

БЕЛГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ им. В.Г. ШУХОВА

КИРЕЕВ ВЛАДИМИР ЕВГЕНЬЕВИЧ



РЕЦИРКУЛЯЦИОННЫЙ ЗАТВОР С ЭФФЕКТОМ КОАНДА
ДЛЯ АСПИРАЦИОННЫХ УКРЫТИЙ МЕСТНОЙ ВЫТЯЖНОЙ
ВЕНТИЛЯЦИИ

Специальность 2.1.3 – Теплогазоснабжение, вентиляция,
кондиционирование воздуха,
газоснабжение и освещение

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель –
д. т. н., доцент
А.Б. Гольцов

Белгород 2026

Введение.....	5
1 АНАЛИЗ СПОСОБОВ И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ЛОКАЛИЗАЦИИ ИСТОЧНИКОВ ПЫЛЕВЫДЕЛЕНИЯ ПРИ ПЕРЕГРУЗКЕ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ И НАПРАВЛЕНИЙ ИХ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ.....	11
1.1 Основные положения аспирация технологических процессов механической переработки и транспортирования сыпучих материалов	15
1.2 Анализ способов и устройств локализации пыли в аспирационных укрытиях разгрузки и перегрузки сыпучих материалов.....	19
1.3 Предлагаемое решение совершенствования воздушно-рециркуляционного затвора аспирационного укрытия	37
1.4 Существующие методики расчета конструктивно-технологических параметров аспирационных укрытий	43
1.4.1 Расчет объемов аспирации	43
1.4.2 Определение концентрации пыли в удаляемом от укрытия воздуха....	47
1.4.3 К расчету конструктивных параметров аспирационных укрытий	49
1.5 Цель и задачи исследований	52
1.6 Выводы по первой главе	53
2 АНАЛИТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЗДУШНО-РЕЦИРКУЛЯЦИОННОГО ЗАТВОРА	55
2.1 Эжекция воздуха в желобах при перегрузке сыпучих ненагретых материалов	55
2.2 Экспериментальные исследования аэродинамических характеристик воздушно-рециркуляционного затвора.....	67
2.2.1 CFD-моделирование воздушно-рециркуляционного затвора (вычислительная гидродинамика).....	68
2.2.2 Результаты численного эксперимента	71

2.3 Выводы по второй главе.....	86
3 ОБОРУДОВАНИЕ, ПЛАН, ПРОГРАММА И МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	88
3.1 Методика, цель и задачи экспериментальных исследований	88
3.1.1 Описание схемы экспериментальной установки.....	89
3.1.2 Описание работы экспериментальной установки	90
3.2 План проведения экспериментальных исследований	94
3.3 Приборы и методики измерений	98
3.4 Методика снятия показаний скорости и давления воздуха.....	103
3.5 Выводы по третьей главе	108
4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ В ВОЗДУШНО-РЕЦИРКУЛЯЦИОННОМ ЗАТВОРЕ	110
4.1 О методике определения коэффициента местного аэродинамического сопротивления воздушно-рециркуляционного затвора.....	110
4.2 Определение влияния конструктивных и режимных параметров на коэффициент местного сопротивления воздушно-рециркуляционного затвора	112
4.2.1 Модель 1 - отдельные скоростные факторы.....	113
4.2.2 Модель 2 - безразмерный скоростной комплекс	114
4.4 Определение рациональных конструктивных и режимных параметров воздушно-рециркуляционного затвора с эффектом Коанда	123
4.5 Сопоставление результатов натурного и численного экспериментов ...	127
4.6 Выводы по четвертой главе	131
5 ПРОМЫШЛЕННОЕ ВНЕДРЕНИЕ.....	133
5.1 Описание промышленного объекта внедрения и инженерного алгоритма расчёта	133
5.1.1 Принцип работы внедряемой системы	135
5.1.2 Технические характеристики внедряемого решения	135

5.1.3 Алгоритм расчёта аспирационной системы с воздушно-рециркуляционным затвором	136
5.2 Расчёт экономической эффективности.....	142
5.2.1 Расчёт экономической эффективности для перегрузочного узла с укрытием с одинарными стенками	142
5.3 Расчёт экономической эффективности для перегрузочного узла 3	146
5.4 Оценка экологической эффективности	147
5.5 Выводы по пятой главе.....	149
Заключение	151
Список используемых источников.....	154
Приложения А Патент на полезную модель №217464	176
Приложения Б Свидетельство о регистрации ЭВМ.....	177
Приложения В Акт о внедрении методики расчета	178
Приложения Г Выписка из протокола технического совета.....	179
Приложения Д Акт о внедрении в учебный процесс.....	180

Введение

Актуальность работы. В промышленности множества технологических процессов необходимо транспортировать, перегружать и перерабатывать большие объемы сыпучих материалов. В результате этих процессов выделяется большое количество мелкодисперсной пыли, которая, попадая в область рабочей зоны, приводит к ее загрязнению и возникновению различных заболеваний у рабочих. Часто применяемой технологической операцией является перегрузка материала по закрытым желобам, при которой происходит возникновение повышенного давления воздуха в месте выгрузки по причине эжекции, а следовательно интенсивное пылевыведение. Для предотвращения попадания запыленного воздуха в область рабочей зоны применяются различные способы, наиболее эффективным из которых является применение аспирационных систем.

Классическая компоновка аспирационной системы включает аспирационное укрытие, систему очистки воздуха и систему трубопроводов. Необходимая производительность системы аспирации в первую очередь зависит от объемов аспирируемого воздуха, что обуславливает выполнение дальнейших исследований по их снижению с одновременным повышением производительности и эффективности.

Степень разработанности темы исследования. Значительный вклад в разработку способов и средств повышения эффективности обеспыливающей вентиляции, методов расчета пылевоздушных течений, определения объемов аспирации и разработки рециркуляционных систем внесли: Азаров В.Н., Логачев И.Н., Логачев К.И., Минко В.А., Овсянников Ю.Г., Гервасьев А.М., Шелекетин А.В., Олифер В.Д., Бутаков С.Е., Аверкова О.А., Гольцов А.Б., Гурова О.С., Голышев А.М., Киреев В.М., Зиганшин А.М., Уляшева В.М., Боровков Д.П. и многие другие.

Наиболее перспективным методом снижения объемов аспирации является частичная рециркуляция, при которой удаляемый воздух возвращают

к источнику пылеобразования, снижая тем самым энергоёмкость системы.

Проведенный анализ существующих технических решений свидетельствует о том, что современные конструкции узлов подачи рециркуляционного воздуха не исчерпывают возможности для оптимизации аэродинамических процессов в системах аспирации. Учитывая, что любое крупное промышленное предприятие использует в технологических процессах множество аспирационных систем, то разработка и исследование предлагаемого узла рециркуляции, включенного в их состав, является актуальной задачей.

Диссертация выполнена на кафедре теплогазоснабжения и вентиляции Белгородского государственного технологического университета в рамках исследований по гранту, полученному в конкурсе “Умник” РФ на тему «Разработка энергосберегающих технологий обеспыливания технологических процессов производства».

Научная гипотеза: применение эффекта Коанда в узле подачи рециркуляционного воздуха перегрузочных желобов позволяет создать дополнительное аэродинамическое сопротивление движению эжектируемого воздушного потока перегружаемым материалом, что обеспечивает снижение объёмов аспирируемого воздуха и, как следствие, повышает эффективность системы местной вытяжной вентиляции при сохранении требуемого уровня локализации пылевыведений.

Цель работы: повышение эффективности систем местной вытяжной вентиляции путем снижения объёмов аспирируемого воздуха за счет использования усовершенствованного рециркуляционного затвора с эффектом Коанда в узлах перегрузки.

Поставленная цель определила следующие **задачи исследования:**

- провести анализ существующих способов и средств снижения объёмов аспирируемого воздуха при перегрузке сыпучих материалов;

- разработать конструкцию воздушного рециркуляционного затвора узла перегрузки с применением эффекта Коанда;
- выполнить аналитические исследования рециркуляционного затвора с использованием эффекта Коанда для определения закономерностей формирования воздушных потоков;
- разработать компьютерную модель и определить рациональные конструктивно-режимные параметры рециркуляционного затвора методом численного моделирования;
- изготовить лабораторный стенд, выполнить планирование и натурные эксперименты, установить регрессионные зависимости коэффициента аэродинамического сопротивления от конструктивно-режимных параметров методом многофакторного эксперимента;
- доработать алгоритм расчёта и подбора конструктивно-режимных параметров рециркуляционного затвора с эффектом Коанда;
- осуществить апробацию предложенной конструкции воздушно-рециркуляционного затвора в промышленных условиях.

Научная новизна работы состоит в следующем:

- научно обоснована и подтверждена возможность применения эффекта Коанда в узлах подачи рециркуляционного воздуха перегрузочных желобов с целью создания дополнительного аэродинамического сопротивления движению эжектируемого воздушного потока перегружаемым материалом для снижения объёма аспирируемого воздуха;
- установлены количественные закономерности влияния относительного объема рециркуляционного воздуха на аэродинамическое сопротивление узла перегрузки сыпучих материалов оборудованного затвором с эффектом Коанда;
- получена экспериментальная зависимость для вычисления аэродинамического сопротивления воздушно-рециркуляционного затвора;

- получены уравнения регрессии, позволяющие определить рациональное соотношение конструктивно-режимных параметров рециркуляционного затвора.

Теоретическая и практическая значимость работы. Предложенные аналитические зависимости, конструктивные решения и рекомендации по рациональным конструктивно-режимным параметрам могут быть использованы при расчете и проектировании узла подачи рециркуляционного воздуха в аспирационные системы предприятий, содержащих перегрузки сыпучих материалов.

Практическая значимость заключается в создании узла подачи рециркуляционного воздуха, работающего с дополнительным эффектом Коанда; в доработанном алгоритме расчета КМС и объемов эжектируемого воздуха $Q_{жс}$ в желобах с рециркуляцией и затвором предложенной конструкции, защищенного патентом РФ № 217464 на полезную модель. Данная конструкция рассмотрена на техническом совете и принята к реализации в промышленных условиях АО «Комбинат КМАруда» (г. Губкин, Белгородская область). Алгоритм расчета (свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2024680776) используется при проектировании аспирационных систем ООО «ЦЕНТРОГИПРОРУДА» (г. Белгород, проектная организация).

Результаты диссертационной работы используются в учебном процессе в БГТУ им. В.Г. Шухова при подготовке бакалавров и магистров направления «Строительство».

Методология и методы исследования. Разработка и исследования предложенной конструкции базируются на использовании классических положений газовой динамики, теории подобия, методов численного моделирования с помощью программных комплексов, планирования многофакторного эксперимента и статистической обработки результатов.

Экспериментальные исследования выполнены на разработанной и

изготовленной автором лабораторной установке с использованием современного поверенного оборудования и приборов. Что позволило подтвердить результаты аналитических исследований и выявить наиболее рациональное соотношение конструктивно-технологических параметров воздушно-рециркуляционного затвора в условиях перегрузки сыпучих материалов.

Положения, выносимые на защиту:

- результаты экспериментальных исследований аспирационной системы с принудительной рециркуляцией, способствующей снижению энергоемкости системы аспирации в укрытиях при перегрузке сыпучих материалов;
- экспериментальная зависимость для вычисления аэродинамического сопротивления воздушно-рециркуляционного затвора;
- алгоритм расчета КМС и объемов эжектируемого воздуха $Q_{жс}$ в желобах с рециркуляцией и затвором предложенной конструкции;
- уравнения регрессии, позволяющие определить рациональное соотношение конструктивно-режимных параметров рециркуляционного затвора;
- новая конструкция узла подачи рециркуляционного воздуха, работающего с дополнительным эффектом Коанда, защищенного патентом РФ на полезную модель, осуществляющая эффективное снижение объемов эжектируемого воздуха.

Степень достоверности научных положений, выводов и рекомендаций обоснована использованием фундаментальных законов газовой динамики, апробированных методов вычислительной гидродинамики и математической статистики, поверенных средств измерений и удовлетворительной сходимостью результатов аналитических, численных и натурных исследований.

Апробация результатов работы. Основные результаты доложены на научно-практических конференциях: «Наукоёмкие технологии и инновации»

(Белгород, 2023); Всероссийской конференции по теплогазоснабжению и вентиляции, посвящённой 70-летию БГТУ им. В.Г. Шухова (Белгород, 2024); Международной научно-технической конференции молодых учёных БГТУ им. В.Г. Шухова (Белгород, 2025); «Инновационные научные исследования в современном мире» (Уфа, 2025), III Национальная научно-практическая конференция с международным участием «Актуальные экологические проблемы современных городов» (Иваново, 2026). Результаты работы докладывались на технических советах в АО «Комбинат КМАруда» и в ООО «ЦентроГИПРОруда».

Публикации. Основные положения диссертации изложены в 10 научных публикациях, из которых 2 - в журналах, входящих в перечень рецензируемых научных изданий, рекомендуемых ВАК РФ. По результатам работы получены патент Российской Федерации на полезную модель и свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ.

Объем и структура диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы из 153 наименований и 5 приложений. Работа изложена на 180 страницах машинописного текста, содержит 61 рисунок и 20 таблиц.

1 АНАЛИЗ СПОСОБОВ И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ЛОКАЛИЗАЦИИ ИСТОЧНИКОВ ПЫЛЕВЫДЕЛЕНИЯ ПРИ ПЕРЕГРУЗКЕ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ И НАПРАВЛЕНИЙ ИХ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ

В результате натурных обследований [1] предприятий горно-металлургической отрасли установлено, что при основных технологических операциях - дроблении, измельчении, классификации, обогащении и транспортировании минерального сырья в атмосферу производственных помещений выделяется значительное количество пыли различного фракционного состава. Значение некоторых предельно допустимых концентраций для перерабатываемых материалов представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1

Предельно допустимые концентрации (ПДК) загрязняющих веществ в воздухе рабочей зоны

№	Наименование вещества	Формула/Состав	ПДК, мг/м ³	Класс опасности
1.	Пыль, содержащая кристаллический диоксид кремния (SiO₂)			
	Более 70% кристаллического SiO ₂	SiO ₂ >70%	1	3
	От 10% до 70% кристаллического SiO ₂	SiO ₂ 10-70%	2	3
	От 2% до 10% кристаллического SiO ₂	SiO ₂ 2-10%	4	3
	Менее 2% кристаллического SiO ₂	SiO ₂ <2%	6	4
2.	Железосодержащая пыль			
	Пыль железной руды	с содержанием SiO ₂ до 10%	6	4

№	Наименование вещества	Формула/Состав	ПДК, мг/м ³	Класс опасности
	Железа оксиды (в пересчете на железо)	Fe ₂ O ₃ , Fe ₃ O ₄	6	4
	Пыль железорудных концентратов	Fe, SiO ₂	4	3
3.	Марганец и его соединения			
	В рудной пыли (в пересчете на MnO ₂)	MnO ₂	0,3	2
	В аэрозоле конденсации (в пересчете на MnO ₂)	MnO ₂	0,05	2
4.	Другие виды пыли на ГОКах			
	Цементная пыль	смешанный состав	6	4
	Известняковая пыль (карбонат кальция)	CaCO ₃	6	4
	Доломитная пыль	CaMg(CO ₃) ₂	6	4
	Угольная пыль (с содержанием SiO ₂ до 10%)	C, SiO ₂ <10%	10	4
	Пыль неорганическая фиброгенная общая	смешанный состав	1-2	
5.	Хром и его соединения			
	Хрома (VI) соединения (в пересчете на CrO ₃)	CrO ₃	0,01	1
	Хрома (III) соединения (в пересчете на Cr ₂ O ₃)	Cr ₂ O ₃	1	3
6.	Другие металлы и их соединения			
	Кобальт металлический и его соединения	Co	0,5	2
	Никель металлический и его соединения	Ni	0,5	2

№	Наименование вещества	Формула/Состав	ПДК, мг/м ³	Класс опасности
	Свинец и его неорганические соединения (в пересчете на Pb)	Pb	0,05	1
	Кадмий и его соединения (в пересчете на Cd)	Cd	0,1/0,05	1

При переработке тех или иных материалов применяются различные технологические операции и способы при добыче, сушке, дроблении, измельчении, грохочении и сепарации, перегрузке и транспортировании и т.п.

По данным промышленных исследований и санитарно-эпидемиологических измерений концентрация пыли на рабочих местах горно-обогатительных комбинатов и перерабатывающих предприятий [2] представлена в таблице 1.2.

Таблица 1.2

Концентрация пыли на рабочих местах

Технологическая операция	Концентрация пыли, мг/м ³
Дробление крупное	200-800
Дробление среднее и мелкое	350-1200
Грохочение	150-600
Перегрузка руды с дробилки	400-950
Перегрузка концентрата	180-450
Транспортирование конвейерами	80-300

Из таблицы 1.2 видно, что запыленность воздуха во всех технологических отделениях ГОКов значительно превышает ПДК, приведенных в таблице 1.1, что создает неблагоприятную ситуацию для работающего оборудования и, особенно, для работников предприятий. Особенно высокие концентрации

наблюдаются в дробильных отделениях и при перегрузках перерабатываемого материала.

Ленточные транспортеры (конвейеры) в настоящее время представляют собой наиболее широко применяемый вид машин непрерывного транспортирования, нашедших применение во всех сферах промышленного производства. Доля ленточных транспортеров среди всех конвейерных систем, эксплуатируемых в России, составляет приблизительно 90% [3, 4, 5, 6]. Загрузка, транспортировка и разгрузка сыпучих материалов посредством ленточных конвейеров сопровождается значительным пылеобразованием в производственной зоне, что представляет собой их главный эксплуатационный недостаток [7].

Одним из наиболее эффективных способов снижения пыления в местах перегрузки ленточных конвейеров является применение аспирационных укрытий различного типа. Однако, их применение не полностью исключает пыление и выбросы в окружающее пространство, что заставляет искать пути совершенствования конструкций аспирационных укрытий [8, 9, 10, 11].

К одной из основных причин пылевыведения, на наш взгляд, при данных операциях следует отнести формирование избыточного давления в аспирационных укрытиях, обусловленного:

- аэродинамическим воздействием падающего под действием гравитации материала на воздушную среду в полости укрытия;
- различием плотности воздуха внутри желоба и в окружающем пространстве перегрузочного узла, возникающим при теплообмене во время транспортировки нагретых увлажненных материалов.

Изучение принципов формирования эжекционных воздушных потоков в устройствах такого типа обеспечит возможность не только прогнозирования масштабов атмосферного загрязнения пылевыми эмиссиями, но и обоснованного выбора оптимальных технических способов локализации источников пылеобразования и очистки воздуха [7, 12, 13, 14].

1.1 Основные положения аспирация технологических процессов механической переработки и транспортирования сыпучих материалов

Классификация основных методов борьбы с пылеобразованием включает следующие направления:

1. **Технологический подход** - модернизация технологических процессов и производственного оборудования с целью создания экологически безопасных производственных циклов.
2. **Системы обеспыливающей вентиляции** - комплексное применение аспирационных установок, общеобменной вентиляции и систем вакуумной пылеуборки (включая гидравлическую очистку) для решения задач пылеподавления.
3. **Гидрообеспыливание** - процесс увлажнения перерабатываемого материала, обеспечивающий агломерацию мелкодисперсных частиц с крупнофракционными компонентами.
4. **Пенное пылеподавление** - формирование пенного покрытия на поверхности сыпучих материалов для предотвращения эмиссии пылевых частиц.

Технологический метод пылеподавления характеризуется высокой перспективностью и максимальной эффективностью воздействия. Однако его реализация ограничивается возможностью внедрения исключительно на этапе разработки технологических решений, что делает его малоприменимым в условиях функционирующих производственных комплексов.

Гидрообеспыливание может рассматриваться только как дополнительный метод в системе мероприятий по борьбе с пылеобразованием, поскольку не обеспечивает решения ключевой проблемы возникновения избыточного давления в системе. Кроме того, в определенных производственных условиях применение данного метода ограничивается технологическими требованиями к процессу.

Обеспыливающая вентиляция представляет собой наиболее эффективное техническое решение проблемы пылеобразования для промышленных предприятий как на стадии эксплуатации, так и в процессе проектирования, поскольку данный метод обеспечивает комплексное воздействие на механизмы первичного и вторичного пылевыведения. Однако, это техническое решение является достаточно энергоемким.

К преимуществам метода пылеподавления пеной относятся низкий удельный расход рабочей жидкости по сравнению с гидрообеспыливанием и возможность улавливания тонкодисперсных фракций пыли, плохо смачиваемых чистой водой [15]. Ограничения связаны с необходимостью применения специального оборудования (пеногенераторов, дозаторов ПАВ), стоимостью пенообразователей и чувствительностью стойкости пены к температуре и физико-химическому составу обрабатываемого материала. По этим причинам метода пылеподавления пеной, как и гидрообеспыливание, применяется преимущественно в качестве вспомогательного средства в комплексе с обеспыливающей вентиляцией.

Энергоёмкость аспирационных систем зависит в первую очередь от объемов аспирируемого воздуха [16, 17, 18, 19]. На значения данного параметра влияет аэродинамическое сопротивление системы «верхнее аспирационное укрытие - перегрузочный желоб - нижнее аспирационное укрытие». Снижением аэродинамического сопротивления при движении эжектируемого воздуха снижается объем аспирируемого воздуха и, следовательно, снижается и энергопотребление всей системы.

Структурно аспирационная система включает следующие основные элементы: верхнее укрытие 1, нижнее укрытие 2, местный отсос 3, воздухопроводы 4, пылеуловитель 5, вентилятор 6. (рис.1.1).

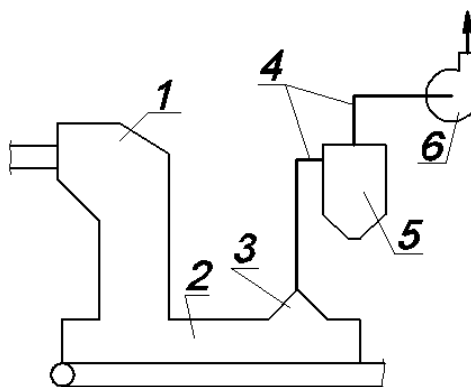


Рис. 1.1 Схема децентрализованной аспирационной системы:
 1 – верхнее аспирационное укрытие; 2 – нижнее аспирационное укрытие;
 3 – аспирационная воронка; 4 – воздуховоды; 5 – пылеуловитель; 6 - вентилятор

Принцип функционирования рассматриваемой аспирационной системы заключается в следующем. Аспирационные укрытия 1 и 2, оборудованные устройством местного отсоса (аспираторной воронкой) 3, обеспечивают локализацию пылевоздушных потоков и исключают их поступление в рабочую зону производственного помещения за счет поддержания требуемого уровня разрежения. Отводимая из укрытия пылевоздушная смесь через воздуховоды 4 направляется в пылеулавливающий аппарат 5 для очистки, после чего вентиляторной установкой 6 осуществляется выброс очищенного воздуха в окружающую среду.

Оптимизация конструктивных параметров технических компонентов аспирационных систем определяется комплексным учетом технологических условий обработки дисперсных материалов и эксплуатационных характеристик производственного оборудования.

Совершенствование указанных технических решений предполагает детальное изучение аэродинамических закономерностей формирования пылевоздушных смесей, механизмов генерации пылевых частиц и процессов их сепарации из воздушного потока во всех элементах локализирующих устройств - перегрузочных желобах, укрывающих конструкциях и аспирационных воронках. Уменьшение концентрации пылевых частиц в отсасываемом воздухе не только упрощает технологический процесс, но и

снижает экономические затраты на очистку в пылеулавливающих установках. Предварительная сепарация крупнодисперсной пыли в укрытиях повышает эксплуатационную надежность воздухопроводной сети, минимизируя засорение горизонтальных участков вентиляционной системы пылевыми частицами и абразивное разрушение внутренних поверхностей воздухопроводов, что способствует повышению общей эффективности функционирования аспирационных систем.

Требования к оптимизации энергопотребления аспирационных установок обуславливают необходимость применения высокоточных расчетных методик и специальных технических решений для минимизации объемов аспирируемого воздуха.

При проектировании и создании технических устройств аспирационных систем необходимо [13]:

- провести анализ функционирования источников пылеобразования, их технологических и конструктивных характеристик;
- на основе учета аэродинамического взаимодействия между дисперсным материалом и воздушной средой выполнить расчет производительности местных отсосов и определить оптимальное расположение аспирационных устройств;
- исходя из анализа аэродинамических и пылединамических явлений произвести выбор типа и компоновки технических средств для снижения концентрации пылевых частиц в отсасываемом от источника пылеобразования воздухе и обеспечения предварительного осаждения пыли в укрывающих конструкциях.

Кроме вышеперечисленного, в аспирационных системах необходимо применять современные перспективные технические решения и методы их расчёта, обеспечивающие снижение пылевыведения в рабочих зонах и повышение энергоэффективности применяемых устройств и оборудования.

1.2 Анализ способов и устройств локализации пыли в аспирационных укрытиях разгрузки и перегрузки сыпучих материалов

Эксплуатация систем местной вытяжной вентиляции (аспирационных систем) требует значительных энергозатрат, достигающих 20% от технологических мощностей предприятия [16, 17, 18, 19]. Энергоёмкость аспирационных систем обуславливается мощностью, потребляемой вентилятором, которая зависит от объёмов перемещаемого воздуха и гидравлического сопротивления системы, значительную часть которого (более 50%) составляют потери давления в циклонах - наиболее распространённых пылеуловителях [3].

В этих условиях основополагающей является задача снижения пылевых выбросов уже на стадии перегрузки [20, 21, 22, 23]. Одним из простых и достаточно широко применяемых способов является способ пылеподавления распылением пены, воды или пара. Рассмотрим принцип действия такого устройства на примере авторского свидетельства SU № 1456607 A1 [24], представленного на рисунке 1.2.

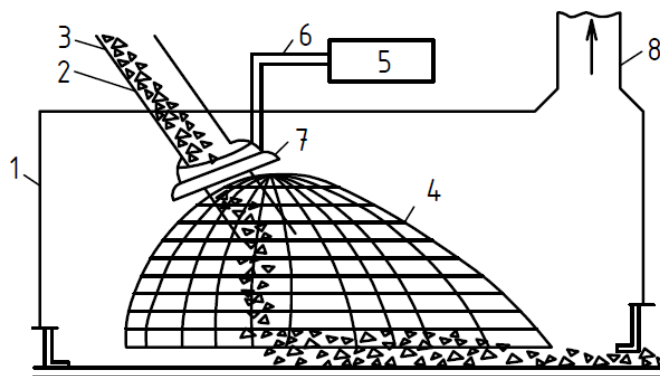


Рисунок 1.2 Аспирационное укрытие мест перегрузки сыпучего материала, авторское свидетельство SU № 1456607 A1: 1 – наружный корпус укрытия; 2 – загрузочный желоб; 3 – перегружаемый материал; 4 – внутренний корпус укрытия; 5 – пеногенератор; 6 – пенопровод; 7 – пенораспределитель; 8 – аспирационный патрубок

Аспирационное укрытие работает следующим образом. По загрузочному желобу 2 материал 3 поступает на ленту транспортера, над которой установлены наружный 1 и внутренний 4 корпуса укрытия. При

падении сыпучий материал 3 эжектирует собой воздух; что способствует образованию воздушно-пылевого потока внутри укрытия, направленного от конца желоба 2 к аспирационному патрубку 8. Из пеногенератора 5 по пенопроводу 6 пена подается в кольцевой пенораспределитель 7, который равномерно распределяет пену по обтекаемой выпуклой поверхности из сетки внутреннего корпуса 4, создавая пенное укрытие. Равномерная раздача пены позволяет локализовать воздушно-пылевой поток во внутреннем корпусе 4 и обеспечивает максимальное улавливание пыли. За счет равномерной подачи распределения пены через сетку во внутреннем корпусе, перемешивания ее с пылью как внутри внутреннего корпуса, так и при выходе из него при стекании пены по его наружной поверхности увеличивается время взаимодействия образовавшейся пыли с пеной и повышается эффективность пылеулавливания. Таким техническим решением обеспечивается высокая степень пылеподавления, однако для слипающихся и химически активных материалов применять его нельзя. Это является существенным недостатком.

