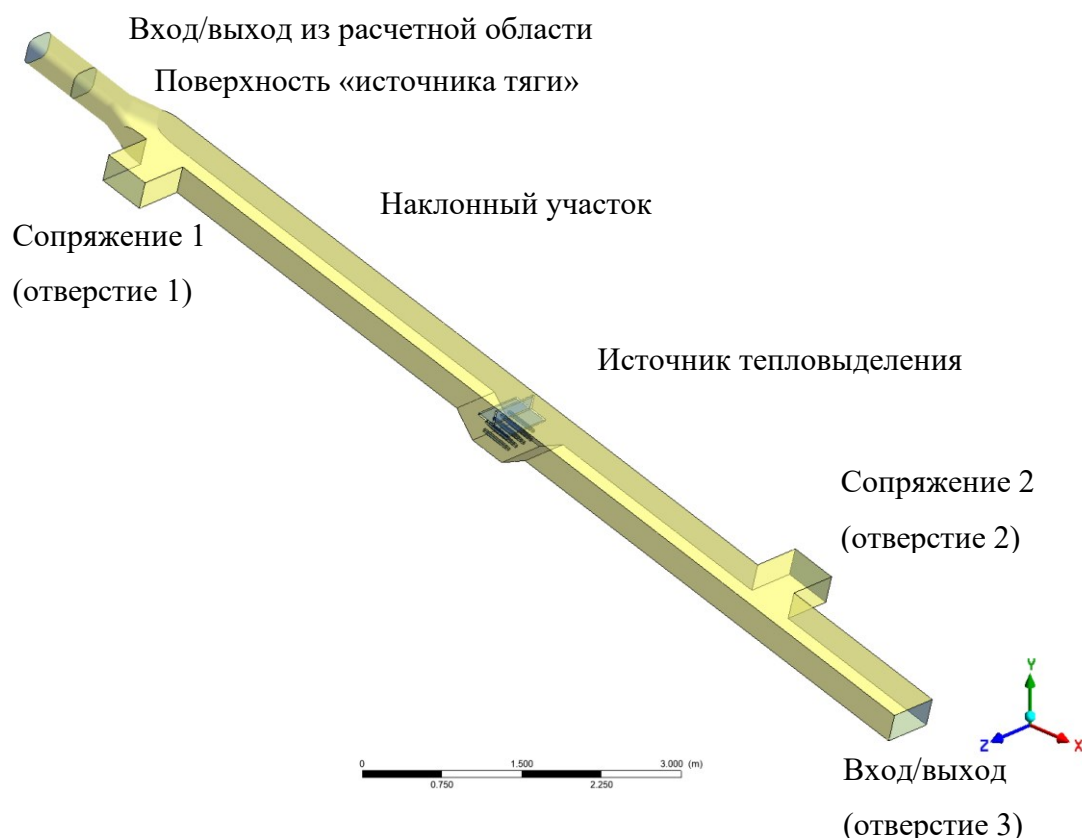


Рисунок 3.1 — Общий вид расчетной геометрии

3.1.2 Постановка граничных и начальных условий

При решении задачи движения воздушного потока в условиях наличия интенсивного источника тепловыделения методами CFD необходимо на всех поверхностях расчетной области задать соответствующие исследуемому физическому процессу граничные условия.

Для рассматриваемой задачи граничными условиями, которые необходимо задать, являются граничные условия входа и выхода в расчетную область и граничные условия для твердой стенки.

На входе в расчетную область задавалось граничное условие типа *pressure inlet*, на выходе – граничное условие типа *pressure outlet*. Наличие источника тяги задавалось посредством внутренней поверхности типа «интерфейс» с заданным перепадом давления в зависимости от расхода. На обеих границах принималось нулевое давление. На твердых стенках принималось условие прилипания потока, а для расчета параметров потока в тонком пограничном слое использовались стандартные пристеночные функции. Средняя высота шероховатости стенок воздуховода принималась равной 0,8 мм. На поверхности источника нагрева задавался равномерный тепловой поток заданной тепловой мощности W (Вт). Теплообмен расчетной геометрии с окружающей средой

задавался экспериментально определенным коэффициентом теплоотдачи на поверхности наружной стенки воздуховода.

3.1.3 Исследование сеточной сходимости

При решении задач CFD-методом устанавливается требуемая необходимая точность получаемых результатов моделирования. При этом достаточная точность результатов и численная сходимость решения системы уравнений достигается за счет подбора оптимального разрешения расчетной сетки и выбора оптимального расчетного временного шага. Подбор этих параметров модели осуществляется итерационно и заключается в определении такого размера элемента сетки, при котором при наименьшем количестве элементов достигается решение, не зависящее от размеров сетки. При определении требуемого размера количество элементов на каждой итерации удваивалось до момента, при котором дальнейшее измельчение не приводило к значительному изменению выходных контролируемых параметров. При этом для каждой полученной сеточной модели и соответственно для каждого конечного решения исследуется набор выходных ключевых параметров модели. Наиболее распространёнными параметрами, которые подлежат анализу при нахождении сеточной сходимости, являются профили скорости в критических сечениях, распределение перепада температуры и давления.

Численное решение системы уравнений (34) — (52) осуществлялось в модуле Fluent программного комплекса ANSYS. Данный модуль проводит дискретизацию дифференциальных уравнений в соответствии с методом конечных объемов. Связывание полей скоростей и давлений осуществлялось с помощью алгоритма SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations). Пространственная дискретизация проводилась с помощью схем второго порядка точности (для уравнений давления и скорости) и первого порядка точности (для уравнений переноса турбулентных характеристик). Дискретизация по времени осуществлялась неявной схемой первого порядка. Градиенты скалярных величин считались с помощью метода наименьших квадратов [122, 204, 135].

Для ускорения численных расчетов применялась процедура распараллеливания на ядрах центрального процессора (24 ядра).

Процесс поиска решения на каждой временной итерации осуществлялся также итерационно с помощью алгоритма Multigrid Cycles. Субитерационная процедура на каждой временной итерации продолжалась до тех пор, пока по всем переменным не достигались относительные невязки $1 \cdot 10^{-4}$.

Для проведения математического моделирования исходная геометрическая область разбита на ячейки, из которых сформирована расчетная сетка. Построение сетки проводилось в модуле Meshing программного комплекса ANSYS. Для построения сетки необходимо выбрать тип элементов, из которых будет состоять сетка. Строилась нерегулярная тетраэдрическая конечно-объемная сетка с призматическим пограничным слоем вблизи твердых стенок. Параметры сетки подбирались таким образом, чтобы обеспечить независимость решения от сетки. В настоящей работе сеточная сходимость исследовалась путем контролирования перепада давления в наклонном участке геометрии, а также среднего значения температуры на поверхности выхода из расчетной геометрии, при различных начальных значениях массового расхода, поступающего в расчетную область.

Результаты сравнения контролируемых параметров приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1— Исследование сеточной сходимости модели

Размер элемента	Количество элементов	Массовый расход на входе в расчетную область					
		0,5 кг/с		1 кг/с		2 кг/с	
		Перепад давлений	% отклонения от предыдущего значения	Перепад давлений	% отклонения от предыдущего значения	Перепад давлений	% отклонения от предыдущего значения
0,50 м	0,65 млн	53,9 Па	—	120,0 Па	—	215,3 Па	—
0,40 м	0,83 млн	46,8 Па	-13%	105,3 Па	-12%	187,2 Па	-13%
0,30 м	1,59 млн	48,3 Па	+3%	107,6 Па	+2%	191,7 Па	+2%
0,20 м	3,20 млн	46,5 Па	-4%	104,7 Па	-3%	185,6 Па	-3%

Из таблицы видно, что при изменении величины элемента сетки от 0,3 м до 0,2 м изменение перепада давления в исследуемой области составляет не более 3 % для всего диапазона принятых скоростей. Таким образом, для дальнейших расчетов выбрана сетка с размером элемента на свободной поверхности 0,3 м. Итоговое количество ячеек составило 1586296.

При построении расчетной сетки также важен режим рассматриваемого течения. Поскольку рассматривается турбулентный режим течения, то для упрощения и более корректного моделирования вблизи поверхностей стенок вводится специальный пограничный слой. На поверхности источника нагрева размер ближайшей ячейки-тетраэдра задавался равным 4 мм. На данных поверхностях также задавалось по 6 призматических пограничных слоев.

3.2 Валидация трехмерной численной модели на основании экспериментального исследования процессов тепломассопереноса на физической модели наклонной горной выработки (на испытательном аэродинамическом стенде)

Валидация трехмерной численной модели выполнялась сопоставлением результатов натурных измерений скорости и температуры в характерных сечениях и результатов численного моделирования для случая интенсивного нагрева. На этапе валидации трехмерной численной модели была задана фиксированная тепловая мощность, которая была принята в процессе эксперимента. Тепловая мощность составляла 14,5 кВт. Углы наклона расчетной геометрии соответствовали углам, для которых выполнялось экспериментальное исследование, а именно -13° (нисходящий поток воздуха в канале). При этом в модели задавалась реальная аэродинамическая характеристика вентилятора, полученная в ходе натурных измерений.

Так как движение воздуха при интенсивном нагреве в условиях наличия местных сопротивлений процесс не стационарный, в то время как конечным результатом модельного расчета является нахождение стационарного решения, распределения полей температур и скоростей, при измерении фиксировался диапазон изменения контролируемого параметра и на графике отображался в виде точек с минимальным и максимальным измеренным значением.

Также валидация трехмерной численной модели выполнялась на основании сопоставления полученного модельного перепада статического напора на участке после вентилятора до выхода из расчетной области с данными натурных измерений. Замеренное значение перепада давления при полностью открытом клапане и максимальной производительности вентилятора составило 9 Па. По результатам численного моделирования значение перепада статического давления на том же участке составило 9,3 Па. Контурное распределение статического давления в расчетной области приведено на рисунке 3.2..

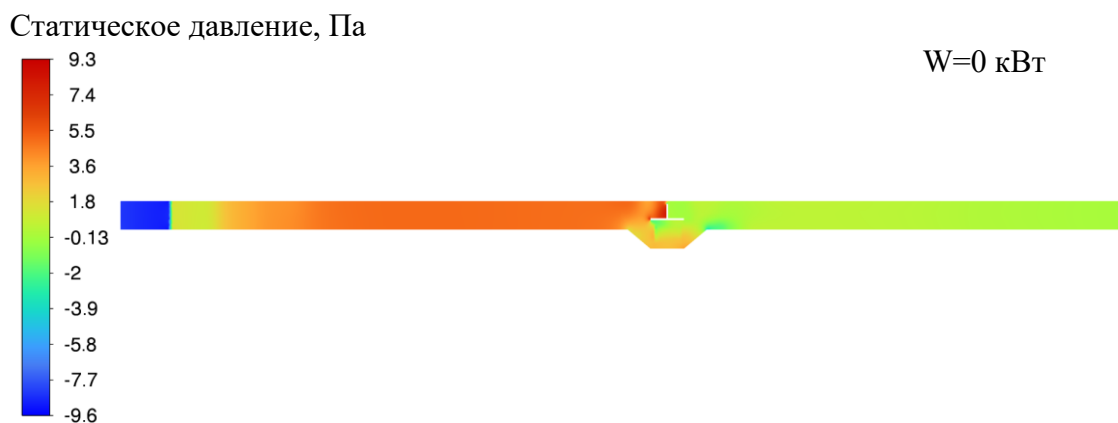


Рисунок 3.2 — Контурное распределение статического давления в срединном сечении модели без нагрева, имитирующей испытательный стенд

На рисунках 3.3 - 3.14 представлены результаты сопоставления данных натуральных измерений температуры и скорости воздушного потока в исследуемых сечениях испытательного аэродинамического стенда. С учетом того, что при интенсивном нагреве воздушного потока измеряемые величины периодически менялись во времени (т.е. распределение аэротермодинамических характеристик воздушного потока было нестационарным), помимо средних значений измеренных скорости и температуры воздушного потока, выводились также минимальное и максимальное наблюдаемые значения характеристик по выборке данных измерений в отдельных точках – они изображены с использованием элементов т. н. усиковой диаграммы.

По оси X отмечен измеряемый параметр, а по оси Y – вертикальная координата, отсчитываемая от верхней стенки проточной области стенда. Красным, зеленым и сиреневым цветом обозначена данные натуральных измерений и численного расчета в точках по левой, центральной и правой оси исследуемого сечения соответственно.

3.2.1 Результаты валидации трехмерной численной модели для горизонтального положения испытательного аэродинамического стенда

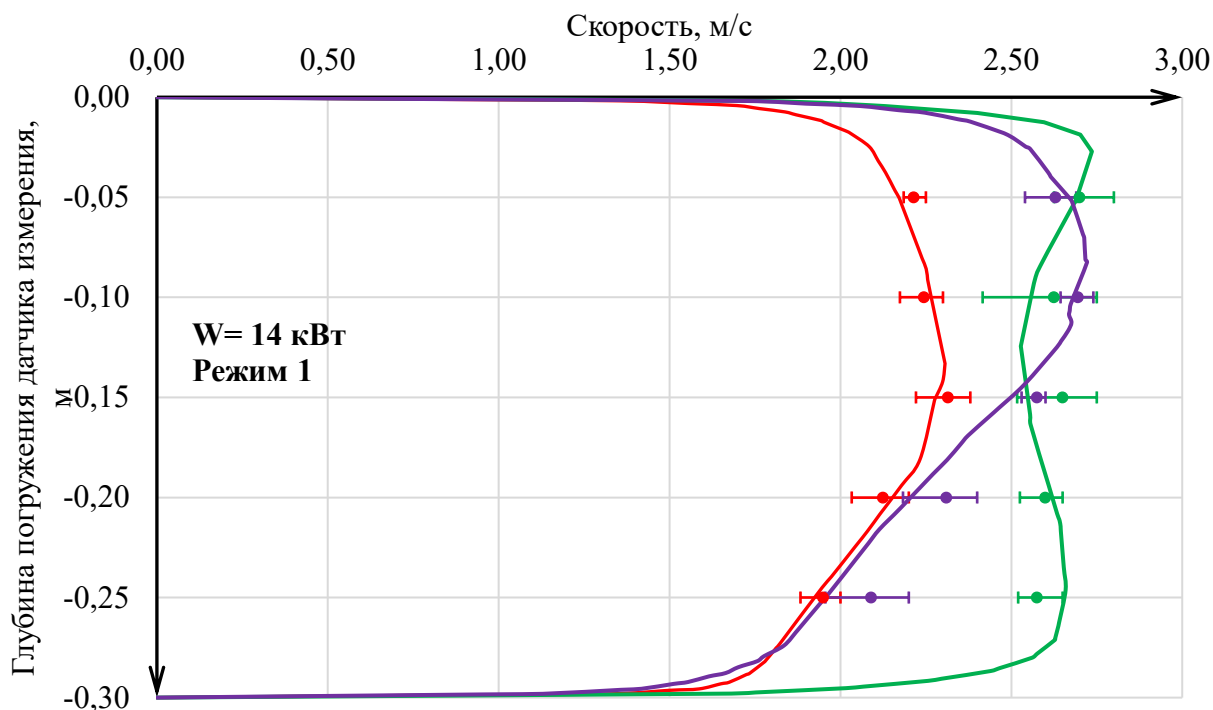


Рисунок 3.3 — Данные натуральных измерений скорости в сравнении с математической моделью в различных точках сечения 2 при угле наклона 0 градусов **при максимальной производительности вентилятора стенда** (сиреневый – левая ось измерения, зеленый – центральная ось измерения, красный – правая ось измерения)

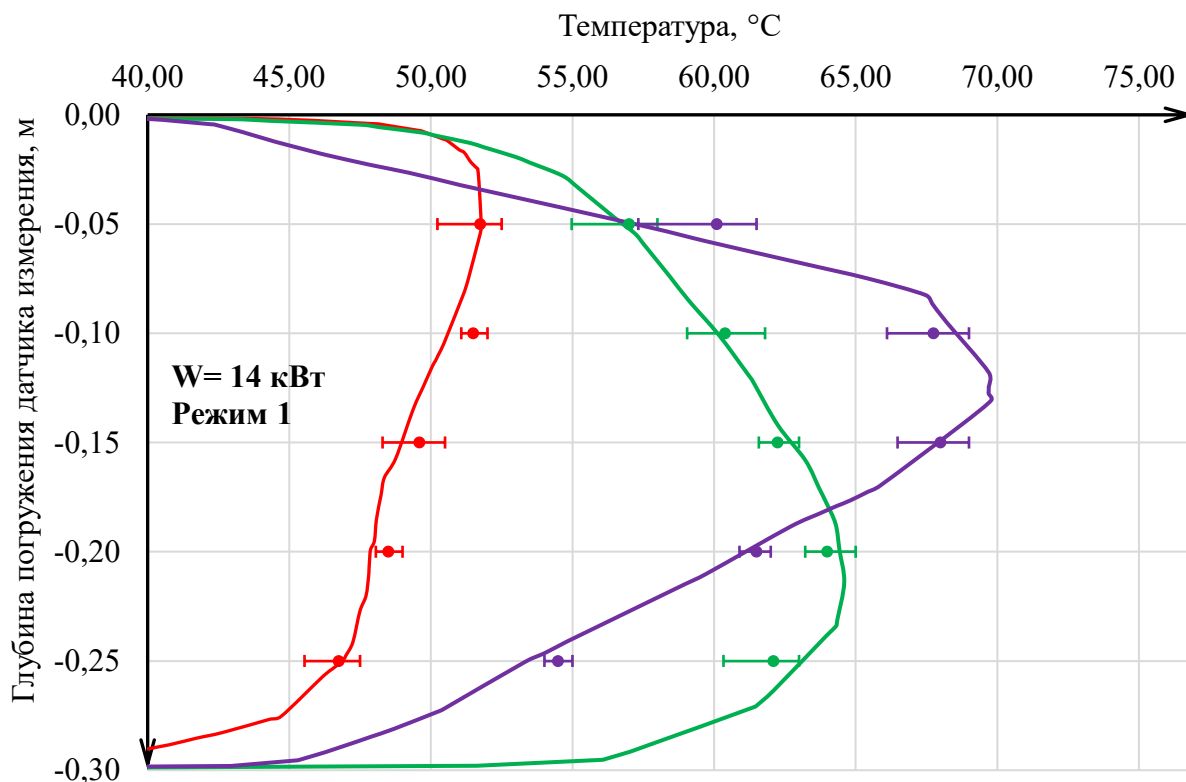


Рисунок 3.4 — Данные натуральных измерений температуры в сравнении с математической моделью в различных точках сечения 2 при угле наклона 0 градусов **при максимальной производительности вентилятора стенда** (сиреневый – левая ось измерения, зеленый – центральная ось измерения, красный – правая ось измерения)

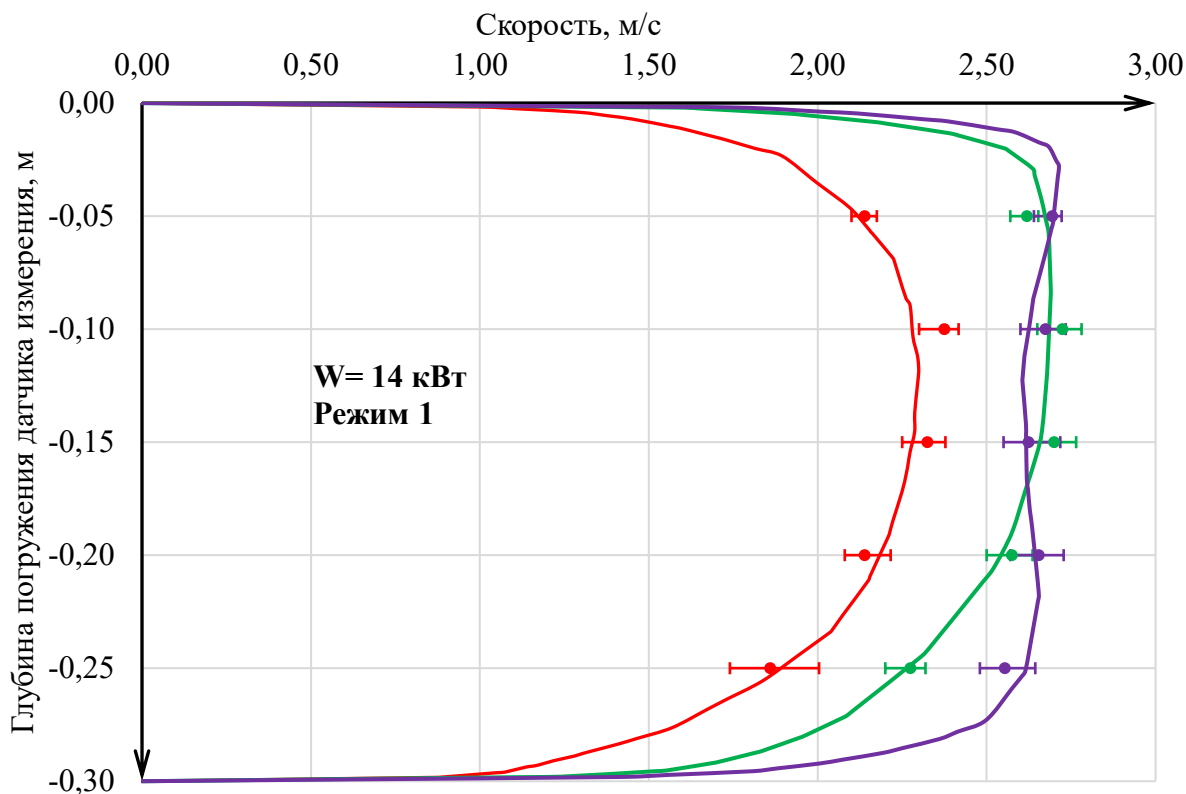


Рисунок 3.5 — Данные натурных измерений скорости в сравнении с математической моделью в различных точках сечения 3 при угле наклона 0 градусов **при максимальной производительности вентилятора стенда** (сиреневый – левая ось измерения, зеленый – центральная ось измерения, красный – правая ось измерения)

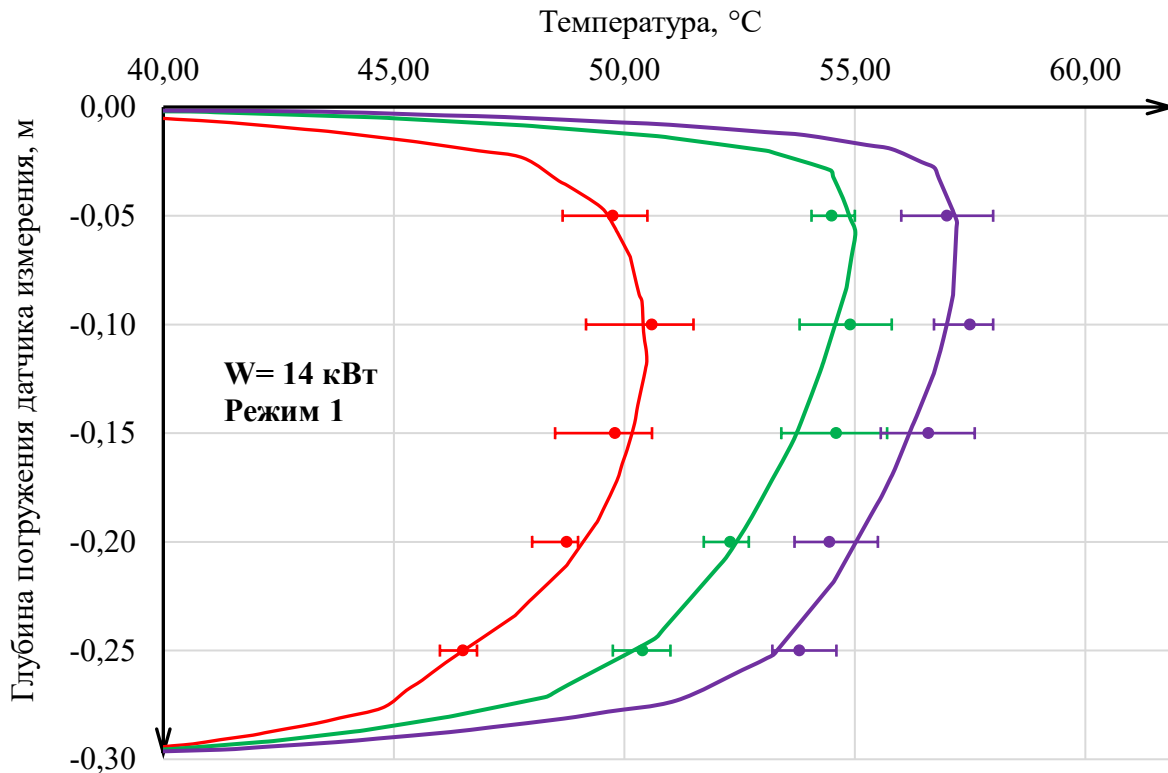


Рисунок 3.6 — Данные натурных измерений температуры в сравнении с математической моделью в различных точках сечения 3 при угле наклона 0 градусов **при максимальной производительности вентилятора стенда** (сиреневый – левая ось измерения, зеленый – центральная ось измерения, красный – правая ось измерения)

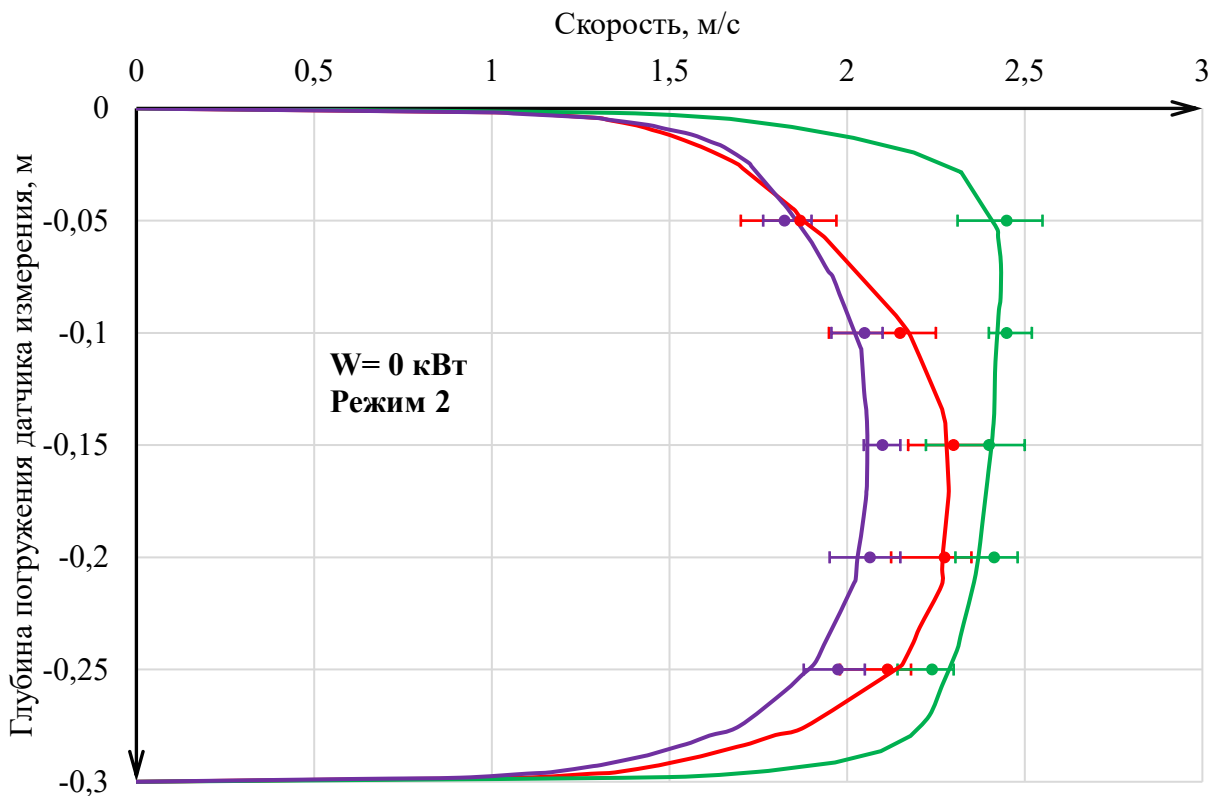


Рисунок 3.7 — Данные натуральных измерений скорости в сравнении с математической моделью в различных точках сечения 3 при угле наклона 0 градусов **при максимальной производительности вентилятора стенда** (сиреневый – левая ось измерения, зеленый – центральная ось измерения, красный – правая ось измерения)

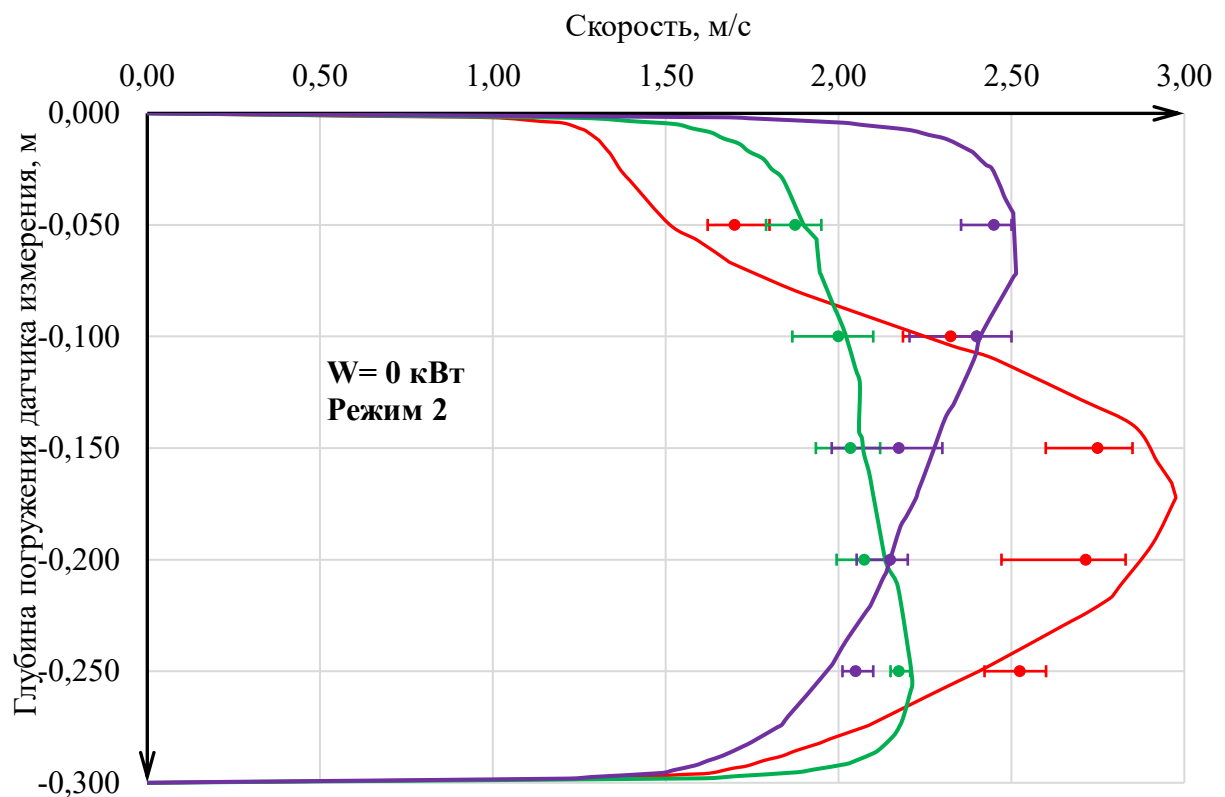


Рисунок 3.8 — Данные натуральных измерений скорости в сравнении с математической моделью в различных точках сечения 2 при угле наклона 0 градусов **при максимальной производительности вентилятора стенда** (сиреневый – левая ось измерения, зеленый – центральная ось измерения, красный – правая ось измерения)

3.2.2 Результаты валидации численной модели для отрицательного угла наклона испытательного аэродинамического стенда