К другому виду аспирационных укрытий, которые достаточно просты и эффективны в применении, можно отнести устройства, работающие по принципу инерционного пылеосаждения. Рассмотрим одно из таких - аспирационное укрытие места загрузки ленточного конвейера, авторское свидетельство SU № 1458297 A1 [25], представленное на рисунке 1.3.

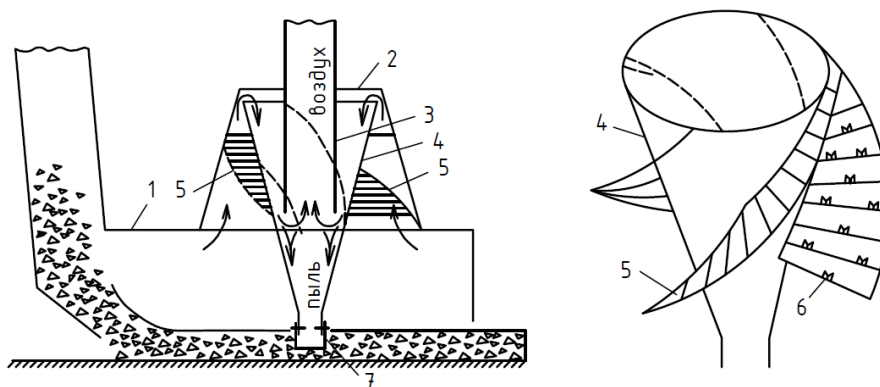


Рисунок 1.3 Аспирационное укрытие места загрузки ленточного конвейера, авторское свидетельство SU № 1458297 A1: 1 – корпус; 2 – отсасывающая воронка; 3 – вентиляционный патрубок; 4 – пылеприемник; 5 – винтовые направляющие; 6 – уголкового турбулизаторы; 7 – пылесборник

Работа укрытия заключается в следующем. В процессе загрузки сыпучего материала образовавшийся запыленный воздух в корпусе 1, обтекая пылеприемник 4, снабженный винтовыми направляющими 5 с угловыми турбулизаторами 6, направляется в отсасывающую воронку 2. По мере движения воздуха в канале между стенками пылеприемника 4 и воронкой 2 происходит закручивание запыленного потока, его ускорение и турбулизация. В результате турбулизации пылевые частицы укрупняются, одновременно разгоняются и закручиваются потоком воздуха. Попадая в пылеприемник 4, скоагулированные частицы за счет центробежных сил и сил тяжести осаждаются на стенки пылеприемника 4, ссыпаются вниз в пылесборник 7 и далее подхватываются и следуют с транспортирующимся материалом, а очищенный воздух поступает в вентиляционный патрубок 3. Таким образом, уменьшаются потери сыпучего материала.

Вместе с относительной простотой конструкции, предлагаемое устройство требует высокой точности настройки и поэтому тяготеет к нестабильности в работе с точки зрения возможных выхлопов пылегазовой смеси. А это, в свою очередь, может дестабилизировать аспирационную систему в целом.

С точки зрения многих исследователей рециркуляция аспирируемого воздуха является наиболее перспективным направлением совершенствования традиционных аспирационных систем. По степени возврата воздуха различают полную и частичную рециркуляцию. Полная рециркуляция, при которой очищенный воздух возвращается в производственное помещение, является наиболее эффективной с точки зрения экономии тепла, однако требует обеспечения концентрации пыли в очищенном воздухе на уровне 0,3 ПДК [26], что связано со значительными экономическими затратами.

В практике конструирования аспирационных укрытий мест перегрузки сыпучих материалов достаточно часто применяют более сложные варианты с полной рециркуляцией, совмещая в одной установке все операции

улавливания и очистки пылевых выбросов. Рассмотрим одно из характерных конструктивно-технологических решений на примере патента на изобретение RU № 2 071 568 C1 [27], рисунок 1.4.

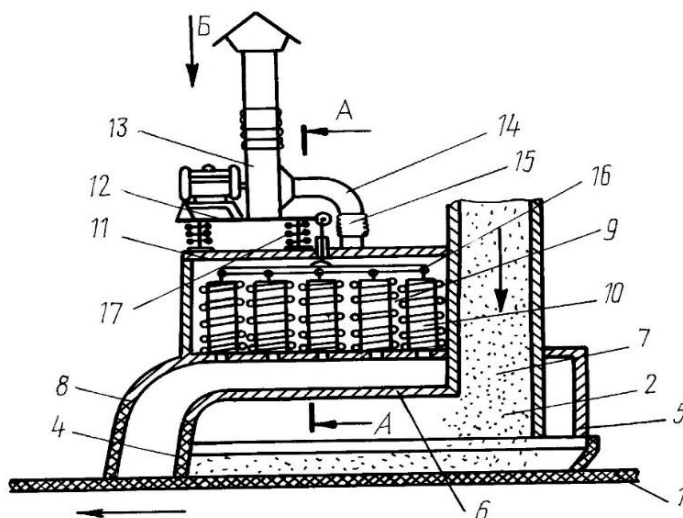


Рисунок 1.4 Аспирационное укрытие места перегрузки сыпучего материала, подаваемого на ленточный конвейер, патент RU № 2 071 568 C1: 1 – конвейерная лента, 2 – кожух, 3 – боковые стенки, 4 – передняя стенка, 5 – задняя стенка, 6 – крышка, 7 – загрузочный желоб; 8 – наружный короб; 9 – осадитель; 10 – рукавные фильтры; 11 – корпус; 12 – подпружиненное основание; 13 – вентилятор; 14 – аспирационная воронка; 15 – гибкая вставка; 16 – решетка; 17 – тяга

Укрытие состоит из установленного над конвейерной лентой 1 кожуха 2, образованного боковыми 3, передними 4 и задними 5 стенками и двускатной крышкой 6, встроенного в крышку 6 загрузочного желоба 7; наружного короба 8, герметично с зазором охватывающим кожух 2, верхняя стенка которого выполнена перфорированной; осадителя 9, выполненного в виде рукавных фильтров 10, каждый рукав которых герметично закреплен своим нижним концом на верхней стенке наружного короба 8 над соответствующим отверстием в ней. Над корпусом 11 осадителя 9 на подпружиненном основании 12 смонтирован вентилятор 13. С всасывающим патрубком вентилятора 13 одним концом сообщена аспирационная воронка 14, второй конец которой соединен с корпусом 11 осадителя 9 посредством гибкой вставки 15. Верхние концы рукавных фильтров 10 подвешены на общей решетке 16, связанной с основанием 12 вентилятора 13 посредством тяги 17.

Устройство работает следующим образом: материал с подающего конвейера (на чертеже не показан) по загрузочному желобу 7 вместе с эжектируемым воздухом поступает в кожух 2. Воздух с частицами пыли проходит через рукавные фильтры 10 осадителя 9, на которых происходит осаждение частиц пыли. Очищенный воздух поступает на вход аспирационной воронки 14 и через нее уходит в аспирационную сеть и далее в атмосферу.

В процессе работы укрытия происходят колебания основания 12 вентилятора 13. Рукавные фильтры 10, скрепленные между собой подвесной решеткой 16 и соединенные с подвижным основанием 12 через тягу 17, постоянно регенерируются в процессе работы фильтров. Уловленная пыль из рукавов 10 падает на двускатную крышку 6 кожуха 2, представляющую собой двугранный угол α , а т.к. угол α при вершине двугранного угла соответствует углу естественного откоса перегружаемого материала, то пыль сползает по граням крышки 6 в межстеночное пространство, образованное внутренними 3 стенками кожуха 2 и стенками наружного короба 8 и далее по конвейерной ленте 1 поступает в технологическую линию.

Предлагаемое аспирационное укрытие улучшает эффективность пылеулавливания внутри укрытия и позволяет удаление воздуха из укрытия производить непосредственно в местах перегрузки материала внутри производственных помещений. Однако, при наличии большого числа мест перегрузки такие устройство загромождают цеховые пространства и повышают энергозатраты на аспирацию. Кроме того, как уже было сказано выше, такое решение требует обеспечения концентрации пыли в очищенном воздухе на уровне 0,3 ПДК, что не всегда можно стабильно обеспечить.

Более рациональной является частичная рециркуляция, которая может осуществляться естественным путём - за счёт градиента давления в перегрузочном желобе, либо принудительно - с использованием внешнего побудителя тяги.

В качестве конструктивного решения с частичной рециркуляцией рассмотрим на примере патента на полезную модель RU № 146813 U1 [28], рисунок 1.5.

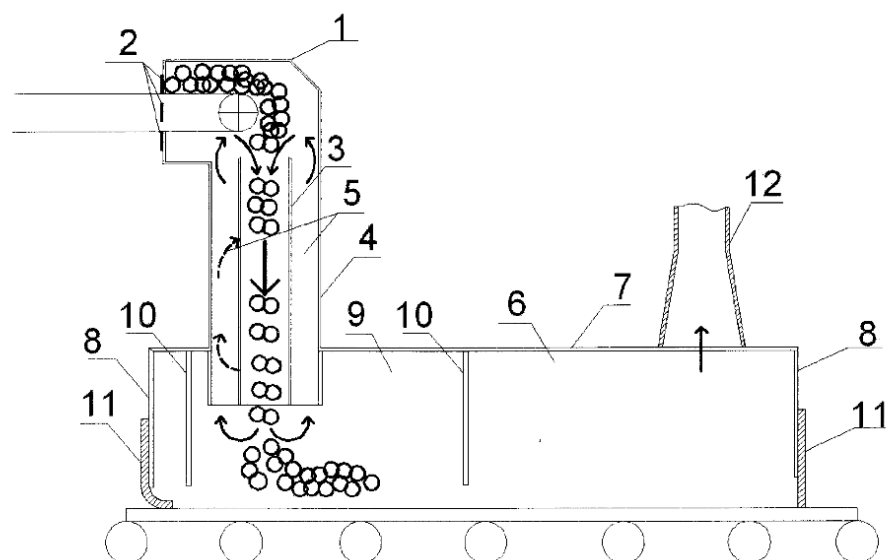


Рисунок 1.5 Аспирационное укрытие места перегрузки сыпучего материала, патент на полезную модель RU № 146813 U1: 1 – верхний короб; 2 – эластичные уплотнения; 3 – загрузочная труба; 4 – внутренний корпус укрытия; 5 – байпасная камера; 6 – нижний короб; 7 – крышка; 8 – наружные стенки; 9 – приемная камера; 10 – стенки приемной камеры; 11 – фартуки; 12 – аспирационная воронка

Укрытие работает следующим образом. По загрузочной трубе с перфорацией 3 транспортируемый материал попадает в приемную камеру 9 нижнего короба 6, эжектируемый воздух, двигаясь за счет аэродинамических сил падающих частиц по загрузочной трубе с перфорацией 3, частично поступает через отверстия перфорации в каналы байпасной камеры 5 и устремляется в верхнюю часть загрузочной трубы с перфорацией 3. Большая часть эжектируемого воздуха, после падения материала попадает в приемную камеру 9, которая создает сопротивление эжекционному давлению, образующегося после падения материала, и эжектируемый воздух не попадает в полость нижнего короба 6, а уходит по каналам байпасной камеры 5 на рециркуляцию в верхний короб 1. Эластичные уплотнения 2 снижают подсос воздуха через неплотности, тем самым, создавая необходимое разрежение в верхнем коробе 1 для движения транзитного расхода воздуха по байпасной

камере 5. Фартуки 11 снижают пыление материала после его падения и транспортировки, а аспирационная воронка 12 удаляет запыленный воздух, тем самым исключая его попадание в рабочую зону.

Недостатками данной конструкции является высокая металлоемкость и возможность забивания загрузочной трубы с перфорацией перегружаемым материалом при высокой влажности и слипаемости.

Принудительная рециркуляция позволяет достичь более высокой доли возврата аспирируемого воздуха (до 70% от объёмов аспирации) [29, 30].

В качестве примера конструкции аспирационного укрытия с принудительной рециркуляцией можно привести укрытие, защищенное патентом на полезную модель RU № 161417 U1 [31], рисунок 1.6.

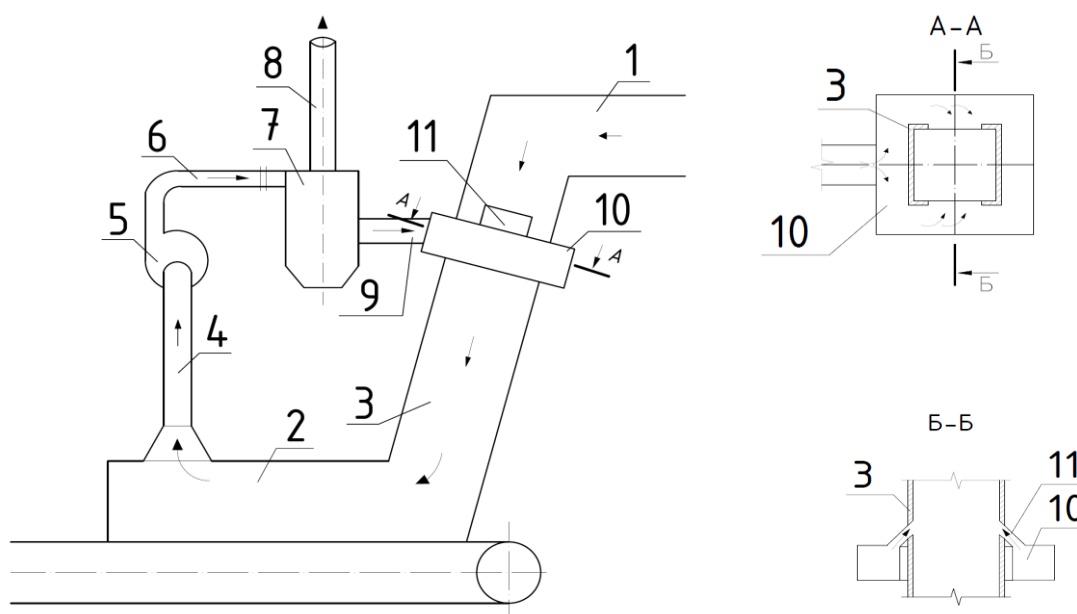


Рисунок 1.6 Укрытие с рециркуляцией аспирируемого воздуха, патент на полезную модель RU № 161417 U1: 1 – верхний короб; 2 – нижний короб; 3 – течка; 4 – аспирационный патрубок; 5 – вентилятор; 6 – напорный патрубок; 7 – пылеочистительное приспособление; 8 – патрубок отвода очищенного воздуха; 9 – обводная труба; 10 – распределитель; 11 – каналы; 12 - аспирационная воронка

Укрытие работает следующим образом. Сыпучий материал, подаваемый в верхний короб 1, перемещается по течке 3 в нижний короб 2, эжектируя воздушный запыленный поток, который вместе с подсосами

через аспирационный патрубок 4 отсасывается вентилятором 5 и подается на вход циклона-пылеконцентратора 7 для выделения воздушно-пылевого концентрата. Очищенный воздух через выход по патрубку 8 поступает в атмосферу или в следующую ступень очистки (на чертеже не показан), а воздушно-пылевой концентрат через выход и обводную трубу 9 отводят в распределитель 10, который обеспечивает, за счет подачи воздушно-пылевого концентрата через каналы 11 на встречу потоку сыпучего материала точки 3, создание в последней аэродинамического затвора из воздушно-пылевой завесы, что уменьшает объем воздуха, эжектируемого в нижний короб 2 и выбрасываемого на очистку через патрубок 8.

Применение рециркуляции аспирируемого воздуха путем подачи его в полость желоба распределителем под углом в направлении эжекционного потока позволяет повысить энергоэффективность систем местной вытяжной вентиляции за счет снижения объемов аспирируемого воздуха и газопылевой нагрузки на фильтры. Это достигается повышением аэродинамического сопротивления желоба и увеличением соотношения рециркуляционного воздуха по отношению к эжектируемому.

Снижение объёмов эжектируемого воздуха можно достигнуть путём увеличения гидравлического сопротивления тракта «верхнее укрытие - желоб - нижнее укрытие». Для этого применяются различные конструктивно-технологические решения: установка механических препятствий (перегородок, цепей, зигзагообразных пластин) на пути движения эжектируемого потока; уменьшение сечения перегрузочного желоба; установка механических клапанов и затворов.

Как один из характерных вариантов конструктивного исполнения «верхнее укрытие - желоб - нижнее укрытие» можно привести авторское свидетельство SU № 1451281 A1 [32], рисунок 1.7.

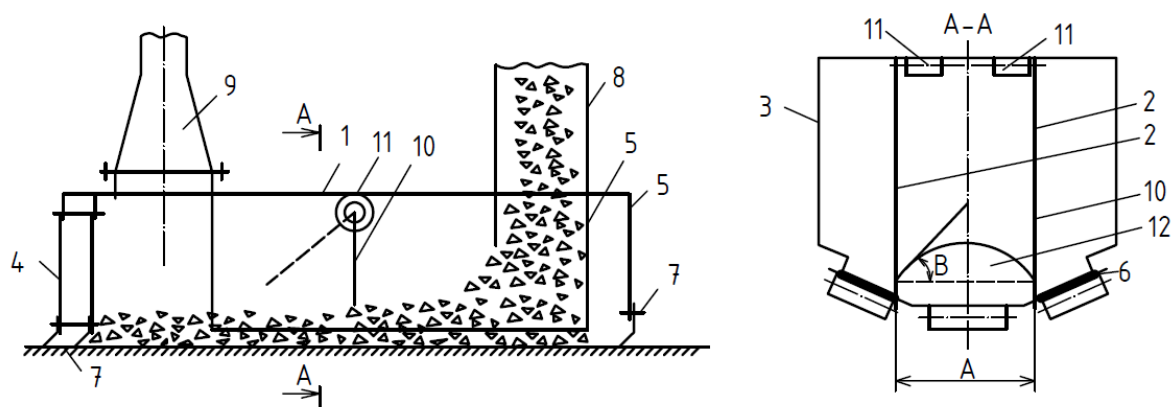


Рисунок 1.7 Аспирационное укрытие места выгрузки сыпучего материала, авторское свидетельство SU № 1451281 A1: 1 – крышка; 2 – внутренняя стенка; 3 – боковая стенка; 4 – передняя стенка; 5 – задняя стенка; 6 – эластичные уплотнители; 7 – фартуки; 8 – загрузочный желоб; 9 – пылеприемная воронка; 10 – поперечная перегородка; 11 – шарниры; 12 – нижний вырез поперечной перегородки

Аспирационное устройство работает следующим образом. Материал с конвейера (на рисунке не показан) по загрузочному желобу 8 вместе с эжектируемым воздухом поступает в корпус укрытия, образованный крышкой 1, внутренними 2 и наружными боковыми 3 передней 4 и задней 5 стенками. Затем материал с оптимальным количеством эжектируемого воздуха проходит через нижний вырез 12 поперечной перегородки 10 и далее выходит из укрытия по конвейерной ленте. Воздух, эжектируемый материалом, движущимся по загрузочному желобу 8, поступает на вход пылеприемной воронки 9, через которую отсасывается вентилятором (на рисунке не показан) в аспирационную сеть. Увеличение расхода материала через загрузочный желоб 8 приводит к увеличению размеров сечения потока материала на конвейерной ленте, а это обеспечивает перемещение поперечной перегородки 10 на шарнирах 11 в продольной плоскости укрытия под действием силы тяжести материала, находящегося на конвейере. При этом нижний вырез 12 поперечной перегородки 10 оптимально облегает форму сечения потока материала, что не позволяет проникнуть в укрытие дополнительному количеству воздуха, эжектируемого в укрытие, движущимся по загрузочному желобу материалом. Это снижает производительность вентиляторов отсоса и уменьшает потребление электрической энергии.

К устройствам с регулируемым разделением потоков загружаемого сырья можно отнести конструктивное решение аспирационного укрытия мест перегрузки сыпучего материала, защищенное патентом на полезную модель RU № 142259 U1 [33], рисунок 1.8.

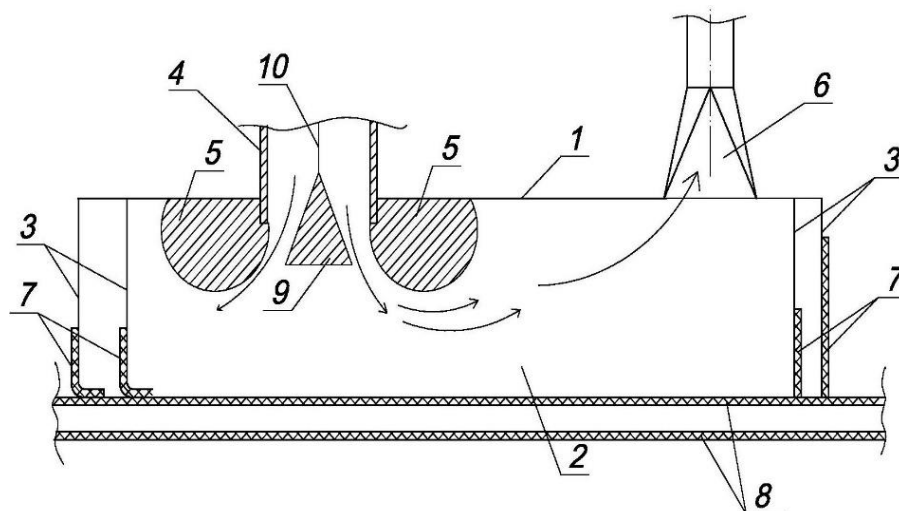


Рисунок 1.8 Аспирационное укрытие мест перегрузки сыпучего материала, патент на полезную модель RU № 142259 U1: 1 – верхняя крышка; 2 – боковые стенки; 3 – торцевые стенки; 4 – загрузочный желоб; 5 – обтекатель; 6 – аспирационная воронка; 7 – фартуки; 8 – загрузочный желоб; 9 – разделитель потока; 10 – стержень; 11 – шарниры; 12 – нижний вырез поперечной перегородки

Аспирационное укрытие работает следующим образом. Материал с подающего конвейера (на рисунке не показан) по загрузочному желобу 4, вместе с эжектируемым воздухом, поступает в короб аспирационного укрытия. Пылегазовый поток, попадая в аэродинамическую зону обтекателя 5 сепарируется: воздух, по эффекту Коанда, растекается по поверхности обтекателя 5, а пылевые частицы по инерции падают на ленту конвейера. Движение двухфазного потока вблизи верхней крышки 1 увеличивает эффективность процессов инерционной пылеочистки в укрытии, за счет более резкого изменения траектории движения воздуха, снижая тем самым концентрацию пыли на выходе. Вследствие меньшего аэродинамического сопротивления верхней части укрытия воздушный поток движется вблизи крышки 1 к аспирационной воронке 6.

При установке разделителя потока 9 предварительно осуществляется настройка устройства путем вертикального перемещения стержня 10 и жестко прикрепленному к нему разделителю потока 9. Исходя из расхода воздуха, а также вида, плотности и крупности сыпучего материала по известным зависимостям [34] выбирается оптимальная величина щели между обтекателем 5 и разделителем потока 9, обеспечивающая наибольший угол отклонения потока при исключении возможности забивания сыпучим материалом сопла. После проведения настройки положение стержня 10 и разделителя потока 9 закрепляется контргайкой (на рисунке не показан), а по загрузочному желобу 4 подается материал с подающего конвейера (на рисунке не показан), вместе с эжектируемым воздухом, поступает в короб аспирационного укрытия. При движении через щелевое сопло сыпучий материал под действием сил инерции перемещается к стенке разделителя потока 9, что обеспечивает его смещение в периферийную зону потока еще до отрыва струи, облегчая выход частиц из струи. Струя воздуха, вытекая из сопла с высокой скоростью, увлекает окружающий воздух, но поверхность обтекателя препятствует свободному поступлению воздуха с одной стороны струи, способствуя понижению давления у поверхности обтекателя и «прилипанию» к ней струи воздуха.

Таким образом, предложенное аспирационное укрытие мест перегрузки сыпучего материала снижает концентрацию пыли на выходе и уменьшает избыточное давление в месте падения материала на конвейерную ленту. Смещение траектории потока запыленного воздуха в верхнюю часть укрытия снижает вероятность его выбивания через боковые неплотности, что позволяет уменьшить требуемые объёмы аспирируемого воздуха.

На основании проведенного обзора применяемых конструкций аспирационных укрытий мест перегрузки и выгрузки материалов и способов снижения пылевых выбросов, используемых в них, можно сделать следующие выводы.

Уменьшение проходного сечения действительно повышает гидравлическое сопротивление, но:

- повышает скорость падения материала, что усиливает разрушение частиц и пылеобразование;
- создаёт риск заторообразования, особенно при работе с влажными, липкими или неоднородными материалами (комбикорм, древесные гранулы, силикатная масса);
- снижает пропускную способность линии, что противоречит задачам интенсификации производства.

Жёсткие перегородки и цепные завесы создают лабиринтный путь для воздуха, существенно снижают пыление, но одновременно:

- интенсивно изнашиваются при контакте с транспортируемыми абразивными материалами;
- забиваются мелкими фракциями, что приводит к нарушению технологического процесса;
- увеличивают динамическую нагрузку на конструкцию желоба, вызывая вибрации и разрушение сварных швов;
- провоцируют вторичное пылеобразование за счёт ударов падающего материала по цепям или перегородкам.

Зигзагообразные пластины эффективны только при работе с крупнокусковыми, неабразивными материалами. В условиях повышенной влажности (например, при перегрузке угля или торфа) они быстро закоксовываются, требуя ежедневного обслуживания, что делает их экономически нецелесообразными [35].

Механические затворы представляют собой достаточно сложные по конструкции решения. Их принцип действия основан на частичном перекрытии потока воздуха при свободном проходе материала. Анализ

патентной литературы позволил выявить наиболее характерные недостатки существующих конструкций рециркуляционных затворов.

Поворотные клапаны характеризуются быстрым износом оси и уплотнений, а также склонностью к заклиниванию при попадании крупных фракций материала в рабочую зону.

Ленточные затворы подвержены растяжению и разрыву эластичной ленты под действием нагрузки, что приводит к потере герметичности системы.

Шибберные затворы имеют тенденцию к забиванию зазоров пылью, что требует применения пневмопривода и специальной системы очистки для обеспечения работоспособности устройства.

Все перечисленные выше механические методы страдают от одного фундаментального недостатка: они вводят в технологический процесс дополнительный контактный элемент, который:

- подвержен износу и разрушению;
- требует регулярного обслуживания;
- создаёт новые точки отказа;
- часто ухудшает сам технологический процесс (заторы, вторичное пылеобразование).

Это делает их малоприспособными для непрерывно действующих, высоконагруженных линий, где надёжность и безотказность являются приоритетом.

Таким образом, анализ существующих технических решений по снижению объёмов эжектируемого воздуха в перегрузочных узлах сыпучих материалов показывает, что традиционные методы - такие как: установка цепных завес, зигзагообразных перегородок, сужение сечения желоба, а также применение механических клапанов и затворов - хотя и теоретически повышают гидравлическое сопротивление тракта «верхнее укрытие - желоб - нижнее укрытие», на практике не обеспечивают устойчивой и надёжной эксплуатации.

Эти конструкции подвержены интенсивному абразивному износу, особенно при работе с такими материалами, как руда, щебень, шлак или силикатная масса. Кроме того, они склонны к забиванию мелкодисперсными фракциями, что приводит к нарушению технологического процесса, увеличению трудозатрат на обслуживание и даже к аварийным остановкам оборудования. В условиях повышенной влажности (например, при перегрузке угля, торфа или влажного песка) такие системы быстро закоксовываются, теряя свою функциональность уже в течение нескольких смен.

Важно отметить, что механические затворы принципиально не могут обеспечить полную герметизацию, поскольку должны оставаться частично открытыми для свободного прохода материала. Это делает их малоэффективными как аэродинамические барьеры и сводит на нет потенциальный выигрыш в снижении объёмов аспирации.

В мировой практике ученые и производственники все чаще обращаются к новым способам, реализуемым за счет организации направленных, управляемых воздушных потоков в зоне возникновения пылевыведений.

Так, например, согласно публикации, китайских ученых [36], система пылеудаления в тоннелях аспирационных укрытий требует создания организованного воздушного потока с объемным расходом, превышающим естественную вентиляцию в 3–5 раз. Ими предложено перспективное направление снижения энергопотребления - технология спиральной продувки и всасывания, разработанная для мест перегрузки материалов [36].