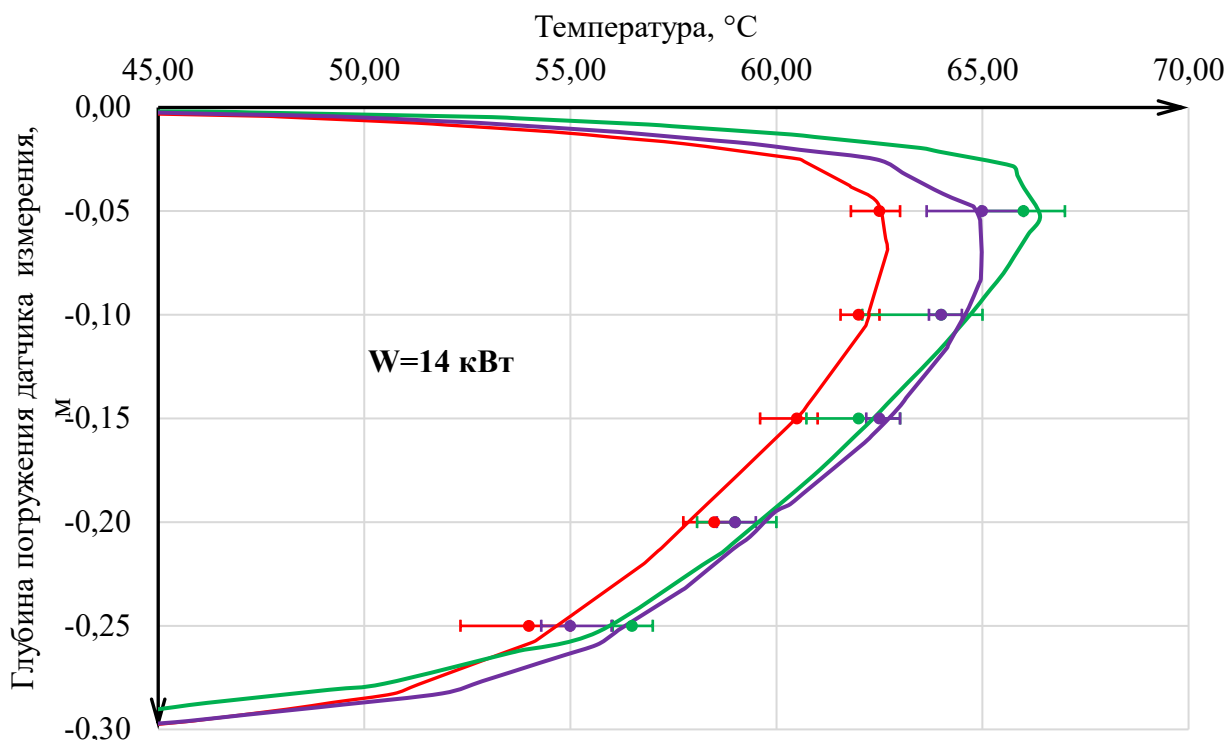


Рисунок 3.9 — Данные натуральных измерений температуры в сравнении с математической моделью в различных точках сечения 3 при угле наклона – 13 градусов при максимальной производительности вентилятора стенда (сиреневый – левая ось измерения, зеленый – центральная ось измерения, красный – правая ось измерения)

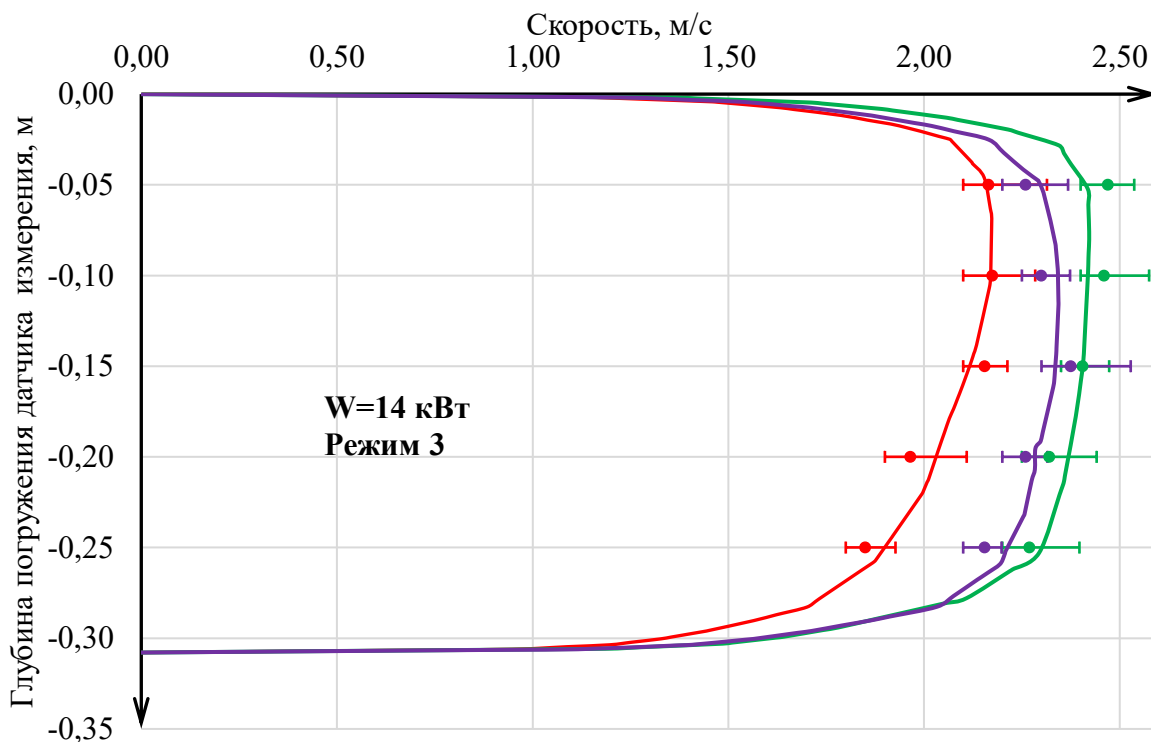


Рисунок 3.10 — Данные натуральных измерений скорости в сравнении с математической моделью в различных точках сечения 3 при угле наклона – 13 градусов при максимальной производительности вентилятора стенда (сиреневый – левая ось измерения, зеленый – центральная ось измерения, красный – правая ось измерения)

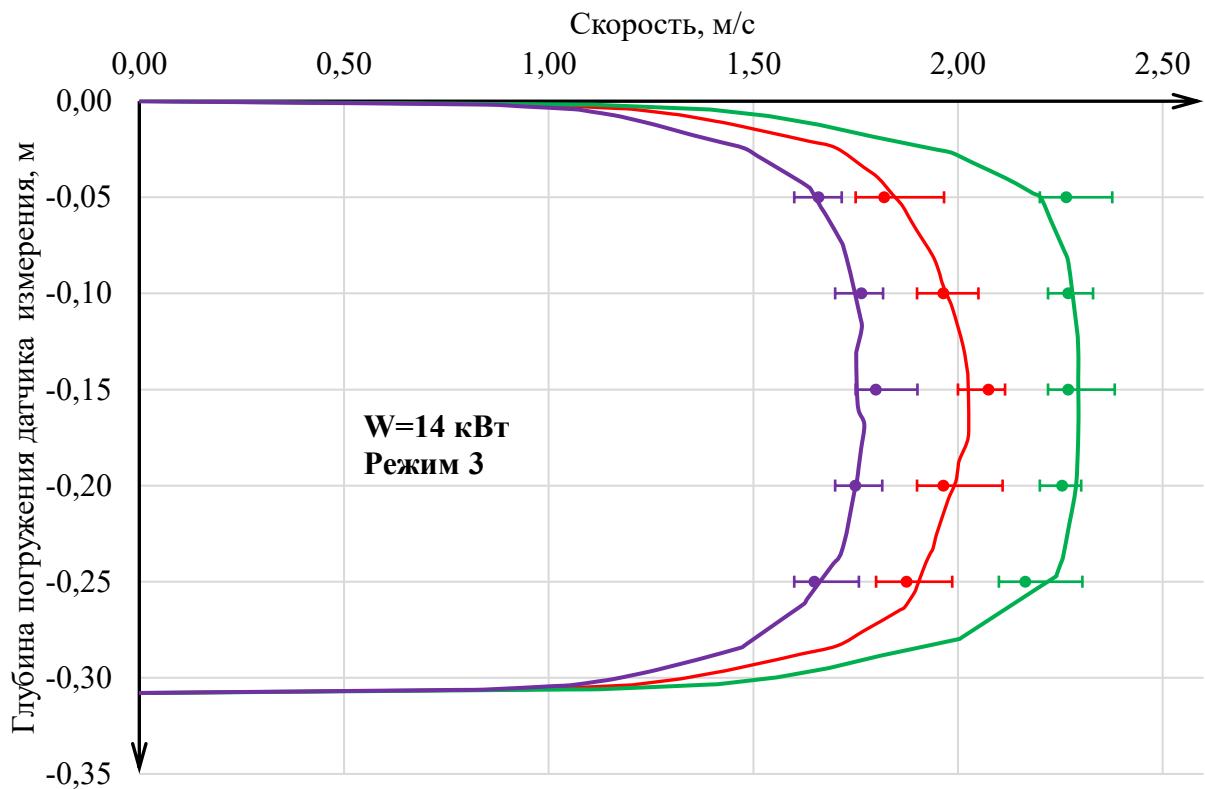


Рисунок 3.11 — Данные натуральных измерений скорости в сравнении с математической моделью в различных точках сечения 1 при угле наклона – 13 градусов при максимальной производительности вентилятора стенда (сиреневый – левая ось измерения, зеленый – центральная ось измерения, красный – правая ось измерения)

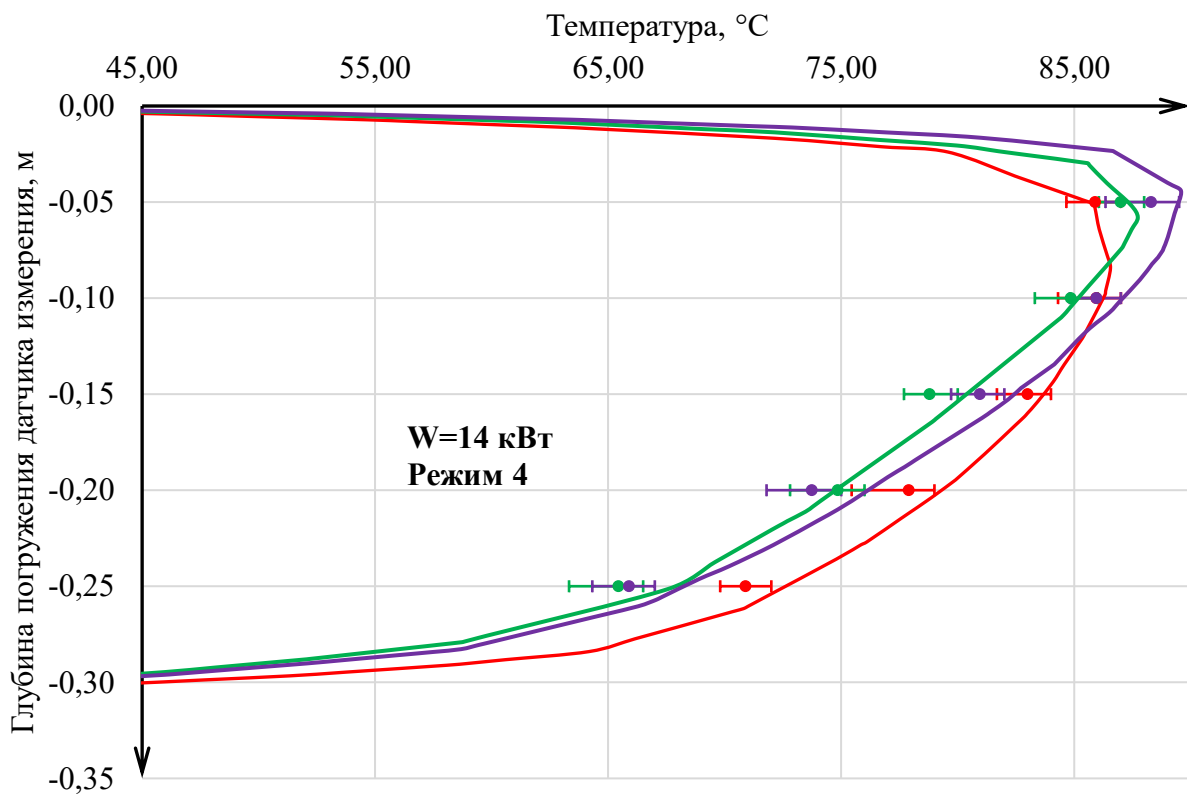


Рисунок 3.12 — Данные натуральных измерений температуры в сравнении с математической моделью в различных точках сечения 3 при угле наклона – 13 градусов при **минимальной** производительности вентилятора стенда (сиреневый – левая ось измерения, зеленый – центральная ось измерения, красный – правая ось измерения)

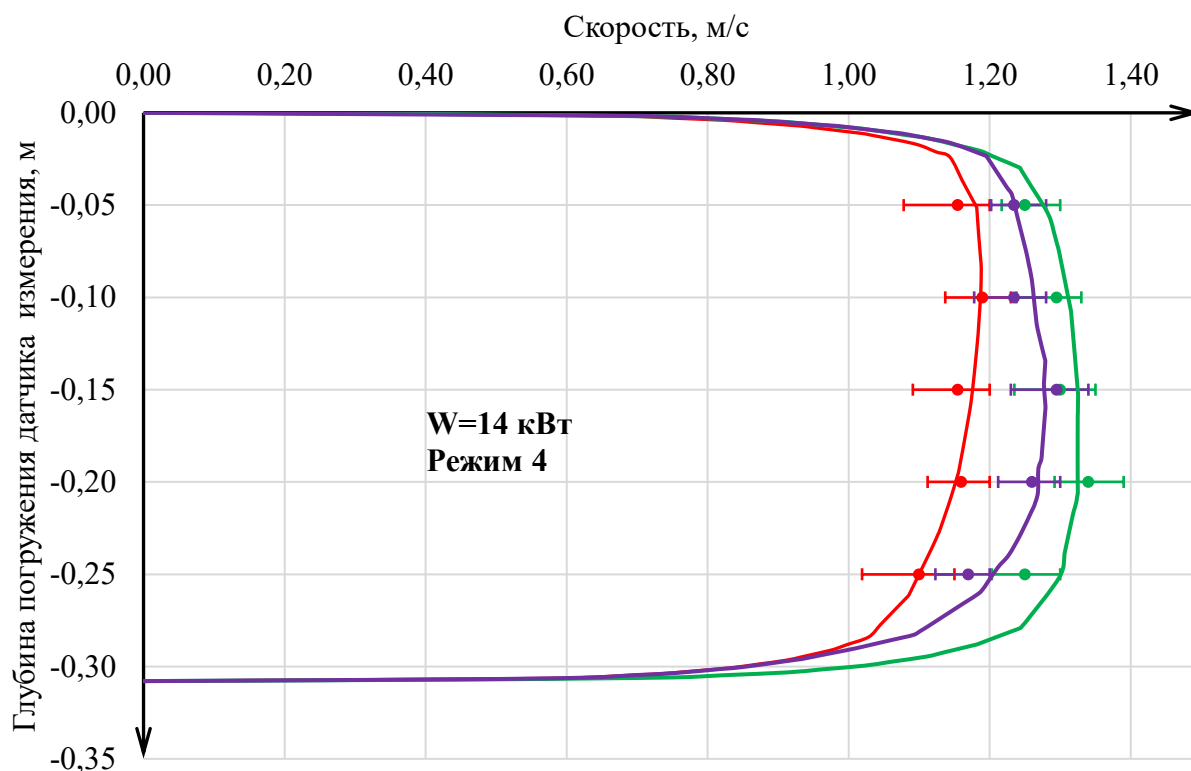


Рисунок 3.13 — Данные натуральных измерений скорости в сравнении с математической моделью в различных точках сечения 3 при угле наклона – 13 градусов при **минимальной производительности вентилятора стенда** (сиреневый – левая ось измерения, зеленый – центральная ось измерения, красный – правая ось измерения)

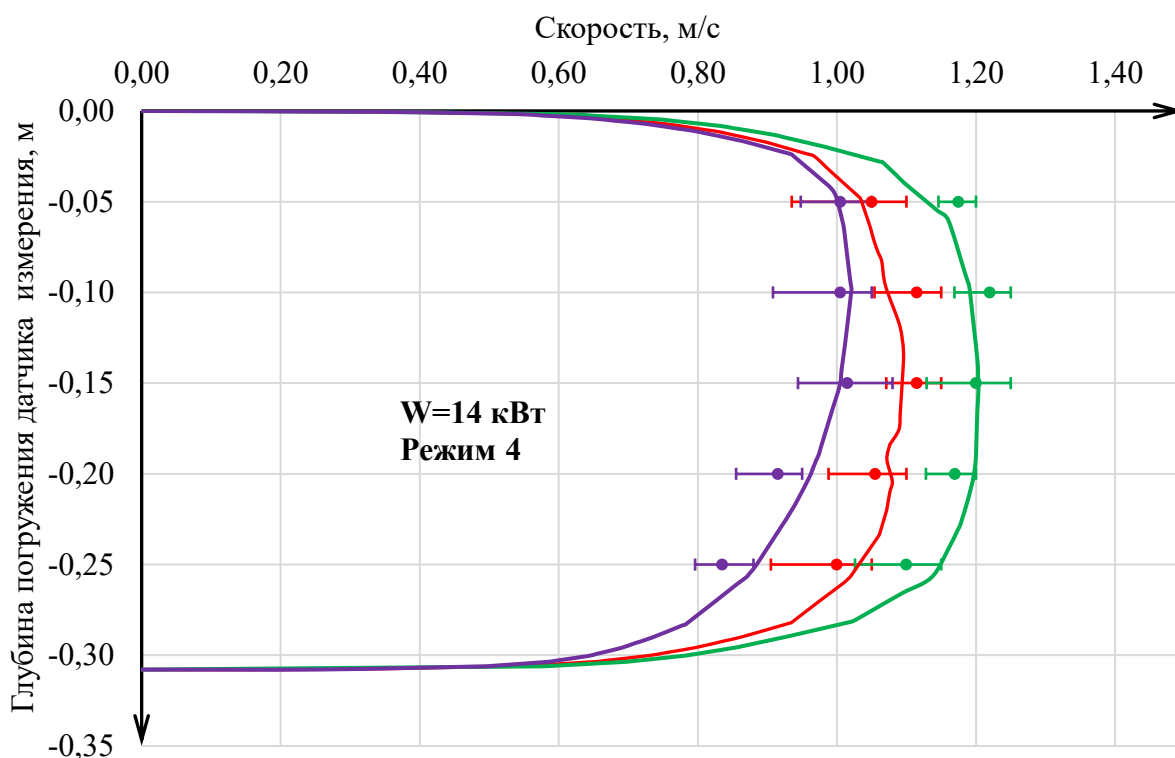


Рисунок 3.14 — Данные натуральных измерений скорости в сравнении с математической моделью в различных точках сечения 1 при угле наклона – 13 градусов при **минимальной производительности вентилятора стенда** (сиреневый – левая ось измерения, зеленый – центральная ось измерения, красный – правая ось измерения)

В целом полученные результаты позволяют судить о хорошем соответствии данных численного моделирования и лабораторного эксперимента при рассмотренных углах наклона воздуховода. Для отдельных экспериментальных точек наблюдаются несущественные количественные расхождания с данными численного моделирования, однако в целом на качественном уровне модельные кривые и экспериментальные точки демонстрируют одинаковый характер изменения скоростей и температур воздушного потока по сечению. Небольшие расхождения, вероятно, были связаны с ошибками в измерительном оборудовании, а также неточностями в выбранной математической модели. Эти ошибки могут возникать из-за упрощений в геометрии (например, при создании граничных поверхностей для нагревателя) и в физике расчетов (например, при использовании подхода RANS).

Во всех рассмотренных сечениях также имеет место хорошее соответствие модельных и экспериментальных данных по средним значениям скорости и температуры. Это в большей степени обеспечивается предварительной калибровкой математической модели, в то время как схожий характер отклонений исследуемых параметров потока от соответствующих средних значений уже показывает корректную работу выбранной математической модели.

Максимальное отклонение данных натурных измерений скорости воздушного потока в точках сечения от полученных модельных данных в тех же точках составило 9,1 %. При этом максимальное отклонение данных натурных измерений температуры воздушного потока в точках сечения от полученных модельных данных в тех же точках составило 5,2 %.

3.3 Сравнительный анализ принятой модели турбулентности

Вместе с тем, в рамках данного исследования также проведен сравнительный анализ различных моделей турбулентности: основной модели Realizable k - ϵ и двух других RANS моделей – SST k - ω и RSM. Рассчитанные эпюры скорости и температуры воздушного потока в сечениях 1 и 2 на трех различных моделях турбулентности представлены на рисунке 3.15. Кривые приведены только для центральных вертикальных профилей (рисунок 3.15) как наиболее показательных.

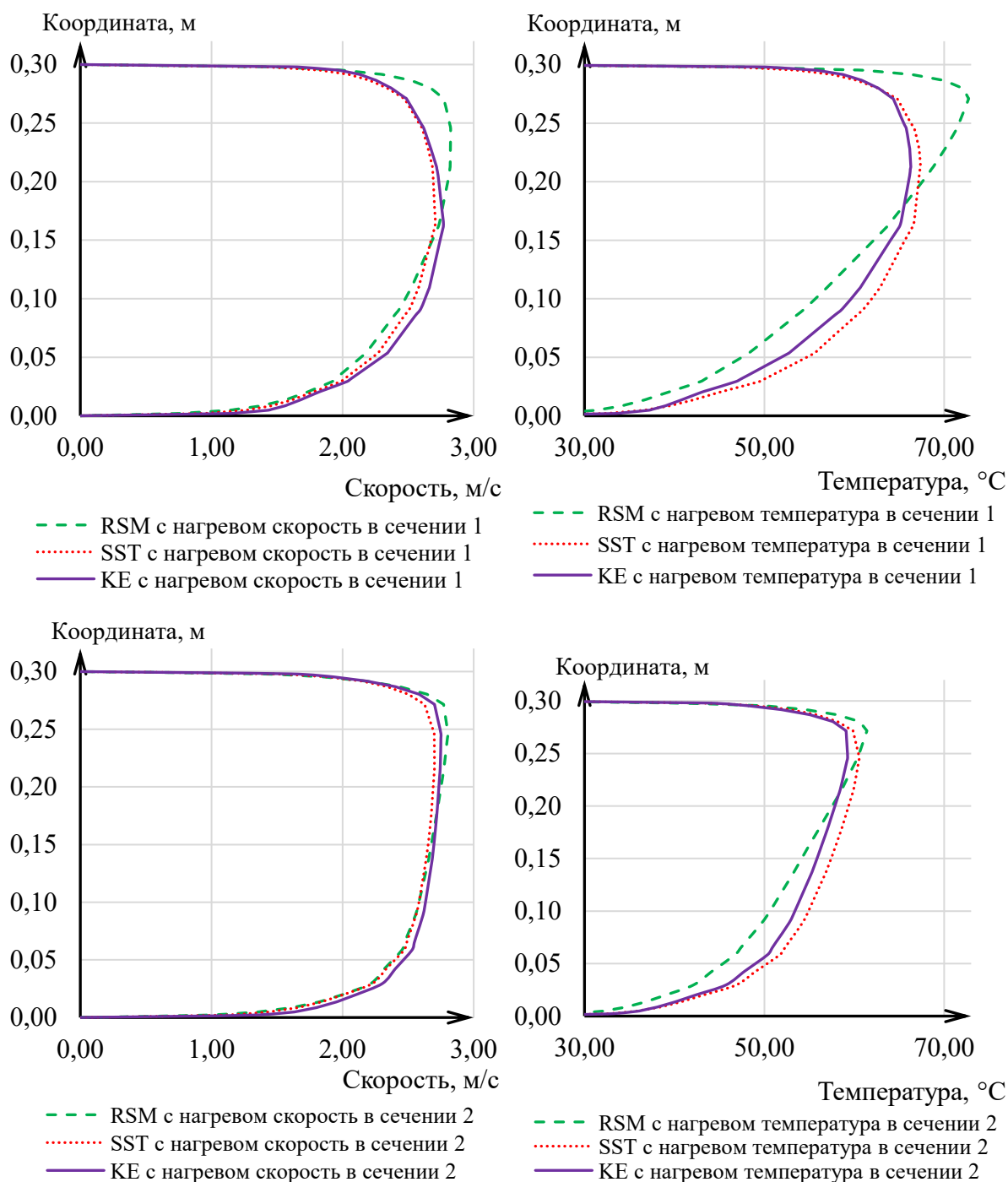


Рисунок 3.15 — Сравнительный анализ теоретических эпюр продольной компоненты скорости и температуры воздушного потока в сечениях 1 и 2 для различных моделей турбулентности

Модели Realizable k-epsilon и SST k-omega дают довольно близкие друг к другу результаты как по скорости воздушного потока (максимальное рассогласование 0,1 м/с), так и по температуре (максимальное рассогласование 2,3 °C). В то время как модель RSM при определенных условиях показывает более выраженную дифференциацию температур по высоте сечения, а максимальная разница с моделью Realizable k-epsilon по температурам составляет 8,4 °C. Это рассогласование является уже довольно

существенным и составляет более 25 % от характерного перепада температур в задаче. Вместе с тем модель RSM также имеет существенные расхождения и с данными лабораторного эксперимента как в количественном плане, так и на качественном уровне.

В результате анализа распределения полей температур и скорости, сделан вывод о пригодности моделей турбулентности RANS для анализа закономерностей стационарных неизотермических течений в наклонных выработках со стратификацией потока, вызванной наличием интенсивного источника тепловыделения. Однако важно отметить, что модели RANS могут неточно отражать некоторые мелкомасштабные структурные особенности конвективных потоков в наклонных выработках и могут привести к завышению температуры воздуха вблизи источников тепла.

3.4 Выводы по главе

Глава посвящена разработке, параметризации и валидации численной трехмерной модели тепломассопереноса в наклонной горной выработке. На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

- Разработана численная модель, учитывающая геометрические особенности испытательного стенда, теплообмен с окружающей средой через стенки, тепловыделение от источника нагрева, предназначенная для исследования процессов тепломассопереноса в наклонных горных выработках с нисходящим проветриванием при пожарах.
- При разработке численной трехмерной модели выполнено исследование сеточной сходимости на основании анализа изменения значений перепада давления на входе и выходе из расчетной области и изменения массового расхода. В настоящей работе сходимость по расчетной сетке была достигнута при среднем пространственном шаге 0,3 м.
- Проведен сравнительный анализ результатов расчета тепломассопереноса в наклонном канале на трех различных моделях турбулентности. Показано, что модели Realizable k-epsilon и SST k-omega в равной степени применимы для теоретического анализа тепломассообменных процессов в рассматриваемого лабораторном стенде, в то время как более сложная модель RSM имеет значимые различия с данными расчетов на моделях Realizable k-epsilon и SST k-omega, а также с данными проведенного эксперимента. При моделировании процессов тепломассопереноса при течении газовой среды в наклонной горной выработке и примыкающих к ней сопряжениях применение k-epsilon Realizable модели турбулентности дает адекватные результаты.

- Проведенная на стенде серия экспериментальных изменений скорости и температуры воздушного потока использована для валидации математической модели тепломассопереноса в наклонном канале в трехмерной постановке с использованием модели турбулентности Realizable k-epsilon. Результаты сравнительного анализа данных численного моделирования и лабораторных экспериментов показали приемлемое соответствие как на качественном, так и на количественном уровнях. Сопоставление измеренных в ходе натурных исследований значений температуры и скорости воздуха с полученными в ходе моделирования произведено сравнением определенных интегралов, максимальное относительное отклонение составило 9%.

Валидированная модель процессов тепломассопереноса в наклонных горных выработках с нисходящим проветриванием при наличии интенсивного источника тепловыделения позволяет перейти к многопараметрическому моделированию с целью выявления факторов, влияющих на устойчивость проветривания при наличии интенсивного нагрева.

Основные результаты опубликованы в статьях [108, 160, 45].

4 ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ИЗМЕНЕНИЯ АЭРО-ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОВЕТРИВАНИЯ НАКЛОННОЙ ГОРНОЙ ВЫРАБОТКИ С НИСХОДЯЩИМ ПРОВЕТРИВАНИЕМ ПРИ ПОЖАРЕ

Для выявления параметров, влияющих на устойчивость движения воздушного потока в наклонной горной выработке с интенсивным источником тепловыделения, выполнена серия численных расчетов. Многопараметрическое моделирование выполнялось на разработанной и параметризованной модели наклонной горной выработки. Для всех вариантов трехмерного численного моделирования выполнялся стационарный расчет распределения термо-аэродинамических параметров воздушного потока, при которых достигалась сходимость расчета. Условием сходимости расчета является достижение указанной величины $1 \cdot 10^{-4}$ среднеквадратичных невязок давления, компонент скорости, невязок по турбулентным характеристикам сети и уравнению сохранения энергии.

4.1 Описание принятых для многопараметрического моделирования вариантов

Для выполнения многопараметрического моделирования были выделены следующие параметры, которые варьируются в ходе численного расчёта: мощность источника тепловыделения, степень открытия вентиляционного клапана отверстия 3 и начальная скорость воздуха (начальный перепад давления). Моделирование выполнялось для случая полностью открытого отверстия 1 (рисунок 3.1), имитирующего сопряжение наклонной горной выработки с горизонтом. Тогда с практической точки зрения рассматриваемая система соответствует ситуации параллельного соединенных горных выработок, в одной из которых имеет место пожар. Регулированием степени открытия вентиляционного клапана задаются разные пропорции аэродинамических сопротивлений двух параллельных выработок. Тем самым исследуется влияние данного фактора на вероятность опрокидывания струи в параллельной ветви с пожаром.

Мощность источника тепловыделения изменялась от значения 11 кВт до 55 кВт с шагом в 11 кВт. Таким образом, суммарное количество вариантов моделирования для различных мощностей составило 5. Важно отметить, что характерные мощности тепловыделений от локальных источников возгорания в горных выработках существенно зависят от времени. Как отмечалось в главе 1, эквивалентное значение тепловыделений от возгорания различной горной техники (погрузочно-доставочные машины, буровые установки, самосвалы) и от возгорания конвейерной техники достигает 15 МВт. По данной причине для моделирования источников нагрева такой интенсивности с учетом формулы (24) пиковое значение принятой для моделирования

тепловой мощности соответствует мощности реального источника 15,7 МВт. Такая величина соответствует наименьшему эквивалентному гидравлическому диаметру горных выработок на калийных и полиметаллических рудниках России (3,6 м).

Величина степени открытия вентиляционного клапана при моделировании изменялась в диапазоне от 10 до 60 % с шагом в 10 %. В данном случае изменение степени открытия вентиляционного клапана имитирует разное аэродинамическое сопротивление вентиляционной сети после рассматриваемого участка.

Режимы вентилятора подбирались таким образом, чтобы при отсутствии источника нагрева и полностью открытом вентиляционном клапане отверстия 3 в наклонной части рассматриваемого канала обеспечивалась заданная скорость. Для исследования выбрано шесть точек по скоростям. Для определения требуемого перепада давления, который необходимо обеспечить источнику тяги для выбранных начальных скоростей, была выполнена серия предварительных расчетов. По результатам предварительного моделирования при различных начальных давлениях была получена аппроксимирующая зависимость, устанавливающая взаимосвязь начального перепада давления и искомой скорости в наклонной части канала. Результаты установления соответствия начального перепада давления и скорости воздушного потока приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1— Взаимосвязь начального перепада давления и фактической скорости в наклонной части канала

Скорость, м/с	0,25	0,50	1,00	1,50	2,00	2,05
Перепад давления, Па	0,41	1,06	3,61	7,79	13,62	21,09

Следует отметить, что представленные здесь давления существенно ниже, чем характерные давления вентилятора. Это объясняется следующим: 1) фактическая рабочая точка вентилятора при проведении экспериментальных замеров была сильно смещена вправо, в область низких давлений, что также давало низкий напор на нем при проведении экспериментальных замеров; 2) в модели не учитывались местные сопротивления на сужении потока, заходящего в вентилятор с атмосферы, а также на расширении потока, покидающего канал через его выходное отверстие. Далее, при моделировании вместо реальной характеристики источника тяги задавался статический перепад давления, что наиболее приближено к фактической характеристике горной выработки для разветвленных вентиляционных сетей.

Таким образом, суммарное количество расчетов составило 180 вариантов для принятого диапазона изменения параметров моделирования.

Для каждого из выполненных расчетов для дальнейшего анализа формировались массивы следующих расчетных параметров:

- интегральная величина массового расхода воздуха на поверхности вентиляционного окна 1;
- интегральная величина массового расхода воздуха на поверхности вентиляционного окна 3 (рисунок 3.1);
- интегральная величина массового расхода воздуха на поверхности входа (вентиляторе);
- средняя по объему плотность воздуха для всей расчетной геометрии.

4.2 Исследование влияния различных факторов на условие опрокидывания вентиляционной струи в канале геометрии экспериментального стенда

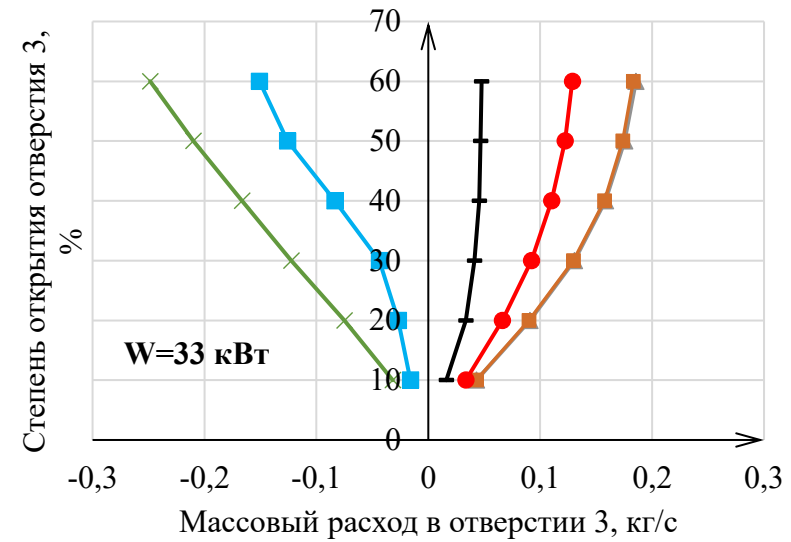
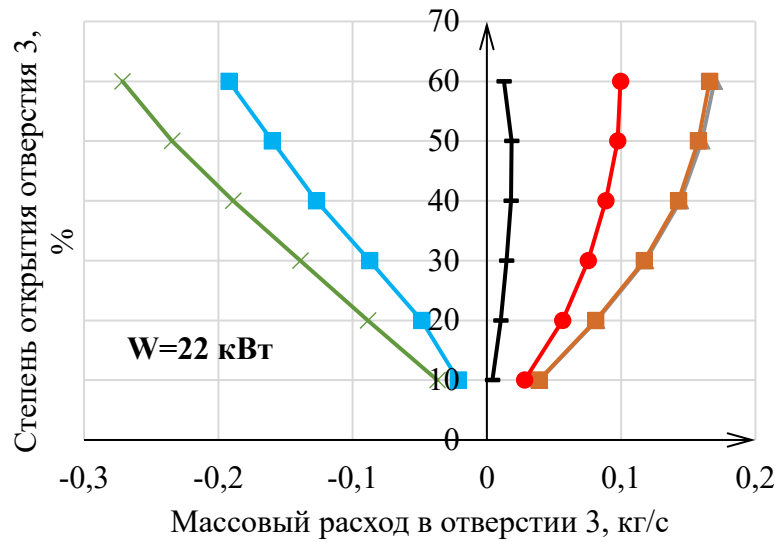
На рисунках – 4.4 приведены зависимости изменения массового расхода воздуха на вентиляционном отверстии 3 и на входе в расчетную область (вентиляторе) от различных начальных параметров. При этом, если для нормального режима, когда источник нагрева отключен и в системе нет опрокидывания воздушного потока, воздух входит в систему, то на графике это соответствует положительным значениям со знаком «+». В случае опрокидывания происходит изменение направления воздушного потока и изменение знака на «-». Для случая выходных отверстий логика обратная и до момента опрокидывания нормальное направление движения воздушного потока характеризуется знаком «-» и знаком «+» при опрокидывании. В этом случае сумма всех массовых расходов на всех граничных поверхностях с учетом знака равна 0, что соответствует закону сохранения массы.