Физический принцип технологии основан на создании организованного вихревого потока внутри рабочей зоны посредством тангенциальной подачи воздуха через воздухозаборники, расположенные под углом 80° к стенкам укрытия. Теоретические основы формирования вихревых потоков при падении сыпучих материалов были заложены в работах Хемеона [37], который на основе закона сохранения энергии вывел уравнение для расчета объема воздуха, увлекаемого при падении частиц. Купер и Арнольд [38] развили эту

теорию, получив аналитические выражения для двух предельных случаев - крупных и мелких частиц.

Особенно интересным и ценным с научной и практической стороны является, то, что в своей работе [36] исследователи выполнили аналитические и лабораторные исследования, которые позволяют сделать выводы о перспективности использования организованного вихревого потока внутри рабочей зоны аспирационных укрытий посредством тангенциальной подачи воздуха через воздухозаборники, расположенные под углом 80° к стенкам укрытия.

Конструктивная схема экспериментальной установки для исследования аэродинамических характеристик и эффективности пылеудаления представлена на рисунке 1.9.

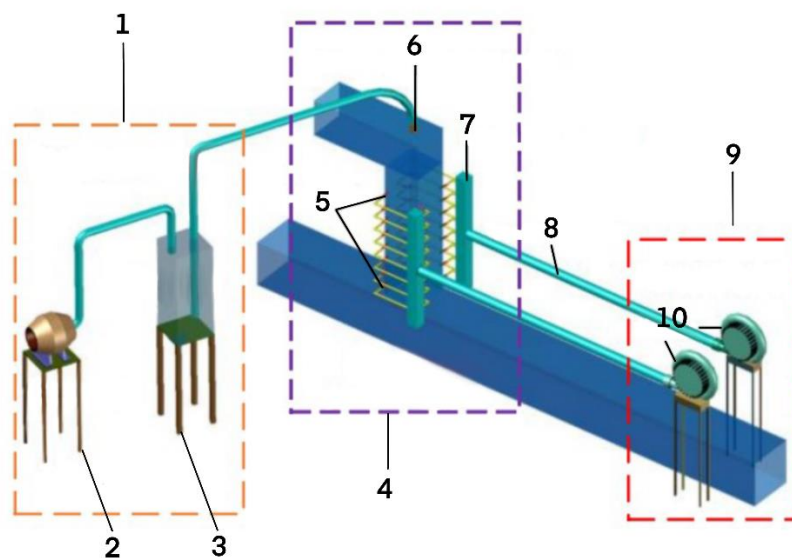


Рисунок 1.9 Схема аспирационной установки с вихревым потоком внутри рабочей зоны: 1 – система очистки воздуха; 2 – вытяжной вентилятор; 3 – пылевой фильтр; 4 - генератор спирального потока; 5 – воздухозаборники; 6 - вытяжное отверстие с отрицательным давлением; 7 - воздухозаборники; 8 - трубопроводы; 9 – аэродинамический блок; 10 – воздуходувки

Установка включает три функциональных блока: аэродинамический блок 9, генератор спирального потока 4 и систему очистки воздуха 1. Аэродинамический блок 9 состоит из четырех воздуходувок 10 идентичного типа, соединенных трубопроводами 8 с воздухозаборниками 7 тоннеля

аспирационного укрытия. Частотные регуляторы обеспечивают управление скоростью вращения воздуходувок в диапазоне, соответствующем скоростям входящего воздуха 0–10 м/с. Генератор спирального потока представляет собой систему воздухозаборников диаметром 20 мм, расположенных на каждой стенке тоннеля аспирационного укрытия (по 8 воздухозаборников на стенку) под углом 80° к стенке. Расстояние между воздухозаборниками составляет 0,3 м, расстояние от стенки до оси воздухозаборника - 0,05 м. Система очистки включает пылевой фильтр 3 высокой эффективности и вытяжной вентилятор 2, создающий отрицательное давление -10 Па в вытяжном отверстии 6, расположенном над тоннелем аспирационного укрытия. Геометрическая модель места перегрузки воспроизводит реальные условия транспортировки угля в подземной шахте. Тоннель аспирационного укрытия размером $1 \times 1 \times 2,9$ м соединен с направляющим желобом размером $6 \times 1 \times 1$ м. Общая высота модели составляет 4,8 м. Верхняя транспортерная лента подает материал в укрытие, имитируя процесс перегрузки. Нижняя транспортерная лента принимает материал и транспортирует его далее. Обе ленты движутся со скоростью 2 м/с. Эксперименты проводились с использованием угольного материала размером частиц ≤ 335 мкм при массовом расходе 3 кг/мин. Точки образования пыли установлены в верхней части модели (падение материала с верхней ленты) и в месте удара материала о нижнюю ленту. Точки измерения концентрации пыли (точка 1 и точка 2) расположены на высоте 0,3 м над нижней лентой на левом и правом концах направляющего желоба [36].

Математическое моделирование процесса методами вычислительной гидродинамики (К-ε модель турбулентности [39]) показало, что при скорости входящего воздуха 3–5 м/с в объеме перегрузочного желоба формируется устойчивое спиральное поле потока со скоростью вращения $\sim 0,5$ м/с.

Энергетическая эффективность технологии обусловлена эффектом центробежной сепарации: частицы размером более 35 мкм осаждаются под

действием центробежных сил и гравитации на транспортерную ленту, в то время как фракция $d < 10$ мкм захватывается спиральным потоком и транспортируется к вытяжному отверстию. Данный механизм позволяет снизить массовую нагрузку на систему очистки на 60–70% по сравнению с неселективными методами. Численное моделирование траекторий частиц продемонстрировало, что при увеличении скорости входящего воздуха с 3 до 10 м/с максимальный размер улавливаемых частиц возрастает с 32,1 до 54,9 мкм.

Ключевым преимуществом технологии является снижение требуемого объемного расхода воздуха. Создание отрицательного давления -10 Па в вытяжном отверстии обеспечивает расчетную скорость всасывания $\sim 3,9$ м/с. При этом организованный вихревой поток формируется за счет подачи воздуха через распределенные воздухозаборники (диаметр 50 мм, угол наклона 80° , расстояние между воздухозаборниками 300 мм) общим сечением, составляющим лишь 12–15% от площади поперечного перегрузочного желоба. Это позволяет снизить мощность воздуходувных агрегатов на 40–50% по сравнению с традиционными системами прямоточного всасывания.

Как утверждают авторы, экспериментальные исследования на физической модели точки перегрузки (короб $1 \times 1 \times 2,9$ м, направляющий желоб $6 \times 1 \times 1$ м) подтвердили эффективность технологии [36]. При оптимальном режиме (скорость входа 5 м/с, скорость экстрактора 2 м/с) концентрация пыли на границах рабочей зоны снизилась со 116 мг/м³ до $4,1$ мг/м³, что соответствует эффективности пылеудаления 96,1%, что превосходит показатели традиционных методов пылеподавления. Снижение объемного расхода воздуха при сохранении высокой эффективности пылеулавливания обеспечивает сокращение энергопотребления в 1,8–2,2 раза по сравнению с системами прямоточного всасывания аналогичной производительности.

Технология может быть применена в системах местной вытяжной вентиляции точек перегрузки ленточных конвейеров (угольная, горнорудная

промышленность), пересыпных узлов цементных заводов, загрузочных устройств металлургических производств и транспортных систем химической промышленности [40, 41, 42, 43]. Перспективным направлением повышения энергоэффективности является интеграция систем спиральной продувки с автоматизированными системами управления на основе непрерывного мониторинга пылевой обстановки, что может обеспечить дополнительное снижение энергопотребления на 15–25%.

В литературных источниках имеются утверждения разработчиков и исследователей о том, что одним из перспективных направлений повышения эффективности аспирационных укрытий является способ подачи рециркуляционного воздуха в перегрузочные желоба в виде плоских поперечных струй, формирующих воздушно-рециркуляционный затвор, что вызывает рост гидравлического сопротивления тракта и способствует снижению объёмов эжектируемого воздуха [44].

Воздушно-рециркуляционный затвор, формируемый за счёт подачи рециркуляционного воздуха в виде плоских поперечных струй, представляет собой бесконтактное, динамическое уплотнение, которое:

- не взаимодействует напрямую с сыпучим материалом, исключая износ и забивание;
- создаёт управляемое аэродинамическое сопротивление за счёт встречного импульса струи;
- позволяет гибко регулировать степень локализации путём изменения расхода и давления рециркуляционного воздуха;
- совместим с любыми типами материалов — от крупнокусковых до мелкодисперсных и влажных.

Особенно перспективным является исследование возможности использования дополнительного эффекта Коанда в узле подачи рециркуляционного воздуха, за счет применения специальных каналов. Назовем их рециркуляционными. Использование рециркуляционных каналов

позволяет стабилизировать пристеночное течение струи, увеличить её «прилипание» к поверхности желоба и тем самым усилить аэродинамическое сопротивление движению эжектируемого потока. Это, в свою очередь, приводит к снижению объёмов аспирируемого воздуха при сохранении требуемого уровня разрежения в укрытии и эффективной локализации пыли.

Таким образом, отказ от контактных механических решений в пользу воздушного затвора с эффектом Коанда [30] не только должен повысить энергоэффективность аспирационной системы, но и обеспечить высокую надёжность, минимальные эксплуатационные затраты и долгосрочную стабильность работы в условиях реального промышленного производства. Данное решение полностью соответствует современным требованиям к ресурсосберегающему проектированию систем обеспыливания и требует проведения дальнейших исследований с целью последующего применения в промышленных условиях.

1.3 Предлагаемое решение совершенствования воздушно-рециркуляционного затвора аспирационного укрытия

Современные тенденции развития промышленных систем обеспыливания направлены на поиск инновационных технических решений, обеспечивающих максимальную энергоэффективность при сохранении высокого уровня экологической безопасности.

Согласно сложившейся научной терминологии под термином "эффект Коанда" подразумевают несколько различных аэрогидродинамических явлений, названных по имени румынского изобретателя, который нашел им практическое применение, разработав несколько устройств [45–48], использующих один или несколько следующих свойств потока.

Одним из фундаментальных научных трудов, посвященных эффекту Коанда, является работа Неймана [49, 50], содержащая результаты исследования двумерного течения вокруг кругового цилиндра (схема течения

приведена на рис. 1.10). Нейман отметил, что эффект Коанда при движении по криволинейной поверхности является следствием баланса центробежной силы и радиального давления [49, 51]. При выходе струи из сопла, из-за наличия вязкого сопротивления потока и твердой стенки, его контактное давление с поверхностью ниже, чем давление окружающей среды. Этот перепад давления является основной причиной сцепления потока и криволинейной поверхности. Контактное давление вдоль поверхности увеличивается и постепенно достигает значения атмосферного, что обуславливает отрыв струи от поверхности.

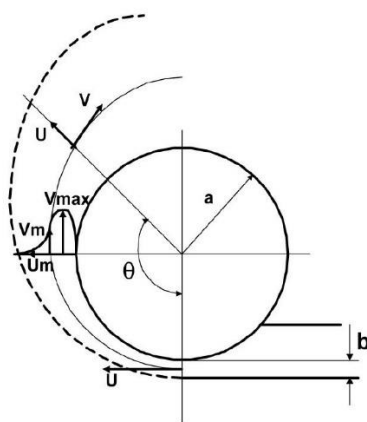


Рисунок 1.10 Схема экспериментальной установки Неймана

Однако устойчивый эффект Коанда возникает только при сочетании определенных параметров: как движения воздуха, так и конструкции канала, что не всегда соблюдается. Несмотря на широкое использование эффекта Коанда в различных отраслях техники, а также посвящения международных проектов и конференций, отмечается недостаточность информации о поведении Коандовских течений.

В работе [50] утверждается, что снижение потерь давления в канале от верхнего укрытия до желоба и от желоба до нижнего укрытия приводит к увеличению объема воздуха, движущегося по желобу, независимо от места и способа подачи рециркуляционного потока, до тех пор, пока этот поток не создает дополнительного гидравлического сопротивления на пути

эжектируемого воздуха. В предлагаемой нами конструкции увеличение аэродинамического сопротивления достигается за счет использования дополнительного эффекта Коанда в подаче рециркуляционного воздуха в перегрузочный желоб.

На рисунке 1.11 представлено предлагаемое нами конструктивное исполнение системы аспирации с частичной рециркуляцией аспирируемого воздуха Патент на полезную модель РФ №217464 [52] (Приложение А).

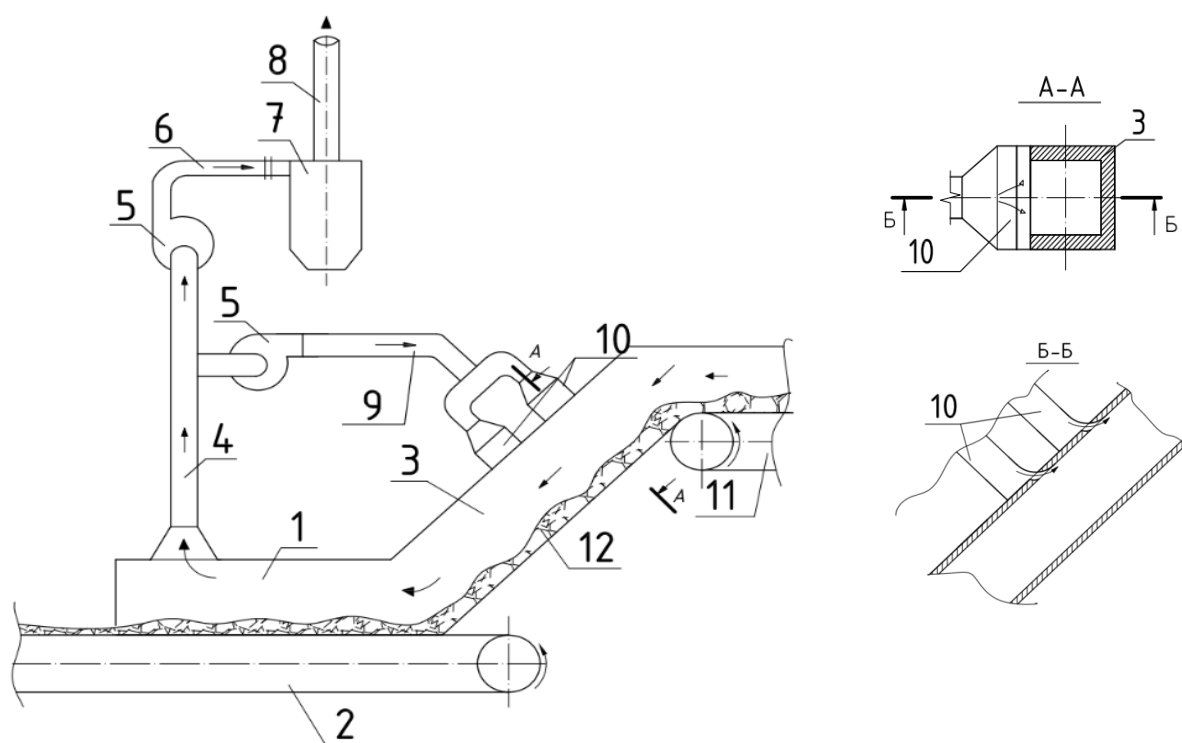


Рисунок 1.11 Принципиальная схема аспирационной системы с принудительной рециркуляцией: 1 - нижнее аспирационное укрытие с коробом; 2 - нижний ленточный конвейер; 3 - перегрузочный желоб; 4 - аспирационный воздуховод; 5 - вентиляторы; 6 - напорный патрубок; 7 - циклон; 8 - патрубок отвода очищенного воздуха; 9 - рециркуляционный воздуховод; 10 – распределители воздушно-пылевого потока с рециркуляционными каналами; 11 - верхний ленточный конвейер; 12 - перегружаемый материал

Рециркуляция подразумевает подачу части аспирируемого воздуха непосредственно в перегрузочный желоб. Рециркуляционный воздух компенсирует расход воздуха, который эжектируется перегружаемым материалом, существенно снижая тем самым энергозатраты, связанные с

очисткой аспирируемого воздуха. При разработке рассматриваемого узла предпочтительно, чтобы рециркуляционный воздух создавал наибольшее аэродинамическое сопротивление эжектируемому воздуху, что повлечет снижение объемов аспирируемого воздуха.

Аспирационная система с принудительной рециркуляцией состоит из: узла перегрузки с рециркуляцией аспирируемого воздуха, включающего короб 1, устанавливаемый над приемником перегружаемого сыпучего материала, например, лентой нижнего конвейера 2. К верхней части короба 1 жестко закреплены, например, фланцевыми соединениями, перегрузочный желоб 3 и аспирационный воздуховод 4. К аспирационному воздуховоду 4 последовательно присоединены фланцевыми соединениями вентиляторы 5, напорный патрубок 6 и циклон 7. Один выход циклона 7 соединен фланцевым соединением с патрубком 8 отвода очищенного воздуха. Другой выход, через рециркуляционный воздуховод 9 соединен фланцевым соединением с распределителями 10 воздушно-пылевого концентрата. Распределители 10 воздушно-пылевого концентрата, в количестве не менее двух, расположены последовательно и присоединены к верхней грани перегрузочного желоба 3 и соединены с ним, например, сваркой. При этом каждый распределитель 10 содержит рециркуляционный канал, сообщающийся с перегрузочным желобом 3. Рециркуляционные каналы выполнены криволинейной формы, содержащей выгнутую криволинейную поверхность, таким образом, что их расположение обеспечивает возникновение эффекта Коанда. Верхний конвейер 11 предназначен для подачи в перегрузочный желоб 3 перегружаемого сыпучего материала 12.

Узел перегрузки с рециркуляцией аспирируемого воздуха работает следующим образом. При перегрузке с верхнего конвейера 11 в короб 1 сыпучий материал 12 движется по перегрузочному желобу 3 вниз, эжектируя воздух, создавая тем самым воздушный запыленный поток. При падении сыпучего материала на конвейерную ленту 2 создается зона повышенного

давления. Для соблюдения ПДК в месте перегрузки сыпучего материала, т.е. не выбивания воздушного запыленного потока, из короба 1 вентилятором 5 через аспирационный патрубок 4 отсасывается воздух, который поступает по напорному патрубку 6 на вход циклона 7 для выделения воздушно-пылевого концентрата. Очищенный воздух по патрубку 8 поступает в атмосферу или в следующую ступень очистки (на рисунке не показана), а часть воздушно-пылевого потока при помощи второго вентилятора по рециркуляционному воздуховоду 9 отводится в распределители воздушно-пылевого концентрата 10. Распределители 10, расположенные последовательно по ходу движения эжекционного воздуха на верхней части перегрузочного желоба 3, обеспечивают подачу воздушно-пылевого потока в перегрузочный желоб 3 через рециркуляционные воздушные каналы. При этом, за счет их криволинейной формы, содержащей вогнутую криволинейную поверхность, возникает эффект Коанда, за счет которого поток воздушно-пылевого концентрата «прилипает» к верхней грани перегрузочного желоба 3.

Последовательное расположение рециркуляционных каналов в распределителях воздушно-пылевого концентрата обуславливает возникновение дополнительного эффекта Коанда в верхней части перегрузочного желоба, который приводит к возникновению дополнительного аэродинамического сопротивления движению эжекционного воздуха, и в итоге приводит к снижению его расхода.

Возникающий дополнительный эффект Коанда полностью согласуется с основополагающим уравнением гидродинамики – уравнением Бернулли для идеальной жидкости:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{U_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{U_2^2}{2g} = \frac{P_3}{\rho g} + \frac{U_3^2}{2g} = H, \quad (1.1)$$

где $P_1, P_2, P_3, U_1, U_2, U_3$ - соответственно гидростатические давления и скорости в точках, Па;

g - ускорение свободного падения, $\text{м}^2/\text{с}$.

Согласно данному уравнению, сумма статического

$$P_{ст} = \frac{P}{\rho g} \quad (1.2)$$

и динамического

$$P_{дин} = \frac{U^2}{2g} \quad (1.3)$$

напоров, которая является полным давлением, есть величина постоянная.

В рассматриваемом (рис. 1.12) верхнем потоке №1 имеется наибольшая скорость, определяющая, тем самым, высокое значение $P_{дин}$ и, следовательно, низкое $P_{ст}$.

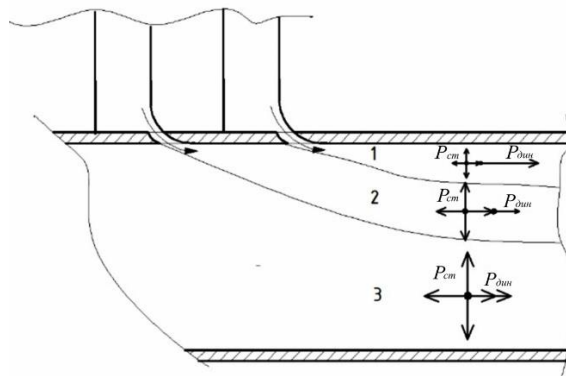


Рисунок 1.12 К теоретическому обоснованию возникновения дополнительного эффекта Коанда

Рециркуляционный поток 2, двигаясь параллельно, будет поджиматься к потоку 1 за счет перепада статических давлений в сечении 3 и 1, усиливая таким образом эффект Коанда.

Данный эффект может повысить аэродинамическое сопротивление тракта «верхнее укрытие - желоб - нижнее укрытие» и способствовать снижению объёма эжектируемого воздуха, что напрямую приводит к уменьшению требуемой производительности аспирационной системы и, как следствие, к снижению её энергопотребления при сохранении эффективной локализации пылевыведений [53].

1.4 Существующие методики расчета конструктивно-технологических параметров аспирационных укрытий

При проектировании аспирационных укрытий как элементов обеспыливающих систем вентиляции решаются три основные задачи по определению:

1. Объема пылегазовоздушной смеси, которую надо удалять из укрытия для предотвращения выбивания пыли в воздух рабочей зоны.
2. Концентрации пыли в удаляемом от укрытия воздухе.
3. Конструктивных особенностей укрытия, позволяющих добиться снижения объемов аспирации и концентрации пыли.

Данные вопросы рассматривались в работах М.К. Альтмарка, А.С. Серенко, М.Т. Камышенко, А.В. Шелекетина, Е.Н. Бошнякова, С.Е. Бутакова, О.Д. Нейкова, В.А. Минко, И.Н. Логачева, К.И. Логачева, И.И. Афанасьева, А.В. Калмыкова, В.В. Недина, Ю.Г. Овсянникова, а также в исследованиях зарубежных авторов — Дегнера, Фюттерера, Хемеона и др [7, 12, 13, 14, 16, 52-58].

1.4.1 Расчет объемов аспирации

Проанализировав историю развития систем аспирации, можно выделить два этапа развития теоретического описания процесса эжекции [13].

Первый этап (до 1949 г.) характерен экспериментальными изучениями работы систем аспирации, как технического средства локализации источников пылевыведения. Основопологающими работами этого периода являются работы Альтмарка, Рекка, Наумова и Стахорского в СССР и Принга в США. Данными учеными была выдвинута проблема количественной оценки эжектирующих свойств сыпучего материала.

На втором этапе изучения эжекции воздуха сыпучим материалом существует два подхода – энергетический и динамический. Основные работы первого направления посвящены аналитическим исследованиям равноускоренного потока равномерно распределенных частиц по вертикальному желобу, выполненными С.Е. Бутаковым (1949 г.) и исследования процессов увлечения воздуха потоком водяных капель, выполненных Деннисом, Прингом и Кнудсенем (1949 г.). В дальнейшем исследованиями процессов эжекции воздуха занимались О.Д. Нейков (1965 г.), Е.Н. Бошняков (1965 г.), В.А. Минко (1969 г.), а в США Хетч (1954 г.), Хемеон (1955 г.), Андерсон (1964 г.), Крузе и Бианкони (1966 г.) [37, 38, 49, 50].

В основу расчета расхода воздуха, аспирируемого от укрытий, полагается уравнение воздушного баланса.

$$Q_a = \sum_{i=1}^N Q_i. \quad (1.4)$$

где Q_a – объем воздуха, аспирируемого из укрытия, м³/ч;

Q_i - расход воздуха через щель, отверстие, неплотность этого укрытия, м³/ч.

Для предотвращения выбивание пыли в воздух рабочей зоны через неплотности аспирационного укрытия, в нем должно поддерживаться отрицательное давление (P_y , Па) для формирования встречного потока воздуха, препятствующего пылевыведению.

Таким образом, основной расчетной операцией является определение расходов воздуха, перетекающего по желобам и через неплотности укрытия. Величина последнего определяется по формуле:

$$Q_n = 0,65 \cdot F_n \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_y}{\rho_v}}, \quad (1.5)$$

где F_n – площадь неплотностей укрытия, м²;

P_y – разряжение в укрытии, Па;

ρ_v – плотность окружающего воздуха, кг/м³.

Количество воздуха поступающего в укрытие через неплотности (Q_n) зависит от площади неплотностей и величины разрежения поддерживаемого в укрытии. Одним из эффективных способов снижения Q_n является снижение площади неплотностей. Полное устранение неплотностей невозможно, хотя, разработанные конструкции аспирационных укрытий [24, 25, 27, 28, 31, 32, 33, 35, 52], позволяют их минимизировать.

Значительной составляющей объемов аспирируемого воздуха является объемы эжектируемого по желобу $Q_{жс}$.

Определение объемов эжектируемого воздуха на основе энергетической модели, предложенной Бутаковым С.Е. [59], а за рубежом Хемеоном [37], основывается на предположении, что падающий материал утрачивает долю своей энергии за счет сопротивления среды. При этом, потраченная энергия идет на увлечение воздуха в движение и преодоления аэродинамического сопротивления в желобе.

Динамический подход определения объемов эжектируемого воздуха основан на решении уравнении движения равномерного потока воздуха в желобе с учетом сил динамического и теплового взаимодействия компонентов. В исследованиях О.Д. Нейкова [59] и И.Н. Логачева [38-41], В.А. Минко [14, 58, 60-63] движение воздуха в желобе под влиянием сыпучих материалов рассматривается как движение воздуха в желобах с определенной гидравлической характеристикой под действием перепада давления.

Расход воздуха при перегрузке не нагретого сыпучего материала, составляет:

$$Q_{жс} = F \sqrt{\frac{P_{э} \pm P_{об} + \Delta P_y}{0,5 \rho \sum \xi}}, \quad (1.6)$$

где $\sum \xi$ - сумма коэффициентов местного сопротивления (КМС) желоба и укрытия;

F - площадь поперечного сечения желоба, м²;

ΔP_y - разность давлений, обусловленная действием местного отсоса

(разрежение в укрытии P_y), Па;

$P_{об}$ - давление, развиваемое рабочими органами аспирируемого оборудования, Па;

$P_э$ - эжекционное давление, Па.

Эжекционное давление зависит от объемной концентрации перегружаемого материала в желобе, коэффициента лобового сопротивления падающих частиц материала, гранулометрического состава материала (среднего диаметра частиц), массового расхода материала и его плотности, высоты и угла падения материала, площади поперечного сечения желоба.

Ряд перечисляемых параметров являются неуправляемыми (гранулометрический и дисперсный состав материала, плотность материала и воздуха и др.) или малоуправляемыми в условиях производства строительных материалов (высота перегрузки, угол наклона желоба, отрицательное давление в укрытии и др.).

Поэтому, в условиях производства снижение объемов аспирации может быть достигнуто повышением аэродинамического сопротивления верхнего укрытия, желоба и нижнего укрытия.

Аэродинамическое сопротивление тракта «верхнее укрытие-желоб-нижнее укрытие» можно выразить через суммарный коэффициент местного сопротивления (КМС), вычисляемый по формуле

$$\sum \xi = \xi_{\text{вн}} + \xi_{\text{жс}} + \xi_{\text{нн}}, \quad (1.7)$$

где $\xi_{\text{вн}}, \xi_{\text{жс}}, \xi_{\text{нн}}$ - коэффициенты местного аэродинамического сопротивления верхнего укрытия, желоба и нижнего укрытия, отнесенные к скорости движения воздуха в желобе.

Повышение коэффициентов местного аэродинамического сопротивления верхнего укрытия $\xi_{\text{вн}}$ и желоба $\xi_{\text{жс}}$, достаточно сложная задача, решение которой в производственных условиях затруднено в виду сложности эксплуатации и особенностей конструкции загрузочной воронки и желоба.

Снижение объемов эжектируемого воздуха за счет повышения аэродинамического сопротивления аспирационного укрытия является наиболее перспективным в условиях производственного процесса. Можно говорить, о том, что аспирационное укрытие является связующим звеном между технологическим методом обеспыливания и системами комплексной обеспыливающей вентиляции.

Для увеличения коэффициента местного сопротивления (КМС) [59, 64] укрытия мест загрузки ленточных конвейеров используются разные способы рассмотренные ранее, которые в целом сводятся к установке в полости укрытия различных перегородок, цепей, зигзагообразных пластин и т.п., данные элементы также способны выполнять функцию дополнительных пылеосадительных элементов.

1.4.2 Определение концентрации пыли в удаляемом от укрытия воздуха

Определение концентрации пыли в аспирируемом воздухе является критически важным этапом проектирования систем местной вытяжной вентиляции, поскольку этот параметр непосредственно влияет на выбор пылеулавливающего оборудования, возможность рециркуляции воздуха и общую эффективность системы. Концентрация пыли в удаляемом воздухе зависит от интенсивности пылевыведения технологического процесса, объема аспирируемого воздуха и эффективности локализации пылевых выделений укрытием.

Основной подход к определению концентрации пыли основывается на балансовом уравнении, связывающем массовый расход пылевыведения и объемный расход аспирируемого воздуха. Концентрация пыли в удаляемом от укрытия воздухе определяется по формуле [13]:

$$C = G / Q_a, \quad (1.8)$$

где C – концентрация пыли в аспирируемом воздухе, мг/м³;

G – интенсивность пылевыведения от технологического оборудования, мг/с;

Q_a – расход аспирируемого воздуха, м³/с.

Интенсивность пылевыведения G зависит от характера технологического процесса и определяется различными методами. Для процессов пересыпки сыпучих материалов интенсивность пылевыведения может быть рассчитана исходя из производительности оборудования, характеристик материала и условий его обработки. Согласно исследованиям, проведенным для цементной промышленности, интенсивность пылевыведения при пересыпке материала составляет от 0,5 до 5% от массового расхода материала в зависимости от его влажности, дисперсности и высоты падения. Для дробильно-размольного оборудования интенсивность пылевыведения определяется с учетом степени измельчения, производительности агрегата и физико-механических свойств обрабатываемого материала.

В практике проектирования часто используются эмпирические зависимости, полученные на основе экспериментальных данных для конкретных технологических процессов [65].

Важным аспектом определения концентрации пыли является учет неравномерности пылевыведения во времени [14,58]. Многие технологические процессы характеризуются периодическим или циклическим режимом работы, что приводит к значительным колебаниям концентрации пыли в аспирируемом воздухе. Для таких случаев расчет следует проводить для максимальных значений пылевыведения, соответствующих наиболее неблагоприятным условиям эксплуатации. Коэффициент неравномерности пылевыведения может достигать 2-3 для периодических процессов.

Полученное значение концентрации пыли необходимо сопоставить с предельно допустимыми концентрациями для выбираемого пылеулавливающего оборудования [66]. Для циклонов типичный диапазон входных концентраций составляет от 3 до 500 г/м³, для рукавных фильтров –

до 60 г/м³, для электрофильтров – до 50 г/м³. При превышении допустимых значений необходимо предусмотреть ступенчатую очистку с предварительным пылеуловителем. Особое внимание следует уделять случаям, когда концентрация пыли превышает нижний концентрационный предел воспламенения (НКПВ), что характерно для органической пыли и требует применения специальных мер взрывобезопасности.

При проектировании систем с рециркуляцией воздуха знание концентрации пыли на входе в систему очистки позволяет определить требуемую эффективность пылеулавливания для обеспечения нормативных показателей качества возвращаемого воздуха. Согласно санитарным нормам [67], концентрация пыли в рециркуляционном воздухе не должна превышать 30% от ПДК рабочей зоны, что предъявляет жесткие требования к степени очистки при высоких входных концентрациях.

1.4.3 К расчету конструктивных параметров аспирационных укрытий

Расчет конструктивных параметров аспирационных укрытий представляет собой комплексную задачу, требующую учета аэродинамических, технологических и экономических факторов. Основной целью расчета является определение минимально необходимого расхода воздуха и оптимальных геометрических параметров укрытия, обеспечивающих эффективную локализацию пылевых выделений при минимальных энергозатратах на аспирацию.

Расчет аспирационных укрытий базируется на анализе воздушных потоков в зоне пылевыведения и условиях локализации пылевого облака. Общий расход воздуха, удаляемого от укрытия, определяется суммой расходов через все неплотности конструкции и технологические проемы. Основное уравнение для полностью герметичного укрытия с одним всасывающим отверстием имеет вид [13, 68]:

$$Q_a = \Sigma \left(\mu_i \cdot F_i \cdot \sqrt{((2 \cdot \Delta P) / \rho)} \right), \quad (1.9)$$

где μ_i – коэффициент расхода i -го отверстия;

F_i – площадь i -го отверстия, м²;

ΔP – разрежение в укрытии, Па;

ρ – плотность воздуха, кг/м³.

Для открытых и полуоткрытых укрытий, которые наиболее распространены в промышленности из-за необходимости доступа к технологическому оборудованию, расчет ведется исходя из обеспечения необходимых скоростей воздуха в рабочих проемах [69, 70]. Минимальная скорость в проеме открытого укрытия должна предотвращать выбивание пыли в помещение и определяется характером пылевыведения. Для пылевыведений с небольшой начальной скоростью (свободное падение материала) минимальная скорость составляет 0,5-0,7 м/с, для пылевыведений с повышенной начальной скоростью (пересыпка с конвейера на конвейер) – 1,0-1,5 м/с, для интенсивных пылевыведений при дроблении – 1,5-2,5 м/с.

Расход воздуха для открытого укрытия определяется по формуле [7, 12, 70]:

$$Q_a = v \cdot F_{np} \cdot k, \quad (1.10)$$

где v – требуемая скорость воздуха в проеме, м/с;

F_{np} – площадь открытого проема, м²;

k – коэффициент, учитывающий неравномерность поля скоростей (обычно принимается 1,1-1,3).

Важным аспектом проектирования укрытий является расчет аспирационных затворов – устройств, обеспечивающих герметизацию мест входа и выхода материала из укрытия при минимальных подсосах воздуха. Для конвейерных перегрузок широко применяются укрытия, расход воздуха через неплотности в которых зависит от зазора между лентой и стенками

затвора. Эмпирические исследования показывают, что расход воздуха через зазор величиной δ можно определить по формуле [13, 68]:

$$Q_{\text{зазор}} = 0,65 \cdot \delta \cdot L \cdot \sqrt{((2 \cdot \Delta P)/\rho)}, \quad (1.11)$$

где δ – величина зазора, м;

L – длина зазора (периметр ленты), м;

ΔP – разрежение в укрытии, Па.

Для элеваторных перегрузок применяются телескопические затворы, позволяющие минимизировать высоту падения материала и снизить интенсивность пылевыведения. Расчет таких затворов включает определение диаметра телескопических труб исходя из производительности транспортирования и допустимой скорости движения материала. Диаметр телескопической трубы определяется из условия [71]:

$$D \geq \sqrt{((4 \cdot Q_m)/(\pi \cdot \rho_m \cdot v_{\text{доп}}))}, \quad (1.12)$$

где Q_m – объемная производительность, м³/с;

ρ_m – насыпная плотность материала, кг/м³;

$v_{\text{доп}}$ – допустимая скорость материала (обычно 1,5-2,0 м/с для предотвращения сегрегации).

При проектировании укрытий дробильно-размольного оборудования необходимо учитывать дополнительные факторы: вибрацию оборудования, необходимость периодического доступа для обслуживания, теплоотвод от работающих механизмов. Расход воздуха в таких случаях увеличивается на 20-30% для компенсации дополнительных подсосов через неплотности, возникающие при вибрации. Конструкция укрытия должна предусматривать виброизоляция воздуховодов и гибкие вставки для компенсации относительных перемещений.

Оптимизация конструктивных параметров укрытия должна учитывать возможность применения систем с рециркуляцией воздуха. В этом случае снижение расхода аспирируемого воздуха за счет рациональной

конструкции укрытия напрямую влияет на снижение объема воздуха, требующего очистки и возврата в помещение, что существенно сказывается на энергоэффективности системы. Использование регулируемых заслонок и автоматизированных затворов позволяет адаптировать режим аспирации к текущим условиям технологического процесса и минимизировать непроизводительные энергозатраты.

Современные подходы к проектированию аспирационных укрытий предполагают применение методов вычислительной гидродинамики (CFD) [72-75] для детального анализа воздушных потоков и оптимизации конфигурации укрытия. Численное моделирование позволяет визуализировать траектории движения пылевых частиц, выявить зоны застоя и рециркуляции воздуха внутри укрытия, оптимизировать расположение всасывающих патрубков для обеспечения максимальной эффективности улавливания пыли при минимальном расходе воздуха.

1.5 Цель и задачи исследований

Цель работы: Повышение эффективности систем местной вытяжной вентиляции путем снижения объёмов аспирируемого воздуха за счет использования усовершенствованного рециркуляционного затвора с эффектом Коанда.

Поставленная цель определила следующие **задачи исследования:**

- провести анализ существующих способов и средств снижения объёмов аспирируемого воздуха при перегрузке сыпучих материалов;
- разработать конструкцию воздушного рециркуляционного затвора узла перегрузки с применением эффекта Коанда;
- выполнить аналитические исследования рециркуляционного затвора с использованием эффекта Коанда для определения закономерностей

формирования воздушных потоков;

- разработать компьютерную модель и определить рациональные конструктивно-режимные параметры рециркуляционного затвора методом численного моделирования;

- изготовить лабораторный стенд, выполнить планирование и натурные эксперименты, установить регрессионные зависимости коэффициента аэродинамического сопротивления от конструктивно-режимных параметров методом многофакторного эксперимента;

- доработать алгоритм расчёта и подбора конструктивно-режимных параметров рециркуляционного затвора с эффектом Коанда;

- осуществить апробацию предложенной конструкции воздушно рециркуляционного затвора в промышленных условиях.

1.6 Выводы по первой главе

На основании проведённого анализа способов и оборудования для локализации источников пылевыведения при перегрузке сыпучих материалов и направлений его совершенствования можно сделать следующие выводы:

1. Основным вредным производственным фактором на предприятиях по добыче и переработке материалов различного назначения, в т.ч. и стройиндустрии, является пыль с высоким содержанием вредных веществ, образующаяся при транспортировке и переработке сыпучих материалов. Фактические концентрации пыли на рабочих местах горно-обогатительных комбинатов значительно превышают предельно допустимые концентрации, что требует повышенного внимания к увеличению эффективности систем аспирации.

2. Аспирационное укрытие является важным элементом системы локализации пылевыведения, выполняющим функцию связующего звена

между технологическим процессом и обеспыливающими системами особенно при транспортировании и перегрузке сыпучих материалов. Конструктивные особенности укрытия оказывают существенное влияние на эффективность и энергопотребление всей аспирационной системы.

3. На основании анализа проведенных в литературе данных, сделано предположение, что частичная рециркуляция аспирируемого воздуха представляет собой один из наиболее перспективный метод снижения объёмов аспирации. Применение принудительной рециркуляции позволяет достичь значительного возврата аспирируемого воздуха обратно в укрытие, что должно существенно повысить эффективность аспирационных систем.

4. Анализ современных конструкций узлов подачи рециркуляционного воздуха показал, что существующие технические решения не исчерпывают возможности оптимизации аэродинамических процессов в перегрузочных узлах. Применение эффекта Коанда в узлах подачи рециркуляционного воздуха создаёт дополнительное аэродинамическое сопротивление движению эжекционного воздуха, что способствует снижению объёмов аспирации.

5. Предложено конструктивно-техническое решение совершенствования воздушно-рециркуляционного затвора для мест перегрузки сыпучих материалов с использованием эффекта Коанда.

6. Определена цель и поставлены задачи исследований диссертационной работы.

2 АНАЛИТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЗДУШНО-РЕЦИРКУЛЯЦИОННОГО ЗАТВОРА

Настоящая глава направлена на разработку компьютерной модели, аналитические и численные исследования влияния конструктивно-режимных параметров воздушно-рециркуляционного затвора на снижение объемов эжектируемого воздуха, что наряду с совершенствованием аэродинамики рециркуляционных систем аспирации позволяет получить информацию, необходимую для совершенствования конструкции воздушно-рециркуляционных затворов.

2.1 Эжекция воздуха в желобах при перегрузке сыпучих ненагретых материалов

Используя динамическую модель эжекции [13, 16], рассмотрим стационарное изотермическое движение двухфазного потока в прямолинейном желобе сечением $S_{ж} = \text{const}$ с учётом работы воздушно-рециркуляционного затвора. Выделим на расстоянии x от его верхнего торца элементарную призму длиной Δx с боковыми гранями, совпадающими со стенками желоба (рисунок 2.1). Принимаем следующие допущения: начало координат помещается во входном сечении желоба; ось абсцисс направлена вдоль оси желоба в направлении движения материала. Согласно динамической модели эжекции [13], уравнения непрерывности для компонентов потока в принятых обозначениях имеют вид:

$$G_1 = \int_{S_{ж}} \beta_1 \rho_1 v_1 dS, \quad (2.1)$$

$$G_2 = \int_{S_{ж}} \beta_2 \rho_2 v_2 dS, \quad (2.2)$$

где ρ_1, ρ_2 — плотности материала и воздуха, кг/м³;

β_1, β_2 — объёмные концентрации материала и воздуха;

v_1, v_2 — скорости материала и воздуха, м/с;

G_1, G_2 — массовые расходы материала и воздуха, кг/с.

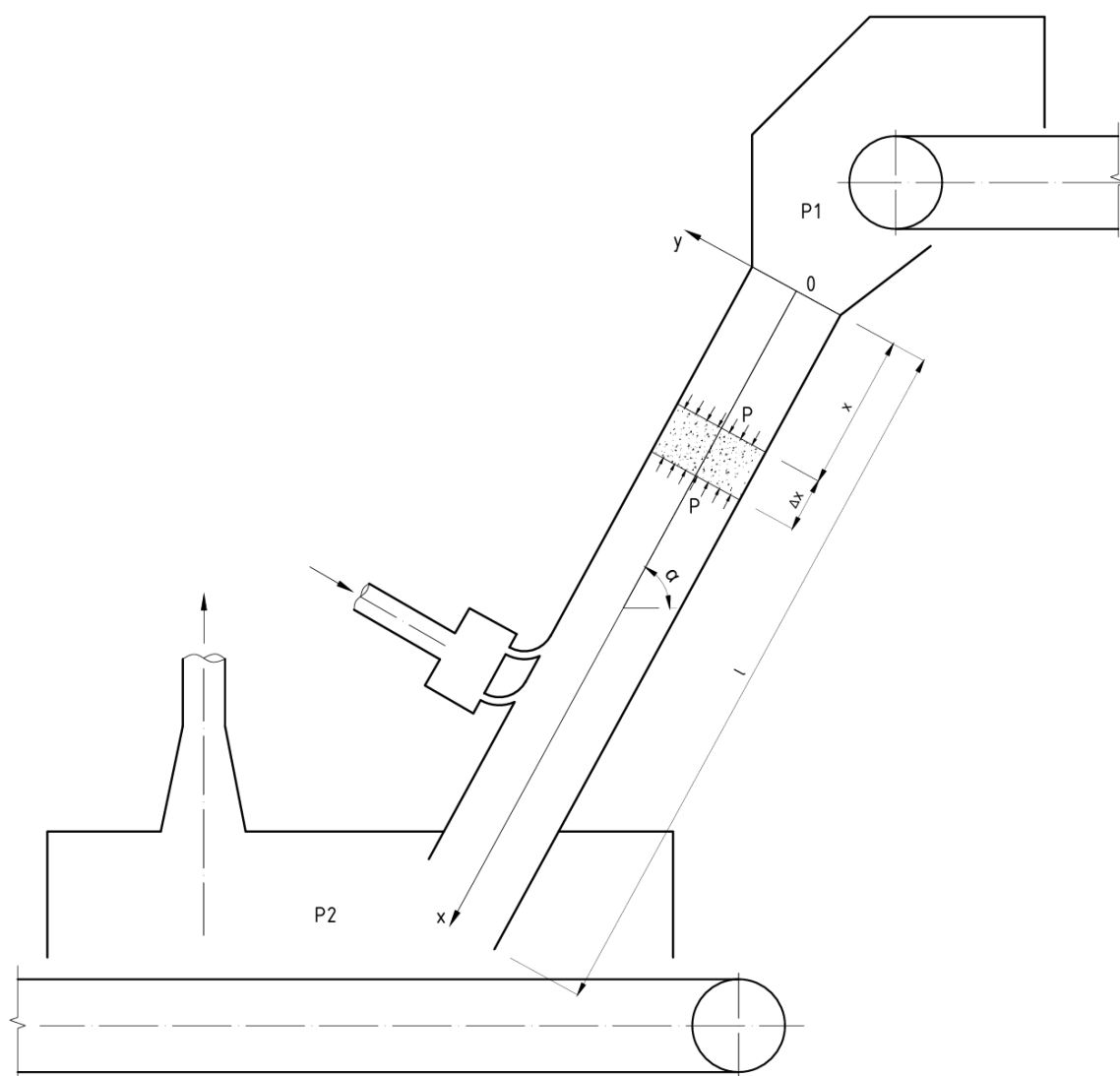


Рисунок 2.1 — Узел перегрузки сыпучего ненагретого материала по прямолинейному наклонному желобу

На рисунке 2.1 представлена схема наклонного прямолинейного перегрузочного желоба постоянного сечения, предназначенного для пересыпки ненагретого сыпучего материала с верхнего на нижний конвейер. Пылезащитная конструкция включает верхнее укрытие, локализирующее вредные выбросы в зоне разгрузки, и нижнее укрытие, ограждающее участок загрузки материала на нижний конвейер. Для создания сопротивления в желобе установлен воздушно-рециркуляционный затвор, который возвращает часть аспирируемого воздуха обратно в технологический процесс.

Данная расчётная схема служит основой для вывода уравнения динамики одномерного потока частиц в наклонном желобе с учётом влияния рециркуляционного затвора. Физическая постановка задачи предполагает равномерное распределение частиц по сечению потока; при этом, как показано в исследованиях И. Н. Логачёва [13], решение одномерного уравнения с достаточной точностью описывает процессы эжекции воздуха даже при псевдоравномерном распределении материала.

Задача количественного описания эжекции воздуха при перегрузке сыпучих материалов решалась в работах И.Н. Логачева [13, 16] путём построения одномерной модели двухфазного потока в прямоугольном желобе постоянного сечения. Установлено, что объём эжектируемого воздуха $Q_{ж}$ зависит от: массового расхода транспортируемого материала G_m , ширины желоба β , плотности воздуха ρ , высоты сечения желоба h , начальной V_1 и конечной V_2 скоростей движения частиц. В настоящем разделе указанные зависимости рассматриваются с учётом работы воздушно-рециркуляционного затвора с эффектом Коанда, разработанного в рамках данной диссертации [52, 76] (Приложение А и Б), что позволяет выявить физический механизм снижения объёмов аспирации.

Запишем уравнения массовых расходов компонентов — сыпучего материала (индекс 1) и воздуха (индекс 2) — для выделенного элементарного объёма желоба, пренебрегая пульсационными составляющими скорости [13]. Уравнения сохранения количества движения для материала и воздуха, заключённых в выделенном элементарном объёме:

$$\Delta \left(\int_{S_{ж}} \beta_1 \rho_1 v_1 v_1 dS \right) = \int_{\Delta V_{ж}} M_1 \beta_1 \rho_1 dV - \int_{\Delta V_{ж}} \frac{\beta_1}{V_q} R dV, \quad (2.3)$$

$$\Delta \left(\int_{S_{ж}} \beta_2 \rho_2 v_2 v_2 dS \right) = \int_{\Delta V_{ж}} M_2 \beta_2 \rho_2 dV + \int_{S_{\Delta V_{ж}}} \beta_2 \Pi_2 dS + \int_{\Delta V_{ж}} \frac{\beta_2}{V_q} R dV, \quad (2.4)$$

где ΔS_δ — боковая поверхность элементарного объёма;

Π_2 — проекция поверхностных сил на ось ОХ.

Переход к одномерной постановке выполняется заменой в уравнениях (2.3) и (2.4) переменных скоростей и объёмных концентраций их усреднёнными по сечению значениями.

Проекция поверхностных сил для воздушной фазы с учётом геометрии элементарного объёма выражается через интеграл:

$$\beta_1 \rho_1 M_1 = \beta_1 \rho_1 a_T, \quad \beta_2 \rho_2 M_2 = \beta_2 (\rho_2 - \rho_0) g_x. \quad (2.5)$$

Принимая во внимание геометрию элементарного объёма, запишем интеграл поверхностных сил для воздушной составляющей потока [13]:

$$\int_{S_{\Delta V_{\text{ж}}}} \beta_2 \Pi_2 dS = P \cdot S - (P + \Delta P) \cdot (S + \Delta S) + \left(P + \frac{\Delta P}{2}\right) \cdot \Delta S_{\delta} \cdot \sin \alpha - \tau_{\text{ст}} \cdot \Delta S_{\delta} \cdot \sin \alpha \approx \\ S \Delta P - \tau_{\text{ст}} \cdot P \cdot \Delta x, \quad (2.6)$$

где ΔS_{δ} — боковая поверхность элементарного объёма;

P — периметр желоба, м;

$\tau_{\text{ст}}, P$ — напряжение сил трения и давление на стенках;

$S = \beta_2 \cdot S_{\text{жс}} = B \cdot h \cdot \beta_2$ — площадь сечения желоба, свободная для прохода воздуха;

β — ширина желоба, м;

h — высота сечения желоба, м.

После подстановки усреднённых значений уравнения сохранения количества движения приобретают дифференциальный вид, пригодный для аналитического интегрирования:

$$G_1 \frac{d\bar{v}_1}{dx} = \bar{\beta}_1 \rho_1 a_T S_{\text{ж}} - \frac{\bar{\beta}_1}{V_{\text{ч}}} \cdot \bar{R} \cdot S_{\text{ж}}, \quad (2.7)$$

$$G_2 \frac{d\bar{v}_2}{dx} = \bar{\beta}_2 (\rho_2 - \rho_0) g_x S_{\text{ж}} - \bar{\beta}_2 S_{\text{ж}} \frac{dP}{dx} - \bar{\beta}_2 \frac{\lambda}{D} \cdot \frac{\bar{v}_2}{2} \rho_2 S_{\text{ж}} + \frac{\bar{\beta}_1}{V_{\text{ч}}} \cdot \bar{R} \cdot S_{\text{ж}}, \quad (2.8)$$

где $\bar{R}$ — усреднённая сила аэродинамического взаимодействия,

$\bar{v}_1, \bar{v}_2$ — усреднённые по сечению желоба скорости материала и воздуха:

$$\bar{v}_1 = \frac{1}{S_{\text{ж}}} \int_{S_{\text{ж}}} v_1 dS, \quad \bar{v}_2 = \frac{1}{S_{\text{ж}}} \int_{S_{\text{ж}}} v_2 dS \quad (2.9)$$

где $\bar{\beta}_1, \bar{\beta}_2$ — усреднённые по сечению желоба объёмные концентрации материала и воздуха:

$$\bar{\beta}_1 = \frac{1}{S_{\text{ж}}} \int_{S_{\text{ж}}} \beta_1 dS, \quad \bar{\beta}_2 = 1 - \bar{\beta}_1. \quad (2.10)$$

В дальнейшем изложении знак осреднения над переменными v_1 , v_2 , β_1 , R опускается, при этом подразумевается, что везде, где это специально не оговорено, речь идёт об усреднённых по сечению желоба величинах.

Связь усреднённых скоростей и объёмных концентраций компонентов с их массовыми расходами следует непосредственно из уравнений (2.1) и (2.2):

$$\beta_1 = \frac{G_1}{\rho_1 v_1 S_{\text{ж}}}, \quad (2.11)$$

$$v_2 = \frac{G_2}{(1-\beta_1)\rho_2 S_{\text{ж}}}. \quad (2.12)$$

При записи члена, описывающего трение о стенки желоба в уравнении (2.8) [8], принималось условие постоянства касательных напряжений $\tau_{ct} = \text{const}$, что даёт:

$$\beta_2 \tau_{ct} P dx = \beta_2 \frac{\lambda}{D} \frac{v_2^2}{2} \rho_2 \cdot S_{\text{ж}}, \quad (2.13)$$

где λ — коэффициент аэродинамического сопротивления стенок желоба;

D — гидравлический диаметр желоба, равный:

$$D = \frac{4S_{\text{ж}}}{\Pi}, \quad (2.14)$$

Усреднённая аэродинамическая характеристика ψ^* вводится через замену суммарной силы сопротивления всех частиц в элементарном объёме произведением числа частиц на некоторую эффективную единичную силу:

$$\frac{\beta_1 \Delta V_{\text{ж}}}{V_{\text{ч}}} \psi^* \cdot f_M \cdot \frac{|v_1 - v_2|(v_1 - v_2)}{2} \rho_2 = \int_{\Delta V_{\text{ж}}} \frac{\beta_1}{V_{\text{ч}}} R dV, \quad (2.15)$$

где ψ^* — усреднённый коэффициент аэродинамического сопротивления частиц;

f_M — функциональная зависимость коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса;

$V_{\text{ч}}$ — скорость витания частицы, м/с.

На основании представленного аналитического аппарата установлено, что объём эжектируемого воздуха $Q_{\text{ж}}$ при перегрузке ненагретых сыпучих материалов определяется перечисленными выше технологическими

параметрами. Принципиальный вывод для задачи настоящей диссертации состоит в следующем: введение воздушно-рециркуляционного затвора с эффектом Коанда увеличивает суммарный КМС тракта $\Sigma\zeta$, что по уравнению (2.23) ведёт к снижению скорости v_2 и объёма эжектируемого воздуха $Q_{жс}$ при неизменных технологических параметрах перегрузки.

Уравнения (2.1)–(2.15), описывающие динамику двухфазного потока в желобе, являются основой расчётного метода, разработанного в работах Логачева И.Н. и Нейкова О.Д. [13,55]. Последовательное интегрирование этой системы позволяет перейти от дифференциальных уравнений к инженерным формулам для объёма эжектируемого воздуха, применяемым при расчёте аспирационных систем с воздушно-рециркуляционным затвором с эффектом Коанда.

При $S_{жс} = \text{const}$ и малой объёмной концентрации материала ($\beta_1 \ll 1$) уравнения сохранения количества движения для каждого компонента в проекции на ось желоба принимают следующий вид [8,65]:

$$\beta_1 \rho_1 v_1 \frac{dv_2}{dx} = \beta_1 \rho_1 a_T - \psi^* \beta_1 \kappa_m \frac{|v_1 - v_2|(v_1 - v_2)}{2} \rho_2, \quad (2.16)$$

$$(1 - \beta_1) \rho_2 v_2 \frac{dv_2}{dx} = (1 - \beta_1)(\rho_2 - \rho_0)g_x - (1 - \beta_1) \frac{dP}{dx} - \lambda \frac{1 - \beta_1}{D} \frac{v_2^2}{2} \rho_2 + \psi^* \beta_1 \kappa_m \frac{|v_1 - v_2|(v_1 - v_2)}{2} \rho_2, \quad (2.17)$$

где ρ_1, ρ_2 — плотности материала и воздуха, кг/м³;

β_1, β_2 — усреднённые по сечению объёмные концентрации материала и воздуха;

v_1, v_2 — усреднённые по сечению скорости материала и воздуха, м/с;

$S_{жс}$ — площадь поперечного сечения желоба, м²;

g — ускорение свободного падения, м/с²;

θ — угол наклона желоба к горизонту, рад;

R — усреднённая по сечению объёмная сила аэродинамического взаимодействия компонентов, Н/м³;

$\tau_{см}$ — касательное напряжение трения воздуха о стенки желоба, Па;

Π — смоченный периметр поперечного сечения желоба, м;

P — статическое давление воздуха, Па;

x — координата вдоль оси желоба, м.