4.2.1 Исследование влияния степени открытия вентиляционного окна наклонного участка на устойчивость проветривания при различной начальной скорости воздушного потока и мощности источника тепловыделения

На рисунках 4.1 – 4.2 приведены графики изменения массового расхода на входе в расчетную геометрию (на вентиляторе) и выходе из вентиляционного отверстия 3 соответственно для различных начальных скоростей воздушного потока при разных мощностях источника нагрева.

В результате анализа графиков изменения массового расхода в отверстии 3 можно сделать вывод, что степень открытия вентиляционного клапана окна 3 и, как следствие, изменение аэродинамического сопротивления вентиляционной сети, не оказывает существенного влияния на возникновение опрокидывания струи воздуха в наклонной части стенда. Это справедливо для всех рассмотренных вариантов мощностей

тепловыделения (22, 33, 44 и 55 кВт). Увеличение степени открытия вентиляционного окна приводит к выходу значения массового расхода на асимптоту. Для рассмотренного диапазона начальных скоростей и степеней открытия вентиляционного клапана 3 (рисунок 3.1) изменение направления воздушного потока достигается в интервале начальной скорости от 1,5 м/с до 2 м/с. Таким образом, имеет место слабая зависимость момента опрокидывания воздушного потока от аэродинамического сопротивления последующей вентиляционной сети за окном № 3. Т. е. опрокидывание воздушной струи в большей степени зависит от мощности пожара и начального перепада давлений в наклонной части стенда.



- ▲ 0,41 Па (0,25 м/с)
- 1,06 Па (0,5 м/с)
- 3,61 Па (1 м/с)
- 7,79 Па (1,5 м/с)
- 13,62 Па (2 м/с)
- × 21,09 Па (2,5 м/с)

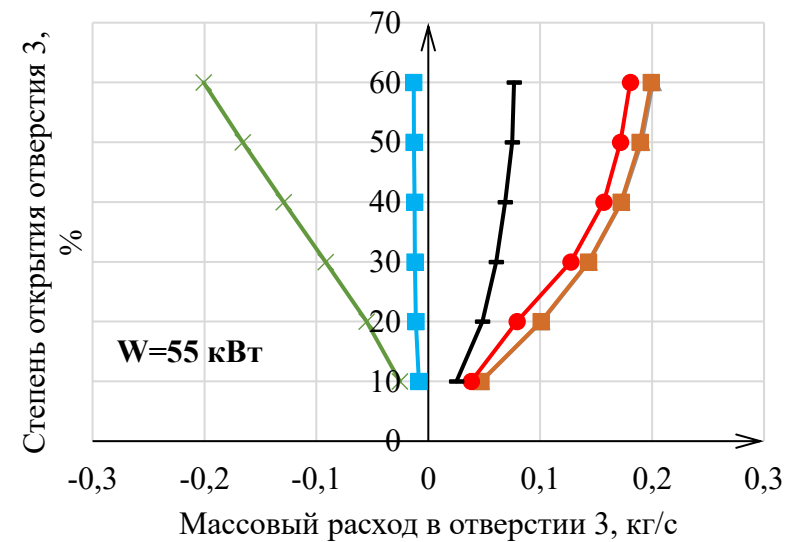
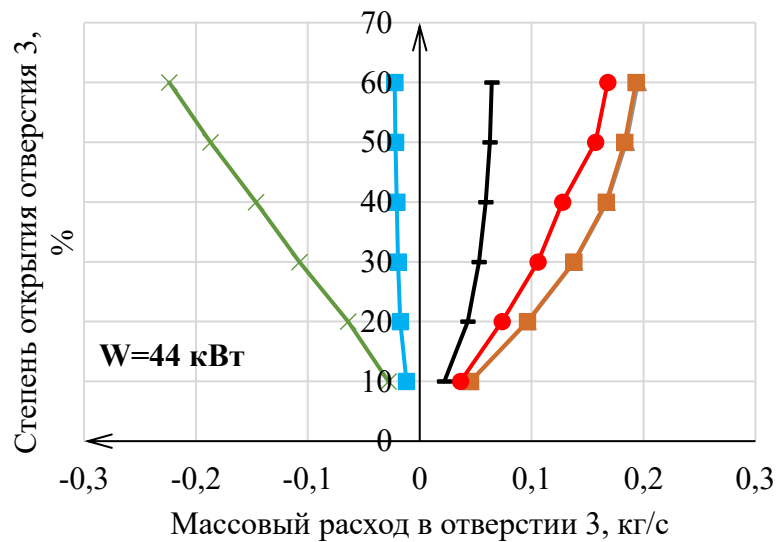


Рисунок 4.1 — Изменение массового расхода воздуха отверстия 3 от степени его открытия при различных начальных скоростях воздушного потока (перепаде давления)

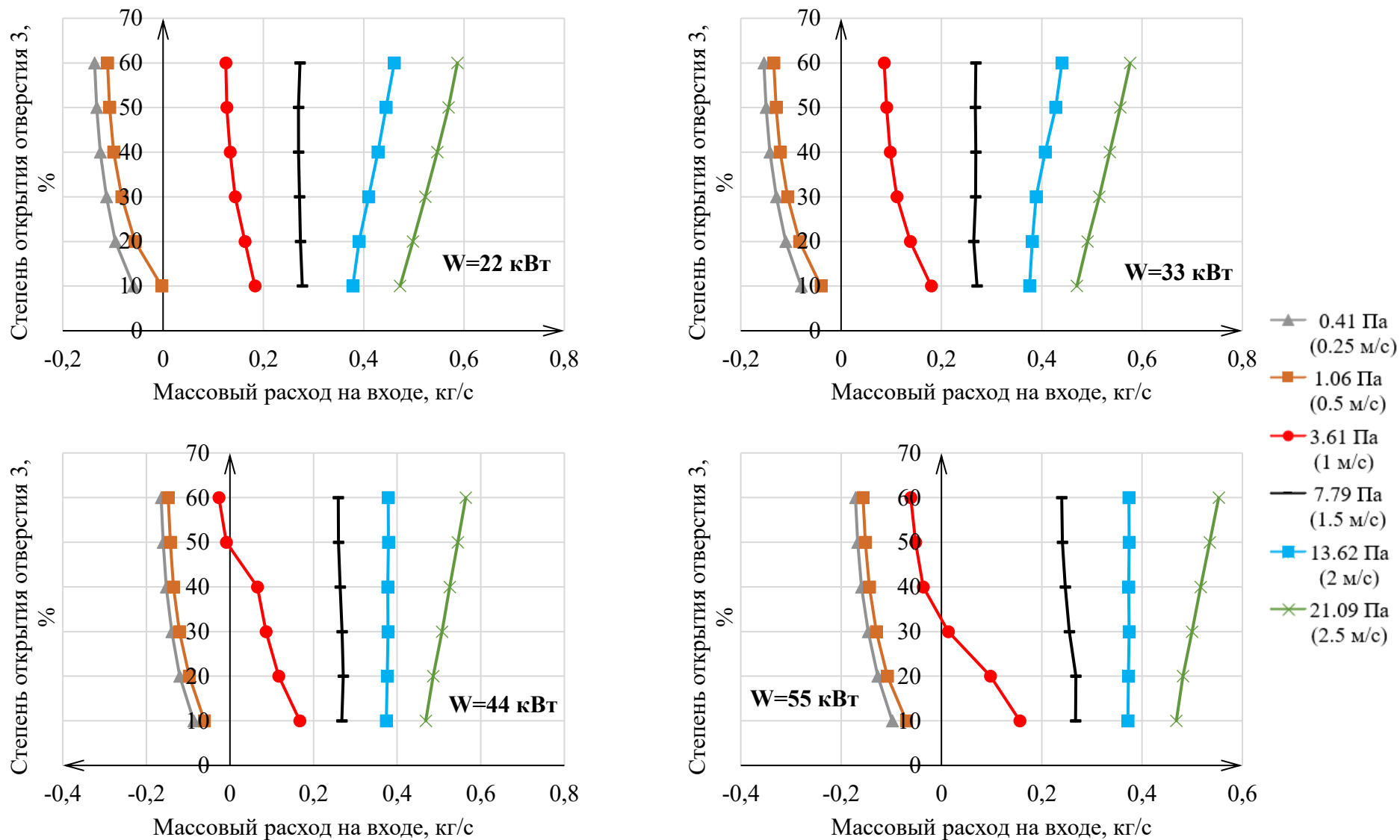


Рисунок 4.2 — Изменение массового расхода воздуха на входе в стенд от степени открытия отверстия 3 при различных начальных скоростях воздушного потока (перепада давления)

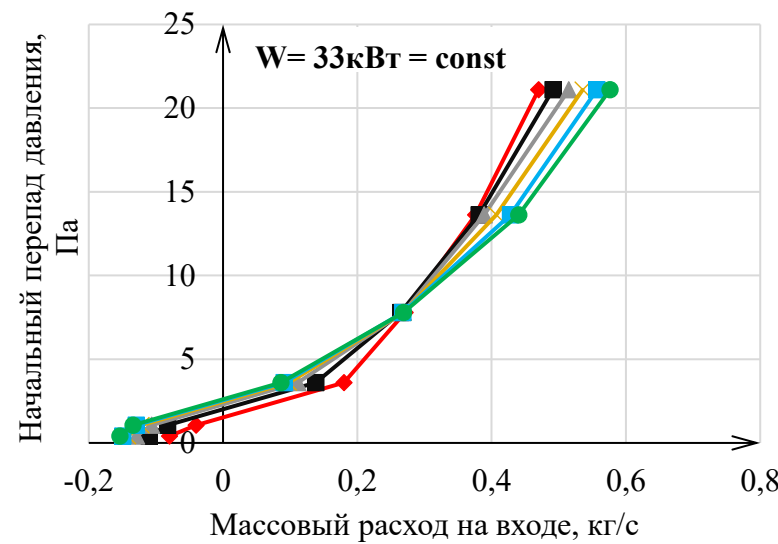
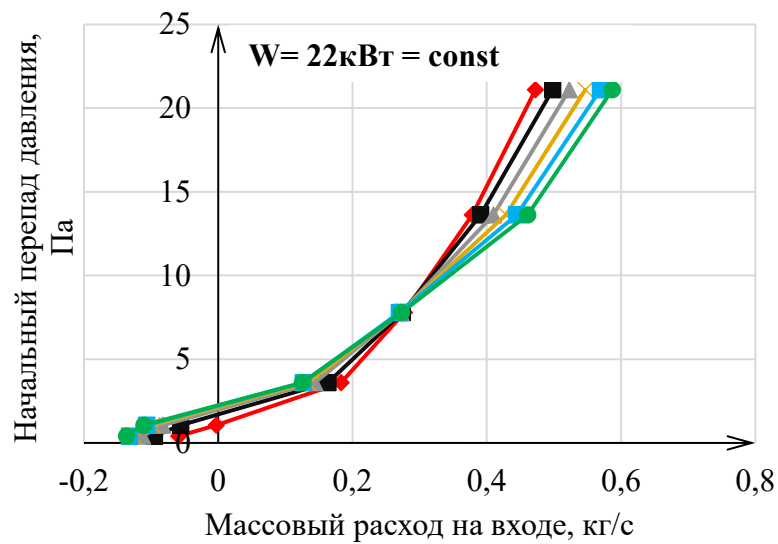
Направление движения воздушного потока на входе в расчетную область (на вентиляторе) зависит от степени открытия вентиляционного клапана окна 3. В зависимости от мощности источника тепловыделения для начальной скорости воздушного потока 1 м/с наблюдается опрокидывание воздушного потока против его нормального направления движения.

При этом для всех рассмотренных вариантов моделирования характерно увеличение значения массового расхода во всех контролируемых сечениях, как для случая опрокинутой вентиляционной струи воздуха, так и для случая нормального направления движения при увеличении степени открытия вентиляционного клапана окна 3.

4.2.2 Исследование влияния мощности источника тепловыделения на устойчивость проветривания при различных начальных скоростях воздушного потока

На рисунках 4.3 – 4.4 представлены полученные по итогам многопараметрического моделирования зависимости массового расхода воздуха на вентиляционном отверстии 3 и на входе (вентиляторе) от начального перепада давления, степени открытия вентиляционного клапана на выходном сечении и мощности источника тепловыделения. Положительным значениям массового расхода соответствуют ситуации опрокинувшейся струи воздуха в наклонном канале (течение воздуха снизу вверх), а отрицательным – случаю неизменного направления движения воздушной струи (течение воздуха сверху вниз).

На данном этапе исследования наибольший интерес представляет определение момента опрокидывания расхода воздуха в наклонном канале при различных мощностях источника тепловыделений, различных степенях открытия вентиляционного клапана отверстия 3, а также различных начальных перепадах давления.



- 10 % (0,03 м²)
- 20 % (0,06 м²)
- 30 % (0,09 м²)
- 40 % (0,12 м²)
- 50 % (0,15 м²)
- 60 % (0,18 м²)

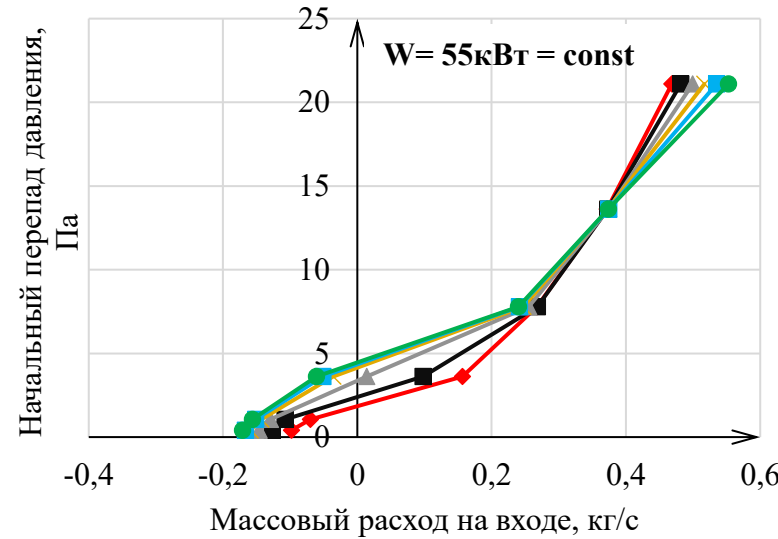
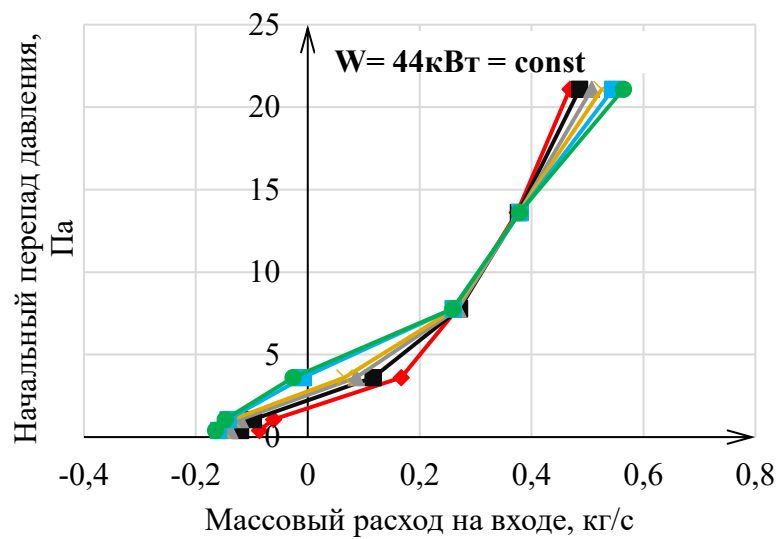


Рисунок 4.3 — Изменение массового расхода воздуха на входе в стенд в зависимости от начальной скорости воздушного потока (перепада давления) при различных степенях открытия отверстия 3

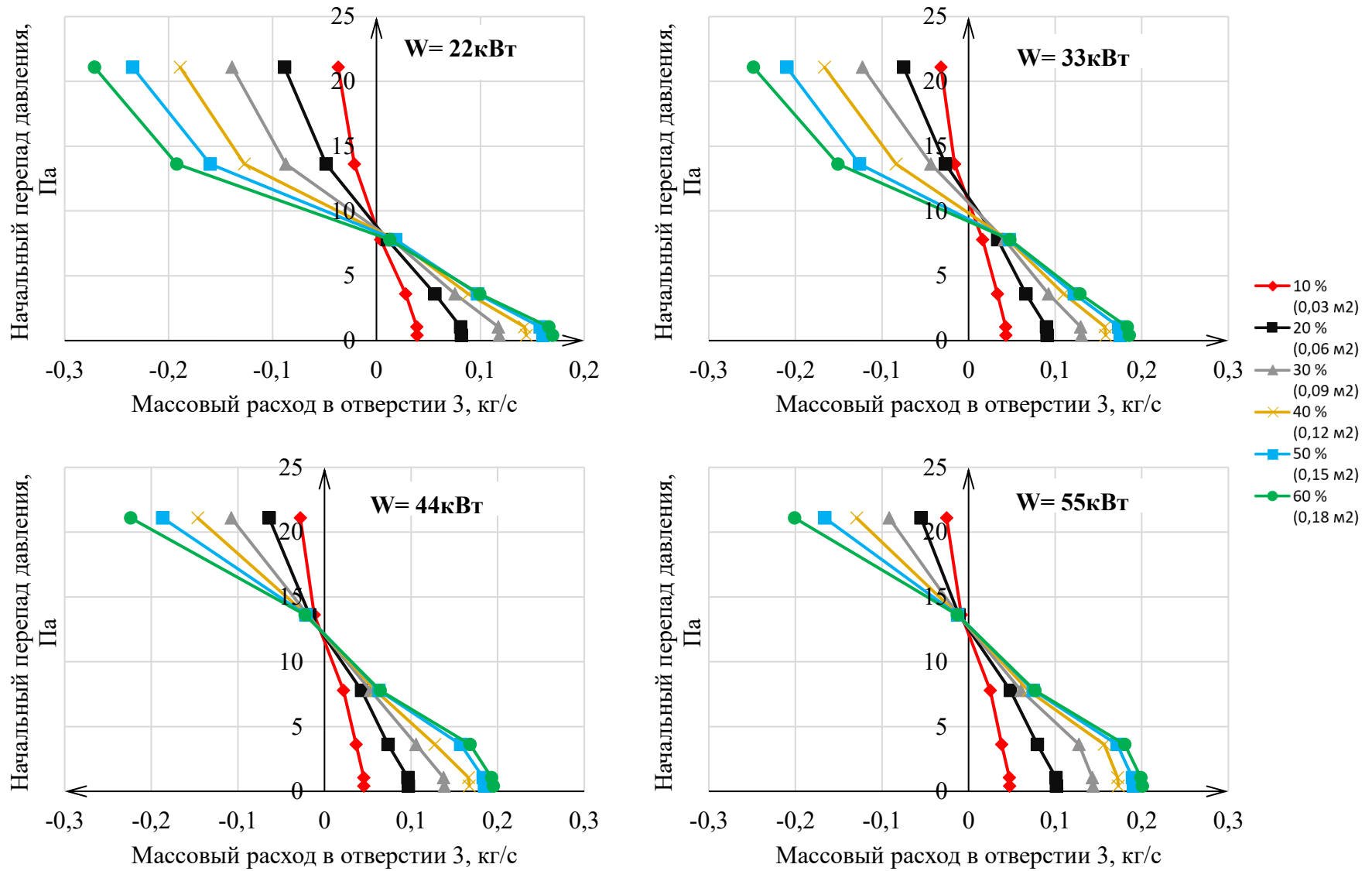


Рисунок 4.4 — Изменение массового расхода воздуха в отверстии 3 в зависимости от начальной скорости воздушного потока (перепада давления) при различных степенях его открытия

Из рисунка видно, что при минимальном значении начального перепада давления воздушная струя опрокинута при всех рассмотренных вариантах тепловой мощности источника. Далее по мере роста начального перепада давления опрокинутый расход воздуха снижается по абсолютной величине и достигает нулевого значения. Чем меньше тепловая мощность источника тепловыделения, тем при меньшем давлении достигается точка с нулевым расходом. При последующем росте начального перепада давления массовый расход отрицателен, что говорит о том, что в данной области параметров воздушная струя глобально не изменила направления своего движения после включения источника нагрева. Однако изменение направления движения воздушного потока на участке канала между сопряжением отверстия 3 и источником тяги происходит только при малых значениях перепада давления. Вероятность опрокидывания воздушной струи на участке от сопряжения отверстия 1 до отверстия 3 выше, это обусловлено наличием условной параллельной ветви, на которую может быть перенаправлена опрокинутая на отверстия 3 вентиляционная струя. Кроме того, часть располагаемого напора, создаваемого тепловой депрессией пожара, расходуется на преодоление сопротивления участка от сопряжения с отверстием 1 до выхода из отверстия 3 и оставшегося располагаемого напора недостаточно для опрокидывания остального наклонного участка вентиляционного канала.

Также в результате анализа графиков сделан вывод о слабой зависимости момента опрокидывания воздушного потока от аэродинамического сопротивления системы горных выработок, следующей за рассмотренной наклонной выработкой с источником тепловыделения. Опрокидывание воздушной струи в большей степени зависит от мощности пожара и начального перепада давления в наклонной части стенда.

4.3 Получение математической зависимости массового расхода воздуха и критической мощности источника тепловыделения от различных начальных параметров

По данным многопараметрического численного моделирования для полученного массива массовых расходов на различных отверстиях экспериментального стенда построена линейная регрессионная зависимость, предсказывающая величину массового расхода воздуха $Q_m^{(out)}$ в выходном сечении канала отверстия 3 от трех рассмотренных варьируемых параметров задачи – начального перепада давления ΔP , степени открытия вентиляционного клапана на выходном сечении φ и мощности источника тепловыделения W . Вид линейной регрессии с размерными коэффициентами представлен ниже:

$$Q_m^{(out)} = 0,0664 - 0,0136\Delta P - 0,000136\varphi + 0,00185W. \quad (53)$$

Несмотря на свою простоту данная модель имеет два достоинства. Во-первых, она позволяет проанализировать и сравнить степень влияния каждого из факторов модели на значение прогнозируемой величины $Q_m^{(out)}$. А во-вторых, линейная регрессия решает основную задачу – исследовать условия опрокидывания воздушной струи в наклонном канале.

В целом из рисунков 4.1 – 4.4 видно, что расход есть нелинейная функция параметров $\Delta P, \varphi, W$, в то время как предложенная линейная регрессия справедлива в малой области вблизи пересечения оси ординат, в которой коэффициент детерминации не снижается ниже значения 0,9. Определение нелинейной регрессии, позволяющей с достаточной точностью предсказать значение массового расхода в широком диапазоне параметров $\Delta P, \varphi, W$ является трудноосуществимой задачей. Кроме того, с практической точки зрения наиболее важно знать момент перехода массового расхода $Q_m^{(out)}$ из области положительных значений в область отрицательных, чем для решаемой задачи считается момент опрокидывания направления движения воздушного потока. А для этой задачи достаточно полученной линейной регрессии.

Задавшись условием $Q_m^{(out)} = 0$, выразим из уравнения (53) мощность W – это критическая мощность пожара, при которой будет происходить опрокидывание струи воздуха, как функцию параметров $\Delta P, \varphi$:

$$W_{cr} = -35,8 + 7,37\Delta P - 0,073\varphi. \quad (54)$$

Из этой зависимости видно, что степень открытия клапана на выходном отверстии влияет на критическую мощность слабее, чем начальный перепад давления в выработке. К примеру, при начальном перепаде давления 8 Па вариация угла открытия клапана в диапазоне от 10 % до 60 % приводит к вариации критической мощности в диапазоне от 22,3 кВт до 18,7 кВт. А при начальном перепаде давления 13 Па вариация угла открытия клапана в диапазоне от 10 % до 60 % приводит к вариации критической мощности в диапазоне от 59,2 кВт до 55,5 кВт. Исходя из сделанных количественных оценок также сделан вывод о соответствии прогнозных данных зависимости (54) и расчетных значений.

Аналогичная линейная регрессия была построена для отверстия 1:

$$Q_m^{(in)} = 0,117 + 0,0311\Delta P - 0,000431\varphi + 0,00181W. \quad (55)$$

Задавшись условием $Q_m^{(in)} = 0$, выразим из уравнения (55) мощность W . Это будет мощность пожара, при которой на вентиляторе произойдет опрокидывание:

$$W_{cr}^* = 6,46 + 17,1\Delta P - 0,238\varphi. \quad (56)$$

В данном случае мощность W_{cr}^* уже существенно выше мощности W_{cr} . При начальном перепаде давления 8 Па величина W_{cr}^* лежит в диапазоне от 129 до 141 кВт при вариации угла открытия клапана в диапазоне от 10 % до 60 %. Это подтверждает интуитивно понятный факт, что опрокинуть поток воздуха на вентиляторе гораздо сложнее, чем в одной из ветвей параллельного соединения, находящегося ниже по потоку относительно вентилятора.

Важным обстоятельством является то, что полученные зависимости (54) и (56) получены для условий лабораторного стенда и нуждаются в масштабировании на случай размеров реальных горных выработок. Согласно зависимостям (23) – (24) при изменении линейного размера исследуемого объекта с L_m до L_e для тепловой мощности следует вводить множитель $\left(\frac{L_e}{L_m}\right)^{2,5}$. С учетом того, что перепад давления ΔP является квадратичной функцией от скорости потока, для перепада давления ΔP следует вводить множитель $\left(\frac{L_e}{L_m}\right)$. Параметр φ является относительным и для него масштабирование не предполагается. В итоге зависимости (54) и (56) приобретают вид:

$$W_{cr}^{(sc)} = -(35,8 + 0,073\varphi) \left(\frac{L_e}{L_m}\right)^{2,5} + 7,37\Delta P \left(\frac{L_e}{L_m}\right)^{1,5}, \quad (57)$$

$$W_{cr}^{*(sc)} = (6,46 - 0,238\varphi) \left(\frac{L_e}{L_m}\right)^{2,5} + 17,1\Delta P \left(\frac{L_e}{L_m}\right)^{1,5}. \quad (58)$$

Они могут быть использованы для оценки критической мощности, приводящей к опрокидыванию воздушной струи в горной выработке в результате действия мощного теплового источника.

Адаптация данной зависимости в расчетах воздухораспределения на одномерных вентиляционных сетях рудников подразумевает, что критические тепловые мощности будут входить в уравнение баланса массы для независимых контуров сети, включающих выработки с пожаром. При рассмотрении проветривания упрощенной вентиляционной сети из двух контуров, в одном из которых есть источник сильного нагрева (рисунок 4.5), можно записать такую систему уравнений:

$$Q_1 = Q_2 + Q_3, \quad (59)$$

$$R_1 Q_1 |Q_1| + R_3 Q_3 |Q_3| = H(Q_1) + (\rho_3 - \rho_1)gh, \quad (60)$$

$$R_2 Q_2 |Q_2| - R_3 Q_3 |Q_3| = (\rho_3 - \rho_2)gh, \quad (61)$$

где Q – объемный расход воздуха, м³/с; R – аэродинамическое сопротивление, Н с²/м⁸; H – напор вентилятора, находящегося в ветви № 1, Па; $h = z_{II} - z_{III} > 0$ – перепад высот между узлами II и III, м; z – вертикальная координата, м. Индексы при Q, R, ρ указывают на номер ветви (рисунок 4.5).

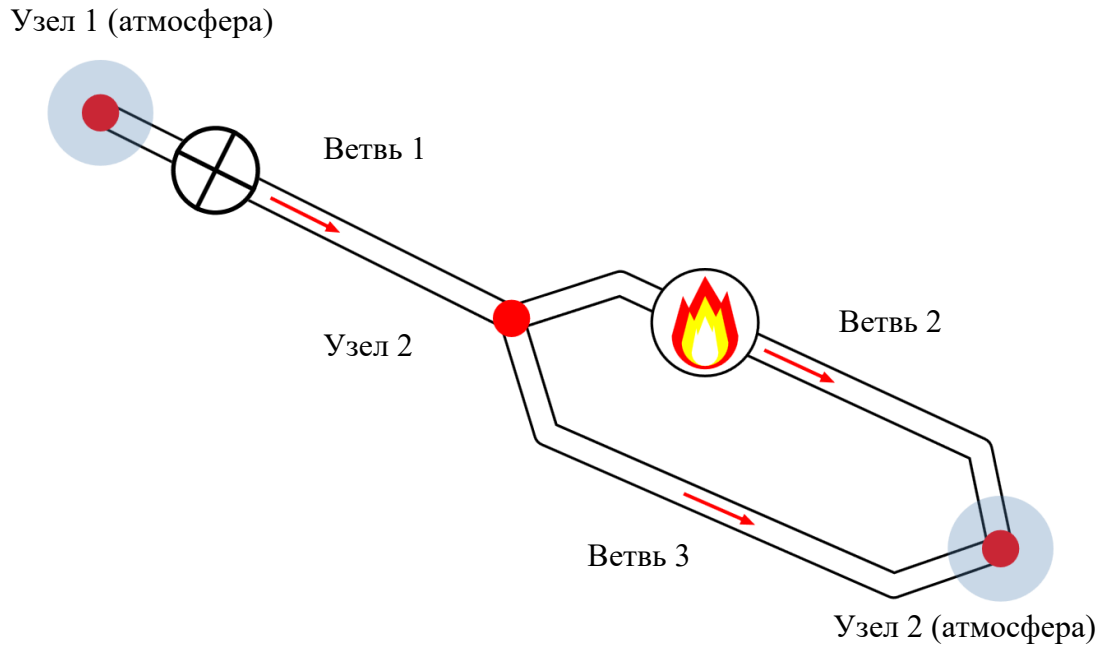


Рисунок 4.5 — Одномерная модель вентиляционной сети, соответствующая рассматриваемому лабораторному стенду

Ориентация ветвей выбрана так, что при нулевой тепловой мощности расходы воздуха во всех трех ветвях положительны. Узлы I и III являются атмосферными в том плане, что поток, исходящий из них, имеет заданные атмосферные температуру T_0 и плотность ρ_0 , независимо от тепловых параметров входящего в этот узел потока.

По мере увеличения тепловой мощности от источника в наклонной ветви 2 плотность воздуха в этой ветви уменьшается из-за нагрева воздуха. В рамках простой модели идеального вытеснения (или модели адвективного переноса) изменение температуры воздуха из-за тепловыделения от источника нагрева в центре ветви можно оценить так:

$$\Delta T = \frac{W}{\rho_0 c_p Q_2}, \quad (62)$$

где Q_2 – объемный расход воздуха в ветви № 2, рассчитанный в сечении выше по потоку относительно источника нагрева, $\text{м}^3/\text{с}$. Приближаясь к моменту теплового заклинивания потока, который предшествует опрокидыванию струи воздуха, величина W будет приближаться к W_{cr} . В момент достижения W_{cr} поток в ветви № 2 должен стать равным нулю, т.е. будет справедливо:

$$-R_3 Q_3 |Q_3| = -R_3 Q_1 |Q_1| = (\rho_0 - \rho_2) gh, \quad (63)$$

$$\rho_2 = \frac{\rho_0 T_0}{T_0 + \frac{1}{2} \frac{W_{cr}}{\rho_0 c_p Q_2}} \rightarrow 0. \quad (64)$$

В выражение (64) добавлен множитель $\frac{1}{2}$, так как только в половине ветви № 2 (ниже источника тепловыделения) плотность воздуха испытывает приращение (62).