Использование условия малости объёмной концентрации ($\beta_1 \ll 1$, что выполняется для большинства промышленных перегрузочных узлов) позволяет принять приближения:

$$\beta_1 \ll 1 \quad (2.18)$$

После введения изотермического приближения ($\rho_2 = \rho_0 = \text{const}$) уравнение количества движения для воздуха (2.17) сводится к виду, допускающему аналитическое интегрирование [13, 59]:

$$\frac{dP}{dx} = (\rho_2 - \rho_0)g_x - \frac{\lambda}{D} \frac{v_2^2}{2} \rho_2 + \psi^* \beta_1 \kappa_m \frac{|v_1 - v_2|(v_1 - v_2)}{2} \rho_2 \quad (2.19)$$

Уравнение (2.19) связывает градиент давления воздуха в желобе с кинематическими характеристиками потока частиц и потерями на трение о стенки. Его интегрирование при заданных граничных условиях позволяет установить как поле давлений, так и суммарный объём эжектируемого воздуха.

Определяющим параметром в уравнении (2.19) является эжекционное давление $P_{\text{э}}$ - разность кинетических давлений двухфазного потока в начале и конце желоба, обусловленная разгоном частиц материала под действием силы тяжести. По результатам интегрирования уравнения движения при нулевом скоростном напоре воздуха [13, 59]:

$$P_{\text{эx}} = \psi^* \kappa_m \varepsilon \frac{G_1}{2a_T S_{\text{ж}}} \cdot \frac{|v_1 - v_2|^3 - |v_{1\text{н}} - v_2|^3}{3} \quad (2.20)$$

Из этого выражения следует принципиальный вывод: эжекционный напор определяется только динамическими характеристиками материала, но не зависит от сопротивления тракта — это свободный член в уравнении баланса давлений желоба.

Скорость эжектируемого воздуха v_2 определяется интегрированием уравнения количества движения (2.21) по длине желоба [13, 59]:

$$dp = -\lambda \frac{dx}{D} \cdot \frac{|v_2|v_2}{2} \rho_2 + dP_{\text{эx}} \quad (2.21)$$

Граничные условия для интегрирования уравнения (2.21) отвечают случаю двустороннего открытого желоба (атмосферное давление на обоих торцах):

$$P(0) = P_a - \zeta_H \frac{|v_2|v_2}{2} \rho_2; \quad P(l) = P_a + \zeta_k \frac{|v_2|v_2}{2} \rho_2, \quad (2.22)$$

где P_a — давление воздуха вне желоба, Па;

$P(0)$ — верхний торец желоба;

$P(l)$ — нижний торец желоба.

Данные граничные условия соответствуют расчётной схеме стандартного перегрузочного узла; в дальнейшем (раздел 2.2.1) они дополняются граничными условиями на входе рециркуляционного канала воздушно-рециркуляционного затвора.

Интегрирование уравнения (2.21) при граничных условиях (2.22) по длине желоба H даёт выражение для скорости эжектируемого воздуха в конечном сечении [13, 59]:

$$\sum \zeta \frac{v_2^2}{2} \rho_2 = P_{\text{э}} \equiv \psi^* \kappa_m \varepsilon \frac{G_1}{2a_T S_{\text{жс}}} \cdot \frac{|v_{1k} - v_2|^3 - |v_{1H} - v_2|^3}{3} \quad (2.23)$$

где v_{1H} и v_{1k} - начальная и конечная скорости движения частиц в желобе, м/с;

В уравнение (2.23) в качестве аргумента входит суммарный КМС тракта $\Sigma\zeta$, учитывающий сопротивление всех элементов пути эжектируемого воздуха, включая коэффициент местного сопротивления воздушно-рециркуляционного затвора $\zeta_{\text{узл}}$ — ключевой параметр, определяемый в рамках настоящей работы. Повышение $\zeta_{\text{узл}}$ за счёт рециркуляционного потока, создаваемого затвором, ограничивает объём эжектируемого воздуха $Q_{\text{жс}}$ и тем самым снижает нагрузку на аспирационную систему:

$$\Sigma\zeta = \zeta_{\text{вх}} + \zeta_0 + \zeta_{\text{пер}} + \zeta_{\text{узл}} + \frac{\lambda l}{D}, \quad (2.24)$$

где $\zeta_{\text{вх}}$ - КМС входа воздуха в верхнее укрытие;

ζ_0 - КМС перегрузочного желоба ($\zeta_0 = 1,5$ для вертикальных, $\zeta_0 = 2,5$ при наличии наклонного участка);

$\zeta_{пер}$ - КМС жёсткой перегородки укрытия ($\zeta_{пер} = 0$ при отсутствии перегородки);

$\zeta_{уэл}$ - КМС воздушно-рециркуляционного затвора с эффектом Коанда (определяется по уравнению (2.35));

λ - коэффициент гидравлического сопротивления трения желоба;

l, D - длина и гидравлический диаметр желоба, м.

Увеличение $\zeta_{уэл}$ непосредственно повышает $\Sigma\zeta$ в (2.24), что по (2.23) снижает v_2 и объём $Q_{ж}$ — это и есть физический механизм работы предлагаемого устройства.

Для обобщения экспериментальных данных и перехода к безразмерному описанию процесса эжекции вводится критерий Бутакова–Нейкова Bu . В безразмерной форме уравнение (2.23) принимает вид [59]:

$$Bu = \frac{\psi^* \kappa_m G_1 v_{1к}}{a_T S_{ж} \rho_1 \Sigma\zeta}, \quad (2.25)$$

$$Bu = \frac{G_1 v_{1к}}{S_{ж} \Sigma\zeta \frac{C_y^2}{2} \rho_2}, \quad (2.26)$$

где Bu - критерий Бутакова–Нейкова, представляющий собой отношение количества движения потока частиц к условной силе динамического напора воздуха;

где ψ^* - усреднённый коэффициент аэродинамического сопротивления частиц;

κ_m - коэффициент массовой концентрации;

a_T - полудлина активной зоны падения материала, м.

G_1 - массовый расход сыпучего материала, кг/с;

$v_{1к}$ - конечная скорость движения частиц материала в желобе, м/с;

$S_{ж}$ - площадь поперечного сечения желоба, м²;

C_y - скорость витания частиц в воздухе, м/с;

ρ_2 - плотность воздуха, кг/м³.

Критерий Bi характеризует соотношение количества движения потока сыпучего материала и динамического напора воздуха. При $Bi > 3$ процесс эжекции переходит в область автомодельности, в которой коэффициент φ_k практически перестаёт зависеть от расхода и дисперсности материала.

Из соотношений (2.25) и (2.26) получается выражение для объёма эжектируемого воздуха через коэффициент эжекции φ_k [13]:

$$Q_{\text{э}} = \varphi_k v_{1\kappa} S_{\text{ж}}, \quad (2.27)$$

где φ_k — коэффициент эжекции (отношение скорости эжектируемого воздуха к конечной скорости частиц);

$v_{1\kappa}$ — конечная скорость движения частиц материала в желобе (конечная скорость потока), м/с;

$S_{\text{ж}}$ — площадь поперечного сечения желоба, м².

Известно, что в области автомодельности ($Bi > 3$), типичной для промышленных перегрузочных узлов с вертикальными и наклонными желобами, коэффициент φ_k стремится к предельному значению φ_k , которое определяется исключительно гидравлическим сопротивлением тракта и не зависит от расхода и гранулометрии материала [13, 59]:

$$\varphi_k = \frac{1+n}{2}. \quad (2.28)$$

Соответственно, асимптотический объём эжектируемого воздуха в области автомодельности [13, 34, 59, 77]:

$$Q_{\text{ж}} = F \sqrt{\frac{2(P_{06} + P_{\text{э}})}{\rho \cdot \Sigma \zeta}}, \quad (2.29)$$

где F — площадь поперечного сечения желоба, м²;

$\Sigma \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений желоба и укрытия;

P_{06} — давление, развиваемое рабочими органами аспирируемого оборудования, Па;

$P_{\text{э}}$ — эжекционное давление, Па;

ρ — плотность воздуха, кг/м³.

Уравнение (2.29) составляет теоретическую основу концепции применения воздушно-рециркуляционного затвора с эффектом Коанда.

Из него прямо следует: $Q_{жс}$ обратно пропорционален $\Sigma\zeta$. Установка затвора с $\zeta_{уэл} = 67,3$ (по опыту 12, таблица 2.2) при типовом начальном $\Sigma\zeta = 1,5 \dots 2,5$ [34] для наклонных желобов обеспечивает снижение объёма эжекции приблизительно не менее 10-30%, что подтверждается результатами физического эксперимента (глава 3).

На рисунке 2.2 представлена схема аспирационного тракта фрагмента перегрузочного желоба с воздушно-рециркуляционным затвором. Воздушный циркуляционный затвор включает соединительный патрубок, камеру статического давления и распределительные каналы. Подмешивание рециркуляционного потока способствует увеличению скорости воздуха в выходной зоне желоба. При этом за счёт формирования затвором дополнительного местного аэродинамического сопротивления суммарный расход эжектируемого воздуха снижается.

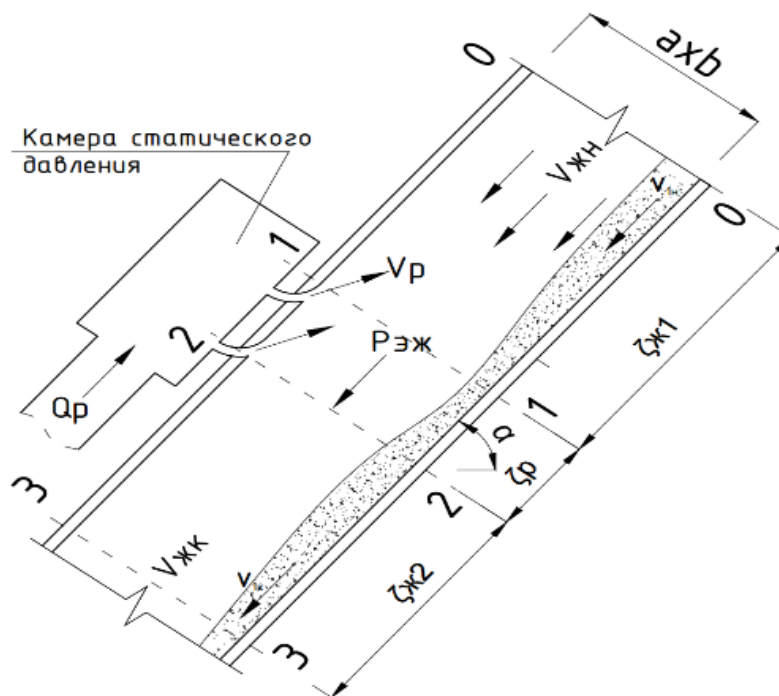


Рисунок 2.2 - Схема аспирационного тракта перегрузочного желоба с воздушно-рециркуляционным затвором: 0–1 - входной участок эжекции; 1–2 - рециркуляционный узел ($\zeta_{уэл}$); 2–3 - выходной участок; $V_{жн}$, $V_{жк}$ - скорости воздуха; V_p - скорость рециркуляции; $P_{эж}$ - эжекционное давление; L_p - длина рециркуляционного канала

Для количественного описания влияния воздушно-рециркуляционного затвора на объём аспирируемого воздуха запишем уравнение баланса эжекционного и аэродинамического давлений в аспирационном укрытии узла перегрузки сыпучих материалов [13, 59, 77]:

$$Q_э \leq \frac{1}{2}(v_{1н} + v_{1к})S_ж, \quad (2.30)$$

Суммарный коэффициент аэродинамического сопротивления аспирационного тракта узла перегрузки с рециркуляционным затвором определяется выражением [13, 78]:

$$\Sigma \zeta = \zeta_н + \zeta_p + \zeta_k + \frac{\lambda l}{D}, \quad (2.31)$$

где $\zeta_н$ - КМС на входе/выходе;

ζ_p - КМС поворотов;

ζ_k - КМС запорно-регулирующей арматуры;

λ - коэффициент гидравлического сопротивления трения желоба;

l, D - длина и гидравлический диаметр желоба, м.

Коэффициент местного сопротивления рециркуляционного затвора при эжекционном смешении воздушных потоков в желобе определяется как:

$$\zeta_p = \frac{\Delta P_{0-3}}{\rho V_{жн}^2/2} - \Delta P_{тр} = \frac{F_p V_p (2V_{жн} + F_p V_p)}{V_{жк}^2}, \quad (2.32)$$

где $F_p = Q_p/Q_{жс}$ - безразмерный относительный расход рециркуляции (отношение расхода рециркуляционного воздуха к расходу эжектируемого);

V_p - скорость рециркуляционного потока в канале, м/с;

$V_{жн}, V_{жк}$ - начальная и конечная скорости воздуха в желобе, м/с;

ΔP_{0-3} - перепад давлений на участке 0–3, Па;

$\Delta P_{тр}$ - потери давления на трение, Па.

Безразмерное уравнение баланса эжекционного давления и аэродинамического сопротивления аспирационного тракта в критериях подобия Bu, φ_k, n :

$$\frac{\varphi_k^2}{|1-\varphi_k|^3-|n-\varphi_k|^3} = \frac{\psi^* \kappa_T G_1 v_{1к}}{\Sigma \zeta \cdot 3 a_T S_{ж} \rho_1} \equiv \frac{Bu}{3}, \quad (2.33)$$

где $\varphi_k \equiv v_2/v_{I_k}$ - коэффициент скольжения компонентов (отношение скорости эжектируемого воздуха к скорости частиц в конце желоба);

$n \equiv v_{I_H}/v_{I_K}$ - отношение начальной скорости частиц к конечной;

κ_T - коэффициент турбулентного перемешивания;

$S_{жс}$ - площадь поперечного сечения желоба, м²;

ρ_I - плотность материала, кг/м³.

Полный объём аспирации Q_A в укрытии узла перегрузки определяются выражениями [13, 14, 59, 77]:

$$Q_A = Q_{жс} + Q_p + Q_n, \quad (2.34)$$

где $Q_{жс}$ - объём эжектируемого воздуха в желобе, м³/с;

Q_p - объём рециркулируемого воздуха через затвор, м³/с;

Q_n - объём воздуха, просасываемого через неплотности укрытия, м³/с;

Представленные уравнения (2.30)–(2.34) составляют замкнутую расчётную систему, позволяющую определить все аэродинамические характеристики аспирационного тракта с воздушно-рециркуляционным затвором с эффектом Коанда. Ключевым неизвестным, определяемым экспериментально в рамках настоящей работы, является коэффициент местного сопротивления затвора $\zeta_{узл}$ - функция конструктивно-режимных параметров: $\zeta_{узл} = f(V_p/V_{жс}, R_1/R_2, h/b)$, что составляет предмет численного и физического экспериментов.

2.2 Экспериментальные исследования аэродинамических характеристик воздушно-рециркуляционного затвора

В настоящем разделе представлены результаты исследования аэродинамических характеристик воздушно-рециркуляционного затвора с эффектом Коанда. Исследование включало CFD-моделирование с целью определения рациональных геометрических и режимных параметров

конструкции и последующий физический эксперимент для верификации расчётной модели и определения КМС узла $\zeta_{\text{узл}}$.

2.2.1 CFD-моделирование воздушно-рециркуляционного затвора (вычислительная гидродинамика)

CFD-моделирование (Computational Fluid Dynamics — вычислительная гидродинамика) выполнялось в программном комплексе SOLIDWORKS Flow Simulation [79] на основе уравнений Навье–Стокса с k - ε моделью турбулентности. Данный метод позволяет численно решить систему уравнений переноса и получить поля скоростей и давлений в расчётной области без проведения дорогостоящих натурных экспериментов.

Расчётная область соответствовала конструкции перегрузочного желоба сечением 300×300 мм с двумя последовательно расположенными рециркуляционными каналами.

В качестве граничных условий были приняты (рис. 2.3): 1) поверхность входа эжектируемого потока — заданная скорость движения воздуха в верхнем сечении желоба ($V_{\text{жс}}$, м/с); 2) поверхность выхода потока из нижнего сечения желоба — давление окружающей среды ($P_a = 101325$ Па); 3) поверхность входа рециркуляционного воздуха в каналы затвора — заданная скорость рециркуляции (V_p , м/с); 4) непроницаемые стенки желоба и рециркуляционных каналов (допущение: шероховатостью стенок пренебрегается).

Факторами варьирования в численном эксперименте служили: отношение внутреннего и внешнего радиусов воздушно-рециркуляционных затворов R_1/R_2 , характеризующее геометрию криволинейной поверхности и тем самым определяющее угол «прилипания» рециркуляционного потока за счёт эффекта Коанда; отношение скоростей рециркуляционного и эжекционного потоков $V_p/V_{\text{жс}}$; отношение расстояния между каналами к

ширине желоба h/b . Увеличение соотношения R_1/R_2 изменяет кривизну поверхности канала и угол подачи рециркуляционного потока в желоб, что непосредственно влияет на интенсивность эффекта Коанда и, следовательно, на величину $\zeta_{уэл.}$ [80,81] Диапазоны варьирования охватывают всю область конструктивно и технологически реализуемых значений исследуемых параметров.

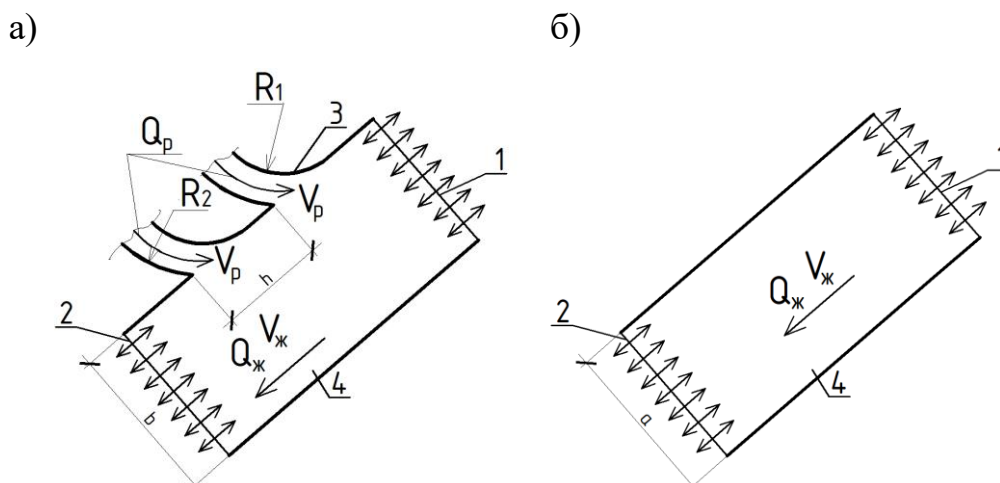


Рисунок 2.3 - Граничные условия численного эксперимента: а) разрабатываемый узел рециркуляции; б) классический перегрузочный наклонный желоб 1 - поверхность входа эжектируемого потока, с определенной скоростью, 2 - поверхность выхода потока (давление окружающего воздуха), 3 - рециркуляционные каналы, 4 – нижняя кромка перегрузочного желоба.

Для планирования численного эксперимента применялся центральный композиционный ротатабельный план (ЦКРП) [82], позволяющий построить квадратичную математическую модель при минимальном числе опытов. Область факторного пространства представлена в таблице 2.1.

Таблица 2.1

Область факторного пространства ЦКРП

Факторы	Уровни варьирования					
	-1,68	-1	0	+1	+1,68	
R_1/R_2	0,44	0,55	0,7	0,85	0,95	0,15
$V_p/V_{ж}$	0,09	3,5	8,5	13,5	16,9	3
h/b	0,58	0,75	1	1,25	1,42	0,25

Дискретизация расчётной области выполнялась неструктурированной сеткой с локальным сгущением в зоне воздушно-рециркуляционных каналов и перегрузочного жёлоба, где градиенты скорости и давления максимальны. Дискретизация расчётной области выполнялась неструктурированной сеткой с локальным сгущением в зоне воздушно-рециркуляционных каналов и перегрузочного жёлоба, где градиенты скорости и давления максимальны. Для обоснования выбора параметров расчётной сетки и подтверждения независимости результатов от её густоты выполнено исследование сеточной сходимости. Для каждого варианта сетки фиксировали число ячеек и полученное значение коэффициента местного аэродинамического сопротивления $\zeta_{уэл}$, а также относительное отклонение от предыдущего варианта. Результаты приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2

Результаты исследования сеточной сходимости

Уровень сетки	Число ячеек сетки	$\zeta_{уэл}$	Отклонение от предыдущего, %
3	48 000	10,30	—
4	80 560	12,10	14,88
5	219 000	13,48	10,24
6	497 000	13,52	0,30
7	1 315 000	13,51	0,07

С увеличением числа ячеек значение коэффициента местного сопротивления $\zeta_{уэл}$ монотонно приближается к предельному значению. Начиная с 219 000 ячеек значение выходит на плато; при 497 000 ячеек относительное отклонение от предыдущего варианта составляет 0,30 %, а при дальнейшем измельчении до 1 315 000 ячеек — 0,07 %, что не превышает принятого критерия сходимости (1 %). Это свидетельствует о достижении

сеточной сходимости и практической независимости результатов от дальнейшего измельчения сетки (рисунок 2.4).

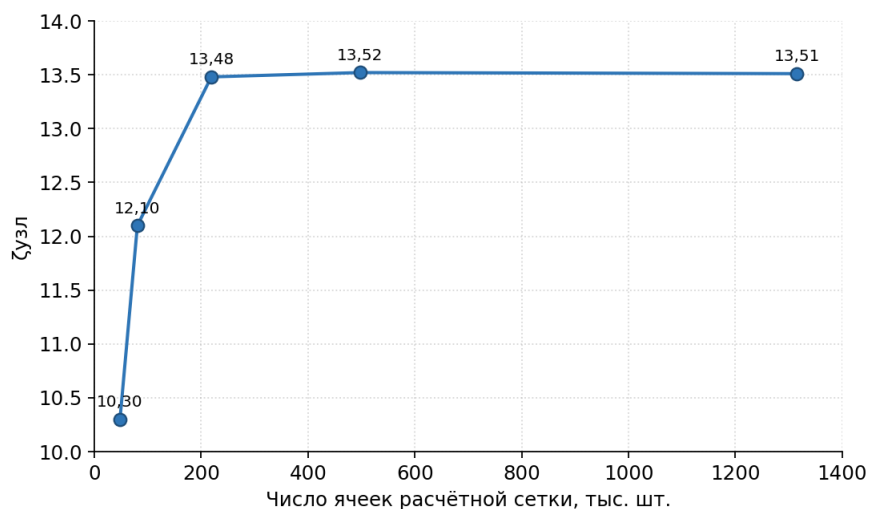


Рисунок 2.4 – Зависимость коэффициента местного сопротивления $\zeta_{узл}$ от числа ячеек расчетной сетки

На основании выполненного исследования для дальнейших расчётов принята расчётная сетка с числом ячеек 497 000, обеспечивающая приемлемую точность результатов (отклонение 0,30 %) при рациональных затратах вычислительных ресурсов. Принятая сетка использовалась при проведении вычислительного эксперимента, результаты которого приведены в п. 2.2.2.

2.2.2 Результаты численного эксперимента

Полученные в ходе численного эксперимента значения $\zeta_{узл}$ использовались для построения математических моделей аэродинамических характеристик воздушно-рециркуляционного затвора. Определяющим аргументом в уравнениях (2.23) и (2.29), применяемых в методиках расчёта аспирации [13, 59, 77], является суммарный КМС $\Sigma\zeta$, в который входит определяемое экспериментально значение $\zeta_{узл}$.

Результаты численного эксперимента в соответствии с планом ЦКРП (таблица 2.1) представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.3

Результаты численного эксперимента

Номер эксперимента	$V_p/V_{жн}$	Скорость рециркуляционного потока V_p , м/с	Внутренний радиус R_l , м	Шаг между каналами h , м	Полное давление на входе в желоб P_1 , Па	Полное давление на выходе из желоба P_2 , Па	Потери давления ΔP , Па
1	3,488	2,18	0,04125	0,225	101327,61	101325,8	1,76451
2	3,488	2,18	0,04125	0,375	101327,55	101325,8	1,70142
3	13,488	8,43	0,04125	0,225	101353,61	101329,7	23,9292
4	13,488	8,43	0,04125	0,375	101354,21	101329,7	24,5241
5	3,488	2,18	0,06375	0,225	101326,06	101325,4	0,67193
6	3,488	2,18	0,06375	0,375	101326,05	101325,4	0,66714
7	13,488	8,43	0,06375	0,225	101332,53	101326	6,52824
8	13,488	8,43	0,06375	0,375	101332,53	101326	6,5278
9	8,496	5,31	0,03358	0,3	101328,66	101325,7	2,97882
10	8,496	5,31	0,07142	0,3	101326,45	101325,3	1,10037
11	0,096	0,06	0,0525	0,3	101325,35	101325,3	0,09917
12	16,96	10,6	0,0525	0,3	101347,6	101328,1	19,4741
13	8,496	5,31	0,0525	0,174	101331,79	101326,4	5,43445
14	8,496	5,31	0,0525	0,426	101331,67	101326,3	5,39724
15	8,496	5,31	0,0525	0,3	101331,63	101326,3	5,35147

При постановке численного эксперимента расход эжекционного воздуха поддерживался постоянным посредством задания фиксированной начальной скорости $V_{жн}$ на входе в желоб. Исследовалось изменение объёма воздуха в желобе $Q_{ж}$ под действием рециркуляционного затвора - не утечки через неплотности укрытия Q_n , а именно объём эжекции, определяемый уравнениями (2.27) – (2.29).

Для определения рациональных конструктивно-режимных параметров воздушно-рециркуляционного затвора применялась обобщённая функция желательности Харрингтона [83], обеспечивающая одновременную оптимизацию нескольких целевых функций. Анализ профилей предсказанных

значений (рисунок 2.5) позволяет установить характер и значимость влияния каждого фактора на аэродинамическую характеристику узла.

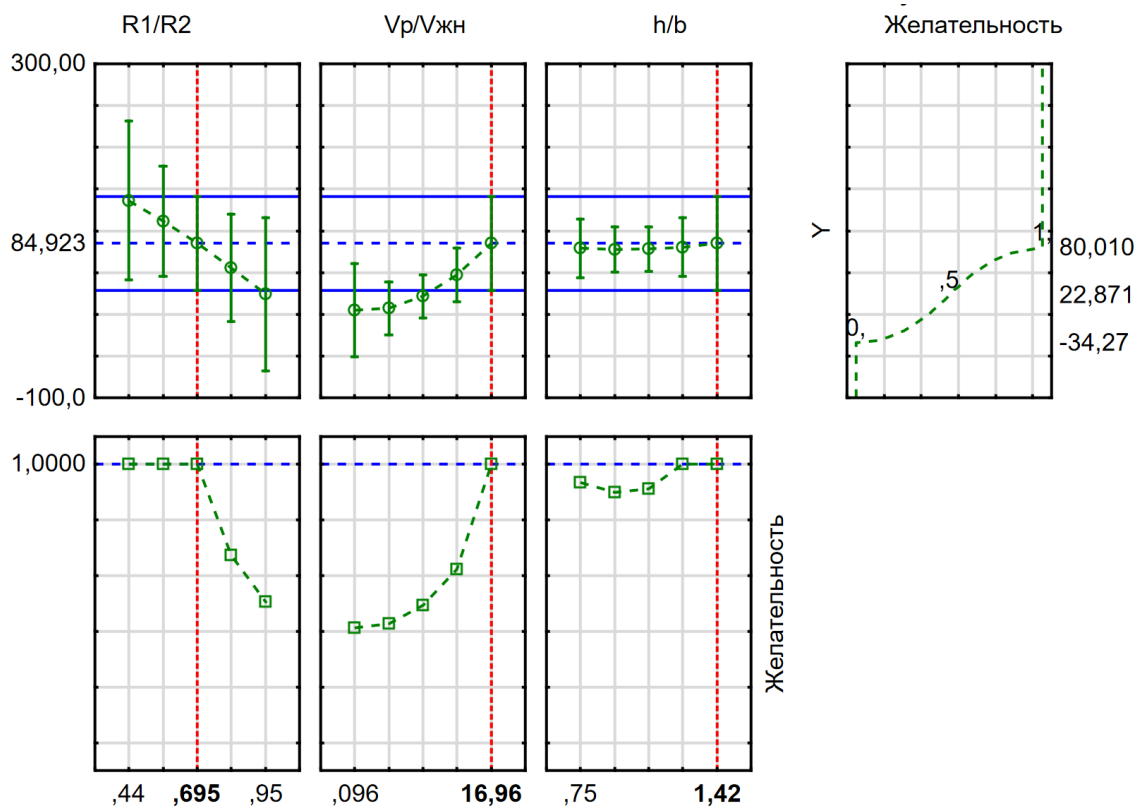


Рисунок 2.5 - Профили предсказанных значений конструктивно-режимных параметров и функция обобщённой желательности воздушно-рециркуляционного затвора с эффектом Коанда

На рисунке 2.5 представлены профили предсказанных значений конструктивно-режимных параметров воздушно-рециркуляционного затвора и обобщённая функция желательности Харрингтона [83]. Анализ матрицы профилей позволяет количественно оценить вклад каждого из трёх исследуемых факторов в интегральный критерий оптимальности.