Очевидно, в рамках простой модели идеального вытеснения второе слагаемое справа в (64) устремится к нулю, если расход в знаменателе положить равным нулю. В действительности в данной ситуации вблизи источника нагрева скорость воздуха может существенно отличаться от нуля из-за действия конвекции. Также в момент движения нагретого воздуха по горной выработке происходит процесс интенсивного теплообмена с породным массивом и теплообмен с окружающим воздухом через стальные стенки для случая экспериментального стенда. То есть для корректного прогноза величины ρ_2 требуется проведение численного трехмерного моделирования. В рамках настоящей работы рассчитаны средние плотности воздуха в наклонном канале при различных мощностях тепловыделения, режимах работы вентилятора и степени открытия клапана на выходе из канала (рисунок 4.6). Перепад давления 13,62 Па наиболее близко соответствует моменту опрокидывания массового расхода воздуха в канале при тепловой мощности 44 и 55 кВт. Даже при этом перепаде давления плотность не стремится к нулю, а оказывается выше 0,8 кг/м³ при любых значениях тепловой мощности. Примечательно, что с ростом степени открытия клапана у зоны выхода минимальная плотность воздуха стремится к асимптоте, которая зависит от тепловой мощности по некоторому нелинейному закону. Оценить этот закон по полученным данным не представляется возможным, так как в данном случае точки не точно попадают в ситуацию опрокидывания воздушной струи (пересечение оси ординат кривыми на рисунке 4.1). Наилучшее соответствие наблюдается для мощностей 22 кВт и 55 кВт. Минимальные значения плотности воздуха для этих вариантов мощностей тепловыделения составляют примерно 0,96 и 0,8 кг/м³.

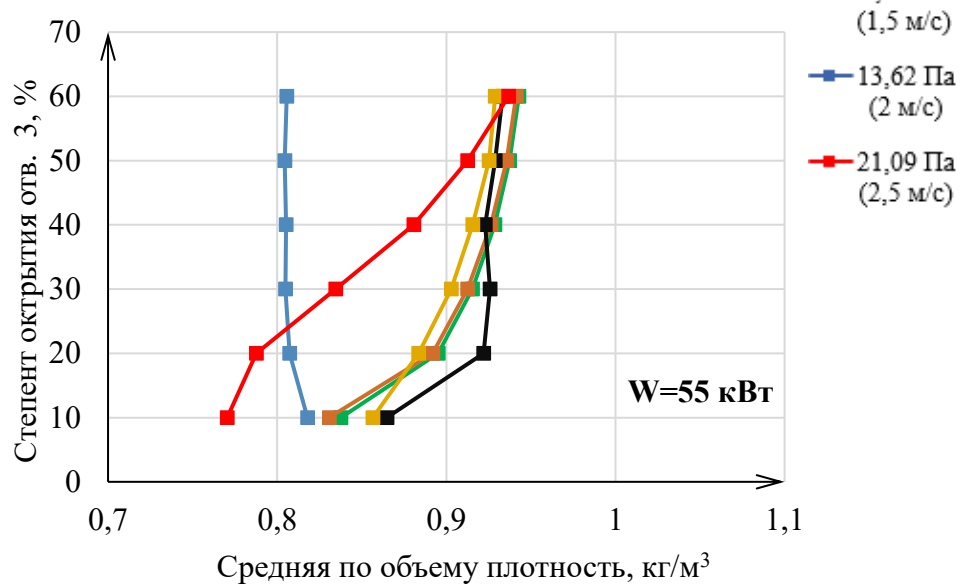
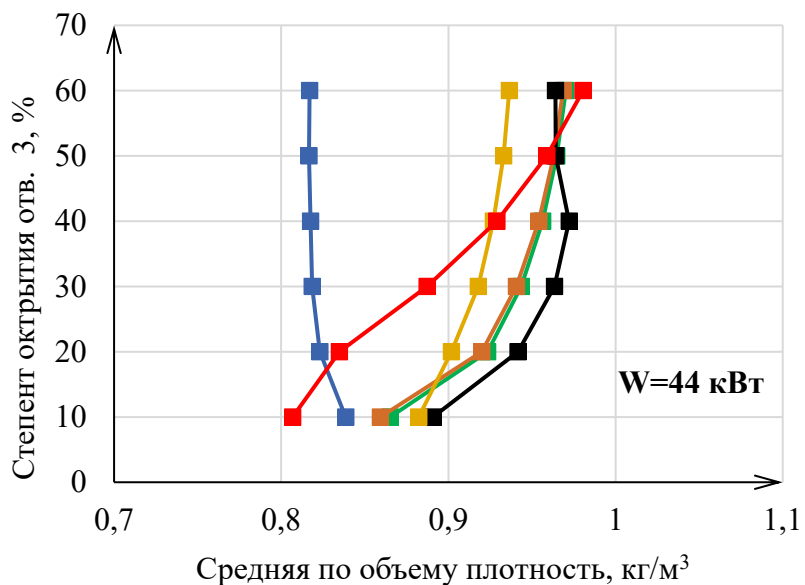
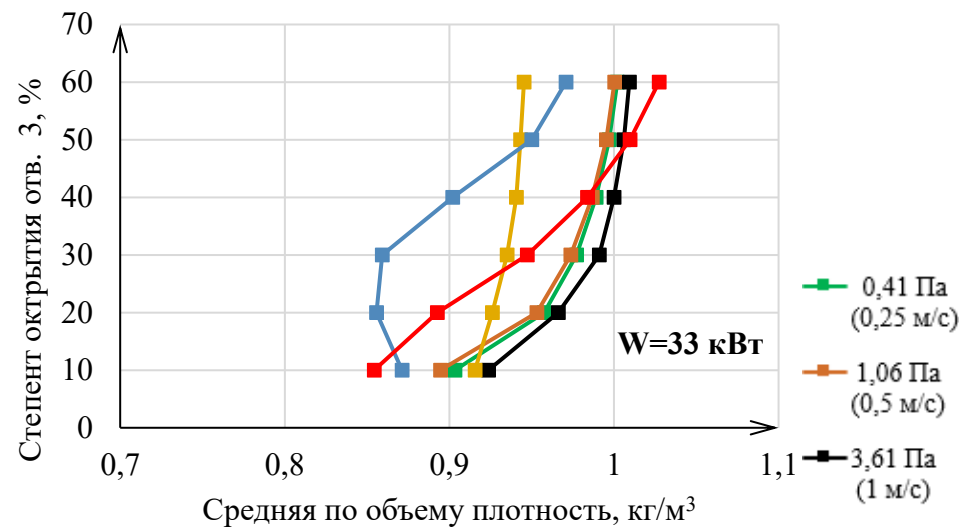
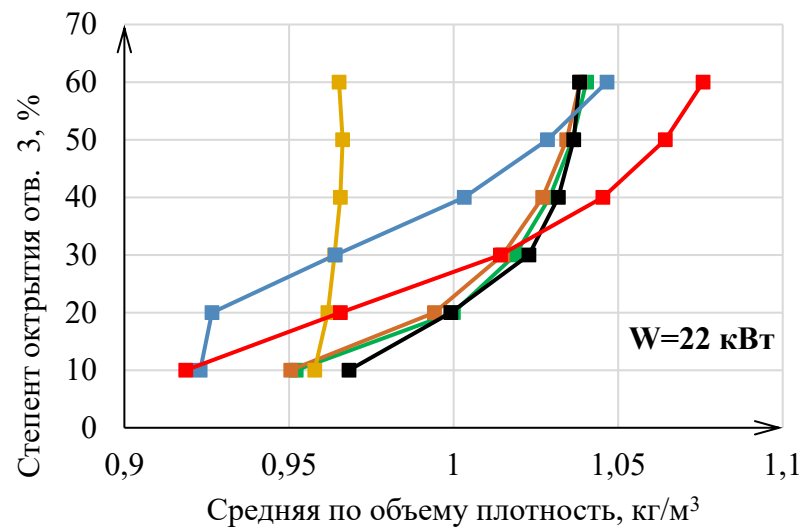


Рисунок 4.6 — Зависимость средней плотности воздуха по объему от степени открытия вентиляционного клапана отверстия 3 при различных мощностях источника тепловыделения

С учетом того, что при нулевой тепловой мощности плотность воздуха приблизительно равна $1,2 \text{ кг/м}^3$, можно сказать, что минимальная средняя плотность воздуха уменьшается с ростом критической тепловой мощности со скоростью примерно $0,007 \text{ кг/м}^3/\text{кВт}$. Эту информацию можно использовать при оценке ρ_2 вместо зависимости (61). При этом такая оценка будет являться наиболее жесткой оценкой сверху для получаемой в итоге величины тепловой депрессии пожара. Это связано с тем, что при определении величины $0,007 \text{ кг/м}^3/\text{кВт}$ задавался наибольший угол наклона горной выработки, а также использовалась минимальная величина средней плотности воздуха, реализуемая в ситуации наименьшего воздухообмена между выработкой с пожаром и с выработками, имеющими с ней сопряжение. Тогда с учетом закона подобия выражение для расчета плотности может быть записано в следующем виде:

$$\rho_2 = \rho_0 - 7 \cdot W \left(\frac{L_{\text{ст}}}{L_{\text{ш}}} \right)^{2,5} = \rho_0 - 0,6 \cdot \frac{W}{L_{\text{ш}}^{2,5}}, \quad (65)$$

где W — мощность источника нагрева в МВт, L — характерный размер, м.

Однако следует отметить, что данное выражение справедливо только для случаев движения воздушного потока в режиме, близком к опрокидыванию.

4.4 Оценка величины продольной дисперсии для различных режимов работы испытательного стенда как критерия оценки устойчивости проветривания

Численное моделирование позволило выявить основные режимы течения, которые продемонстрированы на рисунке 4.7 применительно к случаю тепловой мощности 22 кВт и угла наклона канала -13° . На графике выведена компонента вектора скорости, направленная по оси канала. Цветовая индикация на этом рисунке выбрана так, что красный цвет соответствует нисходящим потокам воздуха, формирующимся под доминирующим влиянием напора вентилятора, а синий цвет соответствует возвратным потокам воздуха из-за влияния тепловой конвекции.

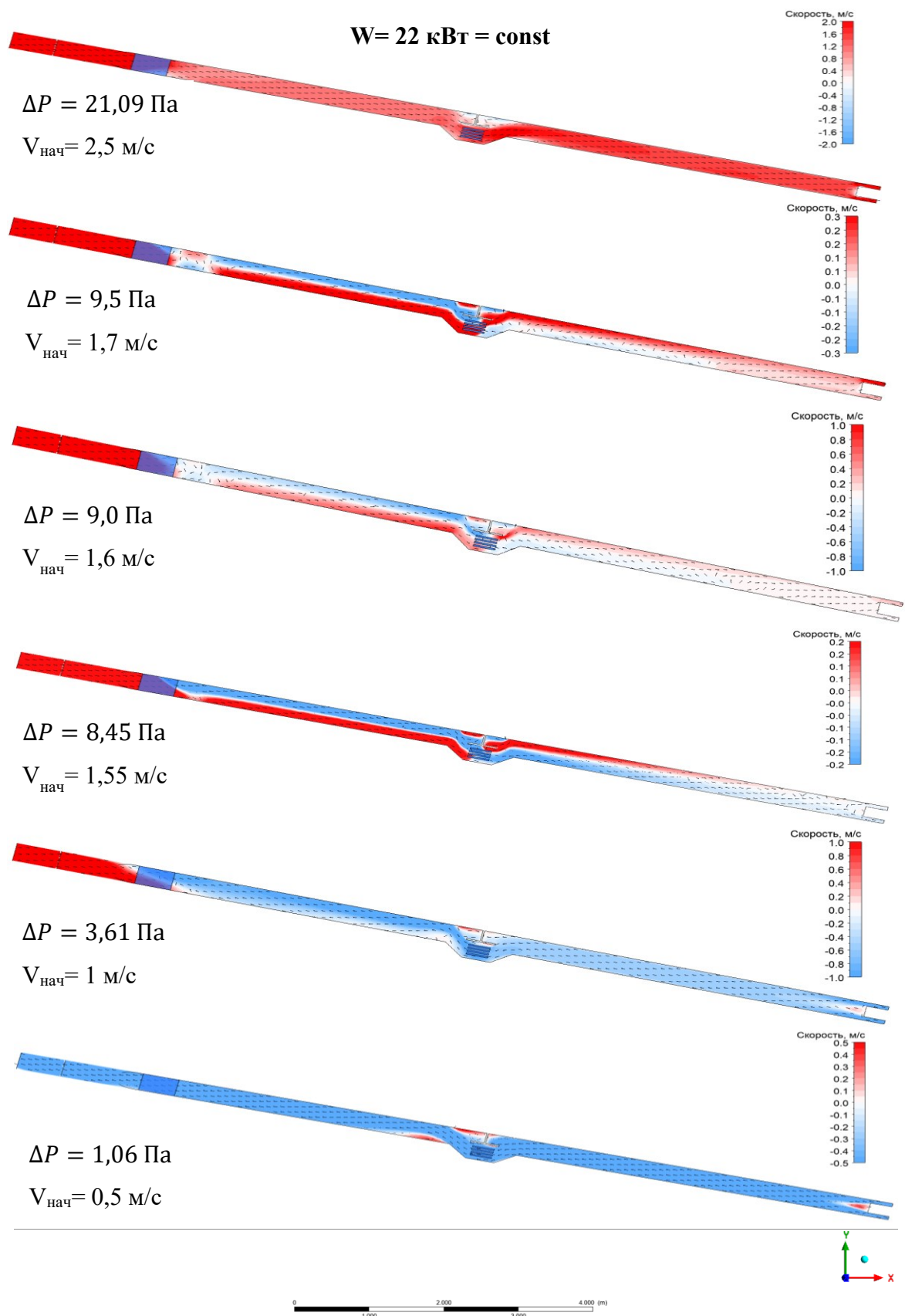


Рисунок 4.7 — Распределения продольной компоненты вектора скорости в наклонном канале при различных режимах работы вентилятора

При максимальном перепаде давления (21,09 Па) на выходном сечении канала имеет место устойчивое однонаправленное течение воздуха слева-направо и вниз. Далее

по мере снижения напора в выходном сечении образуются возвратные потоки, они становятся сопоставимыми с прямонаправленным потоком. При перепаде давления 8,45 Па возвратный поток в верхней части канала достигает отверстия 1 и отводится из канала через это отверстие. При этом возвратный поток горячего воздуха не распространяется дальше вверх по каналу до самого вентилятора. По всему сечению канала вблизи вентиляционного отверстия 3 направление движения воздушного потока соответствует опрокинутому направлению. Тем не менее, ситуация, когда возвратные потоки доходят до вентилятора и целиком занимают поперечное сечение выработки также возможна. Примером может служить расчетное поле скоростей для минимального давления 1,06 Па.

Режим течения воздуха при рассмотренных начальных перепадах давления 8,45 – 9,5 Па соответствует переходному режиму с точки зрения изменения направления движения воздушного потока за счет теплового напора источника тепловыделения. При этом для данных режимов характерно наличие ярко выраженной стратификации воздушного потока с разнонаправленным движением по сечению вентиляционного канала. Данное явление условно может быть названо «конвективным вихрем». Интенсивность возвратных течений тем выше, чем меньше скорость воздуха в наклонной горной выработке. Аналогично с ростом интенсивности возвратного течения, возрастает протяженность вихревой структуры.

На основании полученных данных можно выделить три сценария движения воздушного потока в наклонной выработке при различной интенсивности теплового источника:

1. Движение (I сценарий) воздушного потока без изменения изначального нисходящего направления с относительно малой зоной конвективного вихря, не выходящей за пределы наклонной выработки.
2. Движение (II сценарий) воздушного потока без изменения изначального нисходящего направления, с протяженной зоной конвективного вихря. При этом вихревая зона распространяется на всем протяжении наклонного участка выработки и заканчивается на сопряжении с горизонтальным участком (отверстием 1). Формируется два разнонаправленных потока: поток нагретого воздуха от сопряжения с горизонтальным участком до источника нагрева и, аналогично, холодный поток условно свежего воздуха от сопряжения до источника тепловыделения. При этом для данного сценария средний расход воздуха в сечениях ниже источника тепловыделения стремится к нулю, но еще не достигает этого значения.

3. Изменение направления движения (III сценарий) воздушного потока на восходящий. При этом сохраняется вихревая структура, замыкающаяся на сопряжении с горизонтальным участком аналогично предыдущему сценарию. Однако зона с нисходящим течением в данном случае значительно меньше, чем зона с восходящим потоком воздуха.

Для любого рассматриваемого сценария движения воздушного потока при его нагреве в пределах наклонной выработки характерны вихревые структуры с разнонаправленным движением воздуха. При этом в сечениях с разнонаправленным движением воздушных потоков значительно увеличивается расход воздуха, что приводит к увеличению перепада давления в выработке относительно нормального режима течения. В данном случае вихревая структура выступает в качестве местного сопротивления, тем самым увеличивая общее аэродинамическое сопротивление наклонного участка. Также наличие вихревой структуры подтверждает тот факт, что при исследованных мощностях источника тепловыделения средняя плотность по выработке стремится к постоянной величине, независимо от интенсивности тепловыделения.

Неоднородность профиля скорости воздуха в поперечном сечении выработки приводит к появлению дополнительной эффективной продольной дисперсии потока, которая влияет на перенос различных скалярных характеристик потока (например, вредных примесей). Определение величины продольной дисперсии потока в наклонной выработке с интенсивным источником тепловыделения является очень важным при дальнейшем построении сетевых одномерных моделей устойчивости воздухораспределения с учетом того, что вредная примесь, циркулирующая в вихревых структурах, присутствующих в наклонной горной выработке, может распространяться как вверх, так и вниз по течению. Учет данного явления в рамках сетевых одномерных моделей возможен только путем корректного задания эффективной продольной дисперсии.

Оценить величину эффективного коэффициента дисперсии, вызванной действием тепловой конвекции, можно исходя из результатов численного моделирования по известной формуле Лайгны.

$$D_b = \frac{\int_0^h V(T - T_{in})dy}{h \frac{\partial \bar{T}}{\partial x}}, \quad (66)$$

где T_{in} – температура воздуха на входе в выработку, °C; \bar{T} – среднее значение температуры воздуха в поперечном сечении, °C; $V = V(y) - \bar{V}$ – относительная скорость

воздуха, равная разнице фактической скорости $V(y)$ и средней по сечению скорости \bar{V} , м/с.

Для рассматриваемой расчетной геометрии было выделено 19 поперечных сечений с фиксированным расстоянием между ними равным 0,5 м, для которых были определены коэффициенты продольной дисперсии для всех рассмотренных начальных перепадов давления (рисунок 4.8).

Графическое представление распределения коэффициента конвективной дисперсии приведено на рисунке 4.9. На основании того, является ли функция распределения коэффициента дисперсии возрастающей или убывающей на участках до и после источника нагрева, а также на основании абсолютных значений коэффициента в данных областях, также может быть выделено три различных режима течения воздушного потока.

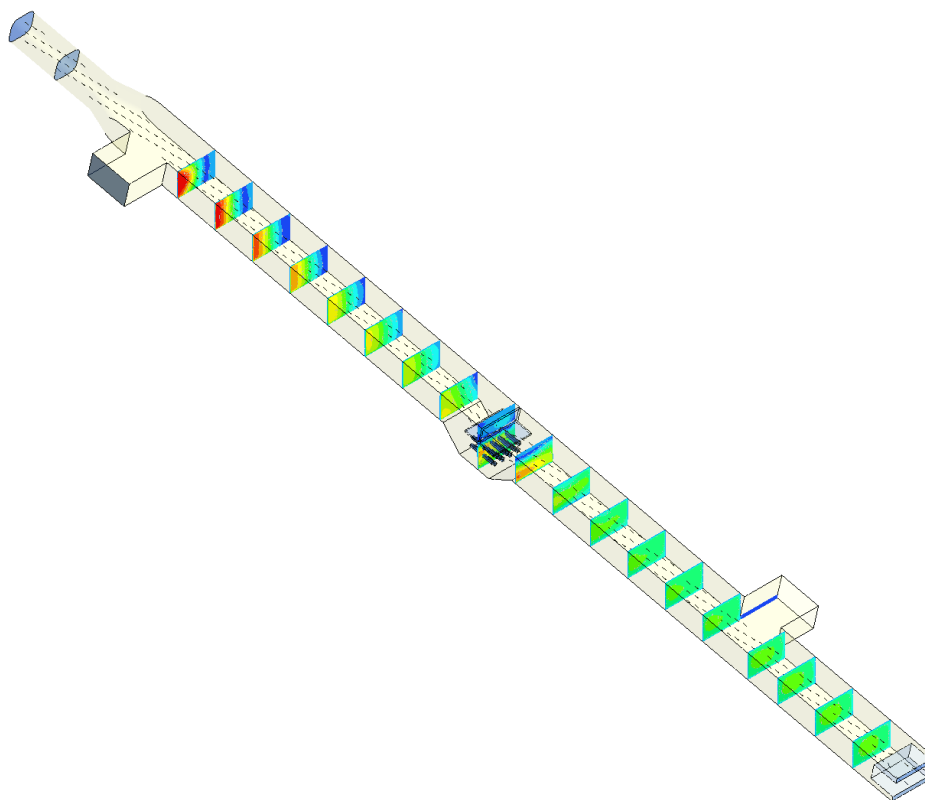


Рисунок 4.8 — Расположение исследуемых поперечных сечений

Первый режим – режим неустойчивого движения воздушного потока. Кривые распределения коэффициента конвективной дисперсии для начальных перепадов давления 8,45 – 9,5 Па, характеризующих неустойчивый режим проветривания, носят линейный характер, а также одинаковые зоны возрастания и убывания, независимо от направления движения воздушного потока. При этом пиковые значения характерны для сечений близких к источнику нагрева, которые убывают по мере отдаления от него.

Второй режим – опрокинутое движение воздушного потока. При начальном значении перепада давления 1,06 и 3,61 Па на участке воздуховода между источником тепловыделения и сопряжением с вентиляционным окном коэффициент дисперсии минимальный, что соответствует слабому изменению полей скоростей и температуры по ходу движения воздушного потока. По мере приближения воздушного потока к источнику тепловыделения рассчитанные значения коэффициента дисперсии возрастают. Пиковые значения характерны для сечения за источником нагрева, после которого начинается плавное снижение коэффициентов за счет выравнивания воздушного потока и его остывания.

Третий режим характерен для начального перепада давления 21 Па и соответствует устойчивому движению воздушного потока без изменения его направления. В этом случае коэффициент дисперсии минимален перед источником нагрева и резко возрастает после него.

При этом коэффициент продольной дисперсии Тейлора без учета тепловой конвекции в рассматриваемом случае равен в среднем $0,024 \text{ м}^2/\text{с}$, а коэффициент турбулентной диффузии – $0,002 \text{ м}^2/\text{с}$. То есть, полученное выражение (67) может существенно превышать типовые коэффициенты турбулентной диффузии и продольной дисперсии Тейлора, которые имеют место в горных выработках в условиях однонаправленного движения воздушной струи. Отсюда следует, что правильный учет эффективного коэффициента дисперсии, вызванного действием тепловой конвекции, может оказаться очень значимым фактором при расчете распределения аэротермодинамических параметров воздуха. Также определение значения коэффициента дисперсии в различных сечениях выработки при наличии источника нагрева позволит сформировать представление о наличии и протяженности вихря, обусловленного разнонаправленными течениями воздушного потока по направлению к источнику нагрева и от него.

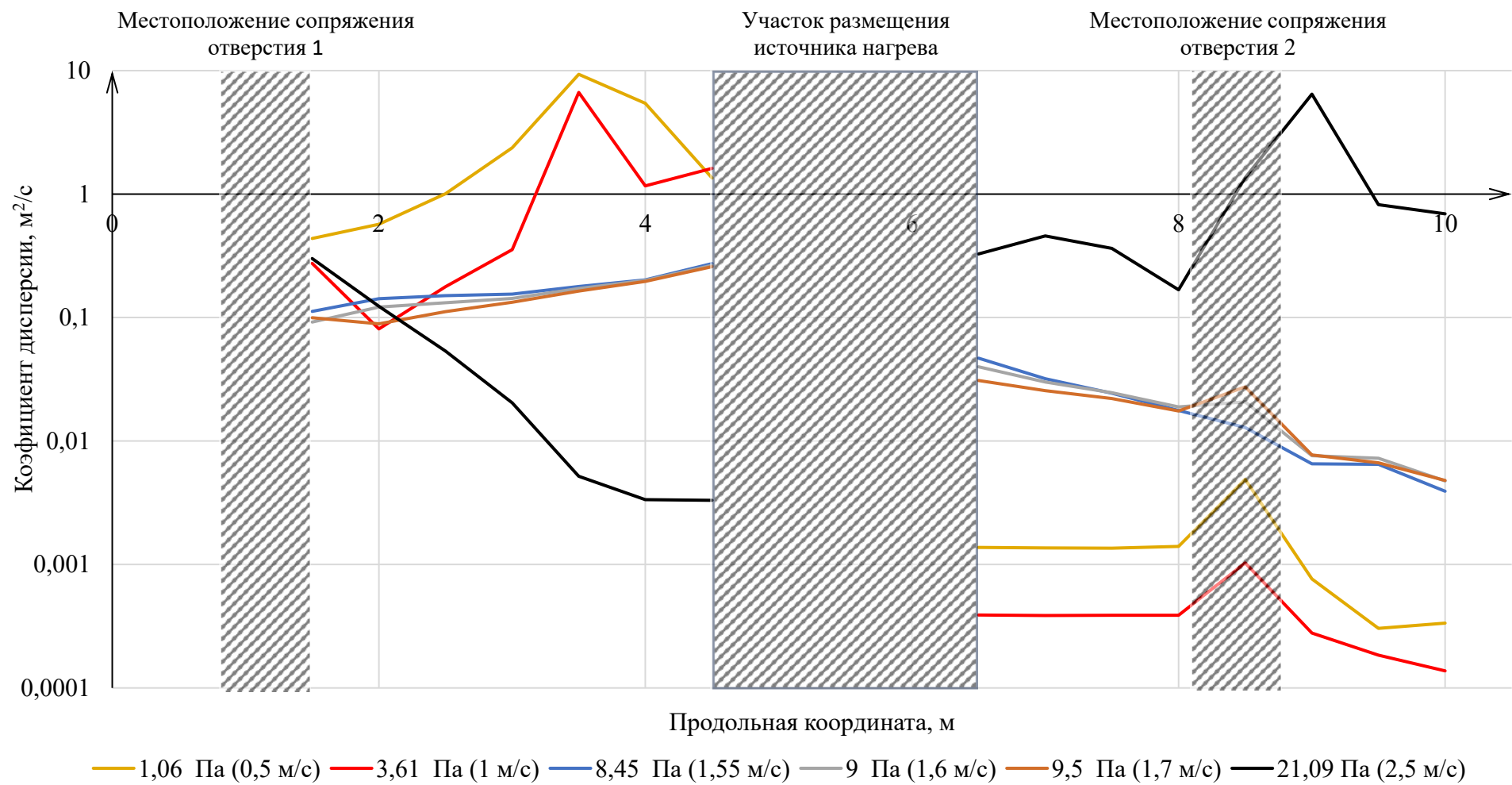


Рисунок 4.9 — Продольное распределение коэффициента дисперсии при различных начальных скоростях воздушного потока (перепаде давления) для фиксированной тепловой мощности (22 кВт)

Для всех рассмотренных кривых было определено среднее значения коэффициента дисперсии. Полученные средние значения представлены в виде зависимости от начального перепада давления на рисунке 4.10.

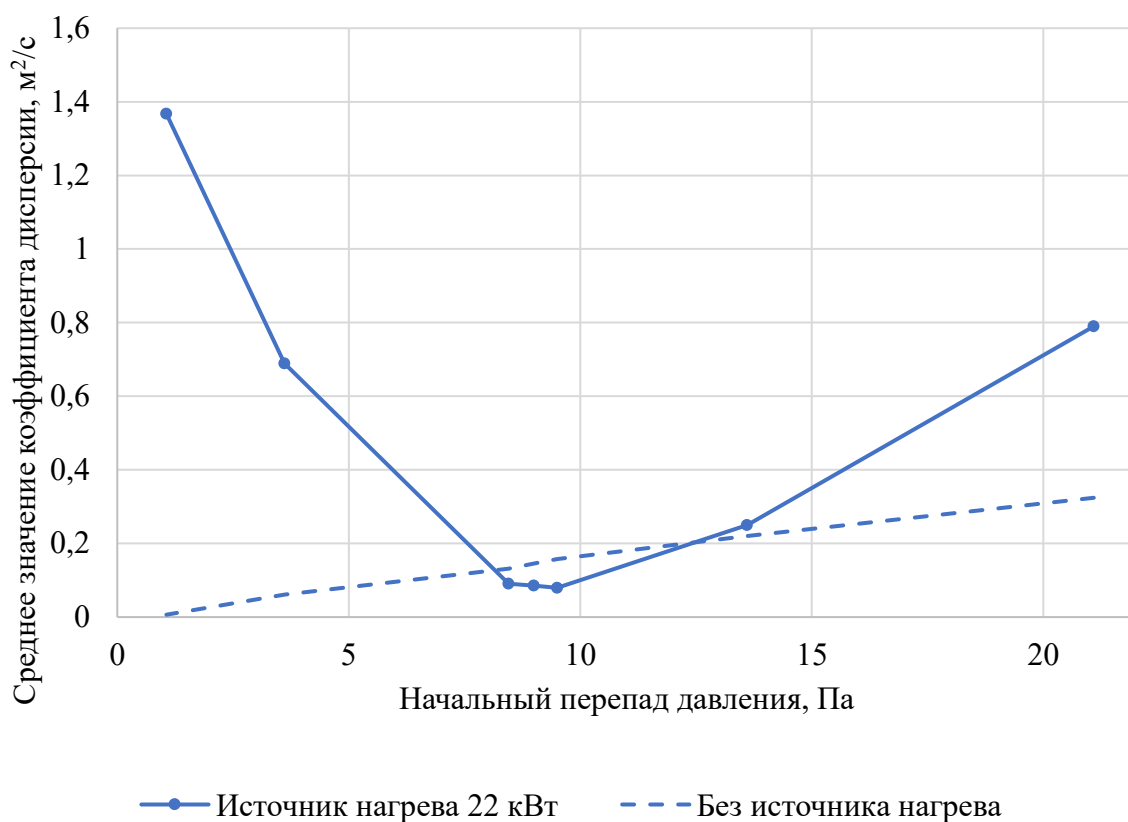


Рисунок 4.10 — Среднее значение коэффициента дисперсии при различных начальных скоростях воздушного потока (перепаде давления) для случая нагрева (22 кВт) и без нагрева

При этом средний коэффициент продольной дисперсии Тейлора без учета тепловой конвекции в рассматриваемых случаях находится в интервале от 0,007 до 0,32 м²/с и линейно возрастает с ростом начального перепада давления (скорости воздушного потока). Для тех же самых значений начальных перепадов давления (скоростей воздушного потока) коэффициент конвективной дисперсии изменяется по параболической зависимости, значение минимума которой достигается в зоне неустойчивого проветривания. В этом режиме магнитуа скорости воздушного потока по всему рассматриваемому объему значительно снижается. Значения коэффициентов дисперсии для режимов движения воздуха, при которых не происходит устойчивого изменения направления движения воздушного потока или происходит устойчивое опрокидывание вентиляционной струи, существенно превышают типовые коэффициенты турбулентной диффузии и продольной дисперсии Тейлора, которые имеют место в условиях однонаправленного движения воздушной струи для случая без

нагрева. Отсюда следует, что правильный учет эффективного коэффициента дисперсии, вызванного действием тепловой конвекции, может оказаться очень значимым фактором при расчете распределения аэротермодинамических параметров воздуха. Расчет среднего значения коэффициента дисперсии для продольного сечения позволяет на качественном уровне сделать вывод об изменении направления воздушного потока при наличии интенсивного источника нагрева и может быть использован в качестве критерия определения устойчивости проветривания.

4.5 Экспериментальное подтверждение неустойчивого проветривания на испытательном стенде

Для подтверждения полученных численно зависимостей изменения массового расхода от начального перепада давления, мощности источника тепловыделения и сопротивления наклонного участка был проведен дополнительный натурный эксперимент. Целью эксперимента является подтверждение наличия возвратных и частично возвратных течений при нисходящем проветривании испытательного стенда для случая интенсивного нагрева. В ходе эксперимента фиксировалась производительность нагнетательного вентилятора испытательного стенда и устанавливалась фиксированное положение вентиляционного клапана отверстия 3. После чего включался источник интенсивного нагрева на максимально возможную тепловую мощность.

Инструментальное измерение распределения скорости воздушного потока в сечениях наклонного стенда при наличии возвратных или частично возвратных течений трудноосуществимо из-за нестационарного характера движения воздушного потока и невозможности добиться требуемой точности измерения. Поэтому для фиксации наличия возвратных и частично возвратных течений был выбран способ трассировки газозвушной смеси. Для этого в момент выхода источника нагрева на пиковую стационарную мощность в систему воздуховодов через вентиляционное окно вводился специальный цветной дым по своим физическим свойствам схожий с атмосферным воздухом. При этом начиная с момента ввода подкрашивающего вещества в систему начиналась видеофиксация процесса движения воздуха по системе воздуховодов через специально предусмотренные стеклянные смотровые окна. Такой эксперимент повторялся для различных степеней открытия вентиляционного клапана отверстия 3. После чего производилось выделение отдельных кадров через равные интервалы времени для всех зафиксированных режимов. Результаты раскадровки приведены на рисунке 4.11.

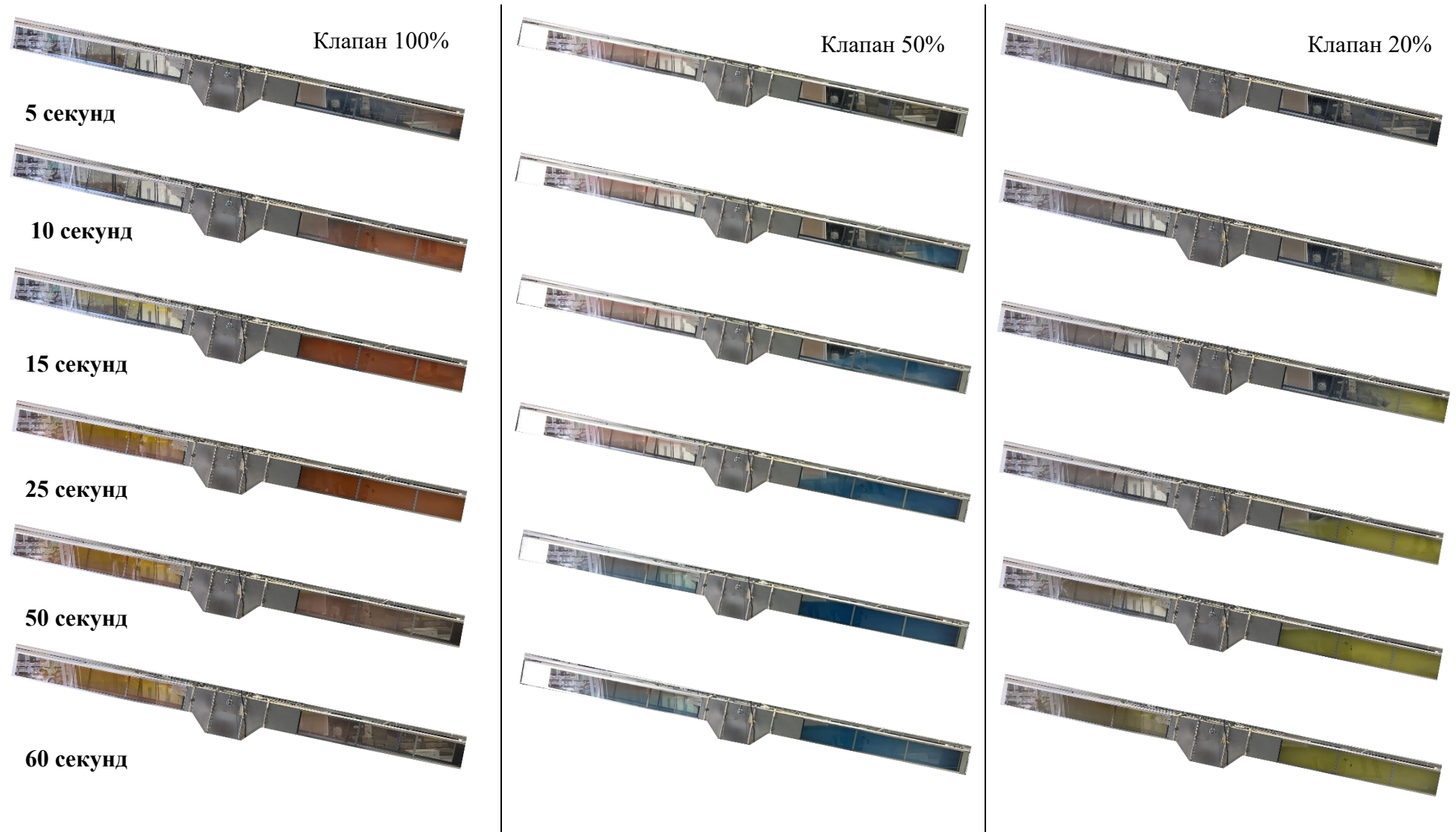


Рисунок 4.11 — Распространение газовой смеси в системе воздуховодов испытательного стенда при угле наклона -13° за различные интервалы времени при различной степени открытия вентиляционного отверстия 3.

При проведении эксперимента степень открытия вентиляционного клапана фиксировалась на 100%, 50% и 20%, что на рисунке соответствует красному, синему и желтому цвету дыма соответственно. Фиксированный режим работы вентилятора обеспечивал скорость воздушного потока перед вентиляционным отверстием 3, равную 0,6 м/с. Для всех проведенных серий эксперимента наблюдалось изменение режима движения воздушного потока с нисходящего на восходящий против направления работы вентилятора. При этом воздух, поступающий в систему из вентиляционного отверстия, проходя наклонный участок воздуховода, выдавался в атмосферу помещения через вентиляционное отверстие 1 (рисунок 4.12)



Рисунок 4.12 — Воздушный поток на выходе из вентиляционного отверстия 1 во время эксперимента 1 (красный дым)

Величины тепловой депрессии, создаваемой источником тепловыделения, было недостаточно для изменения направления движения воздуха на участке между вентиляционным отверстием 1 и вентилятором. Также после прохождения воздуха через источник нагрева интенсивность его окрашивания снижалась. Снижение интенсивности окрашивания в первую очередь обусловлено резким температурным расширением газозвушной смеси при нагреве и, как следствие, снижением объемной концентрации красящего вещества. Как видно из рисунка, с увеличением степени открытия вентиляционного окна скорость распространения дыма увеличивается, что подтверждает полученные зависимости, приведённые на рисунке 4.4.. При этом скорость распространения дыма для двух исследованных крайних экспериментальных режимов отличается почти в 2 раза, что соответствует изменению массового расхода, полученного в ходе моделирования. Дым для степени открытия вентиляционного окна 100% достигает источника нагрева за 15 секунд, в то время как при степени открытия 20% - более, чем за 25 секунд.

4.6 Оценка принятых критериев подобия при переходе к реальным размерам горных выработок

Для оценки соответствия процессов тепломассопереноса, протекающих в наклонном испытательном стенде и в горных выработках при наличии источника интенсивного нагрева, с учетом принятых критериев подобия выполнена серия численных расчетов. Для этого изначальная расчетная геометрия испытательного стенда была увеличена до размеров реальной горной выработки характерных для медно-никелевых и алмазных рудников. Принятые для расчета поперечные размеры сечения составили 5 м по ширине горной выработки и 3 метра в высоту, что соответствует площади поперечного сечения 15 м². Все продольные размеры расчетной геометрии также увеличены в 10 раз. Суммарная протяжённость расчетной геометрии составила 125 м.

Для всех ранее рассмотренных мощностей источника тепловыделения (22 кВт - 55 кВт) при начальном значении перепада давления 7,8 Па (начальной скорости 1,5 м/с) в наклонном участке системы воздухопроводов наблюдалось изменение направления движения воздушного потока, при этом при начальном значении перепада давления 13,6 Па (начальной скорости 2 м/с) нисходящее направление движения воздушного потока сохранялось. При этом рассматриваемом диапазоне значений находится критическое значение начального перепада давления, при котором при фиксированной мощности источника тепловыделения движение воздушного потока становится неустойчивым. Таким образом, данные расчетные точки были выбраны в качестве начальных параметров для расчета параметров проветривания наклонной горной выработки реального размера.

Перед расчетом был выполнен пересчет граничных условий с учетом принятых критериев подобия. Значения начального перепада давления (скорости воздушного потока) и мощности источника тепловыделения при различных размерах расчетной геометрии приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2— Начальные значения скорости воздушного потока и мощности источника тепловыделения

	Испытательный стенд	Горная выработка
Начальная скорость, м/с	1,5	4,74
	2	6,32
Мощность источника тепловыделения, кВт	22	6957
	33	10436
	44	13914
	55	17393

Значение массового расхода на выходе из вентиляционного отверстия 3 при различной мощности источника тепловыделения приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3— Массовый расход в вентиляционном отверстии 3

Мощность источника нагрева, кВт	Массовый расход в отверстии 3, кг/с	
	Начальная скорость 1,5 м/с	Начальная скорость 2 м/с
6957	1,42	-81,13
10436	8,12	-7,30
13914	10,73	-5,82
17393	14,50	-2,42

В таблице значение массового расхода со знаком минус соответствует нормальному направлению движения воздушного потока, а со знаком плюс опрокинутому режиму течения. Из таблицы видно, что для рассмотренных начальных скоростей воздушного потока во всем заданном диапазоне изменения мощности источника нагрева достигается опрокидывание воздушного потока, что на качественном уровне соответствует результатам численного моделирования на модели испытательного стенда.

Для полученных результатов расчета в случае угла наклона -13° были определены значения критического значения начального перепада давления, при котором достигается неустойчивость движения воздуха. Зависимость полученных значений критического начального перепада давления от мощности источника тепловыделения представлена на рисунке 4.13, где по оси абсцисс и ординат откладываются мощность и давление соответственно, масштабированные относительно характерного размера L_0 по предложенным формулам метода Фруда ($W / \left(\frac{L_0}{L}\right)^{2,5}$ и $P / \left(\frac{L_0}{L}\right)$).

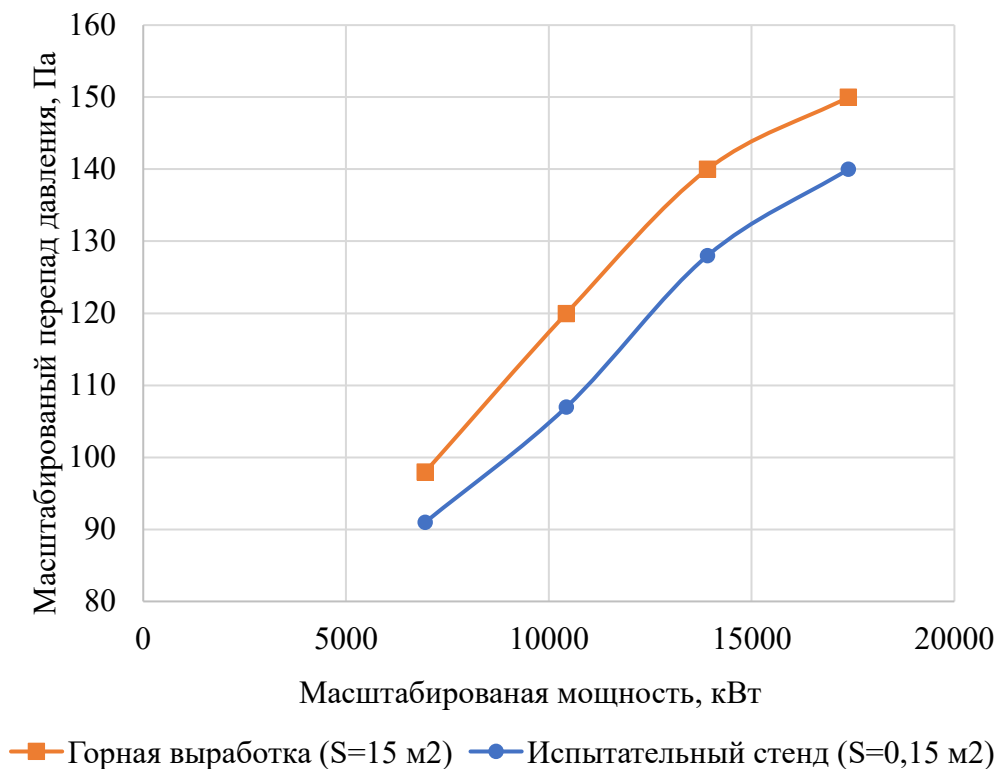


Рисунок 4.13 — Зависимость критического перепада давления от мощности источника тепловыделения для испытательного стенда и горной выработки

Максимальное расхождение критического перепада давления составляет 9 %, а среднее значение расхождения 7,8 %, что говорит о возможности масштабирования полученных зависимостей с учетом принятых критериев подобия.

4.7 Выводы по главе

На разработанной параметризованной и валидированной модели, описывающей процессы тепломассопереноса испытательного аэродинамического стенда, имитирующего наклонную горную выработку, выполнено многопараметрическое моделирование. По результатам моделирования сформированы следующие выводы:

1. Результаты многопараметрического моделирования течения воздуха в наклонной выработке при различных тепловых мощностях источника возгорания, режимах работы вентилятора и аэродинамических сопротивлениях горной выработки позволили построить линейную регрессионную зависимость для массового расхода воздуха в выработке от основных параметров задачи.
2. Регрессионная зависимость использована для определения критической тепловой мощности источника нагрева как функции от аэродинамических параметров горной выработки при нисходящем проветривании.

3. Получена зависимость изменения плотности воздуха от тепловой мощности пожара в наиболее неблагоприятной критической ситуации опрокидывания вентиляционной струи.
4. Выявлена слабая зависимость момента опрокидывания воздушного потока от аэродинамического сопротивления системы горных выработок, следующей за рассмотренной наклонной выработкой с источником тепловыделения. Опрокидывание воздушной струи в большей степени зависит от мощности пожара и начального перепада давления в наклонной части стенда.
5. Подтверждена применимость выбранных критериев подобия при масштабировании полученных зависимостей на размеры реальных горных выработок.
6. Сделана количественная оценка увеличения коэффициента продольной дисперсии воздушного потока в наклонной выработке из-за тепловой конвекции, рассмотрена возможность его применения при оценке устойчивости движения воздушного потока.

Основная практическая ценность полученных результатов для рудничной вентиляции состоит в том, что в будущем разработанные зависимости смогут быть имплементированы в одномерные модели тепломассопереноса в вентиляционных сетях шахт и рудников и расчетные методы. Это позволит точнее учесть тепловое влияние пожара на параметры воздушных потоков в сложных системах горных выработок, не повысив существенным образом вычислительной сложности используемых расчетных методов.

Основные результаты опубликованы в статьях [108, 160, 45,79].

5 РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЁТА СТАЦИОНАРНОГО ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В РУДНИЧНЫХ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СЕТЯХ, УЧИТЫВАЮЩИХ ТЕПЛОВЫЕ ДЕПРЕССИИ ОТ ПОЖАРА

В практике ликвидации подземных пожаров вопросы управления вентиляцией имеют большое значение. Они направлены на обеспечение безопасного вывода людей, застигнутых в шахте или руднике аварией, и успешной ликвидации ее. На выбор того или иного аварийного вентиляционного режима существенное влияние оказывает тепловая депрессия пожара, противодействие которой может привести к опрокидыванию вентиляционной струи, загазированию горных выработок продуктами горения и осложнить ликвидацию подземного пожара. В результате возникновения пожара возможно изменение режима проветривания части вентиляционной сети или создание неустойчивого режима движения воздуха в отдельных выработках. Корректировка режима проветривания в случае аварийного режима производится на основании решений, принятых сотрудниками пылевентиляционных служб шахт и рудников, также исследование устойчивости проветривания при пожаре проверяется на стадии проектирования подземной части шахты или рудника. При этом анализ больших разветвленных сетей в условиях сложных постоянно изменяющихся топологий вентиляционных сетей является трудоемким процессом, который требует больших затрат времени и является практически невозможным для ручного расчета без использования современных электронно-вычислительных механизмов. Таким образом, сокращение времени, затрачиваемого на расчет воздухораспределения в случае аварийной ситуации, является одним из актуальных вопросов в данной области.

В этих условиях анализ вентиляционных сетей с помощью специализированных программных продуктов становится неотъемлемой и обязательной частью при составлении плана мероприятий по локализации и ликвидации последствий аварий и проектированию систем вентиляции шахт и рудников. Этот факт также подтверждается изменениями, внесенными в пункт 26 Федеральных норм и правил «Инструкция по локализации и ликвидации последствий аварий на опасных производственных объектах, на которых ведутся горные работы». В данном пункте Федеральных норм и правил приведен перечень обязательных к проведению расчетов при составлении оперативной части плана по локализации и ликвидации последствий аварий.

Таким образом, необходимо разработать алгоритмы, позволяющие производить оценку устойчивости проветривания вентиляционных сетей сложной топологии при наличии интенсивных источников тепловыделения.

5.1 Итерационный алгоритм определения критической мощности пожара

С момента возникновения пожара на проветривание горной выработки с нисходящим потоком оказывает влияние тепловая депрессия, обусловленная разницей температур. Влияние тепловой депрессии можно заменить действием дополнительного источника тяги с характеристикой, заданной в координатах h - Q в виде прямой, параллельной оси абсцисс, для каждого момента времени [15]. При этом действие тепловой депрессии, условного источника тяги противоположно направлено напорю главной вентиляторной установки для данной выработки. Таким образом, с увеличением мощности пожара происходит снижение количества воздуха, проходящего по выработке. В случае равенства тепловой депрессии очага пожара и критической депрессии выработки прекращается поступление воздушного потока в выработку.

$$h_T = h_{кр}, \quad (67)$$

где h_T — тепловая депрессия пожара, Па;

$h_{кр}$ — критическая депрессия выработки.

Опрокидывание воздушной струи вследствие увеличения тепловой депрессии возможно при превышении критической депрессии, и, соответственно, выполнении следующего неравенства:

$$h_T > h_{кр}. \quad (68)$$

При этом $h_{кр}$ определяется весом столба воздуха, создаваемого пожаром, обусловленного разностью плотностей и высотных отметок в начале и в конце выработки, по выражению:

$$h_{кр} = \Delta\rho_V g \Delta h, \quad (69)$$

где $\Delta\rho_V = \rho_{нач} - \rho_{кон}$;

Δh — перепад высоты между концом выработки и очагом пожара.

Плотность воздуха в выработке определяется с учетом температур воздуха в начале и в конце рассматриваемого участка:

$$\rho_{air} = \frac{\rho_{usual} \cdot T_{usual}}{\frac{T_{в.нач} - T_{в.кон}}{2} + T_{absoluteZero}}, \quad (70)$$

где $T_{absoluteZero}$ — температура абсолютного нуля, К;

$T_{в.нач}$, $T_{е.кон}$ — температура воздуха в начальной и конечной точке выработки с источником тепловыделения соответственно, К.

Таким образом, для определения критерия устойчивости проветривания выработки с нисходящим потоком по фактору тепловой депрессии от пожара сводится к

определению разности плотностей воздуха и, соответственно, требуемой мощности пожара W (Вт), необходимой для выполнения неравенства (68).

При известном абсолютном напоре ГВУ, равном перепаду давления через условную глухую перемычку, условие (68) изменения направления движения воздушного потока в наклонной выработке, можно записать в следующем виде:

$$h_T > H_{ГВУ}, \quad (71)$$

где $H_{ГВУ}$ — абсолютный напор ГВУ в заданной точке наклонной выработки.

Значение критического напора для рассматриваемого участка может быть определено как перепад давлений при нулевом расходе на глухой перемычке, рассчитанный для данной выработки. Численно значение данного перепада равняется остаточному напору, создаваемому главной вентиляторной установкой в данной точке с учетом влияния естественной тяги и дополнительных вентиляторных установок.

В общем случае мощность пожара является функцией времени, но для дальнейшего расчета выбирается режим установившихся аэро- и термодинамических параметров с фиксированным значением тепловой мощности по времени.

Разность плотностей в половине выработки, необходимая для опрокидывания воздуха может быть определена из формулы (69):

$$\Delta\rho = \frac{H}{g \cdot \frac{z_{fromNode} - z_{toNode}}{2}}. \quad (72)$$

При этом требуемая плотность воздуха для пожара вычисляется по следующей формуле:

$$\rho_{fire} = \Delta\rho_{в} - \rho_{нач}. \quad (73)$$

Наиболее пессимистичным случаем местоположения источника тепловыделения с точки зрения устойчивости проветривания горной выработки является ее начало, но в этом случае изменение направления движения воздушного потока, при пограничном значении тепловой депрессии, будет кратковременным. Прогревание воздушного потока ниже очага пожара приводит к опрокидыванию воздушной струи. При этом с течением времени нагретый воздух снова подходит к очагу пожара, и система возвращается в исходное состояние. Поэтому наиболее целесообразным является рассмотрение ситуации, когда очаг пожара находится в середине рассматриваемой выработки, в этом случае опрокидывание будет устойчивым.

Необходимая температура в половине выработки, при которой достигается требуемая разность плотностей воздуха, рассчитывается следующим образом:

$$T_{fire} = \frac{\rho_{usual} \cdot T_{usual}}{\rho_{fire}} + T_{absoluteZero}. \quad (74)$$

При этом при движении нагретого воздушного потока происходит интенсивный теплообмен с породным массивом, что значительно снижает среднюю температуру рассматриваемого объема. Для этого необходимо скорректировать требуемую температуру, создаваемую пожаром, с учетом теплообмена со стенками горной выработки.

$$T_{fire}^* = \frac{T_{м.нач} - T_{м.кон}}{2} + A \cdot \frac{T_{fire} \cdot A - \frac{T_{м.нач} - T_{м.кон}}{2}}{A - 1}, \quad (75)$$

где A_i — безразмерный параметр, характеризующий долю теплового влияния начальной температуры воздуха в выработке $T_{нач}$ на значение температуры воздуха в конце горной выработки, с учетом теплообмена с массивом, который определяется по формуле:

$$A_i = \exp\left(-\frac{\alpha PL/2}{\rho_B c_B Q}\right), \quad (76)$$

где α — коэффициент теплоотдачи, который для прикидочных расчетов согласно [11] может быть определен следующим образом:

$$\alpha = k \cdot V^{0,8} \cdot \frac{P^{0,2}}{S^{0,2}}, \quad (77)$$

где k — табличный коэффициент, учитывающий шероховатость и вид крепления горной выработки, (по Соловьеву, он равен 2,58).

Таким образом, критическая тепловая мощность источника тепловыделения может быть определена следующим выражением:

$$W = c_{air} \cdot Q \cdot \rho_{air} \cdot T_{fire}^*. \quad (78)$$

Результатом подстановки значений является критическая мощность установившегося пожара, при которой произойдет изменение направления движения вентиляционной струи в наклонной горной выработке.

Однако, полученное значение мощности является избыточным, так как расход в выработке является переменной величиной, которая в случае наличия интенсивного источника тепловыделения в выработке представляет собой функцию, зависящую от температуры пожарных газов в каждый момент времени. Так как в формуле (78) отсутствует время в явном виде, перейдем к итерационному подходу определения фактической мощности источника тепловыделения, необходимой для изменения направления движения воздушного потока.

При подстановке числовых значений в выражение (78) была получена тепловая мощность, которая остановит воздушный поток при мгновенной ее передаче всему расходу, идущему в начальный момент времени по выработке. Но если полученные в

результате расчета новые значения расхода и критического напора взять в качестве исходных данных второй итерации, расход в выработке будет противонаправлен изначальному направлению и отличен от нуля. Таким образом, для дальнейшего расчета необходимо взять половину тепловой мощности первой итерации. Для рассчитанной половины мощности производится обратный пересчет всех параметров системы с целью определения нового расхода в выработке с учетом тепловой депрессии. Далее производится расчет второй итерации и оценивается направление движения воздушного потока. Расчет производится до тех пор, пока не произойдет изменение направления движения воздушного потока или не станет очевидно, что при заданной мощности пожара опрокидывания не произойдет. В том случае, если за конечное число итераций опрокидывание не произошло, то для дальнейшего расчета берется среднее между текущим и изначальным значением тепловой мощности. Конечное количество итераций выбирается исходя из заданной точности расчета по искомой тепловой мощности. В общем виде итерационный алгоритм определения тепловой мощности можно представить как блок схему, приведенную на рисунках 5.1 - 5.2.

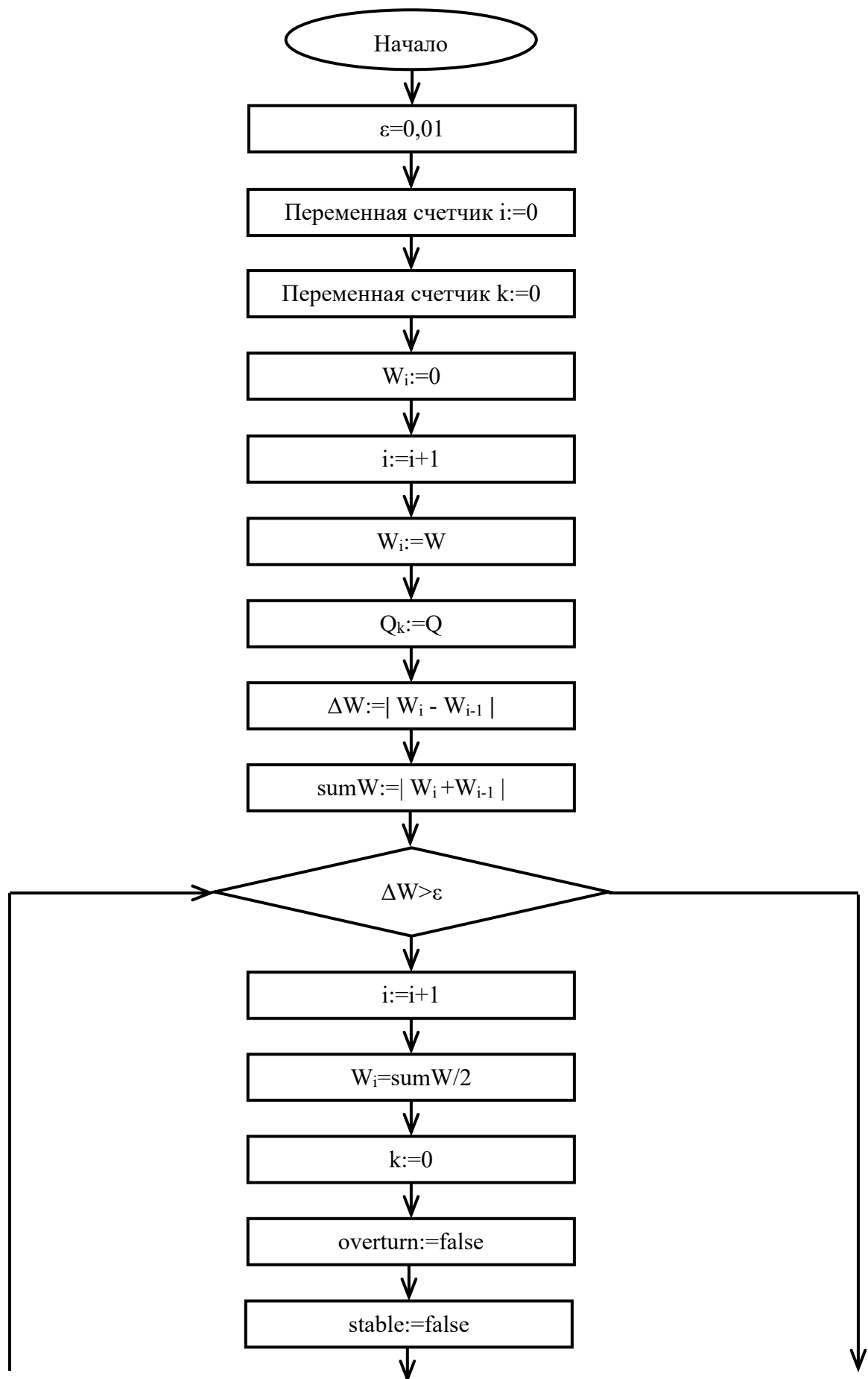


Рисунок 5.1 — Блок схема алгоритма итерационного расчета

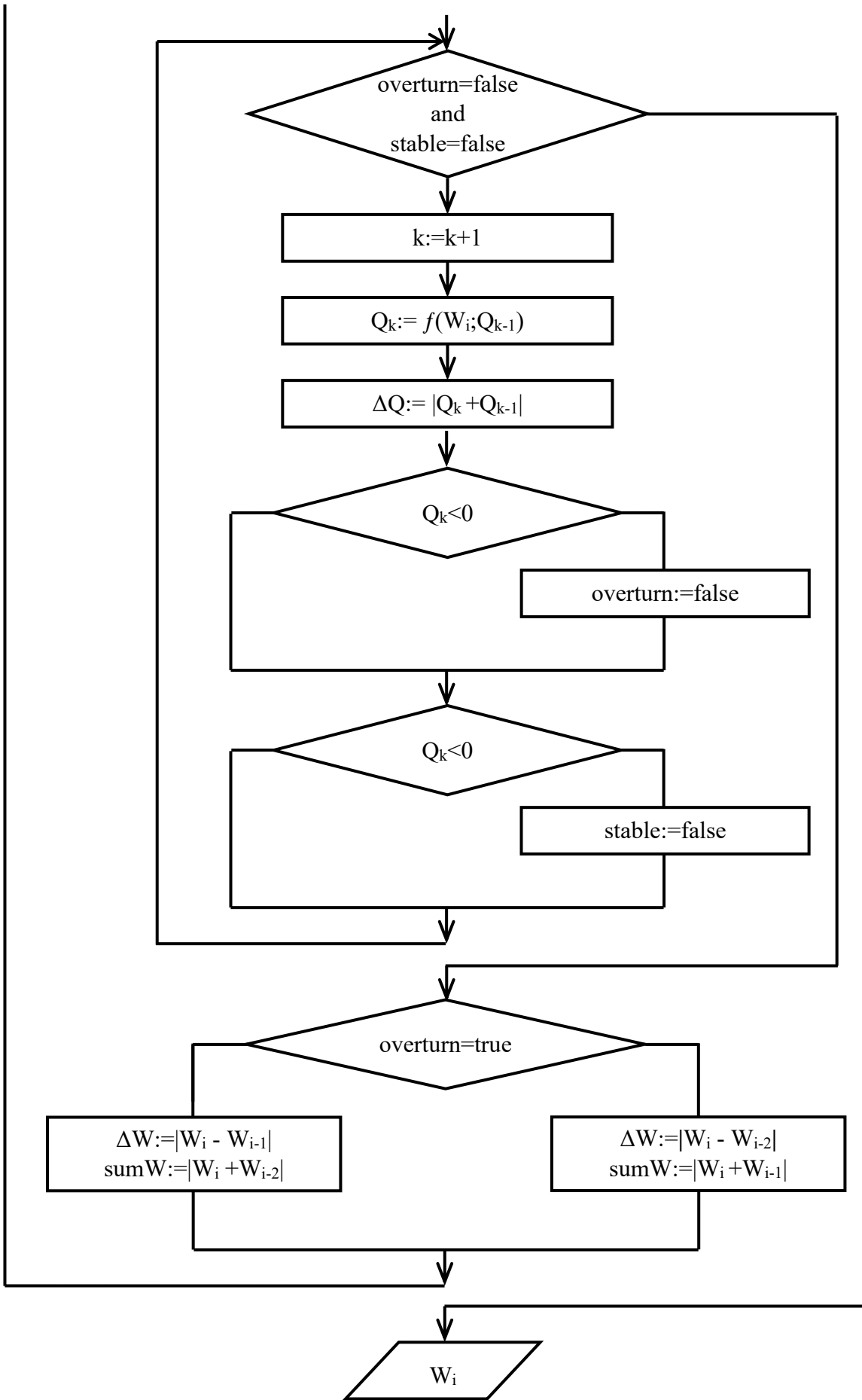


Рисунок 5.2 — Блок схема алгоритма итерационного расчета

Таким образом, при применении данного алгоритма на вентиляционной модели горных выработок выявляются опасные по фактору опрокидывания участки сети. На дальнейшем этапе расчета перечень данных выработок может быть использован для сетевого расчета воздухораспределения в аварийной ситуации.

5.2 Сетевая модель воздухораспределения в руднике при пожаре

Рассматривается вентиляционная сеть произвольной геометрии, задаваемая в виде ориентированного графа $G = \{V, E\}$, где V — множество вершин, а E — множество ребер графа. Ребра графа являются упрощенными аэродинамическими моделями горных выработок, а вершины — моделями сопряжений горных выработок. Каждому ребру графа приписываются определенные геометрические и аэродинамические свойства соответствующей горной выработки: длина L (м), площадь поперечного сечения S (м²), периметр P (м), аэродинамическое сопротивление R (Н·с²/м⁸), коэффициент аэродинамического сопротивления α (Н·с²/м⁴), расход воздуха Q (м³/с), напор H , обусловленный источником тяги (Па), средняя плотность воздуха ρ (кг/м³), удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении c_p (Дж/(°С·кг)), средняя температура воздуха в соответствующей выработке T (°С), перепад температур воздуха ΔT (°С). В случае отсутствия источника тяги принимается, что $H = 0$. Каждой вершине графа приписываются геометрические свойства: координаты $\{x, y, z\}$ в трехмерном декартовом пространстве, температура T (°С), давление P_a (Па).

Принимается, что течение воздуха в вентиляционной сети происходит под действием одного или нескольких произвольно расставленных искусственных источников тяги (вентиляторов). Режим течения воздуха является установившимся. Поле силы тяжести задается вектором ускорения свободного падения $g = \{0, 0 - 9,8 \text{ м}^2/\text{с}\}$.

Уравнения баланса массы, импульса и энергии, с помощью которых осуществляется стационарный расчет распределения аэро- и термодинамических параметров в вентиляционной сети (I и II законы Кирхгоффа), представлены ниже:

$$\sum_{i \in A_j} Q_i I_{ij} = 0, \quad (79)$$

$$\sum_{i \in C_k} (R_i Q_i |Q_i| - H_i - \rho_i(T_i)g\Delta h_i) = 0, \quad (80)$$

$$T_i^{(out)} = T_i^{(in)} + \Delta T_i = T_i^{(in)} + (T_w - T_i^{(in)}) \cdot (1 - A_i). \quad (81)$$

Здесь индексы i, j и k нумеруют ребра, вершины и независимые контуры графа соответственно; I — матрица инцидентности графа; Δh_i — перепад высот (по

вертикальной координате z) ребра графа, м; $T_i^{(in)}$ — температура воздуха на входе в ребро (горную выработку) № I, °C; $T_i^{(out)}$ — температура воздуха на выходе из ребра (горной выработки) № i, °C; T_w — температура стенки горной выработки № i, °C; безразмерный параметр A_i определяется по формуле:

$$A_i = \exp\left(-\frac{\alpha_i P_i L_i}{\rho_i c_i Q_i}\right). \quad (82)$$

Эта функция характеризует долю теплового влияния начальной температуры воздуха в выработке $T_i^{(in)}$ на значение температуры воздуха в конце горной выработки.