Анализ профилей показывает, что определяющее влияние на функцию желательности оказывает безразмерный параметр $V_p/V_{жс}$ - отношение скорости рециркуляционного потока к скорости эжекционного воздуха в желобе.

Геометрический параметр R_1/R_2 является значимым, но второстепенным фактором по сравнению с $V_p/V_{жс}$ — оказывает существенное, но

вспомогательное влияние на $\zeta_{уэл}$ в исследованном диапазоне варьирования. Вместе с тем, как отмечено в работе [77] и работах по эффекту Коанда [30, 81], соотношение радиусов R_1/R_2 определяет угол подачи рециркуляционного потока относительно оси желоба: чем больше угол подачи α , тем выше поперечная составляющая импульса рециркуляционного потока и тем большее гидравлическое сопротивление он создаёт. Целесообразно использовать эффект Коанда для обеспечения максимального угла α — именно это позволяет конструкция разработанного рециркуляционного затвора. В исследованном диапазоне $R_1/R_2 = 0,44...0,95$ рост R_1/R_2 обеспечивает увеличение кривизны воздушно-рециркуляционного канала и интенсифицирует поперечную составляющую импульса рециркуляционного потока, что подтверждается парными сравнениями опытов 3 и 7 (снижение $\zeta_{уэл}$ в 3,4 раза при увеличении R_1/R_2 с 0,55 до 0,85) и опытов 9 и 10 (снижение $\zeta_{уэл}$ в 3,3 раза при увеличении R_1/R_2 с 0,45 до 0,95). При этом доминирующее влияние сохраняет $V_p/V_{жс}$. Это позволяет выбирать R_1/R_2 на основе совместной оптимизации с $V_p/V_{жс}$. По функции желательности Харрингтона рациональное значение $R_1/R_2 = 0,695$ (близко к центру плана), которое обеспечивает баланс между интенсивностью налипания и устойчивостью рециркуляционного течения в канале.

Параметр h/b — отношение шага между каналами к ширине желоба — оказывает незначительное влияние на $\zeta_{уэл}$ вследствие компенсирующего эффекта: при увеличении h/b скорость в рециркуляционном канале уменьшается пропорционально, что сохраняет суммарный расход рециркулируемого воздуха практически постоянным.

Соотношение $V_p/V_{жс}$ характеризует интенсивность аэродинамического взаимодействия рециркуляционного и эжектируемого потоков в зоне воздушного затвора. Его возрастание усиливает «прилипание» рециркуляционного потока к криволинейной поверхности коандовского канала. Согласно исследованиям эффекта Коанда применительно к системам

вентиляции, интенсивность прилипания струи к искривлённой поверхности определяется соотношением скоростей основного и отклоняемого потоков, радиусом кривизны поверхности и расстоянием от сопла до поверхности. Именно поэтому в настоящей работе в качестве конструктивных параметров затвора приняты R_1/R_2 и h/b , непосредственно характеризующие геометрию коандовского канала. Рост $V_p/V_{жс}$ увеличивает поперечную составляющую силы и тем самым повышает гидравлическое сопротивление узла.

Для изучения картины течения в зоне воздушно-рециркуляционного затвора численным методом получены поля скоростей для всех 15 опытов.

Рециркуляционные струи из обоих каналов слабо прилипают к внутренней поверхности R_1 и практически не отклоняются вниз по потоку. Устойчивых вихрей не образуется. Зона аэродинамического взаимодействия ограничена непосредственной близостью к выходным сечениям каналов. Прилипания к стенкам желоба не наблюдается.

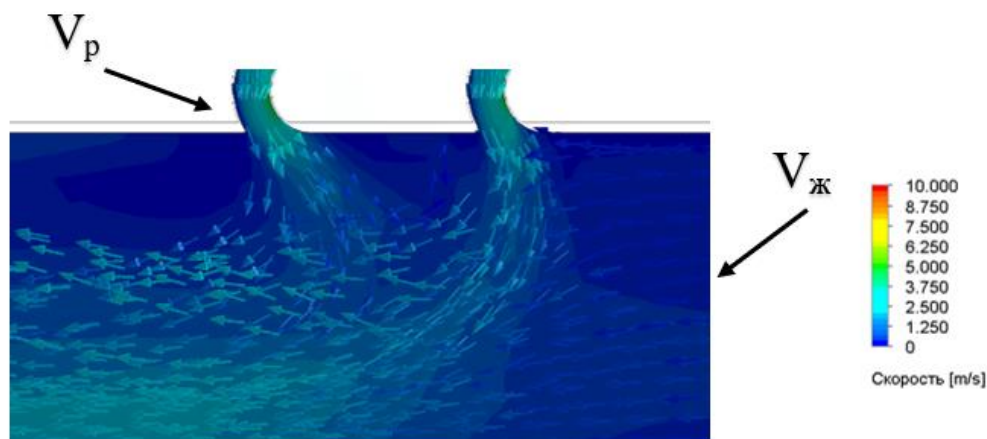


Рисунок 2.6 - Опыт 1. $V_p = 2,18$ м/с; $V_{жс} = 0,625$ м/с; $h = 0,225$ м; $R_1 = 0,04125$ м ($V_p / V_{жс} = 3,49$; $R_1/R_2 = 0,55$; $h/b = 0,75$). Кубовая точка ($X_1 = -1$; $X_2 = -1$; $X_3 = -1$). $\zeta_{узл} = 3,13$

Вывод: при малом $V_p / V_{жс} = 3,49$ и $R_1/R_2 = 0,55$ эффект Коанда реализуется слабо $\zeta_{узл} = 3,13$.

Параметры V_p и R_1 идентичны опыту 1, шаг h увеличен до 0,375 м. Характер течения не изменился: рециркуляционные струи слабые, вихрей нет. Межканальное пространство не возмущено.

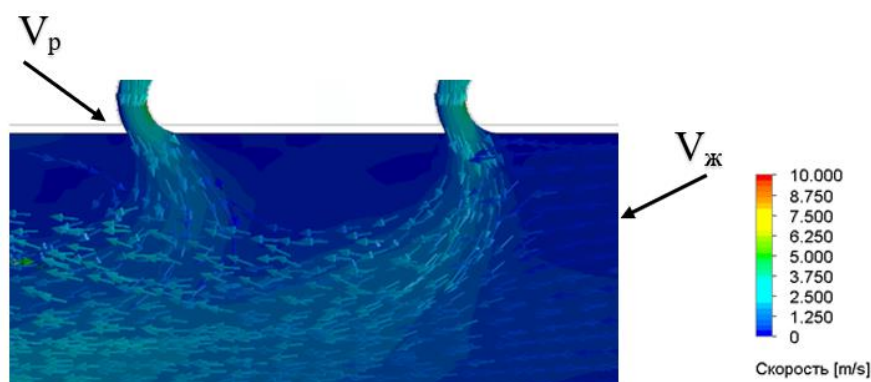


Рисунок 2.7 - Опыт 2. $V_p = 2,18$ м/с; $V_{жс} = 0,625$ м/с; $h = 0,375$ м; $R_l = 0,04125$ м ($V_p / V_{жс} = 3,49$; $R_l/R_2 = 0,55$; $h/b = 1,25$). Кубовая точка ($X_1 = -1$; $X_2 = -1$; $X_3 = +1$). $\zeta_{y_{3l}} = 2,85$

Вывод: разность $\zeta_{y_{3l}}$ с опытом 1 равна 0,28 - статистически незначима. Незначимость h/b при низком $V_p / V_{жс}$ подтверждена. $\zeta_{y_{3l}} = 2,85$.

При четырёхкратном увеличении V_p картина течения кардинально изменяется. Рециркуляционная струя первого канала прилипает к поверхности R_l и резко загибается вниз по потоку - за каналом развивается крупный вихрь, охватывающий 60–70% сечения желоба. Наблюдается слабое налипание рециркуляционного потока на верхнюю стенку желоба: зона повышенных скоростей распространяется вдоль верхней границы сечения. Второй канал формирует аналогичную структуру меньшей интенсивности.

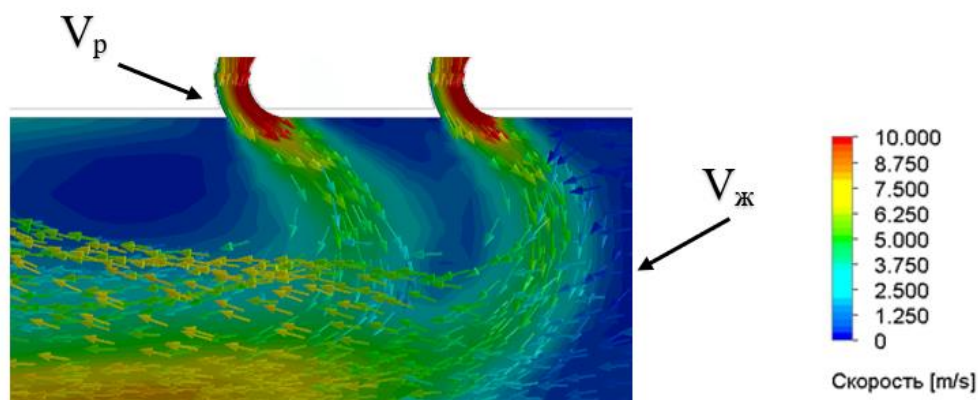


Рисунок 2.8 - Опыт 3. $V_p = 8,43$ м/с; $V_{жс} = 0,625$ м/с; $h = 0,225$ м; $R_l = 0,04125$ м ($V_p / V_{жс} = 13,49$; $R_l/R_2 = 0,55$; $h/b = 0,75$). Кубовая точка ($X_1 = -1$; $X_2 = +1$; $X_3 = -1$). $\zeta_{y_{3l}} = 78,6$

Вывод: рост $V_p / V_{жс}$ с 3,49 до 13,49 при тех же R_l и h увеличил $\zeta_{y_{3l}}$ в 25 раз (с 3,13 до 78,6). Доминирующее влияние $V_p / V_{жс}$ подтверждено. $\zeta_{y_{3l}} = 78,6$.

Картина аналогична опыту 3: интенсивное прилипание у обоих каналов, мощные нисходящие вихри. Налипание рециркуляционного потока на верхнюю стенку желоба слабо выражено у обоих каналов. При $h = 0,375$ м вихри двух каналов менее перекрываются и каждый имеет больший объём для развития.

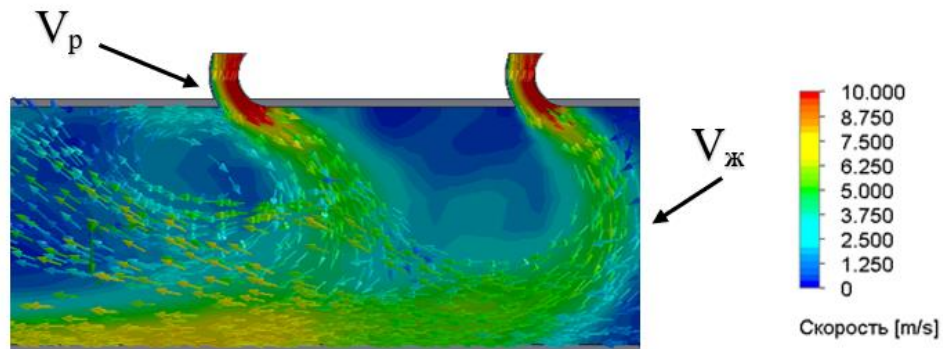


Рисунок 2.9 — Опыт 4. $V_p = 8,43$ м/с; $V_{жс} = 0,625$ м/с; $h = 0,375$ м; $R_1 = 0,04125$ м ($V_p / V_{жс} = 13,49$; $R_1/R_2 = 0,55$; $h/b = 1,25$). Кубовая точка ($X_1 = -1$; $X_2 = +1$; $X_3 = +1$). $\zeta_{y3l} = 81,1$

Вывод: $\zeta_{y3l} = 81,1$ - максимальный среди всех 15 опытов. Прирост к опыту 3 - 2,5 единицы (+3,1%): на границе практической значимости. Определяющим остаётся $V_p / V_{жс}$, а не h/b .

По сравнению с опытом 1 изменён только R_1 : увеличен с 0,04125 до 0,06375 м ($R_1/R_2 = 0,85$). Поверхность канала более пологая - прилипание ослаблено: рециркуляционный поток входит в желоб почти вертикально без значимого отклонения. Прилипания к стенкам желоба нет.

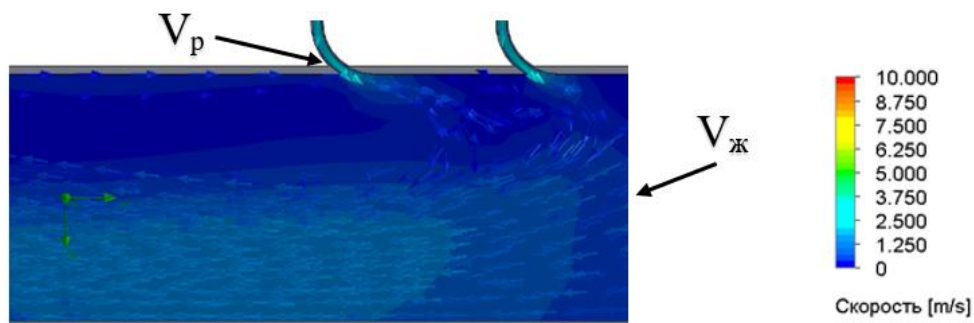


Рисунок 2.10 — Опыт 5. $V_p = 2,18$ м/с; $V_{жс} = 0,625$ м/с; $h = 0,225$ м; $R_1 = 0,06375$ м ($V_p/V_{жс} = 3,49$; $R_1/R_2 = 0,85$; $h/b = 0,75$). Кубовая точка ($X_1 = +1$; $X_2 = -1$; $X_3 = -1$). $\zeta_{y3l} = 0,87$

Вывод: изменение R_1/R_2 с 0,55 до 0,85 при том же V_p снизило ζ_{y3l} в 3,6 раза (с 3,13 до 0,87). $\zeta_{y3l} = 0,87$.

Параметры V_p и R_1 идентичны опыту 5, h увеличен до 0,375 м. Характер течения идентичен опыту 5: слабое взаимодействие потоков, прилипания к стенкам желоба нет.

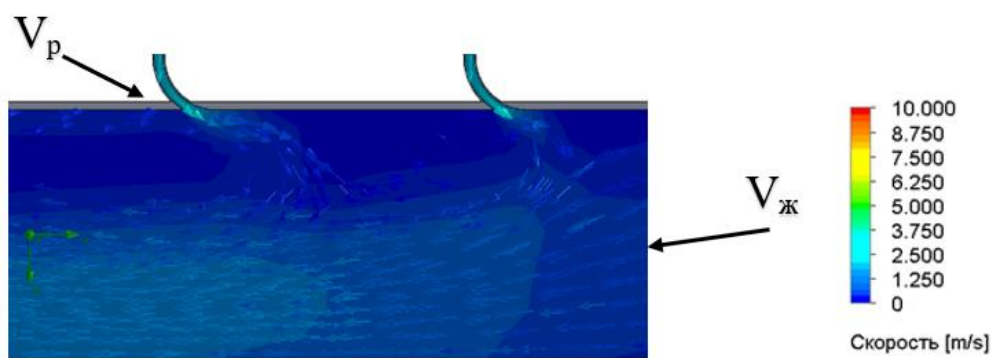


Рисунок 2.11 — Опыт 6. $V_p = 2,18$ м/с; $V_{ж} = 0,625$ м/с; $h = 0,375$ м; $R_1 = 0,06375$ м ($V_p/V_{ж} = 3,49$; $R_1/R_2 = 0,85$; $h/b = 1,25$). Кубовая точка ($X_1 = +1$; $X_2 = -1$; $X_3 = +1$). $\zeta_{y3l} = 0,84$

Вывод: разность ζ_{y3l} с опытом 5 равна 0,02 — незначима. Незначимость h/b подтверждается при любом R_1/R_2 . $\zeta_{y3l} = 0,84$.

Высокий V_p при большем R_1 . Прилипание рециркуляционных струй к поверхности R_1 выражено, но слабее чем в опытах 3–4 из-за более пологой кривизны. Наблюдается умеренное налипание рециркуляционного потока на верхнюю стенку желоба у первого канала. Вихри за каналами умеренной интенсивности.

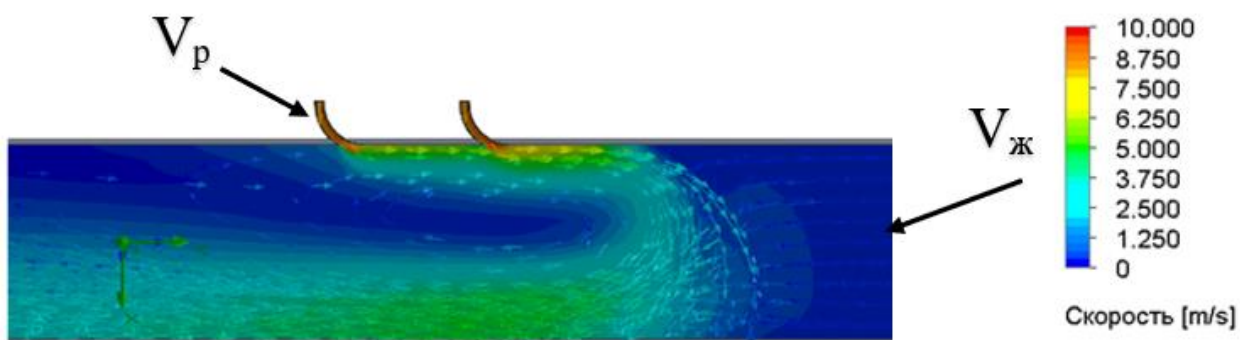


Рисунок 2.12 — Опыт 7. $V_p = 8,43$ м/с; $V_{ж} = 0,625$ м/с; $h = 0,225$ м; $R_1 = 0,06375$ м ($V_p/V_{ж} = 13,49$; $R_1/R_2 = 0,85$; $h/b = 0,75$). Кубовая точка ($X_1 = +1$; $X_2 = +1$; $X_3 = -1$). $\zeta_{y3l} = 22,9$

Вывод: изменение R_1/R_2 с 0,55 до 0,85 при том же $V_p/V_{жс} = 13,49$ снижает $\zeta_{узл}$ в 3,4 раза (с 78,6 до 22,9). При высоком V_p влияние R_1/R_2 колоссально $\zeta_{узл} = 22,9$.

Параметры V_p и R_1 идентичны опыту 7, h увеличен до 0,375 м. Характер течения идентичен опыту 7: умеренное прилипание у каналов, вихри аналогичной интенсивности.

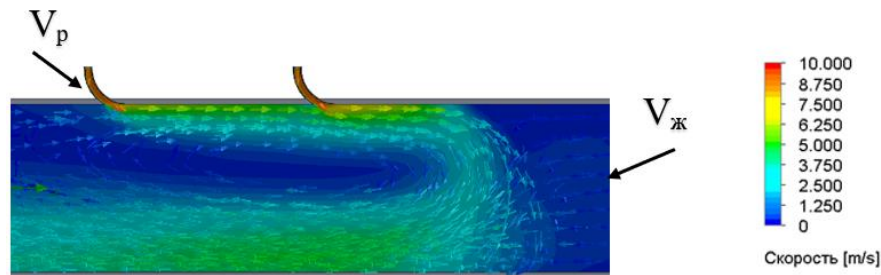


Рисунок 2.13 — Опыт 8. $V_p = 8,43$ м/с; $V_{жс} = 0,625$ м/с; $h = 0,375$ м; $R_1 = 0,06375$ м ($V_p/V_{жс} = 13,49$; $R_1/R_2 = 0,85$; $h/b = 1,25$). Кубовая точка ($X_1 = +1$; $X_2 = +1$; $X_3 = +1$). $\zeta_{узл} = 22,86$

Вывод: разность $\zeta_{узл}$ с опытом 7 равна 0,002 - абсолютно незначима. Пара опытов 7–8 - наиболее чистое доказательство незначимости h/b : при идентичных $V_p/V_{жс}$ и R_1/R_2 изменение h/b с 0,75 до 1,25 не влияет на $\zeta_{узл}$, $\zeta_{узл} = 22,86$.

Оба канала формируют устойчивые вихри средней интенсивности. Рециркуляционные струи прилипают к поверхности наименьшего R_1 и хорошо отклоняются вниз по потоку.

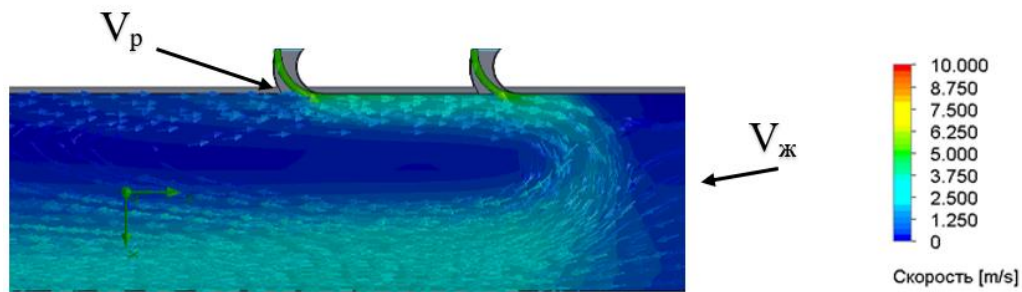


Рисунок 2.14 - Опыт 9. $V_p = 5,31$ м/с; $V_{жс} = 0,625$ м/с; $h = 0,300$ м; $R_1 = 0,03358$ м ($V_p/V_{жс} = 8,50$; $R_1/R_2 = 0,45$; $h/b = 1,00$). Звёздная точка ($X_1 = -1,68$), минимальный R_1 в плане. $\zeta_{узл} =$

9,38

Вывод: изменение R_1/R_2 с 0,45 (опыт 9) до 0,95 (опыт 10) при том же $V_p/V_{жс} = 8,50$ снижает $\zeta_{узл}$ в 3,3 раза. $\zeta_{узл} = 9,38$.

При $R_1/R_2 = 0,95$ поверхность канала почти вертикальна - прилипание не развивается: рециркуляционный поток входит в желоб без значимого изменения направления.

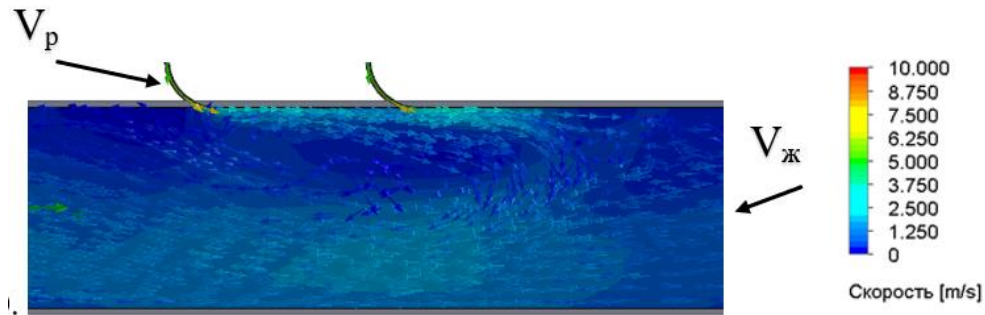


Рисунок 2.15 - Опыт 10. $V_p = 5,31$ м/с; $V_{жс} = 0,625$ м/с; $h = 0,300$ м; $R_1 = 0,07142$ м ($V_p/V_{жс} = 8,50$; $R_1/R_2 = 0,95$; $h/b = 1,00$). Звёздная точка ($X_1 = +1,68$), максимальный R_1 в плане. $\zeta_{узл} = 2,87$

Вывод: уменьшение R_1/R_2 с 0,95 до 0,45 (при том же V_p) увеличивает $\zeta_{узл}$ в 3,3 раза (с 2,87 до 9,38). $\zeta_{узл} = 2,87$.

$V_p = 0,06$ м/с — фактически нулевая рециркуляция ($V_p/V_{жс} = 0,10$). Рециркуляционные струи в желобе визуальны неразличимы. Картина течения соответствует желобу без рециркуляционного затвора. Контрольная точка плана.

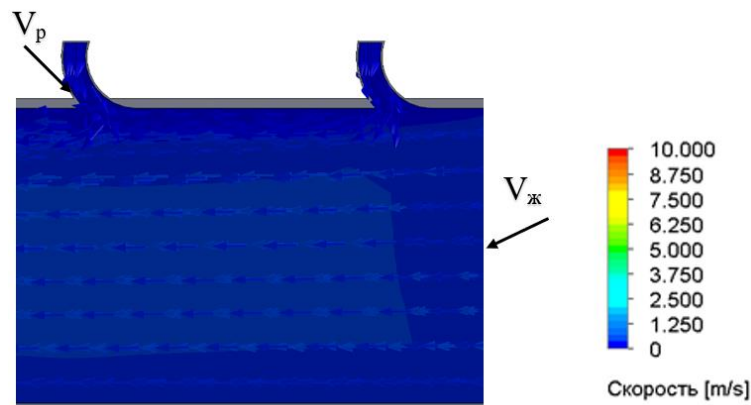


Рисунок 2.16 — Опыт 11. $V_p = 0,06$ м/с; $V_{жс} = 0,625$ м/с; $h = 0,300$ м; $R_1 = 0,0525$ м ($V_p/V_{жс} = 0,10$; $R_1/R_2 = 0,70$; $h/b = 1,00$). Звёздная точка ($X_2 = -1,68$), контрольная точка плана. $\zeta_{узл} = 0,89$

Вывод: базовое сопротивление при отсутствии рециркуляции: $\zeta_{y3l} = 0,89$.
 Диапазон регулирования ζ_{y3l} в плане: от 0,89 (опыт 11) до 67,3 (опыт 12) - в 76 раз.

Выражено слабое налипание рециркуляционного потока на верхнюю стенку желоба у обоих каналов - зона повышенных скоростей тянется вдоль верхней границы сечения. Два вихря перекрываются в центре желоба, охватывая около 70% сечения.

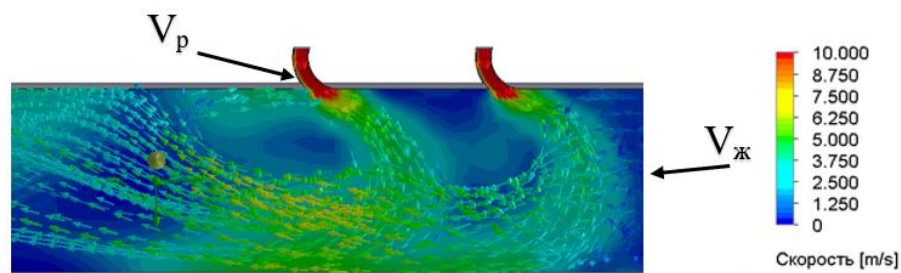


Рисунок 2.17 — Опыт 12. $V_p = 10,60$ м/с; $V_{жс} = 0,625$ м/с; $h = 0,300$ м; $R_l = 0,0525$ м ($V_p / V_{жс} = 16,96$; $R_l / R_2 = 0,70$; $h/b = 1,00$). Звёздная точка ($X_2 = +1,68$), максимальная скорость рециркуляции. $\zeta_{y3l} = 67,3$

Вывод: несмотря на максимальный $V_p / V_{жс} = 16,96$, $\zeta_{y3l} = 67,3$ - ниже, чем в опытах 3–4 (78,6–81,1) с меньшим $V_p / V_{жс} = 13,49$, но $R_l / R_2 = 0,55$ против 0,70. Снижение R_l / R_2 даёт больший прирост ζ_{y3l} , чем наращивание V_p .

Из-за малого расстояния между каналами ($h = 0,174$ м) рециркуляционные струи взаимодействуют: в межканальном пространстве формируется объединённая зона взаимодействия потоков, вихри сливаются в единую турбулентную структуру.

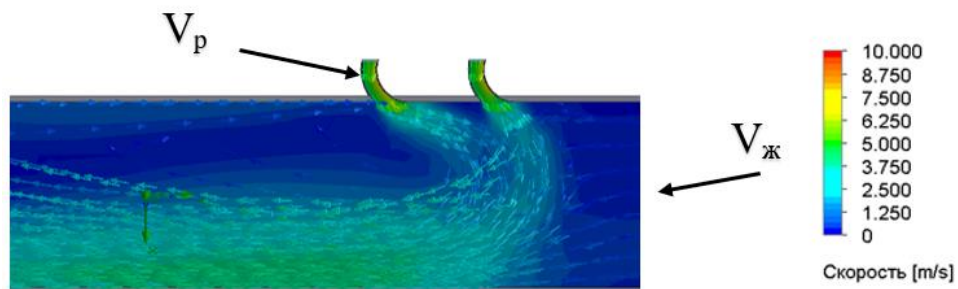


Рисунок 2.18 - Опыт 13. $V_p = 5,31$ м/с; $V_{жс} = 0,625$ м/с; $h = 0,174$ м; $R_l = 0,0525$ м ($V_p / V_{жс} = 8,50$; $R_l / R_2 = 0,70$; $h/b = 0,58$). Звёздная точка ($X_3 = -1,68$), минимальный шаг h . $\zeta_{y3l} = 16,7$

Вывод: разность ζ_{y3l} с опытом 14 ($h = 0,426$ м) составляет 0,18 - незначима. Незначимость h/b подтверждается при минимальном шаге. $\zeta_{y3l} = 16,7$.

Зоны взаимодействия двух каналов полностью независимы — каждый формирует обособленный вихрь без перекрытия с соседним. Межканальное пространство не возмущено.

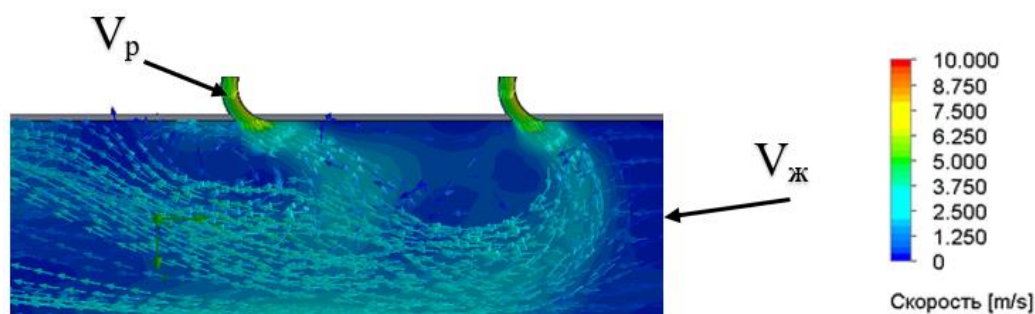


Рисунок 2.19 — Опыт 14. $V_p = 5,31$ м/с; $V_{жс} = 0,625$ м/с; $h = 0,426$ м; $R_l = 0,0525$ м ($V_p / V_{жс} = 8,50$; $R_l / R_2 = 0,70$; $h/b = 1,42$). Звёздная точка ($X_3 = +1,68$), максимальный шаг h . $\zeta_{y3l} = 16,5$

Вывод. Разность ζ_{y3l} с опытом 13 - 0,18 единицы: незначима. Несмотря на 2,45-кратное изменение h (с 0,174 до 0,426 м), ζ_{y3l} практически не изменился. $\zeta_{y3l} = 16,5$.

Все три фактора установлены на центральном уровне. За каждым каналом - устойчивые вихри умеренной интенсивности. Межканальное пространство не возмущено. Базовый режим работы затвора.

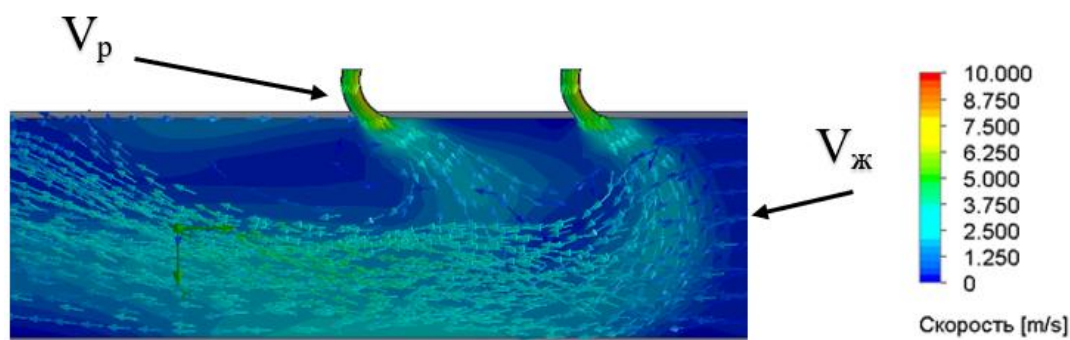


Рисунок 2.20 — Опыт 15. $V_p = 5,31$ м/с; $V_{жс} = 0,625$ м/с; $h = 0,300$ м; $R_l = 0,0525$ м ($V_p / V_{жс} = 8,50$; $R_l / R_2 = 0,70$; $h/b = 1,00$). Центральная точка плана ($X_1 = X_2 = X_3 = 0$). $\zeta_{y3l} = 16,3$

Отклонения h на $\pm 42\%$ от центра изменяют ζ_{y3l} лишь на $\pm 1,2-2,5\%$; отклонения R_1 на $\pm 36\%$ изменяют ζ_{y3l} на $42-82\%$. Центральная точка наглядно подтверждает: h/b незначим, R_1/R_2 критически важен. $\zeta_{y3l} = 16,3$.

На основании анализа картин поля скоростей всех 15 опытов плана ЦКРП (рисунки 2.6–2.20) сформулированы следующие выводы.

1. $V_p / V_{жс}$ — определяющий фактор. Рост с 0,10 (опыт 11) до 16,96 (опыт 12) увеличивает ζ_{y3l} в 76 раз (с 0,89 до 67,3). Высокая скорость рециркуляции обеспечивает интенсивное налипание и большую поперечную составляющую тормозящей силы.

2. R_1/R_2 — существенный вспомогательный фактор. При $V_p / V_{жс} = 13,49$ изменение R_1/R_2 с 0,55 до 0,85 снижает ζ_{y3l} в 3,4 раза (опыты 3 и 7). При $V_p / V_{жс} = 8,50$ изменение R_1/R_2 с 0,45 до 0,95 снижает ζ_{y3l} в 3,3 раза (опыты 9 и 10). Меньший R_1/R_2 обеспечивает большую кривизну канала и более интенсивное налипание.

3. h/b — статистически незначимый фактор. Во всех четырёх парных сравнениях (опыты 1–2, 5–6, 7–8, 13–14) при фиксированных V_p и R_1 изменение h в диапазоне 0,174–0,426 м не даёт значимого изменения ζ_{y3l} : в трёх парах разность менее 0,3; в паре 3–4 — 2,5 при $\zeta_{y3l} \approx 80$.

4. Налипание на верхнюю стенку желоба. При высоком V_p (опыты 3, 4, 7, 12) наблюдается налипание рециркуляционного потока на верхнюю стенку желоба: зона повышенных скоростей распространяется вдоль верхней границы сечения. Этот эффект усиливает суммарное аэродинамическое сопротивление узла.

5. Рациональные параметры. По функции желательности Харрингтона с учётом совместного действия $V_p / V_{жс}$ и R_1/R_2 рациональные параметры затвора: $V_p / V_{жс} = 16,96$; $R_1/R_2 = 0,695$; $h/b = 1,42$; экспериментальное значение ζ_{y3l} в ближайшей точке плана (опыт 12) составляет 67,3; расчёт по уравнению регрессии (2.35) даёт $\zeta_{y3l} = 84,6$. Параметр h/b выбирается исключительно из конструктивных соображений.

Анализ полей скоростей всех 15 опытов (рисунки 2.5–2.19) показывает, что с ростом $V_p/V_{жс}$ усиливается интенсивность налипания рециркуляционного потока к стенке желоба, что визуально проявляется в расширении зоны повышенных скоростей у криволинейной поверхности канала.

Рост $V_p/V_{жс}$ сопровождается увеличением перепада полного давления между входным и выходным сечениями желоба, что соответствует возрастанию $\zeta_{узл}$ и подтверждает корректность принятой модели (таблица 2.3).

Сопоставление полей скоростей всех 15 опытов (рисунки 2.6–2.20) и значений перепада давления (таблица 2.3) свидетельствует о доминирующей роли параметра $V_p/V_{жс}$ в формировании аэродинамической характеристики воздушно-рециркуляционного затвора. При изменении $V_p/V_{жс}$ в диапазоне плана (от 0,096 в опыте 11 до 16,96 в опыте 12) коэффициент местного сопротивления узла $\zeta_{узл}$ изменяется от 0,89 до 67,3 (таблица 2.3).

Установленная зависимость $\zeta_{узл}$ от $V_p/V_{жс}$ носит монотонно возрастающий характер на всём исследованном диапазоне, что свидетельствует об отсутствии оптимума внутри области и указывает на целесообразность использования максимально возможного значения $V_p/V_{жс}$. Вместе с тем рост $V_p/V_{жс}$ ограничен физическим условием: эжекционный напор $P_{эжс}$ должен превышать напор рециркуляционного потока P_p , иначе рециркуляционный поток начинает не тормозить, а разгонять воздух в желобе, что приводит к отрицательному значению $\zeta_{узл}$ и увеличению объёма аспирации. В работах по подаче воздуха под углом 90° наблюдается обратный эффект: при превышении критического объёма рециркуляции происходит «опрокидывание» потока. Таким образом, рабочий диапазон параметра $V_p/V_{жс}$ ограничен снизу условием создания положительного КМС и не выбиванием из верхнего укрытия.

По результатам обработки данных численного эксперимента (таблица 2.3) методом наименьших квадратов получено уравнение регрессии для коэффициента местного сопротивления воздушно-рециркуляционного

затвора $\zeta_{узн}$ в функции конструктивно-режимных параметров ($V_p/V_{жс}$, R_1/R_2 , h/b). Уравнение принято в виде полного квадратичного полинома, наиболее адекватно описывающего нелинейный характер зависимости:

$$\begin{aligned} \zeta_{узн} = & -68,57 + 198,71 \cdot \frac{R_1}{R_2} + 11,41 \cdot \frac{V_p}{V_{жс}} - 64,22 \cdot \frac{h}{b} - 70,53 \cdot \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 + 0,33 \cdot \left(\frac{V_p}{V_{жс}}\right)^2 \\ & + 33,84 \cdot \left(\frac{h}{b}\right)^2 - 18,29 \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{V_p}{V_{жс}} - 7,56 \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{h}{b} + 0,28 \cdot \frac{V_p}{V_{жс}} \cdot \frac{h}{b}, \end{aligned} \quad (2.35)$$

Статистические характеристики модели, полученные в пакете STATISTICA [84]: коэффициент детерминации $R^2 = 0,928$; критерий Фишера $F = 7,20$ при $F_{кр}(9; 5; 0,05) = 4,77$ - модель признаётся адекватной экспериментальным данным. Из десяти коэффициентов полной квадратичной модели статистически значимым по t-критерию Стьюдента ($|t| > t_{кр} = 2,57$ при $d_f = 5$, $\alpha = 0,05$) является коэффициент при парном взаимодействии $(R_1/R_2) \cdot (V_p/V_{жс})$ ($t = -3,03$), что подтверждает физически обоснованное представление о совместном характере влияния геометрии воздушно-рециркуляционного канала и скоростного режима на формирование местного сопротивления узла. Коэффициенты при линейных членах R_1/R_2 и $V_p/V_{жс}$ имеют $|t| = 0,57$ и $1,72$ соответственно, однако сохраняются в модели как факторы плана; коэффициенты при h/b , всех чисто квадратичных членах и взаимодействиях с участием h/b статистически незначимы, что согласуется с результатами парных сравнений опытов (см. п. 3 анализа 15 опытов раздела 2.2.2). В рациональной точке ($V_p/V_{жс} = 16,96$; $R_1/R_2 = 0,695$; $h/b = 1,42$) расчёт по уравнению (2.35) даёт $\zeta_{узн} = 84,6$, что согласуется с экспериментальным значением $67,3$, полученным в ближайшей точке плана — звёздной точке $X_2 = +1,68$ (опыт 12).

Анализ уравнения (2.35) подтверждает, что в исследованной области ЦКРП (таблица 2.1) определяющим фактором является параметр $V_p/V_{жс}$, рост которого монотонно увеличивает $\zeta_{узн}$. Рациональные значения параметров: $V_p/V_{жс} = 16,96$; $R_1/R_2 = 0,695$; $h/b = 1,42$. В этой точке экспериментальное

значение $\zeta_{узл}$ (по опыту 12 — ближайшая точка плана) равно 67,3; расчёт по уравнению регрессии (2.35) при оптимальных параметрах даёт $\zeta_{узл} = 84,6$. Расширение диапазона варьирования подтверждает, что уменьшение R_1/R_2 и увеличение $V_p/V_{жс}$ ведут к монотонному росту $\zeta_{узл}$ и ΔP .

2.3 Выводы по второй главе

1. На основе системы дифференциальных уравнений Логачева и Нейкова [13,59], описывающей одномерный двухфазный поток в желобе, получена расчётная зависимость объёма эжектируемого воздуха $Q_{жс}$. Показано, что $Q_{жс}$ определяется расходом материала, геометрическими параметрами желоба и суммарным КМС тракта $\Sigma\zeta$. Установка воздушно-рециркуляционного затвора с эффектом Коанда увеличивает $\Sigma\zeta$ на величину $\zeta_{узл}$ и обеспечивает снижение $Q_{жс}$ обратно пропорциональное квадратному корню из суммы коэффициентов местного сопротивления.

2. Численное моделирование в среде SOLIDWORKS FloWorks выявило, что рациональные конструктивно-режимные параметры воздушно-рециркуляционного затвора составляют: $R_1/R_2 = 0,695$, $V_p/V_{жс} = 16,96$, $h/b = 1,42$. Определяющим фактором является безразмерное отношение скоростей $V_p/V_{жс}$, рост которого монотонно увеличивает $\zeta_{узл}$.

3. В диапазоне варьирования параметра $V_p/V_{жс} = 0,096...16,96$ (таблица 2.1) коэффициент местного сопротивления воздушно-рециркуляционного узла $\zeta_{узл}$ изменяется от 0,84 (опыт 6) до 81,1 (опыт 4) (таблица 2.3). При рациональных конструктивно-режимных параметрах ($V_p/V_{жс} = 16,96$; $R_1/R_2 = 0,695$; $h/b = 1,42$) экспериментальное значение $\zeta_{узл}$ в ближайшей точке плана (опыт 12) составляет 67,3; расчёт по уравнению регрессии (2.35) даёт $\zeta_{узл} = 84,6$. Определяющими факторами являются $V_p/V_{жс}$ и R_1/R_2 ; влияние h/b статистически незначимо, что упрощает конструктивную реализацию устройства.

4. Получено уравнение регрессии (2.35) для определения $\zeta_{узл}$ в функции конструктивно-режимных параметров ($V_p/V_{жс}$, R_1/R_2 , h/b). Уравнение построено в области ЦКРП и пригодно для инженерных расчётов при проектировании аспирационных систем с воздушно-рециркуляционным затвором с эффектом Коанда.

3 ОБОРУДОВАНИЕ, ПЛАН, ПРОГРАММА И МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

В предыдущей главе нами было выполнено численное моделирование работы рециркуляционного затвора с использованием эффекта Коанда на базе программного комплекса SOLIDWORKS COSMOS FloWorks. Проведенный анализ влияния варьируемых факторов на функцию отклика, позволил определить степень влияния параметров $V_p/V_{жс}$, характеризующий отношение скоростей рециркуляционного и эжектируемого потоков, соотношение R_1/R_2 , характеризующих геометрию криволинейных рециркуляционных каналов и соотношение h/b , определяющих площадь проходного сечения рециркуляционного канала. Для подтверждения теоретических предпосылок и результатов численного эксперимента и уточнения параметров работы исследуемой конструкции было проведено натурное исследование на лабораторной установке.

3.1 Методика, цель и задачи экспериментальных исследований

Целью лабораторного натурального эксперимента является подтверждения результатов численного эксперимента и уточнение параметров работы исследуемой конструкции.

Исследования проводились на специально разработанной лабораторной установке.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие **задачи**:

- разработать и изготовить лабораторную экспериментальную установку;
- разработать план проведения экспериментальных исследований;
- разработать методику измерения параметров воздушного и пылевоздушного потока;

- экспериментально определить аэродинамические характеристики предложенной конструкции воздушно-рециркуляционного затвора.

Проведение экспериментов осуществлялось в лаборатории вентиляции БГТУ им. В.Г. Шухова и заключалось в исследовании аэродинамических параметров разработанного воздушно-рециркуляционного затвора на лабораторном стенде.

Измеряемые параметры в процессе проведения эксперимента:

- дифференциальное давление (давление полное, статическое, динамическое);
- скорость воздуха (в воздуховодах, по периметру укрытия в неплотностях и различных сечениях аспирационного укрытия);
- барометрическое давление;
- температура и относительная влажность в зоне всасывания в систему (неплотности).

3.1.1 Описание схемы экспериментальной установки

Схема экспериментальной лабораторной установки представлена на рисунке 3.1.

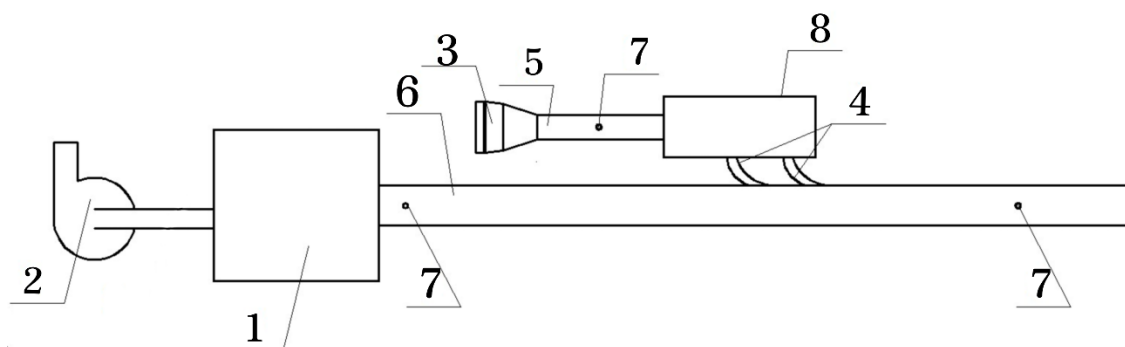


Рисунок 3.1 Схема экспериментальной установки:

1 - камера статического давления; 2 - центробежный вентилятор ВР-8677М-3,15ОН с частотным преобразователем; 3 - центробежный вентилятор канального типа СК160 с частотным преобразователем; 4 - рециркуляционные каналы; 5 - воздуховод оцинкованный Ø160 мм; 6 - прямоугольный воздуховод, выступающий в роли перегрузочного желоба сечением 300х300 мм; 7 - отверстия для снятия показаний; 8 - камера статического давления для подачи рециркуляционного воздуха в каналы 4.

Центробежный вентилятор ВР-8677М-3,15ОН служит для создания разряжения через камеру статического давления 1 в воздуховоде 6, который имитирует перегрузочный желоб аспирационного укрытия. Центробежный вентилятор 3 канального типа СК160, установлен на воздуховоде 5 и служит для имитации нагнетания рециркуляционного воздуха в камеру статического давления 8, которая присоединена к воздуховоду 6 посредством каналов 4 воздушно-рециркуляционного затвора. Оба вентилятора снабжены частотными регуляторами для управления числом оборотов роторов и, соответственно, возможным изменением давления разряжения и нагнетания воздуха в ходе выполнения экспериментов.

В ходе натурных экспериментальных исследований проводились измерения аэродинамических параметров воздушного потока в характерных сечениях.

План измерений включал определение скорости воздуха, статического, динамического и полного давлений в точках до и после рециркуляционного канала. Для детального изучения структуры потока выполнялись измерения динамического давления в шестнадцати точках контрольного сечения, расположенных в соответствии с методикой равных площадей, что позволило получить поля скоростей и оценить степень неравномерности течения. Потери давления определялись с помощью цифрового дифманометра, скорости потоков с помощью термоанемометра.

3.1.2 Описание работы экспериментальной установки

В соответствии с планом эксперимента и предложенной на рисунке 3.1 схемой, был разработан и изготовлен специальный экспериментальный стенд, общий вид и состав которого приведен на рисунке 3.2.

Питание экспериментального стенда осуществляется от сети переменного тока напряжением 380/220 В.

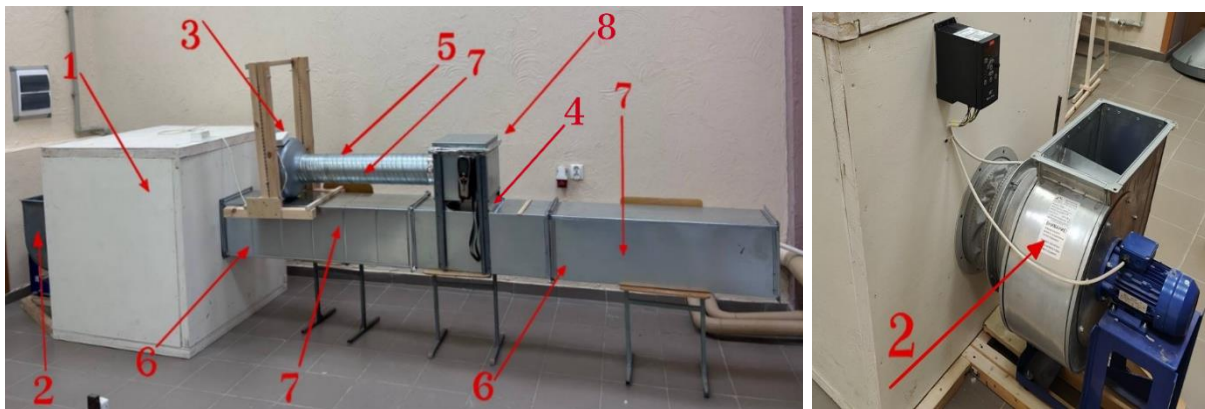


Рисунок 3.2 Общий вид экспериментального стенда:

1 - камера статического давления; 2 - центробежный вентилятор ВР-8677М-3,15ОН с частотным преобразователем; 3 - центробежный вентилятор канального типа СК160 с частотным преобразователем; 4 - рециркуляционные каналы; 5 - воздуховод оцинкованный Ø160 мм; 6 - прямоугольный воздуховод, выступающий в роли перегрузочного желоба сечением 300х300 мм; 7 – отверстия для снятия показаний; 8 - камера статического давления для подачи рециркуляционного воздуха в каналы 4.

Изменение числа оборотов электродвигателя привода вентилятора осуществлялось с помощью частотного преобразователя типа VLT Micro Drive FC 51 0,37 кВт, общий вид которого представлен на рисунке 3.3.



Рисунок 3.3 Общий вид частотного преобразователя

Основным элементом экспериментальной установки являлся узел 8 с рециркуляционными каналами 4, на исследование которого была направлена основная часть экспериментов. Элементы рециркуляционного узла (рис 3.4) были выполнены из оцинкованного листового металла с соблюдением следующих геометрических размеров и соотношений: $h=225\text{мм}$; $h/b = 0,89$; $R_1=52\text{мм}$; $R_2=74\text{ мм}$; $R_1/R_2 = 0,7$, которые были ранее определены в главе 2 в результате численного моделирования.



Рисунок 3.4 Конструкция узла экспериментальной установки с рециркуляционными каналами

Разрез с размерами рециркуляционных каналов представлен на рисунке 3.5.

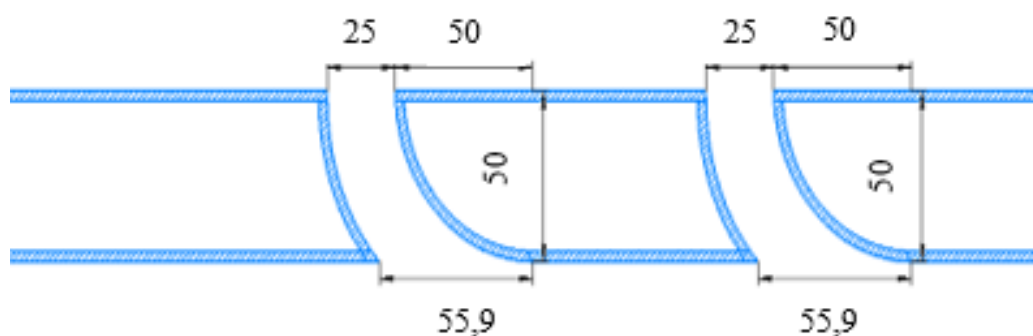


Рисунок 3.5 Геометрия и размеры рециркуляционных каналов с эффектом Коанда

Экспериментальная установка (рис. 3.2) работает следующим образом. Центробежный вентилятор 1 типа ВР-8677М-3,15ОН с частотным преобразователем, создавая разрежение по тракту установки, прокачивает воздух через квадратный воздуховод 6 сечением 300х300 мм, который в данном случае выступает как перегрузочный желоб, и камеру статического давления 2 для выравнивания пульсации скорости и давлений. Таким образом имитируется возникновение эжекционного давления в перегрузочном желобе. Для подачи рециркуляционного воздуха предусмотрен центробежный вентилятор 3 канального типа СК160 с частотным преобразователем, который подает по воздуховоду 5 воздух в камеру статического давления 8. Из камеры 8 по двум воздушным-рециркуляционным каналам 4 воздух подается непосредственно в желоб-воздуховод 6. Для снятия показаний скорости потока и перепада давлений предусмотрены соответствующие отверстия 7. Снятие показаний перепада давлений при различных режимах разрежения эжекционного и нагнетания рециркуляционного воздуха позволяет определить эффективность работы рассматриваемой конструкции.

Исследование работы экспериментальной установки выполнялось в диапазонах расходов рециркуляционного воздуха, который составлял $100 \div 600 \text{ м}^3/\text{ч}$ и эжекционного воздуха в пределах $600 \div 1700 \text{ м}^3/\text{ч}$, за счет регулирования числа оборотов электропривода вентиляторов с помощью частотных преобразователей электрического тока и напряжения.

3.2 План проведения экспериментальных исследований

Для проведения лабораторного исследования был выбран центрально-композиционный план на гранях куба (ЦКП-ГК, англ. Face-Centered Central Composite Design, CCF) [85], представляющий собой разновидность центрального композиционного плана второго порядка, в котором звёздные (аксиальные) точки расположены на гранях факторного гиперкуба при значении аксиального расстояния $\alpha = 1$.

Выбор данного плана эксперимента обусловлен рядом теоретических и практических соображений.

ЦКП-ГК обеспечивает построение полной квадратичной регрессионной модели вида:

$$\hat{y} = b_0 + \sum b_i x_i + \sum b_{ii} x_i^2 + \sum \sum b_{ij} x_i x_j, \quad (3.1)$$

включающей линейные эффекты, квадратичные эффекты и эффекты парного взаимодействия факторов, что необходимо для адекватного описания нелинейных зависимостей в исследуемых процессах аспирации и пылеподавления.

Принципиальным преимуществом ЦКП-ГК перед классическим центрально-композиционным ротатабельным планом (ЦКРП) является то, что аксиальные точки при $\alpha = 1$ не выходят за пределы области варьирования факторов. В условиях лабораторного эксперимента диапазоны варьирования исследуемых факторов - скорости воздушного потока, концентрации пыли и геометрических параметров укрытия - ограничены техническими возможностями установки. Реализация опытов за пределами куба варьирования, как того требует ротатабельный план ($\alpha > 1$), в данном случае либо технически невозможна, либо сопряжена с выходом процесса за границы физически допустимых режимов. ЦКП-ГК полностью устраняет данное ограничение, располагая все экспериментальные точки в пределах заданной

области исследования.

ЦКП-ГК предусматривает лишь три уровня варьирования каждого фактора $(-1, 0, +1)$, что существенно упрощает техническую реализацию эксперимента, снижает риск систематических погрешностей при выставлении промежуточных значений факторов и позволяет сократить общее время проведения опытов по сравнению с планами, требующими пяти и более уровней.