Согласно [201], под матрицей инцидентности I понимается прямоугольная матрица, каждый элемент (i, j) которой характеризует то, является ли узел № j начальным или конечным для ребра № i. Размерность матрицы инцидентности I — $N_E \times N_V$. Под матрицей контуров понимается прямоугольная матрица, элемент (i, k) которой характеризует то, входит ли ребро № i в независимый контур № k. Размерность матрицы контуров D — $N_E \times N_C$, где N_C — общее количество независимых контуров в ориентированном графе.

В (80)—(81) предполагается, что ребра ориентированного графа со-направлены с расходами воздуха в этих ребрах. Также предполагается, что средняя плотность воздуха в горной выработке зависит от средней температуры воздуха \bar{T}_i в этой выработке согласно формуле:

$$\bar{\rho}_i(\bar{T}_i) = \frac{\bar{p}_i}{R_g(\bar{T}_i + 273,15)}. \quad (83)$$

Здесь p_i — среднее абсолютное давление в выработке, Па; R — удельная газовая постоянная, Дж/(кг·°C).

При этом на каждой итерации расчета проводится проверка условия выбора максимальной рассчитанной плотности по выражениям (83) и (65), которая и принимается к дальнейшему расчету.

Неоднородность температуры воздуха в сети горных выработок и, следовательно, неоднородность плотностей воздуха приводят к тому, что сумма всех перепадов гидростатического давления $\rho_i(T_i)g\Delta h_i$ вдоль некоторого замкнутого контура вентиляционной сети, присутствующая в (80), не обращается в нуль. Получающаяся невязка представляет собой естественную тягу. Частный случай естественной тяги, когда разница температур обусловлена преимущественно факторами техногенного (неприродного) характера, называется тепловой депрессией. Примером фактора техногенного (неприродного) характера является подземный пожар.

Пожар характеризуется тепловой мощностью W (Вт). В общем случае тепловая мощность пожара должна быть функцией времени, а распределения расходов и температур воздуха при пожаре в этом случае будут меняться с течением времени. Однако мы будем рассматривать случай установившихся аэро- и термодинамических параметров, а в качестве тепловой мощности пожара будем брать ее максимальное мгновенное значение:

$$W = \max_t W(t). \quad (84)$$

Соответствующее мгновенно устанавливающееся распределение температур и расходов воздуха будет представлять собой наиболее пессимистичный случай при пожаре.

В случае наличия тепловыделений от пожара в горной выработке прирост температуры в ней будет рассчитываться по несколько видоизмененной формуле по сравнению с (81):

$$\begin{aligned} T_i^{(out)} &= T_i^{(in)} + \Delta T_i = \\ &= T_i^{(in)} + \frac{W}{\rho_i c_i Q_i} + \left(T_w - T_i^{(in)} - \frac{W}{\rho_i c_i Q_i} \right) \cdot (1 - A_i). \end{aligned} \quad (85)$$

При выводе формулы (86) предполагалось, что источник тепловыделений находится в начале выработки. Можно было бы рассмотреть источник тепловыделений, находящийся в произвольном месте выработки, что усложнило бы формулу (86). Однако в данной ситуации можно поступить следующим образом: если источник пожара находится в некоторой точке X рассматриваемого ребра вентиляционной сети, причем эта точка не совпадает с начальным и конечным узлами ребра, то данное ребро следует разделить на два отдельных ребра, в одном из которых точка X будет конечной, а в другом – начальной.

Расчет средней температуры воздуха в выработке производится по формулам, полученным в результате интегрирования (81) и (86) по всей длине горной выработки и последующего деления результата на эту длину:

$$T_i = T_i^{(in)} - \frac{T_w - T_i^{(in)}}{\ln(A_i)} \cdot (1 - A_i), \quad (86)$$

$$T_i = T_i^{(in)} + \frac{W}{\rho_i c_i Q_i} - \frac{T_w - T_i^{(in)} - \frac{W}{\rho_i c_i Q_i}}{\ln(A_i)} \cdot (1 - A_i). \quad (87)$$

Поскольку $A_i \leq 1$, знаменатель всегда отрицательный. При стремлении A_i к единице знаменатель стремится к нулю, однако выражение $(1 - A_i)$ в числителе быстрее стремится к нулю, вследствие чего последние слагаемые в (87) и (88) обнуляются.

В случае, если до возникновения пожара температура воздуха во всех горных выработках была распределена однородно, задача расчета стационарного распределения

температуры упрощается. Достаточно рассмотреть прирост температуры только в части горных выработок, находящихся за выработкой с пожаром, если двигаться по направлению воздушного потока.

При этом не имеет смысла рассматривать все выработки за выработкой с пожаром вплоть до вентиляционных стволов и атмосферы. Достаточно взять только выработки, находящиеся за выработкой с пожаром не дальше определенного расстояния L до очага возгорания. Причем L может рассчитываться из условия:

$$\exp\left(-\frac{3PL}{\rho c S^{1.1}}\right) < 0.1. \quad (88)$$

Оно учитывает тот факт, что для выработок, находящихся на расстоянии более L , тепловое влияние пожара будет нейтрализовано в течение нескольких часов после его начала за счет теплоаккумулирующих свойств массива. Разумеется, данное условие применимо только в первые часы после начала пожара. При более длительных временах пожара породный массив успевает прогреться, а зона теплового влияния в шахте или руднике – увеличиться.

Следует отметить, что задача (80)—(88) решается итерационно. Это связано с тем, что при расчете распределения температур в выработках вентиляционной сети по рассчитанному ранее распределению расходов воздуха, изменяются величины тепловых депрессий в контурах вентиляционной сети. Это в свою очередь приводит к необходимости пересчета распределения расходов воздуха и т. д. Количество итераций задачи (79) – (88) до ее сходимости определяется эмпирически, например, из условия:

$$\left|1 - \frac{Q_i^{n-1}}{Q_i^n}\right| < \varepsilon, \quad i \in Z_f. \quad (89)$$

Здесь n — номер итерации; Z_f — множество выработок вентиляционной сети, в которых производится итерационное решение задачи (80)—(88); ε — некоторая малая безразмерная величина (например, ε может быть взят равным 0,001).

К примеру, количество итераций для вентиляционной сети, состоящей из одного контура («воздухоподающий ствол – горизонт – вентиляционный ствол – атмосфера») как функция тепловой мощности пожара в воздухоподающей выработке, представлено на рисунке 5.3.

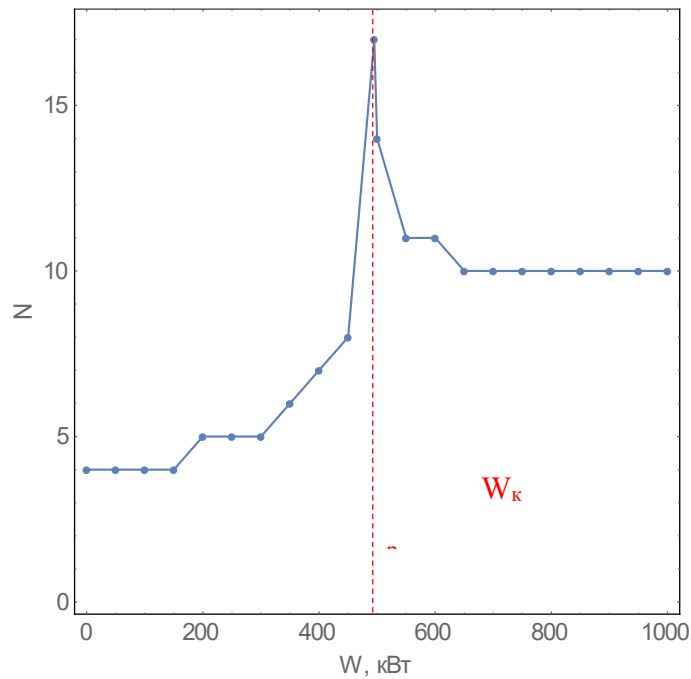


Рисунок 5.3 — Требуемое количество итераций при расчете распределения аэро- и термодинамических параметров воздуха в простой сети как функция тепловой мощности пожара

Максимальное количество итераций на рисунке 5.3 соответствует критической тепловой мощности пожара, при которой начинается опрокидывание воздушной струи. Для рассмотренной вентиляционной сети из одного контура это количество итераций составляет 17.

Решение задачи (80)—(88) является основой для проведения количественной оценки влияния тепловой депрессии, возникающей в вентиляционной сети шахты или рудника вследствие пожара, на устойчивость воздушных потоков горных выработок. Описанный алгоритм принят за основу модуля расчета устойчивости в программном комплексе «Аэросеть», позволяющего решать задачу воздухораспределения в вентиляционной сети произвольной топологии в одномерной постановке.

5.3 Алгоритм расчета устойчивости воздухораспределения при пожаре фиксированной тепловой мощности

Анализ устойчивости расходов воздуха в горных выработках проводился посредством расчета изменений этих расходов воздуха при появлении тепловой депрессии в различных (случайных) горных выработках. Таким образом, рассматривалась устойчивость расходов воздуха по отношению к положению пожара в вентиляционной сети. Дальнейшие рассуждения об устойчивости будут проводиться в терминах изменений расходов воздуха.

Предполагается, что пожар может произойти в любой выработке вентиляционной сети. Изменение расходов воздуха в результате действия тепловой депрессии, вызванной

пожаром, также может иметь место для всех выработок вентиляционной сети. Изменение расхода воздуха в каждой отдельно взятой горной выработке вентиляционной сети, вызванное тепловой депрессией, зависит от величины тепловой мощности пожара и выработки, где произошел пожар. Поскольку предполагается, что величина тепловой мощности пожара фиксирована, остается единственным варьируемый параметр — номер выработки с источником тепловыделений от пожара.

Для того, чтобы определить наибольшее изменение расхода воздуха, вызванное тепловой депрессией, в самом общем случае необходимо поставить источник тепловыделений от пожара в каждую выработку и произвести стационарный расчет аэро- и термодинамических параметров в вентиляционной сети (т. е. решить систему уравнений (80)—(88)) N раз, где N — количество выработок. Помимо этих расчетов, требуется произвести однократный расчет аэро- и термодинамических параметров в случае отсутствия пожаров, результаты которого будут сравниваться с результатами N расчетов с пожарами. В результате будет получена матрица теплового влияния:

$$H = \begin{pmatrix} \Delta Q_1(W_1) & \cdots & \Delta Q_N(W_1) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \Delta Q_1(W_N) & \cdots & \Delta Q_N(W_N) \end{pmatrix}, \quad (90)$$

элементами которой являются изменения расходов воздуха в каждой выработке № i при появлении пожара в каждой выработке № j . Матрица H имеет размерность $N \times N$ и требует проведения $N+1$ расчетов стационарного распределения аэро- и термодинамических параметров в выработках вентиляционной сети.

Индекс i нумерует строки, а индекс j — столбцы матрицы H .

Матрица (90) по сути является матрицей чувствительности расходов воздуха по отношению к изменению источников тяги в вентиляционной сети. Схожие по виду матрицы упоминались в литературе применительно к задачам исследования устойчивости воздухораспределения по фактору переменных аэродинамических сопротивлений горных выработок [188, 147].

Если теперь в каждом столбце матрицы H найти максимальное по модулю значение изменения расхода воздуха и занести полученные N значений в отдельный вектор, получим вектор h максимальных изменений расходов воздуха вследствие тепловой депрессии при пожаре заданной интенсивности:

$$h = \left\{ \max_{1, \dots, N} |\Delta Q_1(W_i)|, \dots, \max_{1, \dots, N} |\Delta Q_N(W_i)| \right\}. \quad (91)$$

Помимо абсолютных значений изменений расходов воздуха представляет интерес изучение относительных значений изменений расходов воздуха, а именно — вектора h_r :

$$h_r = 100\% \cdot \left\{ \frac{\max_{1, \dots, N} |\Delta Q_1(W_i)|}{Q_1}, \dots, \frac{\max_{1, \dots, N} |\Delta Q_N(W_i)|}{Q_N} \right\}. \quad (92)$$

Компоненты вектора h_r — относительные изменения расходов воздуха во всех выработках вентиляционной сети, выраженные в процентах от начального значения расходов воздуха в соответствующих выработках до возникновения пожара.

Задавшись определенными предельными значениями относительного изменения расхода воздуха в выработке, можно разделить всё множество N выработок на выработки, устойчивые по отношению к пожарам заданной мощности, и выработки, неустойчивые по отношению к пожарам такой мощности. В качестве такого предельного значения может быть, к примеру, взята величина 50 % — на основании [90].

Описанный выше алгоритм может оказаться неэффективным в случае, если количество выработок вентиляционной сети оказывается большим (1000 и более), поскольку при этом пропорционально возрастают затраты на расчет матрицы H . Для снижения вычислительной мощности, затрачиваемой на расчет матрицы H , необходимо уменьшить количество выработок, в которые помещается источник тепловыделений от пожара до некоторого значения $M < N$, приемлемого с точки зрения общего времени, затрачиваемого на численный расчет. Это может быть сделано исходя из нескольких соображений:

1. В вентиляционной сети шахты или рудника есть такие горные выработки, расходы воздуха в которых являются зависимыми друг от друга. Например, две последовательные горные выработки или ребра графа, которые имеют общую вершину, не являющуюся инцидентной по отношению ко всем другим выработкам. Исключение таких выработок из расчета может быть произведено алгоритмически посредством последовательного перебора ребер графа вдоль по потоку.
2. Из расчета может быть исключен ряд выработок, пожар в которых маловероятен или невозможен по причине отсутствия объектов возгорания: оборудования, горючих материалов и пр.
3. Может рассматриваться задача об исследовании аэродинамического влияния возгорания на конкретном участке или горизонте шахты или рудника.

Для уменьшения вычислительной мощности, затрачиваемой на расчет матрицы H , целесообразным будет перед проведением расчета выделить область вентиляционной сети и исследовать последствия возникновения пожара только в этой области. Выбирать такую область следует в соответствии с пунктами 2 и 3 выше, или другими

аналогичными соображениями. Не рекомендуется выбирать такую область случайным образом, так как в этом случае матрица H будет сильно меняться при пересчете.

5.4 Метод определения мощности источника тепловыделения в условиях рудничных аварий

Каждый сценарий, по которому протекает процесс горения, является уникальным и является результатом определенного набора начальных параметров. При определении расчетной мощности тепловыделения от пожара необходимо учитывать ряд факторов, оказывающих влияние на протекание процесса горения: характеристики источника пожара, количества и тип горючего вещества, плотность и равномерность распределения горючего вещества.

Для любых источников тепловыделения суммарное количества выделяемой теплоты в общем случае описывается зависимостью вида [24]:

$$Q = \int_{x_1}^{x_2} W dx, W(x, t, T_B) = \frac{\partial^2 Q}{\partial t \partial x}, \quad (93)$$

где x — координата места тепловыделения относительно размеров самого источника, отражающая действительную длину источника тепловыделения, м; t — время, в течение которого происходит тепловыделение, с; T_B — температура воздуха подземной атмосферы в месте теплообмена с тепловым источником, °С.

Количество теплоты, выделяемое в процессе горения в определенный момент времени, можно записать в следующем виде:

$$Q = \psi \cdot Q_H \cdot \eta, \quad (94)$$

где η — коэффициент полноты горения; Q_H — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; ψ — массовая скорость выгорания материала с пожарной нагрузки в данный момент времени, кг/с ($\psi = \psi_{уд} \cdot S$, где S — площадь горения в данный момент времени).

Коэффициент полноты горения определяется по формуле:

$$\eta = \eta_0 \cdot K + (1 - K) \cdot \frac{\sum_k X_{ox,k} \cdot G_k}{\psi \cdot L_{ox}}, \quad (95)$$

где η_0 — коэффициент полноты горения в режиме пожара, регулируемого горючей нагрузкой; K — функция режима пожара; $X_{ox,0}$ — начальная концентрация кислорода в помещении очага пожара, кг/кг; $X_{ox,k}$ — текущая концентрация кислорода в помещении очага пожара, кг/кг; L_{ox} — количество кислорода, поглощаемого при сгорании 1 кг горючей нагрузки, кг/кг; G_k — расход газов, поступающих в помещение пожара, кг/с.

$$\eta_0 = 0,63 + 0,2 \cdot X_{ox,0} + 1500 \cdot X_{ox,0}^6. \quad (96)$$

Коэффициент K рассчитывается по формуле:

$$K = \left(\frac{X_{Ox,k}}{X_{Ox,0}} \right)^B \exp \left(B \cdot \left(1 - \frac{X_{Ox,k}}{X_{Ox,0}} \right) \right), \quad (97)$$

где $B = \left(\frac{X_{Ox,k}}{X_{Ox,0} - 0.01} \right)^2$.

Проанализировав выражения (94) – (97) можно сделать вывод, что количество выделяемого тепла при горении вещества с известными справочными теплофизическими свойствами, является функцией количества воздуха, поступающего к очагу горения, и площади горения:

$$Q = f \left(\sum_k X_{Ox,k} \cdot G_k; S \right). \quad (98)$$

В зависимости от количества кислорода, поступающего к очагу пожара, процесс горения может протекать по двум различным сценариям.

1. *Процесс горения в условиях достаточного или избыточного объема кислорода.*

В этом случае тепловыделение от источника пожара зависит только от характеристики горючей нагрузки и выполняются следующие неравенства:

$$\begin{aligned} X_{Ox,0} &= X_{Ox,k} = 0,21, \\ \eta &= \eta_0 = 0,8, \\ Q &= 0,8 \cdot Q_H \cdot \psi. \end{aligned} \quad (99)$$

Величина максимального коэффициента полноты горения (0,8) рассчитана для случая содержания кислорода 21 % в составе воздушной смеси, поступающей к очагу пожара, что соответствует максимальному фактическому содержанию в рудничной атмосфере. При этом поглощение кислорода в процессе горения описывается следующим выражением $\varphi \frac{dV}{dt} \left[\frac{M^3}{c} \right]$. Для поддержания процесса горения поступление кислорода в выработку должно быть не меньше, чем его поглощение, то есть выполняться неравенство $Q \geq \varphi \frac{dV}{dt}$, где Q — объем подаваемого воздуха [110].

2. *Процесс горения в условиях дефицита кислорода*

В этом случае интенсивность тепловыделения зависит от количества воздуха, поступающего к очагу пожара. Для данного сценария справедливы следующие равенства:

$$\begin{aligned} X_{Ox,k} &= 0, \\ \eta &= \frac{\sum_k X_{Ox,k} \cdot G_k}{\psi \cdot L_{Ox}}, \end{aligned} \quad (100)$$

$$Q = \frac{\sum_k X_{ox,k} \cdot G_k}{L_{ox}} \cdot Q_H.$$

Для двух вышеперечисленных сценариев количество выделяемого тепла в процессе горения можно описать следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned} Q(t) &= a \cdot t^2 = \eta \cdot Q_H \cdot \psi_{уд} \cdot S(t) & 0 < t < t_1 \\ Q(t) &= Q_{max} = \eta \cdot Q_H \cdot \psi_{уд} \cdot S_{max} & t_1 < t < t_2 \\ Q(t) &= Q_{max} \cdot e^{-b(t-t_2)} = \eta \cdot Q_H \cdot \psi_{уд} \cdot S(t-t_2) & t > t_2, \end{aligned} \quad (101)$$

где t_1 — время до охвата всей площади горючей нагрузки, время до выхода на максимальную мощность, с; t_2 — время от начала горения до начала выгорания горючей нагрузки.

Следует отметить, что независимо от количества кислорода, поступающего к очагу пожара, суммарное количество выделяемого тепла в процессе горения будет стремиться к максимальному значению $0,8Q$ (Вт). При этом в случае недостаточного объема кислорода увеличивается суммарное время протекания процесса, а максимальное пиковое значение тепловыделения уменьшается.

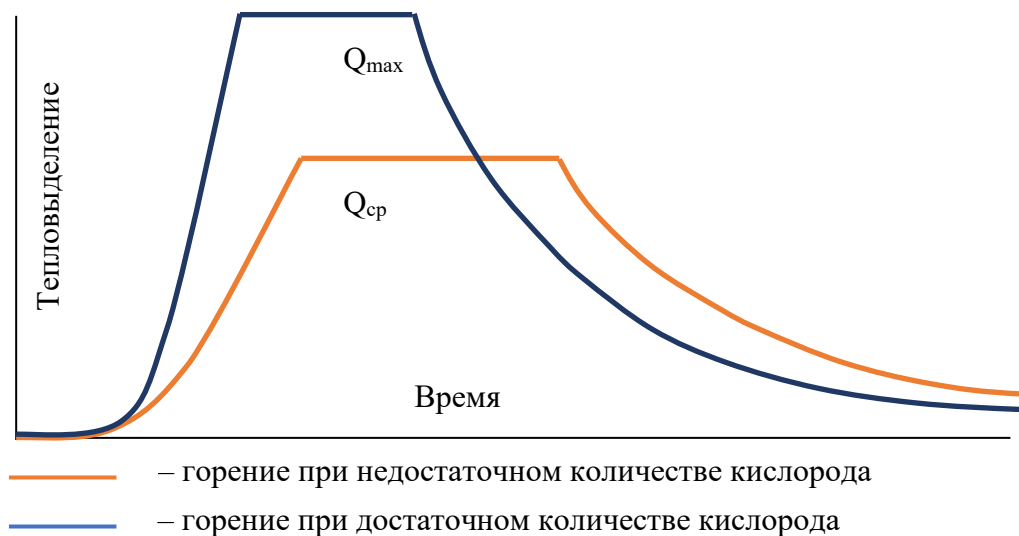


Рисунок 5.4 — График горения распределённой нагрузки

Несмотря на приведенную выше концептуальную кривую, существует множество вариантов возникновения и развития пожара, которые могут изменить пиковую скорость тепловыделения и продолжительность пожара. При этом кривая тепловыделения, приведенная на рисунке 5.4, с постоянным значением пикового тепловыделения на практике будет выглядеть иначе. На практике пиковое значение тепловыделения наблюдается в кратковременный промежуток времени. Это означает, что фаза развития пожара сразу переходит в стадию плавного затухания. Это можно объяснить следующим образом: к моменту охвата всей горючей нагрузки пламенем часть материала начинает

выгорать. Выгорание части горючей нагрузки, в свою очередь, приводит к уменьшению количества выделяемого тепла.

Натурные измерения значений тепловыделения при горении техники с двигателями внутреннего сгорания в подземных условиях, приведенные в работах [140, 131] подтверждают отсутствие продолжительной фазы максимального выделения тепла, развитой фазы пожара. Вид кривой тепловыделения, полученный в результате натурных измерений, представлен на рисунке 5.4. Очевидно, что выбор максимального пикового значения при определении устойчивости проветривания во время аварийной ситуации даст некорректный результат. Это обусловлено тем, что для прогревания столба воздуха ниже очага пожара требуется определенное количество времени, превышающее продолжительность пика тепловыделения.

Таким образом, необходимо разработать методику, позволяющую определить эквивалентное значение тепловыделения, необходимое для расчета устойчивости проветривания.

5.4.1 Исследование точечных источников тепловыделения

Размер источника теплообмена характеризует величину поверхности теплообмена между рудничным воздухом и источником. По характеру распространения горючей нагрузки источники тепловыделения подразделяются на точечные и рассредоточенные [24]. К точечным источникам теплоты при рассмотрении шахтных пожаров можно отнести возгорание самоходной техники. В этом случае вся пожарная нагрузка занимает достаточно короткий участок горной выработки по отношению к ее длине. С другой стороны, согласно проведенным исследованиям довольно хорошим приближением принято считать, что начальная стадия развития точечного пожара продолжается в течение короткого промежутка времени по отношению ко времени ее выгорания [84]. Таким образом, при разработке данной модели горения принимается допущение, что выгорание горючей нагрузки происходит равномерно и вся горючая нагрузка в начальный момент времени охвачена пламенем. При этом основным параметром, определяющим количество выделяемого тепла, является скорость выгорания горючей нагрузки, которая при горении в условиях достаточного кислорода является величиной постоянной по времени.

С точки зрения определения критерия устойчивости проветривания наклонной горной выработки по фактору тепловыделения от пожара, необходимо производить расчеты на значения тепловыделения, приближенные к максимальным. При этом значения,, близкие к максимальному тепловыделению должны сохраняться на

промежутке времени, достаточном для прогрева всего столба воздуха. Поэтому для дальнейших рассуждений воспользуемся «традиционным» методом представления кривой тепловыделения, описанным в [179]. При использовании данного метода количество тепла, передаваемого потоку воздуха, представляется в виде пожара с постоянным по времени значением тепловыделения.

Для определения времени, необходимого для выгорания горючей нагрузки, запишем выражение (94) в следующем виде:

$$t_{cp,i} = \frac{m_i \cdot \eta}{\psi_{уд,i} S_i}. \quad (102)$$

Для выражения (102) в качестве площади горения принимается площадь поверхности сферы, в которую вписана вся масса горючей нагрузки для каждого компонента. В результате подстановки значений получаем время горения по каждому из компонентов горючей нагрузки. Так, если рассмотреть горение машины с дизельным приводом, то основными компонентами горючей нагрузки являются: дизельное топливо, резина в составе колес и гидравлических шлангов, масло в двигателе и гидравлической системе. Основные табличные свойства компонентов, входящих в состав горючей нагрузки самоходной техники, приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 — Характеристика горючей нагрузки

Компонент	Удельная массовая скорость выгорания	Низшая теплота сгорания	Линейная скорость распространения пламени
Колесная резина	0,018 кг/(м ² ·с)	33,5 МДж/кг	2,99 мм/с
Резиновые шланги			
Дизельное топливо	0,040 кг/(м ² ·с)	42,6 МДж/кг	3,16 мм/с
Масло в двигателе	0,043 кг/(м ² ·с)	42,7 МДж/кг	1,59 мм/с
Масло в гидравлической системе			

Из вычисленного массива данных по формуле (102) выбирается максимальное значение времени, для которого производится пересчет количества тепла, выделяющегося в единицу времени, по каждому из компонентов по следующей формуле:

$$W_{cp,i} = \frac{m_i \cdot \eta \cdot Q_{н,i}}{t_{cp}}, \text{ Вт.} \quad (103)$$

Дальше суммированием всех средних значений тепловыделения по каждому из компонентов получаем искомое значение тепловыделения для пожара.

$$W_{\text{ср}} = \sum_i W_{\text{ср},i}, \text{ Вт.} \quad (104)$$

5.4.2 Исследование распределенных источников тепловыделения

Однако, если рассматривать процесс горения распределенных пожарных нагрузок, которые могут воспламениться в подземных условиях, таких как конвейерная лента или деревянная крепь, то методика определения тепловыделения точечного источника из-за принятых допущений к данной ситуации не применима. Это обусловлено тем, что процесс воспламенения всей горючей нагрузки конвейерной ленты или крепи из-за большой протяженности занимает длительный промежуток времени. Весь объем горючего материала выгорает постепенно по мере продвижения фронта огня. Таким образом, необходимо определить время, за которое вся распределенная горючая нагрузка будет охвачена пламенем.

Для определения эквивалентного значения тепловыделения предлагается воспользоваться следующей методикой. На начальном этапе определяется суммарное количество теплоты, которое выделится при полном выгорании всей длины конвейерной ленты по формуле:

$$Q = 2 \cdot L \cdot D \cdot h \cdot \rho \cdot Q_{\text{н}} \cdot \eta, \text{ кДж,} \quad (105)$$

где L — длина конвейерной ленты, м; h — толщина конвейерной ленты, м; D — ширина конвейерной ленты, м; ρ — плотность материала, кг/м³.

При этом в отличие от точечного источника при рассмотрении распределенного пожара основным фактором, определяющим количество выделяемого тепла в единицу времени, является скорость распространения пламени. Данный параметр в свою очередь определяется скоростью воздушного потока, подходящего к очагу пожара. Увеличение скорости воздушного потока увеличивает интенсивность, скорость тепловыделения от пожара, особенно во время фазы его развития. Исследования влияния скорости воздушного потока на пиковое значение тепловыделения показали, что максимальное значение тепловыделения достигается при скоростях от 4 до 5 м/с [124]. При этом дальнейшее увеличение скорости снижает максимальное тепловыделение, это обусловлено увеличением продолжительности фазы распространения пожара из-за противодействия воздушного потока фронту распространения огня.

Для определения скорости распространения пламени по площади горючей нагрузки предлагается воспользоваться формулой [11, 83]:

$$V_{\text{л}} = \frac{v}{0.0111 + 0.009 \cdot v}, \text{ м/ч.} \quad (106)$$

При известной скорости распространения пламени и, соответственно, времени, необходимым для охвата горючей нагрузки, среднее значение тепловыделения находится по формуле:

$$W_{\text{ср}} = \frac{Q \cdot V_{\text{л}}}{L}, \text{ м/ч.} \quad (107)$$

5.4.3 Моделирование динамики горения конвейерной ленты

Воспользуемся моделью протекания процесса горения, представленной в [110]. Рассмотрим конвейерную ленту длиной L и толщиной h . Зададимся постоянной скоростью распространения пламени по поверхности конвейерной ленты v , а также постоянной скоростью выгорания конвейерной ленты, направленной перпендикулярно поверхности горения τ . Для рассматриваемой модели поверхность горения будет представлять собой наклонную плоскость. Причем угол наклона данной плоскости является величиной постоянной по времени:

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{\tau}{v}\right). \quad (108)$$

Для численного расчета определим величину скорости прогорания конвейерной ленты по толщине ω . Из геометрических соображений (рисунок 5.5) скорость прогорания конвейерной ленты, можно записать так:

$$\omega = \frac{v \cdot \tau}{\sqrt{v^2 + \tau^2}}. \quad (109)$$

Тогда, если поместить конвейерную ленту в декартовую систему координат, где ось Ox сонаправлена с v , а ось Oy сонаправлена с ω , то каждая точка фронта пламени будет двигаться по закону:

$$\begin{aligned} x(t) &= x_0 + vt, \\ y(t) &= y_0 + \omega t. \end{aligned} \quad (110)$$

При этом вектор нормали к пламени:

$$\vec{n} = \{-\sin \alpha, \cos \alpha\}.$$

Таким образом, объем сгоревшего материала с начала возгорания до момента прогорания его по толщине ($t < \frac{h}{\omega}$) можно записать в следующем виде:

$$V = \frac{1}{2} \left(\frac{v \cdot \tau}{\sqrt{v^2 + \tau^2}} \cdot t \right) (v \cdot t). \quad (111)$$

Начиная с момента времени, превышающего необходимое для полного прогорания начального участка ленты по толщине ($t \geq \frac{h}{\omega}$), объем выгоревшего материала может быть рассчитан по формуле:

$$V = D \cdot \left(h \cdot t \cdot v - \frac{h^2 \cdot \sqrt{v^2 + \tau^2}}{2 \cdot \tau} \right). \quad (112)$$

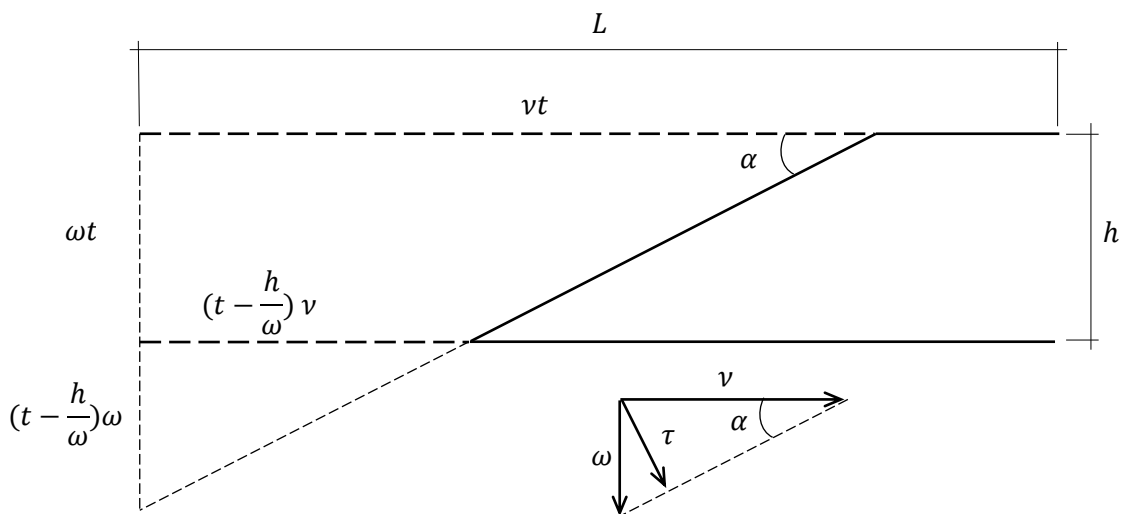


Рисунок 5.5 — Модель горения конвейерной ленты

Тогда дифференциальная характеристика $\frac{dV}{dt}$, необходимая для расчета значения интенсивности тепловыделения для отрезков времени до и после начала полного прогорания конвейерной ленты по толщине, примет вид:

$$\frac{dV}{dt} = \begin{cases} \frac{D \cdot t \cdot v^2 \cdot \tau}{\sqrt{v^2 + \tau^2}}, & \text{при } t \leq h/\omega \\ v \cdot D \cdot h, & \text{при } t \geq h/\omega \end{cases}. \quad (113)$$

Также для данной модели горения можно найти суммарное время протекания процесса горения с его начала до полного выгорания всего объема материала, по формуле:

$$t = \frac{L}{v} + \frac{h \cdot \sqrt{v^2 + \tau^2}}{v \cdot \tau}. \quad (114)$$

5.5 Реализация алгоритма расчета стационарного воздухораспределения с учетом тепловой депрессии пожара в ПК «Аэросеть»

Численное решение задачи (79) – (92) реализовано в программном модуле аналитического комплекса «АэроСеть», разрабатываемого сотрудниками Горного института УрО РАН. Численный расчет стационарного воздухораспределения на вентиляционной сети шахты производится методом контурных расходов. Расчет начального распределения температуры до момента возникновения пожара производится с помощью модели идеального вытеснения, реализованной на базе метода конечных разностей. Также, кроме быстроты проведения расчета аварийного режима

большое внимание при разработке данного инструментария уделялось простоте анализа и наглядности расчетов по следующим направлениям:

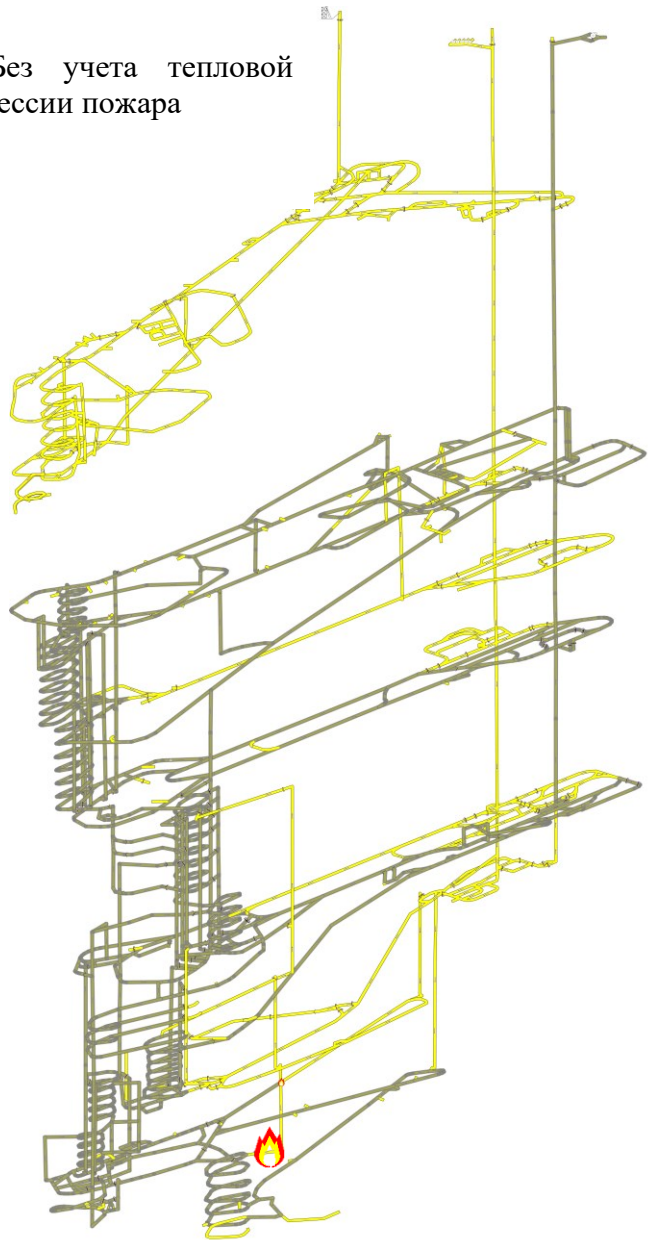
- распределение расходов воздуха, в том числе продуктов горения,
- распределение температур воздуха,
- распространение продуктов сгорания,
- распределение перепадов давления.

При расчете распространения продуктов сгорания используется модель идеального вытеснения, в которой изменение концентрации примеси в точке пространства осуществляется только за счет ее конвективного переноса, а диффузионная составляющая не учитывается ввиду ее малой величины [48].

Анализ данных параметров важен для обеспечения и проверки корректности решения таких задач, как определение путей подхода спасателей и расположения основных и запасных эвакуационных выходов.

Для апробации работы алгоритма выполнен расчет устойчивости проветривания для одной из наклонных горных выработок с нисходящим проветриванием рудника «Интернациональный» АК «Алроса» ПАО. В качестве мощности источника тепловыделения принята фиксированная величина 15 МВт, что соответствует тепловыделению, которое может наблюдаться продолжительный промежуток времени при сгорании погрузо-разгрузочной машины. Результаты распространения продуктов горения по горным выработкам рудника с учетом тепловой депрессии пожара (б) и без учета тепловыделения (а) через 60 минут после возгорания приведено на рисунке 5.6.

а) Без учета тепловой депрессии пожара



б) С учетом тепловой депрессии пожара

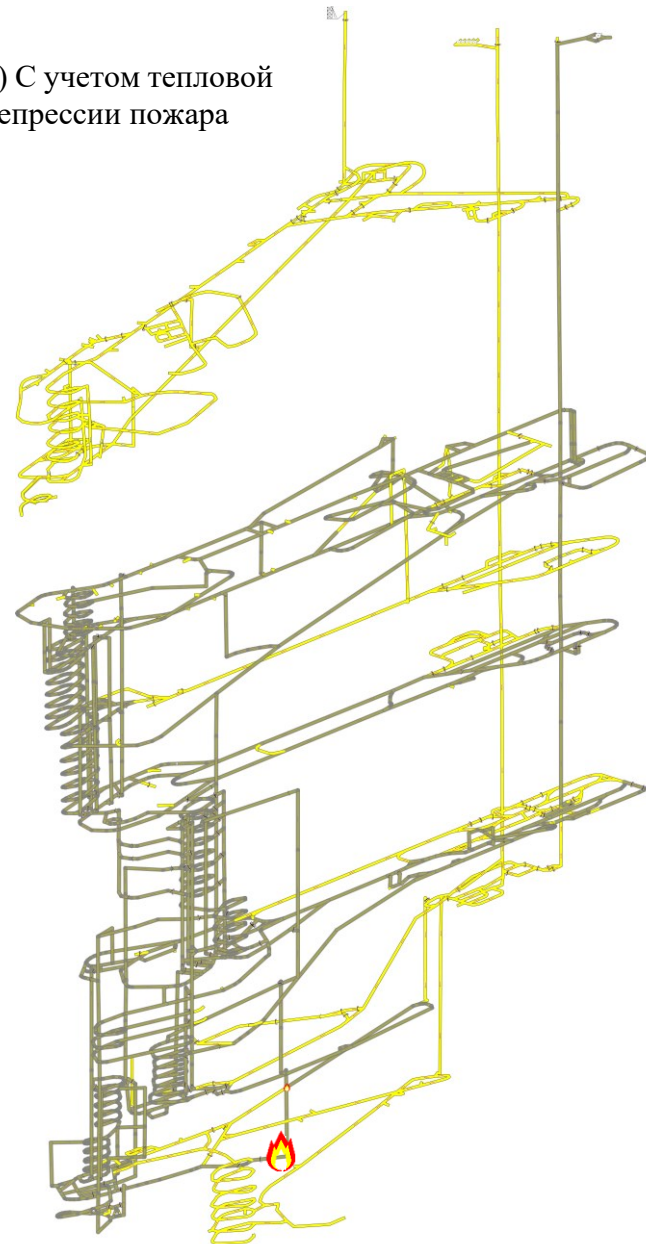


Рисунок 5.6 – Распространение продуктов горения по горным выработкам рудника «Интернациональный» с учетом тепловой депрессии пожара (б) и без учета тепловыделения (а)

Выбранная топология вентиляционной сети рудника, состоит из 1278 расчетных ветвей. Конечный установившийся режим проветривания был найден за 19 итераций расчета воздухораспределения с учетом влияния тепловой депрессии пожара. При этом суммарное время расчета аварийного режима проветривания составило 11 секунд.

По результатам моделирования сделан вывод, что при принятой для расчета тепловой мощности источника тепловыделения 15 МВт, происходит изменение направления движения воздушного потока. Как следствие, в случае опрокидывания воздушного потока в наклонной горной выработке происходит изменение направления распространения продуктов горения во всей вентиляционной сети.

Также проведенный расчет позволяет оценить температуру воздуха в сопряженных с очагом пожара горных выработках. Результаты расчета распределения температуры в горных выработках рудника, которые находятся в зоне температурного воздействия пожара приведены на рисунке 5.7.

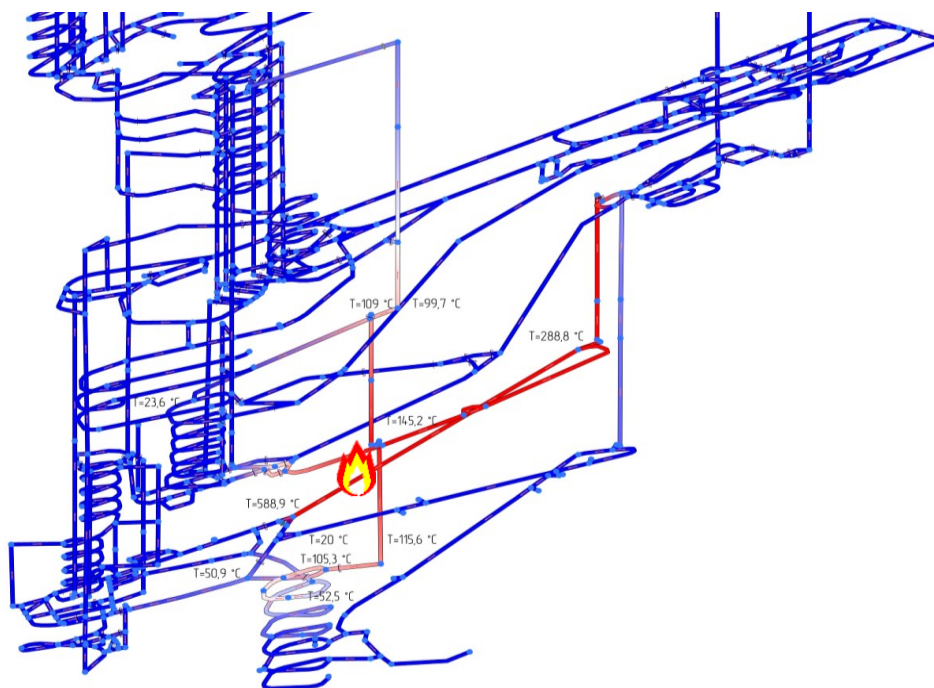


Рисунок 5.7 – Визуализация распределения температуры при пожаре с учетом тепловой депрессии пожара

Аналогичный расчет воздухораспределения с учетом влияния тепловой депрессии пожара выполнен для рудника «Таймырский» ПАО «ГМК «Норильский никель». В качестве мощности источника тепловыделения принята фиксированная величина 15 МВт, что соответствует тепловыделению, которое может наблюдаться продолжительный промежуток времени при сгорании погрузо-доставочной машины.

Результаты распространения продуктов горения по горным выработкам рудника с тепловой депрессии пожара (б) и без учета тепловыделения (а) через 60 минут после возгорания приведены на рисунке 5.8.

Выбранная топология вентиляционной сети рудника состоит из 3575 расчетных ветвей. Конечный установившийся режим проветривания был найден за 26 итераций расчета воздухораспределения с учетом влияния тепловой депрессии пожара. При этом суммарное время расчета аварийного режима проветривания составило 17 секунд.

По результатам моделирования сделан вывод, что при принятой для расчета тепловой мощности источника тепловыделения 15 МВт, происходит изменение направления движения воздушного потока. Как следствие, в случае опрокидывания воздушного потока в наклонной горной выработке происходит изменение направления распространения продуктов горения во всей вентиляционной сети.

Информация, полученная в результате расчета стационарного воздухораспределения с учетом тепловыделения пожара в наклонной выработке, может быть полезна на стадии составления оперативной части плана по локализации и ликвидации последствий аварий, а также корректировки уже принятых решений в случае возникновения аварийной ситуации с точки зрения определения оптимального пути подхода спасателей и вывода горнорабочих с небезопасного участка шахты. Так для рудника Интернациональный зона задымления изменяется только на участке вентиляционной сети ниже источника возгорания, в то время как на руднике Таймырский для рассмотренного сценария аварийной ситуации задымляется большая часть шахтного поля.

а) Без учета тепловой депрессии
пожара



б) С учетом тепловой депрессии
пожара



Рисунок 5.8 – Распространение продуктов горения по горным выработкам рудника «Интернациональный» с учетом тепловой депрессии пожара (б) и без учета тепловыделения (а)

Следует отметить, что при расчете аэро- и термодинамических процессов в шахтных вентиляционных сетях в случае возникновения пожара, возможна ситуация, когда в принципе будет отсутствовать стационарное решение задачи о распределении аэротермодинамических параметров в вентиляционной сети. Такая ситуация «теплового запираания» воздушного потока в выработке рассмотрена, к примеру, в работе [109]. В такой ситуации необходимо производить анализ теплового влияния пожара и устойчивости проветривания шахты в полной нестационарной постановке. В ПК «Аэросеть» реализована всплывающая подсказка в конце расчета, которая сообщает пользователю, что проветривание в рассматриваемой вентиляционной сети при пожаре неустойчиво. В этом случае алгоритмом предусмотрено сохранение результатов расчета воздухораспределения на каждой итерации, которые доступны для дальнейшего просмотра. Для рассмотренной вентиляционной сети рудника «Интернациональный» неустойчивость проветривания в наклонной горной выработке достигается при мощности источника тепловыделения в диапазоне от 4-5 МВт, а для рудника «Таймырский» при мощности источника тепловыделения 6-7 МВт.

5.6 Выводы по главе

В настоящей главе разработаны алгоритмы, позволяющие:

- производить итерационный расчет критической мощности источника тепловыделения, при которой произойдет изменение направления воздушного потока в наклонной горной выработке;
- выполнить расчет воздухораспределения в вентиляционной сети произвольной топологии с учетом аппроксимирующих выражений, полученных из экспериментальных исследований и многопараметрического численного трехмерного моделирования и учитывающих пространственно-временную динамику неоднородных конвективных потоков воздуха в наклонных горных выработках при пожарах.

Численные алгоритмы решения этих задач для шахт произвольной топологии реализованы в аналитическом комплексе «Аэросеть». Также в ходе исследования для повышения удобства и ускорения анализа результатов численного моделирования реализован ряд инструментов, включенных в графический интерфейс программы: отображение путей распространения продуктов горения, градиентные заливки выработок по различным аэротермодинамическим параметрам воздуха, индикаторы смены направления (реверсирования) воздушной струи. В итоге получен программный инструмент, позволяющий быстро производить моделирование устойчивости

воздухораспределения в шахтах при возникновении подземных пожаров и отображать результаты расчетов в удобном для пользователя виде, что, в конечном счете, снижает вероятность непреднамеренных ошибок при работе пользователя с программой. На данный момент модуль успешно используется специалистами ряда горных предприятий таких как: АК «Алроса» ПАО, ПАО «ГМК «Норильский никель», ПАО «Уралкалий».

Реализованные в программном комплексе Аэросеть инструменты анализа аварийных режимов проветривания рудника при пожаре в совокупности с методом определения мощности тепловыделения пожара формируют методику расчета и анализа воздухораспределения вентиляционных сетей произвольной топологии при наличии интенсивного источника тепловыделения в наклонной горной выработке с нисходящим проветриванием.

Основные результаты опубликованы в статьях [73, 44, 78].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе содержится решение актуальной научно-практической задачи определения устойчивости проветривания наклонных горных выработок с учетом тепловой депрессии пожара в аварийных режимах проветривания рудников и получены следующие основные научные результаты:

1. Спроектирован и изготовлен испытательный аэродинамический стенд, представляющий собой физическую модель наклонной горной выработки с интенсивным источником тепловыделения рудника (шахты), имеющей сопряжения с двумя горизонтами, который позволяет проводить натурное моделирование режимов вентиляции в аварийной ситуации;
2. Для смонтированного экспериментального стенда по разработанной методике выполнен ряд измерений полей скоростей и температур в характерных сечениях экспериментального стенда.
3. Полученные результаты экспериментального исследования использованы для валидации и параметризации разработанной математической модели тепломассопереноса в наклонном канале в трехмерной постановке с использованием модели турбулентности Realizable k - ϵ .
4. Выполнено многопараметрическое моделирование течения воздуха в наклонной выработке при различных тепловых мощностях источника возгорания, режимах работы вентилятора (перепадах давления) и аэродинамических сопротивлениях горной выработки.
5. Получена, в результате обработки и обобщения данных трехмерного численного моделирования, линейная регрессионная зависимость массового расхода воздуха в наклонной горной выработке при пожаре от различных начальных параметров проветривания. Регрессионная зависимость использована для определения зависимости критической тепловой мощности источника нагрева от аэродинамических параметров горной выработки при нисходящем проветривании. Также получена зависимость изменения плотности воздуха для неустойчивого режима проветривания наклонной выработки в момент опрокидывания вентиляционной струи. Доказана возможность применения рассчитанного среднего коэффициента конвективной дисперсии как критерия устойчивости движения воздушного потока.
6. Разработана методика одномерного сетевого расчета воздухораспределения в вентиляционных сетях произвольной топологии с учетом тепловой депрессии интенсивного источника тепловыделения, которая реализована в ПК «Аэросеть».

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Асеева, Р. М. Горение полимерных материалов. / Р. М. Асеева, Г. Е. Заиков. – Москва : Наука, 1981. – 208 с.
- 2 Баев, Х. А. Основные дифференциальные уравнения процессов самовозгорания угля / Х. А. Баев // Вопросы безопасности в угольных шахтах : сборник научн. трудов МакНИИ. – Москва : Недра, 1969. – С. 77–88.
- 3 Балтайтис, В. Я. Определение времени остывания горного массива после нагревания его подземным пожаром / В. Я. Балтайтис, П. П. Клещунов, Г. В. Гринь // Известия ВУЗов. Горный журнал. – 1970. – № 2. – С. 56–59.
- 4 Балтайтис, В. Я. Определение тепловых параметров средств локализации подземного пожара / В. Я. Балтайтис, Ю. М. Маркович // Разработка месторождений полезных ископаемых : респ. межвед. научно-техн. сб-к. – Киев : Техніка, 1981. – вып. 59. – С.55–62.
- 5 Болбат, Е. И. Аварийные вентиляционные режимы в угольных шахтах / Е. И. Болбат, В. И. Лебедев, В. А. Трофимов. – 1992. – 206 с.
- 6 Болбат, И. Е. Метод оценки газовой обстановки изолированного пожарного участка / И. Е. Болбат, В. С. Сергеев, И. Н. Зинченко, Ю. А. Жирный // Совершенствование средств и методов ведения горноспасательных работ : сборник научн. трудов. – Донецк : ВНИИГД, 1985. – С. 26-31.
- 7 Брусиловский, И. В. Аэродинамический расчет осевых вентиляторов / И. В. Брусиловский. – Москва : Машиностроение, 1986. – 288 с.
- 8 Булгаков, В. К. Моделирование горения полимерных материалов / В. К. Булгаков, В. И. Кодолов, А. М. Липанов. – Москва : Химия, 1990. – 240 с.
- 9 Васенин, И. М. Газодинамический метод расчета нестационарных нормальных и аварийных режимов проветривания шахты / И. М. Васенин, В. Н. Косторенко, А. Ю. Крайнов, О. Ю. Лукашов, Д. Ю. Палеев, Э. Р. Шрагер // Пожарная безопасность. – 2018. – № 1. – С. 32–41.
- 10 Веселовский, В. С. Самовозгорание промышленных материалов / В. С. Веселовский, Н. Д. Алексеева, Л. П. Виноградова, Г. Л. Орлеанская, Е. А. Терпогосова. – Москва : Наука, 1964. – 321 с.
- 11 Воропаев, А. Ф. Теория теплообмена рудничного воздуха и горных пород в глубоких шахтах / А. Ф. Воропаев // Москва : Недра. – 1966. – Т. 250. – С. 1.
- 12 Воропаев, А. Ф. Тепловая депрессия шахтной вентиляции. / А. Ф. Воропаев // Москва : Изд-во АН СССР. – 1950.

- 13 Воскобойников, В. И. Исследование параметров вентиляционной струи, проходящей через очаг подземного пожара / В. И. Воскобойников // Труды Семинара по горной теплотехнике, вып. 4. – Киев: Изд-во АН УССР, 1962. – С. 42-48.
- 14 Гавриленко, П. Ф. Исследование и разработка средств автоматического обнаружения открытых пожаров в шахте : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Донецк : ВНИИГД, 1973. – 176 с.
- 15 Глузберг, Е. И. Комплексная профилактика газовой и пожарной опасности в угольных шахтах / Е. И. Глузберг, Н. Ф. Гращенков, В. С. Шалаев. – Москва : Недра, 1988. – 183 с.
- 16 Глузберг, Е. И. Теоретические основы прогноза и профилактики шахтных эндогенных пожаров / Е. И. Глузберг. – Москва : Недра, 1986. – 160 с.
- 17 Горное дело. Энциклопедический справочник. Том VI. Рудничная атмосфера и вентиляция. Борьба с пылью, газами и пожарами. Горноспасательное дело / Под ред. А. М. Терпигорева. – Москва : Углетехиздат, 1959. – 375 с.
- 18 Горноспасательное дело / Сб-к научн. трудов. – Донецк : НПО "Респиратор", 1992. – 144 с.
- 19 Горноспасательное дело / Сб-к научн. трудов. – Донецк : НПО "Респиратор", 1994. – 136 с.
- 20 Горноспасательное дело. Выпуск 4 / Сб-к научных трудов. – Донецк : ВНИИГД, 1971. – 160 с.
- 21 Греков, С. П. Газодинамика инертных сред и разгазирование горных выработок при авариях / С. П. Греков, А. Е. Калюсский // Москва : Недра, 1975. – С. 62.
- 22 Греков, С. П. Перенос примеси внутри цилиндра при переменной во времени скорости потока и нестационарном газообмене со стенкой / С. П. Греков, А. Е. Калюсский // Инженерно-физический журнал. – 1972. – Т. 23, № 5. – С. 898–901.
- 23 Греков, С. П. Решение квазилинейной задачи диффузии пассивной примеси в горных выработках при наличии газообмена между потоком и стенкой и переменной скорости воздушной смеси / С. П. Греков, А. Е. Калюсский // Нелинейные краевые задачи математической физики : сборник научн. трудов. – Киев : Ин-т математики АН УССР, 1973. – С. 53–59.
- 24 Гришин, Е. Л. Научное обоснование способов повышения надежности вентиляционных сетей подземных рудников : специальность 25.00.20 «Геомеханика, разрушение пород взрывом, рудничная аэрогазодинамика и горная теплофизика» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Гришин Евгений Леонидович ; ГИ УрО РАН. – Пермь, 2013. – 133 с.

- 25 Грядущий, Б. А. Исследование опасностей в угольных шахтах, разработка и реализация способов снижения их негативного воздействия: специальность 05.26.01 «Охрана труда (топливная и химическая промышленность)» : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Грядущий Борис Абрамович ; Днепропетровск: Горная Академия Украины, 1995. – 73 с.
- 26 Джонсон, Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке (методы планирования эксперимента) / Н. Джонсон, Ф. Лион – Москва : Мир, 1981. — 448 с.
- 27 Жуковец, А. Н. Расчёт изменения теплового поля в горных выработках за очагом пожара при заворачивании вентиляционных струй / А. Н. Жуковец, С. П. Греков, Г. Н. Чунту // ФТПРПИ. – 1972. – № 5. – С. 125–128.
- 28 Захаров, А. Б. Применение средств вентиляции для борьбы с подземными пожарами на шахтах Кузбасса / А. Н. Жуковец, З. С. Быкова, Ф. Ф. Эйнер // Горноспасательное дело. Выпуск 4 : сборник научных трудов. – Донецк : ВНИИГД, 1971. – С. 61–67.
- 29 Казаков, Б. П. Моделирование нестационарных процессов движения воздуха и переноса тепла и примесей по выработкам рудничных вентиляционных сетей в программном комплексе АэроСеть / Б. П. Казаков, А. В. Шалимов, Е. Л. Гришин // Известия ТулГУ. – 2010. – №2. – С. 64–68.
- 30 Каймаков, А. А. Взрывобезопасность рудничного электрооборудования / А. А. Каймаков, В. С. Торгашов, С. А. Песок. – Москва : Недра, 1982. – 207 с.
- 31 Каймаков, А. А. К определению параметров пожаровзрывобезопасности оболочек рудничного электрооборудования в условиях теплового воздействия мощных дуговых коротких замыканий / А. А. Каймаков, А. Л. Бурка // ФТПРПИ. – 1980. – № 2. – С. 76–80.
- 32 Калякин, Г. В. Исследование аэродинамики вентиляционных струй при пожарах в системах наклонных выработок : специальность 05.26.01 «Техника безопасности и противопожарная техника» : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Калякин Г. В. ; ИГД им. А.А. Скочинского. – Москва, 1980. – 18 с.
- 33 Клейнер, А. А. Об одной нестационарной сопряжённой задаче теплообмена в горной выработке при подземном пожаре / А. А. Клейнер, В. В. Откидач // Нелинейные краевые задачи теплопроводности : сборник научн. трудов. – Киев : Ин-т математики АН УССР, 1982. – С. 19–25.
- 34 Козлюк, А. И. Борьба с самовозгоранием угля на шахтах / А. И. Козлюк, Н.В. Каледин, Г. И. Чунту, В. Я. Альперович. – Донецк : Донбасс, 1982. – 120 с.

- 35 Козлюк, А. И. Исследование теплового процесса при трении ленты о заклиненный ролик конвейера / А. И. Козлюк, В. Л. Белявский // Совершенствование средств и методов ведения горноспасательных работ : сборник научн. трудов. – Донецк : Изд-во ВНИИГД, 1985. – С. 70–76.
- 36 Козлюк, А. И. К расчёту интенсивности подачи флегматизирующего газа в изолируемый пожарный участок / А. И. Козлюк, Н. В. Гринь, В. П. Метальников, Н. А. Кузь // Разработка месторождений полезных ископаемых : Респ. межвед. научно-техн. сборник, вып. 49. – Киев : Техніка, 1978. – С. 95–98.
- 37 Количественная теория геокриологического прогноза / С. С. Григорян, М. С. Красс, Е. В. Гусева, С. Г. Геворкян. – Москва : Изд-во МГУ, 1987. – 266 с.
- 38 Корольченко, А. Я. Пожаровзрывоопасность веществ и материалов и средства их тушения / А. Я. Корольченко, Д. Я. Корольченко. – Москва : Пожнаука, 2004.
- 39 Костарев, А. П. Методические рекомендации для руководителей работ по ликвидации аварий на угольных шахтах. / А. П. Костарев, А. П. Савватеев, С. М. Баранов. – Москва : Изд-во АГН, 1996. – 143 с.
- 40 Кошмаров, Ю. А. Прогнозирование опасных факторов пожара в помещении : учебное пособие / Ю. А. Кошмаров. – Москва : Академия ГПС МВД России. – 2000. – 118 с.
- 41 Круглов, Ю. В. Моделирование систем оптимального управления воздухораспределением в вентиляционных сетях подземных рудников : специальность 25.00.20 «Геомеханика, разрушение пород взрывом, рудничная аэрогазодинамика и горная теплофизика» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Круглов Юрий Владиславович. – Пермь, 2006. – 170 с.
- 42 Ксенофонтова, А. И. Сборник задач по рудничной вентиляции / А. И. Ксенофонтова. – Москва : Углетехиздат, 1954.
- 43 Лаевский, Ю. М. О распространении фронта пламени в пористых инертных средах / Ю. М. Лаевский. – Новосибирск : ВЦ СО АН СССР, Препринт № 299, 1981. – 36 с.
- 44 Левин Л. Ю., Попов М. Д., Кормщиков Д. С., Зайцев А. В. Моделирование систем пожаро-оросительных трубопроводов горнодобывающих предприятий в аналитическом комплексе «АэроСеть» // Горный журнал. – 2021. – №7. – С. 85–90. DOI: 10.17580/gzh.2021.07.15.
- 45 Левин Л.Ю., Семин М.А., Попов М.Д., Жихарев С.Я. Валидация модели теплопереноса в атмосфере горизонтальной горной выработки при наличии интенсивного источника нагрева // Недропользование – 2024. – Т. 24. – № 3. – С. 169-176. DOI: 10.15593/2712-8008/2024.3.8

- 46 Левин, Л. Ю. Исследование и разработка ресурсосберегающих систем воздухоподготовки для рудников : специальность 25.00.20 «Геомеханика, разрушение пород взрывом, рудничная аэрогазодинамика и горная теплофизика» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Левин Лев Юрьевич. – Пермь, 2004. – 143 с.
- 47 Левин, Л. Ю. Расчет устойчивости воздушных потоков в выработках шахтных вентиляционных сетей по фактору тепловой депрессии / Л. Ю. Левин, Д. Ю. Палеев, М. А. Семин // Вестник научного центра по безопасности работ в угольной промышленности. – 2020. – № 1. – С. 81–85.
- 48 Левин, Л. Ю. Решение задачи оперативного расчета распределения продуктов горения в сети горных выработок / Л. Ю. Левин, Д. С. Кормшиков, М. А. Семин // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2013. – № 12. – С. 179–184.
- 49 Линденау, Н. И. Происхождение, профилактика и тушение эндогенных пожаров на угольных шахтах / Н. И. Линденау, В. М. Маевская, В. Ф. Крылов. – Москва : Недра, 1977. – 320 с.
- 50 Линник, Ю. В. Метод наименьших квадратов и основы математико-статистической теории обработки наблюдений / Ю. В. Линник. – 2-е изд. – Москва : Физматгиз, 1962. – 349 с.
- 51 Маевская, В. М. Факторы, обуславливающие возникновение пожаров в шахтах / В. М. Маевская // Материалы Семинара по горной теплотехнике. Выпуск 5. – Киев : Изд-во Ин-та технич. информ., 1964. – С. 163–167.
- 52 Маевский, В. С. Исследование основных факторов, влияющих на температуру призабойной части угольного пласта / В. С. Маевский // Геомеханические проблемы разработки тонких и средней мощности угольных пластов на глубоких горизонтах : тезисы докл. Всесоюзн. научно-техн. конф. – Донецк : ДПИ, 1980. – С. 116–117.
- 53 Маркович, Ю. М. Исследование динамики свободно развивающегося экзогенного пожара и её изменения при тушении активным способом / Ю. М. Маркович, Г. В. Гринь, Г. М. Шецер // Разработка месторождений полезных ископаемых : респ. межвед. научно-техн. сб-к, вып. 22. – Киев : Техніка, 1971. – С. 121–124.
- 54 Маркович, Ю. М. Определение опасного нагревания конвейерной ленты при проскальзывании на приводном барабане / Ю. М. Маркович // Разработка месторождений полезных ископаемых : респ. межвед. научно-техн. сб-к, вып. 56. – Киев: Техніка, 1980. – С. 90–96.

- 55 Маркович, Ю. М. Определение температуры пожарных газов при их движении по горным выработкам / Ю. М. Маркович, Г. В. Гринь // Разработка месторождений полезных ископаемых : респ. межвед. научно-техн. сб-к, вып. 30. – Киев : Техніка, 1972. – С. 108–110.
- 56 Медведев, Б. И. Естественная тяга глубоких шахт / Б. И. Медведев, А. М. Гуцин, В. Л. Лобов. – Москва : Недра, 1985. – 77 с.
- 57 Медведев, Б. И. Определение коэффициента нестационарного теплообмена для горных выработок при подземных пожарах / Б. И. Медведев, Н. С. Почтаренко // Разработка месторождений полезных ископаемых : респ. межвед. научно-техн. сб-к, вып. 30. – Киев : Техніка, 1972. – С. 102–108.
- 58 Медведев, Б. И. Разработка методов математического моделирования на АВМ процессов теплообмена в горной выработке при пожарах / Б. И. Медведев, В.В. Лапко, В. А. Павловский, В. Л. Кондрацкий // Разработка месторождений полезных ископаемых : респ. межвед. научно-техн. сб-к, вып. 49. – Киев : Техніка, 1978. – С. 101–106.
- 59 Медведев, Б. И. Тепловые основы вентиляции глубоких шахт при нормальных и аварийных режимах проветривания : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук. – Донецк : Изд-во ДПИ, 1970. – 61 с.
- 60 Медведев, Б. И. Тепловые основы вентиляции шахт при нормальных и аварийных режимах проветривания / Б. И. Медведев. – Киев-Донецк : Высшая школа, 1978. – 156 с.
- 61 Медведев, Б. И. Тепловые расчёты горных выработок в условиях рудничных пожаров на ЭЦВМ / Б. И. Медведев, Н. С. Почтаренко, В. А. Павловский // Разработка месторождений полезных ископаемых : респ. межвед. научно-техн. сб-к, вып. 34. – Киев : Техніка, 1973. – С. 103–108.
- 62 Мельникова, Я. В. Оценка устойчивости проветривания горных выработок при пожарах / Я. В. Мельникова, Ю. В. Булгаков, В. А. Трофимов // Уголь Украины. – 2011. – № 5. – С. 23.
- 63 Мохирев, Н. Н. Расчет величины естественной тяги, возникающей в наклонных выработках выемочных участков / Н. Н. Мохирев, Н. А. Трофимов // Изв. вузов. Горный журнал, №5. – Свердловск. – 1987. – С. 42–44.
- 64 Николаев, А. В. Управление тепловыми депрессиями в системах вентиляции калийных рудников : специальность 25.00.20 «Геомеханика, разрушение пород взрывом, рудничная аэрогазодинамика и горная теплофизика» : диссертация на

- соискание ученой степени кандидата технических наук / Николаев Александр Викторович. – Пермь, 2012. – 159 с.
- 65 Об утверждении методики определения расчетных величин пожарного риска в зданиях, сооружениях и строениях различных классов функциональной пожарной опасности : приказ МЧС РФ от 30 июня 2009 г. № 382.
- 66 Осипов, С. Н. Вентиляция шахт при подземных пожарах / С. Н. Осипов, В. М. Жадан // – Москва : Недра, 1973. – 152 с.
- 67 Осипов, С. Н. Вынос газов из участков при быстром их вскрытии и наличии переменного во времени и по ходу вентиляционной струи газовыделения / С. Н. Осипов, С. П. Греков, А. Е. Калюсский // Разработка месторождений полезных ископаемых : межвед. научно-техн. сб-к, вып. 22. – Киев : Техніка, 1971. – С. 128–132.
- 68 Осипов, С. Н. Изоляция подземных пожаров с применением инертных газов / С. Н. Осипов, С. П. Греков, А. Л. Романчук. – Донецк : Донбасс, 1970. – 143 с.
- 69 Осипов, С. Н. Решение уравнения переноса при переменной во времени скорости потока / С. Н. Осипов, С. П. Греков // Разработка месторождений полезных ископаемых : межвед. научно-техн. сб-к, вып. 18. – Киев : Техніка, 1970. – С. 55–58.
- 70 Откидач, В. В. Об одной краевой задаче расчёта температурного поля массива горных пород при переменных теплофизических параметрах / В. В. Откидач, В. В. Лапко // Физико-технические приложения нелинейных краевых задач : сборник научн. трудов. – Киев : Ин-т математики АН УССР, 1987. – С. 43–45.
- 71 Павловский, В. А. Дискретная модель системы проветривания шахт при подземных пожарах / В. А. Павловский, Л. И. Иванова // Разработка месторождений полезных ископаемых : респ. межвед. научно-техн. сб-к, вып. 36. – Киев : Техніка, 1974. – С. 94–98.
- 72 Павловский, В.А. Упрощение тепловых расчётов выработки с очагом пожара / В. А. Павловский, Л. И. Иванова // Разработка месторождений полезных ископаемых : респ. межвед. научно-техн. сб-к, вып. 56. – Киев : Техніка, 1980. – С. 69–72.
- 73 Пересторонин М. О., Паршаков О. С., Попов М. Д. Параметризация модели вентиляционной сети при анализе аварийных режимов проветривания систем горных выработок // Горные науки и технологии. – 2023. – Т. 8. – №2. – С. 150–161. DOI: 10.17073/2500-0632-2022-10-13.
- 74 Поглощение инертных газов в горных выработках : коллективная монография. – Тула : Приокское книжное изд-во, 1969. – 238 с.

- 75 Полежаев, Ю. В. Тепловая защита / Ю. В. Полежаев, Ф. Б. Юревич. – Москва : Энергия, 1976. – 392 с.
- 76 Померанцев, В. В. Самовозгорание и взрывы пыли натуральных топлив / В. В. Померанцев, С. А. Шагалова, В. А. Резник, В. В. Кушнарченко. – Ленинград : Энергия, 1978. – 144 с.
- 77 Попов М. Д., Гришин Е. Л., Жихарев С. Я., Шалимов А. В. Оценка рисков последовательного проветривания при вскрытии месторождения наклонными съездами // Горный журнал. – 2023. – №11. – С.49–56. DOI: 10.17580/gzh.2023.11.08.
- 78 Попов М. Д., Кормщиков Д. С., Семин М. А., Левин Л. Ю. Расчёт устойчивости воздушных потоков в горных выработках по фактору тепловой депрессии в аналитическом комплексе «АэроСеть» // Безопасность труда в промышленности. – 2020. – №10. – С. 24–32. DOI: 10.24000/0409-2961-2020-10-24-32.
- 79 Попов М. Д., Семин М. А., Левин Л. Ю. Анализ воздухораспределения в наклонной горной выработке при наличии интенсивного источника тепловыделения // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых – 2024. – №4. DOI: 10.15372/FTPRPI202404
- 80 Попов, М. Д. Расчет мощности тепловыделений при распределенных и точечных пожарах в рудничных вентиляционных сетях / М. Д. Попов, А. В. Таций // Горное эхо. – 2022. – №3. – С. 98–104.
- 81 Портола, В. А Оценка мер по предупреждению эндогенных пожаров в угольных шахтах / В. А. Портола, А. Е. Овчинников, А. Н. Жданов // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2019. – № 12. – С. 205–214.
- 82 Портола, В. А. Анализ аварийности и пожароопасности угольных шахт / В. А. Портола, А. Е. Овчинников, С. А. Син, В. Г. Игишев // Вестник научного центра по безопасности работ в угольной промышленности. – 2018. – № 4. – С. 36–42.
- 83 Правила пожарной безопасности для предприятий угольной промышленности Донецкой Народной Республики : от 31.05.2016 : утвержденного Постановлением Совета Министров Донецкой Народной Республики от 22.07.2015 № 13–4.
- 84 Пузач, С. В. Методы расчета тепломассообмена при пожаре в помещении и их применение при решении практических задач пожаровзрывобезопасности / С. В. Пузач. – Москва : Академия ГПС МЧС России, 2005 – 336 с.
- 85 Расчет основных показателей пожаровзрывоопасности веществ и материалов : руководство. – Москва : ВНИИПО, 2002. – 77 с.

- 86 Ревякин, А. В. Влияние динамики развития пожара на режим проветривания горной выработки / А. В. Ревякин // Тактика ведения горноспасательных работ и оснащение ВГСЧ : сборник научн. трудов. – Донецк : ВНИИГД, 1987. – С. 36–40.
- 87 Рогов, Е. И. Математические модели адаптации процессов и подсистем угольной шахты / Е. И. Рогов, Г. И. Грицко, В. Н. Вылегжанин. – Алма-Ата : Наука, Казах.ССР, 1979. – 240 с.
- 88 Романчук, А. Л. Предотвращение взрывов при ликвидации пожаров в длинных горизонтальных тупиковых выработках газовых шахт Донбасса / А. Л. Романчук, А. Е. Калюсский // Горноспасательное дело. Выпуск 4 : сборник научных трудов. – Донецк : ВНИИГД, 1971. – С. 71–81.
- 89 Руководство по определению параметров подземного пожара и выбору эффективных средств его тушения : Утв. Всесоюзным управлением ВГСЧ 9.09.85. – Донецк, ВНИИГД, 1985. – 96 с.
- 90 Руководство по проектированию вентиляции угольных шахт. – Москва : Недра. 1975. – 238 с.
- 91 Сайт аналитического комплекса «АэроСеть» : электронный ресурс. – URL: <https://aerose.net>.
- 92 Сайт программного обеспечения MFire : электронный ресурс. – URL: <https://www.cdc.gov/niosh/mining/works/cover-sheet1816.html>.
- 93 Сайт программного обеспечения VentSim : электронный ресурс. – URL: <https://ventsim.com/ru/>.
- 94 Сайт программного продукта Вентиляция 2 : электронный ресурс. – URL: <https://minesoft.ru>.
- 95 Саранчук, В. И Теоретические основы самовозгорания угля / В. И. Саранчук, Х. А. Баев – Москва : Недра, 1976. – 245 с.
- 96 Скобунов, В. В. Диффузионные пограничные слои в горных выработках / В. В. Скобунов, А. Т. Айруни, Л. М. Зенкович // ФТПРПИ, 1980. – № 1. – С. 67–74.
- 97 Скочинский, А. А. Рудничная вентиляция / А. А. Скочинский, В. Б. Комаров. – Москва : Углетехиздат, 1949. – 448 с.
- 98 Смирнов, Е. М. Метод конечных объемов в приложении к задачам гидрогазодинамики и теплообмена в областях сложной геометрии / Е. М. Смирнов, Д. К. Зайцев // Научно-технические ведомости СПбГТУ. – 2004. – Т. 2, № 36. – С. 70–81.
- 99 Соболев, Г. Г. Горноспасательное дело / Г. Г. Соболев. – Москва : Недра, 1979.

- 100 Современные методы и средства противоаварийной защиты шахт : сборник научн. трудов. – Донецк : ВНИИГД, 1983. – 119 с.
- 101 Соколов, Э. М. Углекислый газ в угольных шахтах / Э. М. Соколов, Н. М. Качурин. – Москва : Недра, 1987. – 142 с.
- 102 Соломахова, Т. С. Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики : справочник / Т. С. Соломахова, К. В. Чебышева. – Москва : Машиностроение, 1980. – 176 с.
- 103 Стефанов, Т. П. Охлаждение пожарных газов в горных выработках и вентиляционных сетях / Т. П. Стефанов // ФТПРПИ, 1988. – № 4. – С. 101–110.
- 104 Сухан, Л. Термодинамика рудничной атмосферы / Л. Сухан, М. Байер. – Москва : Недра, 1978. – 255 с.
- 105 Франк-Каменецкий, Д. А. Диффузия и теплопередача в химической кинетике / Д. А. Франк-Каменецкий. – Москва : Наука, 1967.
- 106 Хорольский, В. Т. Методика расчёта пожароопасности шахт / В. Т. Хорольский, А. Б. Захаров, Ю. Н. Шульга, Я. М. Семений // Горноспасательное дело. Выпуск 4 : сборник научных трудов. – Донецк : ВНИИГД, 1971. – С. 3–12.
- 107 Чарков, В. П. Анализ пожаров от короткого замыкания в кабельных сетях на шахтах УССР / В. П. Чарков, С. П. Греков С.П. // Горноспасательное дело. Выпуск 4 : сборник научных трудов. – Донецк : ВНИИГД, 1971. – С. 61–67.
- 108 Шалимов А.В., Попов М.Д. Определение показателя конвективной устойчивости воздуха в стволах при нулевом режиме вентиляции рудника // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2024 (принято в печать)
- 109 Шалимов, А. В. Моделирование динамики тепловых депрессий и ее влияния на проветривание горных выработок / А. В. Шалимов, Д. С. Кормщиков, Р. Р. Газизуллин, М. А. Семин // Вестник Пермского Национального Исследовательского Политехнического Университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело. – 2014. – Т. 13, № 12. – С. 41–47.
- 110 Шалимов, А. В. Теоретические основы прогнозирования, профилактики и борьбы с аварийными нарушениями проветривания рудников : специальность 25.00.20 «Геомеханика, разрушение пород взрывом, рудничная аэрогазодинамика и горная теплофизика» : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Шалимов Андрей Владимирович. – Пермь, 2012. – 329 с.
- 111 Шлихтинг, Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – Москва : Наука, 1974. – 712 с.

- 112 Шривер, К. Сокращение опасности воспламенения метана при работе проходческих комбайнов избирательного действия / К. Шривер, В.–Э. Маркс // Глюкауф, 1980. – № 15. – С. 37–42.
- 113 Эффективные способы и средства обнаружения эндогенных пожаров и борьба с ними / Ф. Н. Дмитриук, Ю. И. Иванов, А. П. Игнатенко, Н. Н. Воронкова. – Москва : ЦНИЭИуголь, 1981. – 46 с.
- 114 Яворский, В. А. Планирование научного эксперимента и обработка экспериментальных данных / В. А. Яворский. – Москва : Издательство МФТИ, 2011 – 45 с.
- 115 Adjiski, V. Simulation and optimization of evacuation routes in case of fire in underground mines / V. Adjiski, D. Mirakovski, Z. Despodov, S. Mijalkovski // Journal of Sustainable Mining. – 2015. – Vol. 14, №3. – P. 133–143. – DOI: 10.1016/j.jsm.2015.10.001.
- 116 Alternativ till utrymningsväg från gruva och annan underjordsanläggning, Svenska Gruvföreningen, Svenska. Stockholm, Sweden, 1985.
- 117 ANAS S.p.A., Linee guida per la progettazione della sicurezza nelle gallerie stradali, Suppl. Strade & Autostrade No. 61, EdiCem, Milan, 2007.
- 118 ANSYS FLUENT Theory Guide. Release 14.0. ANSYS, Inc., 2011.
- 119 Arini, D. Froude Modeling of Fire Phenomena: Observation of Fire-induced Smoke Movement in Basement Structure for Firefighting Purpose / D. Arini, F. Pancawardani, M.A. Santoso, B. Sugiarto, Y.S. Nugroho // Procedia Eng. – 2017. – P. 182–188.
- 120 Årsrapport från GRAMKO: s brandskyddskommitté 2012, SveMin, Swedish, 2013.
- 121 ASHRAE (1985). American Society of Heating, Ventilating and Air Conditioning Engineers. Fundamentals Handbook in SI units. Chapters 3 and 5.
- 122 Banerjee, S. C. Prevention and combating mine fires. – CRC Press, 2000. – 10 ANSYS FLUENT Theory Guide. Release 14.0. ANSYS, Inc., 2011.
- 123 Barsim, M.M. Froude scaling modeling in an Atrium Fire equipped with natural and transient forced ventilation / M.M. Barsim, M.A. Bassily, H.M. El-Batsh, Y.A. Rihan, M.M. Sherif // Int. J. Vent. – 2019. – P. 1–23.
- 124 Beard, A Handbook of tunnel Fire Safety / A. Beard, R. Carvel // ICE Publishing. 2nd ed.
- 125 Blickonsderfer, R. Incendivity of Some Coal-Cutter Materials by Impact-abrasion in air-methane / R. Blickonsderfer, D. Deardorffer, J. Kelley // U.S. Bureau of Mines. Report of Investigations. – 1974. – P.81–93.
- 126 Brake, D. J. Fire Modelling in Underground Mines using Ventsim Visual VentFIRE Software / D. Brake // Proc 2nd Australian Mine Vent conf (Chalmers D, ed). Adelaide. The AusIMM. – 2013. – P. 265–276.

- 127 Brunner, D.J. The effects of natural ventilation pressure on the underground ventilation system at the Waste Isolation Pilot Plant / D. J. Brunner, K. G. Wallace, J. B. Deen // 5th U.S. Mine Ventilation Symp., W. Virginia. – 1991. – P. 593–604.
- 128 Cafaro, E. Fires in tunnels: Experiments and modelling / E. Cafaro, V. Bertola // *The Open Thermodynamics Journal*. – 2010. – T. 4, № 1.
- 129 Cafaro, E. Progettazione termo-fluido-dinamica del sistema galleria / E. Cafaro. – Politeko, Turin, 2003.
- 130 Carey, A.C. Scale Modeling of Static Fires in a Complex Geometry for Forensic Fire Applications / A. C. Carey // Ph.D. Thesis, University of Maryland, College Park, MD, USA. – 2010.
- 131 Cheong, M. K. Heat release rates of heavy goods vehicle fires in tunnels / M. K. Cheong // 15th International Symposium on Aerodynamics, Ventilation & Fire in Tunnels. – BHR Group Barcelona, Spain, 2013. – P. 779–788.
- 132 Croce, P. A. Scale modeling of quasi-steady wood crib fires in enclosures / P. Croce, Y. Xin // *Fire Saf.* – P. 245–266.
- 133 Danko, G. Heat, mass and impulse transport for underground airways. Trans / G. Danko // 4th Int. Mine Ventilation Congress. Brisbane, Australia. – 1988. – P. 237–247.
- 134 Edwards, J. C. Mathematical modeling of spontaneous heating of a coalbed / J.C. Edwards // Rept Invest. – Gur. Mines US Dep. Inter. – 1990. – № 9296. – P. 1-15.
- 135 Fletcher, C. Computational Techniques for Fluid Dynamics / C. Fletcher // *Fundamental and general techniques*, 2nd ed. 1988. – 401 p.
- 136 Goodman, G.V.R. Fault tree analysis of miner escape during mine fires / F. N. Kissell // 4th U.S. Mine Ventilation Symp., Berkeley, CA. – 1989. – P. 57–65.
- 137 Gratkowski, M. T. Burning Characteristics of Automotive Tires / M. T. Gratkowski // *Fire Technology*. – 2014. – Vol. 50. – P. 379–391.
- 138 Greuer, R.E. Transient-state simulation of ventilation systems in fire conditions / R. E. Greuer // 3rd Int. Mine Ventilation Congress, Harrogate, U.K. – 1984. – P. 407–410.
- 139 Hansen, P. A. Fires in Tyres – Heat Release Rate and Response of Vehicles / P. A. Hansen // SINTEF – Norwegian Fire Research Laboratory. – 1995.
- 140 Hansen, R. Full-scale fire experiments with mining vehicles in an underground mine / R. Hansen, H. Ingason. – 2013.
- 141 Hansen, R. Overview of fire and smoke spread in underground mines / R. Hansen // *Proceedings from the Fourth International Symposium on Tunnel Safety and Security*, Frankfurt am Main, Germany. – 2010. – P. 483–494.

- 142 Hansen, R. Study of heat release rates of mining vehicles in underground hard rock mines : thesis for: PhD / Rickard Hansen. – Mälardalen University, 2015.
- 143 Harrison, R. The Balcony Spill Plume: Entrainment of Air into a Flow from a Compartment Opening to a Higher Projecting Balcony / R. Harrison, M. Spearpoint // *Fire Technol.* – 2007. – Vol. 43. – P.301–317.
- 144 Hartman, H. L. Mine Ventilation and Air Conditioning, Ch. 20 / H. L. Hartman // Wiley. – 1982. – 752 p.
- 145 Heskestad, G. Physical modeling of fire / G. Heskestad // *Fire Flammability.* – 1975. – Vol. 6. – P.253–273.
- 146 Heskestad, G. Scaling the interaction of water sprays and flames / G. Heskestad // *Fire Saf J.* – 2002. – Vol. 37. – P.535–548.
- 147 Hu, L. M. Selection and Application of Ventilation System's Sensitive Branches Based on the Sensitivity / S. G. Jiang, S. B. Dong // *Advanced Materials Research.* – 2014. – Vol. 1010–1012. – P. 1471–1474. – DOI: 10.4028/www.scientific.net/amr.
- 148 Ingason, H. Fire test with a front loader, SP report P801596 / H. Ingason. – Borås, Sweden. – 2008.
- 149 Ingason, H. Heat release rates from heavy goods vehicle trailer fires in tunnels / H. Ingason, A. Lönnemark // *Fire Safety Journal*, 2005. – Vol. 40. – P.646–668.
- 150 Ingason, H. In-rack fire plumes. In: *Fire safety science – proceedings of the fifth international symposium* / H. Ingason // IAFSS, Melbourne. – 1997. – P. 333–344.
- 151 Ingason, H. Model scale tunnel fire tests with longitudinal ventilation / H. Ingason, Y. Z. Li // *Fire Saf. J.* – 2010. – Vol. 45. – P. 371–384.
- 152 Ingason, H. *Tunnel fire dynamics.* Springer / H. Ingason, Y. Z. Li, A. Lönnemark. – New York. – 2015. – 586 p.
- 153 Jayatillaka, C. The Influence of Prandtl Number and Surface Roughness on the Resistance of the Laminar Sublayer to Momentum and Heat Transfer / C. Jayatillaka // *Prog. Heat Mass Transfer.* – 1969. – P. 193–321.
- 154 Kayili, S. Effect of Ventilation and Geometrical Parameters of the Burning Object on the Heat Release Rate in Tunnel Fires / S. Kayili, A. Yozgatligil, O. C. Eralp // *Combust. Sci. Technol.* – 2012. – Vol.184. – P. 165–177.
- 155 Kazakov, B. P. Stability of natural ventilation mode after main fan stoppage / B. P. Kazakov, A. V. Shalimov, M. A. Semin // *International Journal of Heat and Mass Transfer.* – 2015. – Vol. 86. – P. 288–293.

- 156 Kazakov, B. P. The connected task of non-stationary heat exchange between mine air and mining massif / Kazakov B.P., Shalimov A.V. // Proceedings of the 7th International Mine Ventilation Congress (Poland). – 2001.
- 157 Krasnyuk, A. M. Experimental research into air distribution in a terminal subway station / A. M. Krasnyuk, I. V. Lugin, S. A. Pavlov // Tunnelling and Underground Space Technology. – 2019. – Vol. 85. – P. 21–28.
- 158 Lacroix, D. New French Recommendations for fire ventilation in road tunnels / D. Lacroix // 9th Int. Conf. on Aerodynamics and Ventilation of Road Tunnels, Aosta, Italy. – 1997.
- 159 Launder, B. E. The Numerical Computation of Turbulent Flows / B. E. Launder, D. B. Spalding // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. – 1974. – Vol 3. – P. 269–289.
- 160 Levin L., Popov M., Semin M., Zhikharev S. Experimental and Numerical Study of Air Flow Reversal Induced by Fire in an Inclined Mine Working // Applied Sciences. – 2024 – T. 14. – №. 15 P.6840. DOI: 10.3390/app14156840
- 161 Levin, L. Y. Mathematical methods of forecasting microclimate conditions in an arbitrary layout network of underground excavations / L. Y. Levin, M.A. Semin, A. V. Zaitsev // Journal of Mining Science. – 2014. – Vol. 50, № 2. – P. 371–378. DOI: 10.1134/S1062739114020203.
- 162 Li, Y. Z. Model scale tunnel fire tests with automatic sprinkler / Y. Z. Li, H. Ingason // Fire Saf. J. – 2013. – Vol. 61. – P. 298–313.
- 163 Li, Y. Z. Scale modeling and numerical simulation of smoke control for rescue stations in long railway tunnels / Y. Z. Li, B. Lei, H. Ingason // J. Fire Prot. Eng. – 2012. – Vol. 22. – P.101–131.
- 164 Li, Y. Z. Scaling of internal wall temperatures in enclosure fires / Y. Z. Li, T. Hertzberg // SP Technical Research Institute of Sweden, Borås. – 2013.
- 165 Lönnermark, A. Emissions from Tyre Fires / A. Lönnermark, P. Blomqvist. – Borås, Sweden : SP Swedish National Testing and Research Institute, 2005.
- 166 Lönnermark, A. Full-scale fire tests with a commuter train in a tunnel / A. Lönnermark, A. Claesson, J. Lindström, Y. Z. Li, M. Kumm, H. Ingason // Fire Technology, SP Report. – 2012.
- 167 Mangs, J. Characterization of the fire behaviour of a burning passenger car. Part II: Parameterization of measured rate of heat release curves / J. Mangs, O. Keski-Rhkonen // Fire Safety Journal. – 1994. – Vol. 23, № 1. – P. 37–49.

- 168 McCaffrey, B. J. Buoyancy driven countercurrent flows generated by a fire source / B. J. McCaffrey, J. G. Quintiere // *Heat Transfer and Turbulent Buoyant Convection*, Washington, USA. – 1977. – P. 457–472.
- 169 McGrattan, K. Fire modeling: Where are we? Where are we going? / K. McGrattan // *Fire Saf. Sci.* – 2005. – Vol. 8. – P. 53–68.
- 170 McGrattan, K. Modeling Fires Using Computational Fluid Dynamics (CFD) / K. McGrattan, S. Miles // *SFPE Handbook of Fire Protection Engineering*, New York, USA, 2016. – P. 1034–1065.
- 171 McPherson, M. J. Subsurface ventilation and Environmental Engineering / M. J. McPherson. – 1993.
- 172 McPherson, M. J. Subsurface ventilation engineering / M. J. McPherson. – 2007.
- 173 Merci, B. Introduction to fluid mechanics / B. Merci // *SFPE Handbook of Fire Protection Engineering*. – 2016. – P.1–24.
- 174 Merci, B. Introduction to Fluid Mechanics / B. Merci // *SFPE Handbook of Fire Protection Engineering*, New York, USA. – 2016. – P. 1–24.
- 175 Mousset-Jones, P. Heat transfer in mine airways with natural roughness / P. Mousset-Jones, G. Danko, M. McPherson // *3rd US Mine Ventilation Symposium*. Penn State. – 1987. – P. 42–52.
- 176 Newman, J. S. Experimental evaluation of fire-induced stratification / J. S. Newman // *Combustion and Flame*. – 1984. – Vol. 57, P. 33–39.
- 177 Oka, Y. Control of smoke flow in tunnel fires / Y. Oka, G. T. Atkinson // *Fire safety journal*. – 1995. – T. 25, №. 4. – P. 305–322.
- 178 Okamoto, K. Burning behaviour of sedan passenger cars / K. Okamoto, N. Watanabe, Y. Hagimoto, T. Chigira, R. Masano, H. Miura, S. Ochiai, H. Satoh, Y. Tamura, K. Hayano, Y. Maeda, J. Suzuki // *Fire Safety Journal*. – 2009. – Vol. 44. – P. 301–310.
- 179 Paveley, A. Reference design / A. Paveley // *Fire and Life Safety, Engineering Brief*, Sydney Metro. – 2010.
- 180 Perestoronin, M. O. Parameterization of a ventilation network model for the analysis of mine working emergency ventilation modes / M. O. Perestoronin, O. S. Parshakov, M. D. Popov // *Mining Science and Technology*. – 2023. – Vol. 8, № 2. – P. 150–161.
- 181 Perricone, J. Scale modeling of the transient thermal response of insulated structural frames exposed to fire / J. Perricone // *Fire Technol.* – 2007. – Vol. 44, № 2. – P. 113–136.
- 182 Prah, J. Fire induced flow through an opening / J. Prah, H. W. Emmons // *Combust. Flame*. – 1975. – Vol. 25. – P. 369–385.

- 183 Quintiere, J. A scaling study of a corridor subject to a room fire / J. Quintiere, J. Mccaffrey, T. Kashiwagi // *Combust. Sci. Technol.* – 1978. – Vol. 18. – P. 1–19.
- 184 Quintiere, J. G. *Fundamentals of Fire Phenomena* / J. Quintiere // John Wiley & Sons Ltd.: Hoboken, NJ, USA. – 2006.
- 185 Quintiere, J. G. *Scale Modeling in Fire Reconstruction* / J. Quintiere, A. C. Carey, L. Reeves, L. K. McCarthy // National Criminal Justice Reference Service: Rockville, MD, USA. – 2017.
- 186 Quintiere, J. G. Scaling applications in fire research / J. G. Quintiere // *Fire Saf J.* – 1989. – Vol. 15, № 3. – P.29.
- 187 Quintiere, J. G. Scaling applications in fire research / J. Quintiere // *Fire Saf. J.* – 1989. – Vol. 15. – P. 3–29.
- 188 Semin, M. A. Stability of air flows in mine ventilation networks / M. A. Semin, L. Y. Levin // *Process Safety and Environmental Protection.* – 2019. – Vol. 124. – P. 167–171. DOI: 10.1016/j.psep.2019.02.006.
- 189 Semin, M.A. Levin, L. Mathematical modeling of air distribution in mines considering different ventilation modes / M. A. Semin, L. Y. Levin // *Mathematics.* – 2023. – Vol. 11, № 4. – P. 989.
- 190 Shalimov, A. V. Modeling alteration of thermal drop of ventilation pressure and its effects on mine working ventilation / A. V. Shalimov, D. S. Kormshchikov, R. R. Gazizullin, M. A. Semin // *Perm Journal of Petroleum and Mining Engineering.* – 2014. – Vol. 12. – P. 41–47.
- 191 Shalimov, A. V. Numerical modeling of air flows in mines under emergency state ventilation / A. V. Shalimov // *Journal of Mining Science.* – 2011. – Vol. 47, № 6. – P. 807–813. DOI: 10.1134/S106273914706013X.
- 192 Shipp, M. P. *Fire Behaviour of Rubber Tyres* / M. P. Shipp, P. S. Guy // Fire Research Station report TCR. – 1993. – P. 65–93.
- 193 Shipp, M. P. Measurements of the severity of fires involving private motor vehicles / M. Shipp, M. Spearpoint // *Fire and Materials.* – 1995. – Vol. 19. – P. 143–151.
- 194 Singh, R. V. K. Environmental issues due to fire in coal mines: its impact and suggestions for implementing precautionary and control measures / R. V. K. Singh, D. D. Tripathi, N. K. Mohalik, A. Khalkho, J. Pandey, R. K. Mishra // *In Environmental Pollution: Select Proceedings of ICWEES-2016.* – 2018. – P. 27–35.
- 195 Strang, J. *Mines Rescue, safety and gas detection* / J. Strang, P. MacKenzie-Wood // Weston Publishers, Kiama, Australia. – 1985. – 366 p.

- 196 Stroup, D. W. Passenger minivan fire tests / D. W. Strop, L. DeLauter, J. Lee, G. L. Roadarmel // Report of test FR 4011, NIST, Gaithersburg. – 2001.
- 197 Tanaka, F. Development of a technique for establishing a pseudo tunnel length / F. Tanaka, K. Fukaya, K. A. M. Moinuddin // Proc. Combust. Inst. – 2019. – Vol. 37, № 3. – P. 3985–3992.
- 198 Tanaka, F. Smoke spreading characteristics during a fire in a shallow urban road tunnel with roof openings under a longitudinal external wind blowing / F. Tanaka, N. Kawabata, F. Ura, // Fire Safety Journal. – 2017. – Vol. 90. – P. 156–168.
- 199 Thomas, P. H. Dimensional analysis: A magic art in fire research? // Fire Safety Journal – 2000. – Vol. 34, № 2. – P. 111–141.
- 200 Thomas, P. H. Investigations into the Flow of Hot Gases in Roof Venting / P. H. Thomas, P. L. Hinkley, C. R. Theobald, D. L. Simms // Her Majesty's Stationary Office: London, UK. – 1963. – Vol.7, № 3. – P. 100.
- 201 Van der Schaft A. Modeling of physical network systems / A. Van der Schaft // Systems and Control Letters. – 2017. – Vol. 101. – P. 21-27. DOI: 10.1016/j.sysconle.2015.08.013.
- 202 Verakis, H. C. Reducing the fire hazard of mine conveyor belts // Proceedings of the 5th US Mine Ventilation Symposium. – 1991. – P. 69-73.
- 203 Verification and Validation of Selected Fire Models for Nuclear Power Plant Applications / K. Hill, J. Dreisbach, F. Joglar, B. Najafi, K. McGrattan, R. Peacock, A. Hamins // U.S. NRC: Washington, DC, USA, 2014. – Vol. 7.
- 204 Versteeg, H. K. An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method / H. K. Versteeg, W. Malalasekera // Fluid flow handbook. – 2002. – Vol. 1. – P. 1–49.
- 205 Węgrzyński, W. Influence of the fire location and the size of a compartment on the heat and smoke flow out of the compartment / W. Węgrzyński // AIP conference proceedings. – 2018 – Vol. 1922. № 1.
- 206 Węgrzynski, W. Partitions and the flow of smoke in large volume buildings / P. Antosiewicz, T. Burdzy, M. Zimny, A. Krasuski // Architecture, Civil Engineering, Environment. – 2018 – Vol. 11, № 1. – P. 155–164.
- 207 Węgrzynski, W. Smoke Obscuration Measurements in Reduced-Scale Fire Modeling Based on Froude Number Similarity // Sensors. – 2019. – Vol. 19, № 16. – P. 3628.
- 208 Williams, F. A. Scaling Mass Fires. In Fire Research Abstracts and Reviews / F. A. Williams // National Academies Press: Washington. – 1969. Vol. 11, P. 1–22, ISBN 978-0-309-30950-9.

- 209 Wolstencroft, M. Nusselt–Rayleigh number scaling for spherical shell Earth mantle simulation up to a Rayleigh number of 109 / M. Wolstencroft, J. H. Davies, D. R. Davies // *Phys. Earth Planet.* – 2009. – Vol. 176. – P. 132–141.
- 210 Zhao, P. A Study on Ceiling Temperature Distribution and Critical Exhaust Volumetric Flow Rate in a Long-Distance Subway Tunnel Fire with a Two-Point Extraction Ventilation System / Z. Yuan, Y. Yuan, N. Yu, T. Yu // *Energies.* – 2019. – Vol. 12, № 8 – P. 1411.
- 211 Zhikharev, S. Y. Methodological approach to air composition control and evaluation of safe operation conditions in underground mining / S. Y. Zhikharev, V. A. Rodionov, D. S. Kormshchikov, V. A. Nikashin // *Gornyi Zhurnal.* – 2023. – № 11. – P. 45–49.
- 212 Zhou, L. New improvements to MFIRE to enhance fire-modeling capabilities / L. Zhou, A. C. Smith, L. Yuan // *Mining Engineering.* – 2016. – Vol. 68, № 6. – P. 45–50. DOI: 10.19150/me.6628.
- 213 Zimny, M. Physical modeling of a fire with the use of the Froude number / M. Zimny // *Budownictwo i Architektura.* – 2019. – Vol. 18, № 1. – P. 71–80.
- 214 Zimny, M. Several problems with Froude-number based scale modeling of fires in small compartments / M. Zimny, P. Antosiewicz, G. Krajewski, T. Burdzy, T. Krasuski, A. Węgrzyński // *Energies.* – 2019. – Vol. 12, № 19. – P. 25–36.
- 215 Zohuri, B. Dimensional analysis and self-similarity methods for engineers and scientists / B. Zohuri. – Springer, 2015. – 358 p. – ISBN 9783319134765.