Общее число опытов при использовании данного плана определяется выражением:

$$N = 2^k + 2k + n_0, \quad (3.2)$$

где k — число факторов, n_0 — число опытов в центре плана.

При $k = 3$ и $n_0 = 2$ общее число опытов составляет $N = 8 + 6 + 2 = 16$, что является разумным компромиссом между информационной насыщенностью плана и трудоёмкостью эксперимента.

Повторные опыты в центре плана ($n_0 = 2$) обеспечивают независимую оценку дисперсии воспроизводимости, что позволяет проверить адекватность построенной модели по критерию Фишера (F-критерий) и провести оценку значимости коэффициентов регрессии по критерию Стьюдента.

Таким образом, центрально-композиционный план на гранях куба в наибольшей мере отвечает условиям проводимого лабораторного эксперимента: обеспечивает достаточную статистическую мощность для построения квадратичной модели отклика, не выходит за физически реализуемые границы варьирования факторов, минимизирует число опытов и создаёт необходимые условия для оценки адекватности регрессионного уравнения.

План проведения лабораторного эксперимента в закодированном виде представлен в таблице 3.1. Кодирование факторов осуществлялось по стандартному линейному преобразованию:

$$x_i = (X_i - X_{i0}) / \Delta X_i, \quad (3.3)$$

где X_i — натуральное значение i -го фактора;

X_{i0} — значение фактора на основном уровне (центр плана);

ΔX_i — интервал варьирования.

Нулевому кодовому значению соответствует основной уровень фактора, значениям ± 1 — верхний и нижний уровни варьирования соответственно.

Таблица 3.1

Матрица планирования ЦКП-ГК в закодированном виде

№ опыта	Z	V_p	$V_{жн}$
1	-1	-1	-1
2	-1	-1	1
3	-1	1	-1
4	-1	1	1
5	1	-1	-1
6	1	-1	1
7	1	1	-1
8	1	1	1
9	-1	0	0
10	1	0	0
11	0	-1	0
12	0	1	0
13	0	0	-1
14	0	0	1
15	0	0	0
16	0	0	0

Значения факторов на каждом из уровней варьирования в натуральном (физическом) масштабе приведены в таблице 3.2. Центр плана задан координатами $Z = 1$, $V_p = 6$, $V_{жсн} = 3$; интервалы варьирования составляют $\Delta Z = 1$, $\Delta V_p = 4$, $\Delta V_{жсн} = 1,5$.

Таблица 3.2

Уровни варьирования факторов в натуральном масштабе

Уровень / показатель	Z	V_p	$V_{жсн}$
Верхний уровень (+1)	2	10	4,5
Основной уровень (0)	1	6	3
Нижний уровень (-1)	0	2	1,5
Интервал варьирования (ΔX_i)	1	4	1,5

На основании принятых значений центра плана и шагов варьирования сформирована матрица опытов в натуральных значениях факторов, представленная в таблице 3.3. Каждая строка матрицы соответствует одному опыту с конкретными значениями факторов Z - количество воздушно-рециркуляционных каналов, V_p и $V_{жсн}$, при которых фиксируется отклик исследуемой системы.

Таблица 3.3

Матрица планирования ЦКП-ГК в натуральных значениях факторов

№ опыта	Z	V_p	$V_{жсн}$
1	0	2	1,5

№ опыта	Z	V_p	$V_{жн}$
2	0	2	4,5
3	0	10	1,5
4	0	10	4,5
5	2	2	1,5
6	2	2	4,5
7	2	10	1,5
8	2	10	4,5
9	0	6	3
10	2	6	3
11	1	2	3
12	1	10	3
13	1	6	1,5
14	1	6	4,5
15	1	6	3
16	0	2	1,5

3.3 Приборы и методики измерений

Приборы измерения и их технические данные приведены в таблице 3.4.

Технические данные измерительных приборов

Прибор	Измеряемый параметр	Пределы измерения	Погрешность	Точность
Трубка НИИОГАЗа	динамическое и статическое давление	тарировочный коэффициент трубки НИИОГАЗа, $k = 0,52$		
Трубка дифференциальная Пито-Прандтля	динамическое и статическое давление	тарировочный коэффициент трубки $k = 1$		
Термоанемометр Smart Sensor AR836	температура	0 до 40 °C	± 1 °C	0,2 °C
	скорость	0 до 45 м/с	$\pm 3\% \pm 0,1$ (от измеряемой величины)	0,1 м/с
Дифференциальный манометр TESTO 435 (0 до ± 2 гПа)	динамическое и статическое давление, скорость	0 до 200 Па; +2 до +17,5 м/с	0,5% от полной шкалы	0,1 Па; 0,1 м/с
Дифференциальный манометр TESTO 510 (0 до ± 100 гПа)	динамическое и статическое давление	0 до 100 гПа	± 3 Па (от 0 до 300 Па); ± 5 Па (от 0,31 до 1 гПа); $\pm 0,1 + 1,5\%$ (от изм. значения) гПа (от 1.01 до 100 гПа)	0,01 гПа
Прибор комбинированный	абсолютное давление	300 до 1200 гПа	± 5 гПа	0,1 гПа

Прибор	Измеряемый параметр	Пределы измерения	Погрешность	Точность
TESTO-622, TESTO-425	относительная влажность	10 до 98%	±3%	0,1 %
	температура	-10..60 °С	±0,4 °С	0,1 °С
Пирометр Condrol IRT2, бесконтактный инфракрасный термометр	температура поверхностей	-50 до 550 °С	±1%	0,1 °С

Динамическое давление (Па) потока измерялось с помощью трубки НИИОГАЗА [86] или Пито-Прандтля и дифференциальными манометрами TESTO 510 и TESTO 435, и определялось из выражения:

$$P_{дин} = k \cdot g \cdot h, \quad (3.4)$$

где k – коэффициент трубки НИИОГАЗА, $k = 0,52$ [104];

h – показания дифференциального манометра, мм. вод. ст.;

g – ускорение свободного падения, м²/с.

Объемный расход воздуха (м³/ч) определяли через динамическое давление воздушного потока, измеряемое в воздуховоде с помощью трубки НИИОГАЗА и дифференциального манометра TESTO 510 по формуле:

$$Q = V \cdot S, \quad (3.5)$$

где V – скорость воздуха в воздуховоде, м/с;

S – площадь поперечного сечения воздуховода, м².

$$V = \sqrt{\frac{2P_{дин}}{\rho}}. \quad (3.6)$$

Абсолютное давление и температура в помещении определялась с помощью термогигрометра TESTO 622 (рис 3.6).



Рисунок 3.6 Термогигрометр TESTO 622

Падение давления потока определялось при помощи дифференциального манометра TESTO 510 (рис 3.7), TESTO 435 (рис. 3.8).



Рисунок 3.7 Дифференциальный манометр TESTO 510



Рисунок 3.8 Дифференциальный манометр TESTO 435

Измерение скорости воздушного потока проводилось с помощью цифрового термоанемометра Smart Sensor AR836 (рис 3.9).



Рисунок 3.9 Цифровой термоанемометр Smart Sensor AR836

Коэффициент местного сопротивления узла $\zeta_{узл}$ определялся на основании результатов эксперимента как:

$$\zeta_{узл} = \frac{\Delta P}{\frac{V_{\text{ж}}^2}{2} \cdot \rho}, \quad (3.7)$$

где ΔP - потери давления (Па).

Потери давления определялись с помощью цифрового дифманометра TESTO 510, скорости потоков с помощью термоанемометра TESTO 425 и дифманометра TESTO 510. Измерения скорости проводились при барометрическом давлении 98 600Па и температуре воздуха 24,5°C. Плотность воздуха определялась из формулы $\rho = 1,293 \cdot 273 / (273 + t)$ кг/м³.

Скорость определялась как:

$$v = \sqrt{\frac{2P_{\text{дин}}}{\rho_0}}; \quad (3.8)$$

$$P_{\text{дин}} = P_{\text{полн}} - P_{\text{ст}}. \quad (3.9)$$

Потери давления определились как разность статических давлений до и после рециркуляционного узла

$$\Delta P = P_{\text{ст1}} - P_{\text{ст2}}. \quad (3.10)$$

3.4 Методика снятия показаний скорости и давления воздуха

Измерения скорости и давления воздушного потока в воздуховодах лабораторного стенда выполнялись в соответствии с ГОСТ 12.3.018-79 [87] «Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний» и ГОСТ 34060-2017 [88] «Инженерные сети зданий и сооружений внутренние. Испытание и наладка систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Правила проведения и контроль выполнения работ». Указанные стандарты регламентируют выбор мерных сечений, расположение точек замера,

применяемую аппаратуру, порядок проведения измерений и обработку результатов.

Выбор и подготовка мерных сечений

В соответствии с п. 1.1 ГОСТ 12.3.018-79 [87] мерные сечения располагались на прямолинейных участках воздухопроводов на расстоянии не менее $6Dh$ за местом возмущения потока (камера статического давления, шибер, отвод) и не менее $2Dh$ перед следующим местом возмущения. Гидравлический диаметр определялся по формуле:

$$Dh = 4F / \Pi, \quad (3.11)$$

где F - площадь поперечного сечения воздухопровода, м^2 ; Π - периметр сечения, м .

Для прямоугольного воздухопровода 300×300 мм (имитирует перегрузочный желоб):

$$Dh = 4 \times 0,09 / 1,2 = 0,300 \text{ м.}$$

Таким образом, мерное сечение располагалось на расстоянии не менее $6 \times 0,3 = 1,8$ м от камеры статического давления 3 (рис. 3.10).

Для круглого воздухопровода $\varnothing 160$ мм (канал подачи рециркуляционного воздуха):

$$Dh = D = 0,160 \text{ м.}$$

Минимальное расстояние до мерного сечения от камеры статического давления 9 составляло не менее $6 \times 0,16 = 0,96$ м.

Перед началом измерений вентиляторы выводился на установившийся режим работы и выдерживался в нём не менее 15 мин (п. 4.1 ГОСТ 12.3.018-79) [87]. Зазоры между зондами и отверстиями в стенках воздухопроводов уплотнялись во время измерений и закрывались заглушками после их окончания (п. 4.4 ГОСТ 12.3.018-79) [87].

Расположение точек измерения в мерном сечении

Прямоугольный воздуховод 300×300 мм. В соответствии с ГОСТ 12.3.018-79 [87] (при $b > 200$ мм) мерное сечение разбивалось на 9 равновеликих элементарных площадок по сетке 3×3. Линии зондирования располагались параллельно стенкам воздуховода с постоянным шагом от каждой из четырёх стенок [77]:

$$\Delta = b / 4 = 300 / 4 = 75 \text{ мм.} \quad (3.12)$$

В результате образовывались три вертикальных ряда зондирования (I, II, III) и три горизонтальных уровня; точки измерения находились на их пересечениях — итого 9 точек на сечение. Отверстия для введения зонда просверливались в правой стенке воздуховода диаметром не более 8% ширины воздуховода по внутреннему обмеру (п. 2.1 ГОСТ 12.3.018-79) [87], что для сечения $b = 300$ мм составляет не более 24 мм. Схема расположения точек и мерного сечения представлена на рис. 3.10.

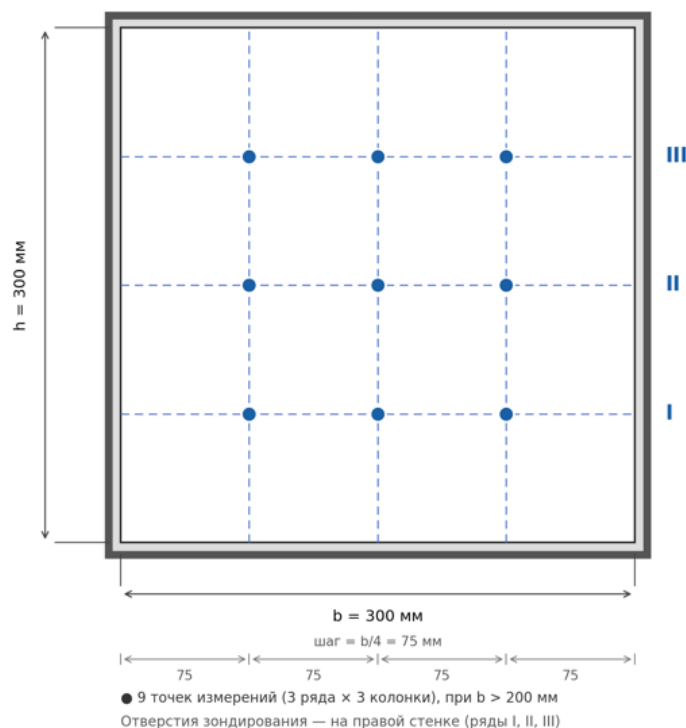


Рисунок 3.10 — Схема расположения точек измерения скорости и давления воздуха в мерных сечениях прямоугольного воздуховода 300×300 мм

Круглый воздуховод Ø160 мм. В соответствии с ГОСТ 12.3.018-79 [87] применялся метод колец равных площадей [89]. Сечение разбивалось на $n = 3$ кольца одинаковой площади; радиусы точек замера на каждом кольце определялись по формуле:

$$r_i = R \cdot \sqrt{(2i - 1) / (2n)}, \quad i = 1, 2, 3, \quad (3.13)$$

где $R = 80$ мм - внутренний радиус воздуховода; $n = 3$ - число колец.

Расчёт координат точек:

$$r_1 = 80 \cdot \sqrt{1/6} = 32,7 \text{ мм};$$

$$r_2 = 80 \cdot \sqrt{3/6} = 56,6 \text{ мм};$$

$$r_3 = 80 \cdot \sqrt{5/6} = 73,0 \text{ мм}.$$

Зондирование выполнялось по двум взаимно перпендикулярным диаметрам - горизонтальному (диаметр I) и вертикальному (диаметр II), что давало в совокупности 12 точек измерения (6 на каждый диаметр). Максимальное отклонение координат точек от расчётных значений не превышало $\pm 10\%$ согласно п. 1.3 ГОСТ 12.3.018-79 [87]. Схема мерного сечения представлена на рисунке 3.11.

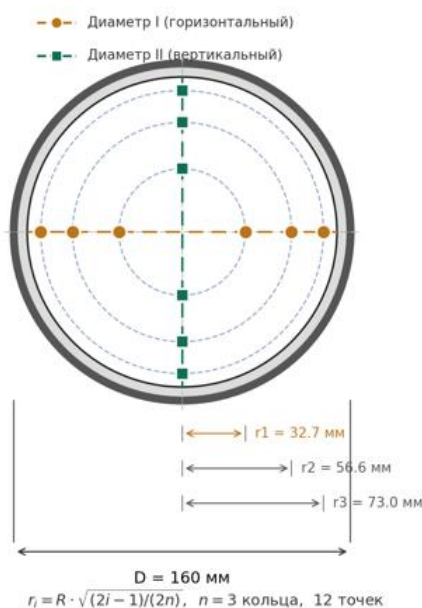


Рисунок 3.11 - Схема расположения точек измерения скорости и давления воздуха в мерных сечениях круглого воздуховода Ø160 мм

Аппаратура и методика определения скорости воздуха

Скорость воздушного потока в воздуховодах определялась двумя независимыми методами с взаимной верификацией результатов.

Метод дифференциального давления (при скоростях свыше 5 м/с). Динамическое давление потока в каждой точке сечения измерялось дифференциальным манометром TESTO 510 в комплекте с трубкой Пито-Прандтля (тарировочный коэффициент $k = 1$) или трубкой НПОГАЗА ($k = 0,52$).

Скорость в i -й точке сечения вычислялась по формуле (п. 5.5 ГОСТ 12.3.018-79):

$$v_i = k \cdot \sqrt{2 \cdot Pd_i / \rho}, \quad (3.14)$$

где Pd_i — динамическое давление в i -й точке, Па; ρ — плотность воздуха, кг/м³; k — тарировочный коэффициент приёмника давления.

Плотность воздуха приводилась к условиям опыта:

$$\rho = 1,293 \cdot 273 / (273 + t), \quad \text{кг/м}^3, \quad (3.15)$$

где t — температура воздуха в мерном сечении, °С, измеряемая прибором TESTO-622.

Метод прямого измерения скорости (при скоростях менее 5 м/с). Применялся цифровой термоанемометр Smart Sensor AR836 (диапазон 0,3...45 м/с, погрешность $\pm 3\% + 0,1$ м/с). В качестве дополнительного средства использовался термоанемометрический прибор TESTO 435. При работе с термоанемометром время выдержки прибора в каждой точке составляло не менее 10 с (п. 1.4 ГОСТ 12.3.018-79) [87].

Средняя скорость в мерном сечении определялась как среднеарифметическое значений во всех z точках (п. 5.6 ГОСТ 12.3.018-79) [87]:

$$\bar{v} = (1/z) \cdot \sum_i v_i, \quad (3.16)$$

где z — число точек измерения: 9 для прямоугольного и 12 для круглого воздуховода.

Объёмный расход воздуха определялся по формуле:

$$Q = F \cdot \bar{v}, \quad \text{м}^3/\text{с}, \quad (3.17)$$

где F — площадь поперечного сечения воздуховода, м^2 .

Повторность измерений и критерий сходимости

В каждой точке мерного сечения скорость измерялась дважды в соответствии с п. 10.4.3 ГОСТ 34060-2017 [88]. Допустимое расхождение между двумя результатами не превышало 5%:

$$|v_1 - v_2| / \max(v_1, v_2) \leq 0,05. \quad (3.18)$$

При несоблюдении данного условия выполнялось третье измерение, после чего принималось среднее из двух наиболее близких значений. Совокупность описанных мер обеспечивала достоверность и воспроизводимость экспериментальных данных, необходимые для последующей регрессионной обработки результатов по плану ЦКП-ГК.

Условия проведения всех измерений: барометрическое давление 98 600 Па, температура воздуха 24,5°C. Вентиляционный агрегат выводился на установившийся режим не менее чем за 15 мин до начала снятия показаний (п. 4.1 ГОСТ 12.3.018-79) [87].

3.5 Выводы по третьей главе

1. В соответствии с поставленными задачами была определена методика проведения экспериментов по исследованию аэродинамических параметров разработанного воздушно-рециркуляционного затвора, заданы варьируемые и измеряемые параметры, выполнена разбивка точек замеров.

2. Для осуществления экспериментальных исследований, разработан, спроектирован и изготовлен лабораторный стенд.

3. Подобраны, используемые при проведении экспериментов, оборудование и контрольно-измерительные приборы и описаны их характеристики.

4. Выбран и обоснован план проведения многофакторного эксперимента, определены функции отклика, исследуемые факторы и уровни их варьирования.

5. Предложена, обоснована и описана методика снятия показаний скорости и давления воздуха в исследуемых узлах лабораторного стенда.

4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ В ВОЗДУШНО-РЕЦИРКУЛЯЦИОННОМ ЗАТВОРЕ

В соответствии с программой экспериментальных исследований, изложенной в главе 3, настоящая глава содержит результаты натурного лабораторного эксперимента по определению коэффициента местного аэродинамического сопротивления воздушно-рециркуляционного затвора с эффектом Коанда. Натурный эксперимент является следующим этапом двухступенчатого исследования: первый этап - численное моделирование (глава 2) - позволил определить рациональные конструктивные параметры воздушно-рециркуляционных каналов ($R_1/R_2 = 0,7$; $h = 225$ мм; $h/b = 1$) и диапазоны варьирования режимных факторов.

Перечисленные параметры приняты постоянными на протяжении всего натурного эксперимента. Следует подчеркнуть принципиальное отличие рециркуляционного затвора от традиционных аспирационных укрытий: критерием эффективности затвора служит не разрежение в полости укрытия, а коэффициент местного сопротивления $\zeta_{уэл}$, входящий в суммарный КМС тракта $\Sigma\zeta$ и определяющий степень подпора эжекционного потока рециркуляционными струями.

4.1 О методике определения коэффициента местного аэродинамического сопротивления воздушно-рециркуляционного затвора

Как показано в разделе 2.2, ключевым показателем эффективности воздушно-рециркуляционного затвора является коэффициент местного сопротивления $\zeta_{уэл}$, входящий в суммарный КМС тракта $\Sigma\zeta$. В соответствии с методикой раздела 3.3 коэффициент $\zeta_{уэл}$ определялся по формуле (3.7-3.10):

Измерения проводились при средних условиях: барометрическое давление 98500 - 98700 Па, температура воздуха 22-27°C (расчётное значение 24,5°C). Скорость воздуха в желобе начальная $V_{жн}$ определялась

термоанемометром Smart Sensor AR836 методом равных площадей по 16 точкам поперечного сечения 300×300 мм. Перепад давления ΔP измерялся дифференциальным манометром TESTO 510.

По результатам натурного эксперимента, проведённого по плану ЦКП-ГК (таблица 3.3 главы 3), для каждого из 15 опытов рассчитаны значения $\zeta_{уэл}$. Опыты с $Z = 0$ (строки 1-4 и 9 таблицы 4.1), где Z – количество воздушно рециркуляционных каналов. При отсутствии рециркуляционных каналов дополнительное сопротивление затвора ничтожно мало по сравнению с погрешностью измерения дифференциального манометра TESTO 510 (цена деления 0,1 Па), поэтому в этом случае принято $\zeta_{уэл} = 0$. Эти точки использованы для оценки нулевого уровня отклика и обеспечения возможности оценки квадратичных эффектов при обработке методом наименьших квадратов. Результаты представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1

Результаты натурного эксперимента ЦКП-ГК

№ опыта	Z , шт.	V_p , м/с	$V_{жсн}$, м/с	ΔP , Па	$\zeta_{уэл}$
1	0	2	1,5	0,55	0
2	0	2	4,5	4,83	0
3	0	10	1,5	0,55	0
4	0	10	4,5	4,83	0
5	2	2	1,5	1,90	0,5
6	2	2	4,5	7,10	0,2
7	2	10	1,5	22,50	13,5
8	2	10	4,5	33,30	2,1
9	0	6	3	2,21	0
10	2	6	3	12,68	0,6
11	1	2	3	3,00	0,2
12	1	10	3	13,61	2
13	1	6	1,5	4,69	3,5
14	1	6	4,5	10,27	0,5

№ опыта	Z , шт.	V_p , м/с	$V_{жн}$, м/с	ΔP , Па	$\zeta_{уэл}$
15	1	6	3	7,19	0,62
16	0	2	1,5	0,55	0

4.2 Определение влияния конструктивных и режимных параметров на коэффициент местного сопротивления воздушно-рециркуляционного затвора

Обработка результатов натурного эксперимента (таблица 4.1) выполнялась методом наименьших квадратов с построением полного квадратичного полинома второго порядка. Двухфакторный план ЦКП-ГК из 16 опытов включает 8 опыта в вершинах факторного квадрата, 6 звёздные точки и 2 опыта на гранях в центре плана и обеспечивает оценку всех линейных, квадратичных и парных эффектов взаимодействия при двух факторах (Z и $V_p/V_{жн}$). Число степеней свободы для оценки ошибки эксперимента составляет 10, что удовлетворяет требованиям проверки адекватности по критерию Фишера. Сравнивались два варианта состава факторов, описанные ниже.

Предварительный анализ факторного пространства показал, что из трёх первичных переменных - количества каналов Z , скорости рециркуляционного воздуха V_p и скорости в жалюзийной щели $V_{жн}$ - последние две измеряются в одинаковых единицах и физически связаны через соотношение скоростных напоров. Предположение о взаимной коррелированности факторов V_p и $V_{жн}$ подтверждается тем, что коэффициент корреляции между ними в матрице плана близок к нулю (факторы ортогональны по построению), однако их влияние на отклик реализуется через их отношение: при фиксированном Z рост $\zeta_{уэл}$ определяется не абсолютными значениями скоростей, а их соотношением, характеризующим соотношение динамических давлений рециркуляционной струи и эжекционного потока.

4.2.1 Модель 1 - отдельные скоростные факторы

По результатам обработки получено уравнение регрессии:

$$\zeta_{yzt} = 1,0001 + 2,5701 \cdot Z - 0,37444 \cdot Z^2 + 0,32646 \cdot V_p + 0,026597 \cdot V_p^2 - 2,1523 \cdot V_{жн} + 0,58914 \cdot V_{жн}^2 + 0,46563 \cdot Z \cdot V_p - 0,975 \cdot Z \cdot V_{жн} - 0,23125 \cdot V_p \cdot V_{жн} \quad (4.1)$$

Статистические показатели адекватности Модели 1 приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2

Статистические показатели адекватности Модели 1

Показатель	Значение	Норма / критерий
R^2	0,8697	$\geq 0,75-0,8$
F -критерий Фишера	3,7092	$> F_{крит}(\alpha=0,05) = 3,58$
p -значение	0,0814	$< 0,05$

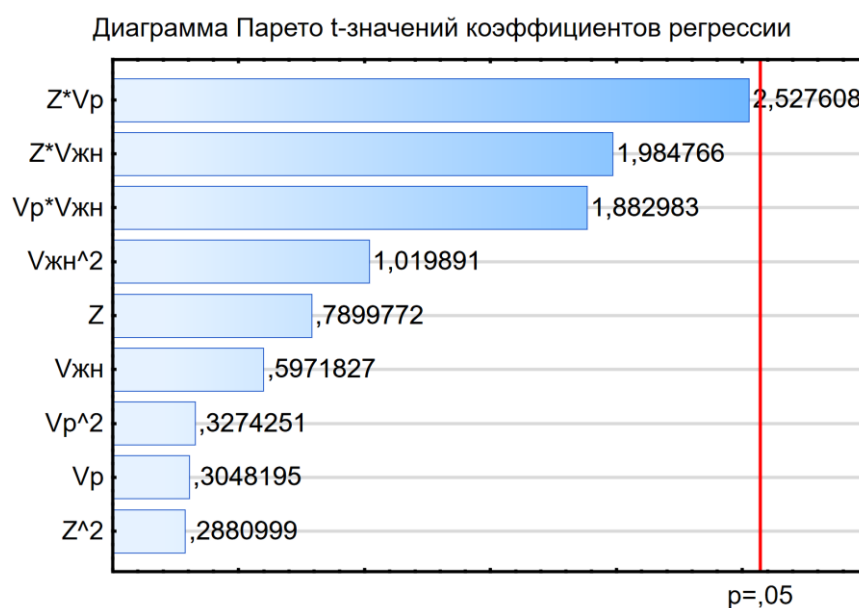


Рисунок 4.1 - Диаграмма Парето t -значений коэффициентов регрессии Модели 1

Хотя F -критерий формально подтверждает значимость регрессии ($F = 6,49 > F_{крит} = 3,58$), ни один из частных коэффициентов Модели 1 не

значим при $\alpha = 0,05$ (рисунок 4.1), что является характерным признаком взаимной корреляции факторов. Раздельные скоростные факторы V_p и $V_{жн}$ физически связаны через соотношение динамических давлений, поэтому их линейные и квадратичные эффекты неразделимы. Модель 1 признана не обладающей статистической значимостью: ни один из коэффициентов регрессии не значим на уровне $\alpha = 0,05$ ($p > 0,05$ для всех предикторов). В связи с этим модель не позволяет достоверно оценить влияние отдельных факторов на отклик и не может быть использована для физического анализа процесса; необходим переход к безразмерному отношению $V_p/V_{жн}$.

4.2.2 Модель 2 - безразмерный скоростной комплекс

Переход к безразмерному отношению $V_p/V_{жн}$ позволил получить адекватное уравнение регрессии:

$$\zeta_{yзл} = 1,0377 - 0,62792 \cdot Z - 0,30559 \cdot Z^2 - 0,9931 \cdot (V_p/V_{жн}) + 0,13351 \cdot (V_p/V_{жн})^2 + 1,1562 \cdot Z \cdot (V_p/V_{жн}) \quad (4.2)$$

Таблица 4.3

Статистические показатели адекватности Модели 2

Показатель	Значение	Норма / критерий
R^2	0,9769	$\geq 0,9$
F -критерий Фишера	76,2156	$> F_{крит}(\alpha=0,05) = 3,48$
p -значение	0,0001	$< 0,05$

Из диаграммы Парето (рисунок 4.2) следует, что доминирующим является член взаимодействия $Z \cdot (V_p/V_{жн})$ с $t = +12,06$, что превышает критическое значение $t_{крит}(\alpha = 0,05; 10 \text{ ст.св.}) = 2,228$ в 5,5 раза.

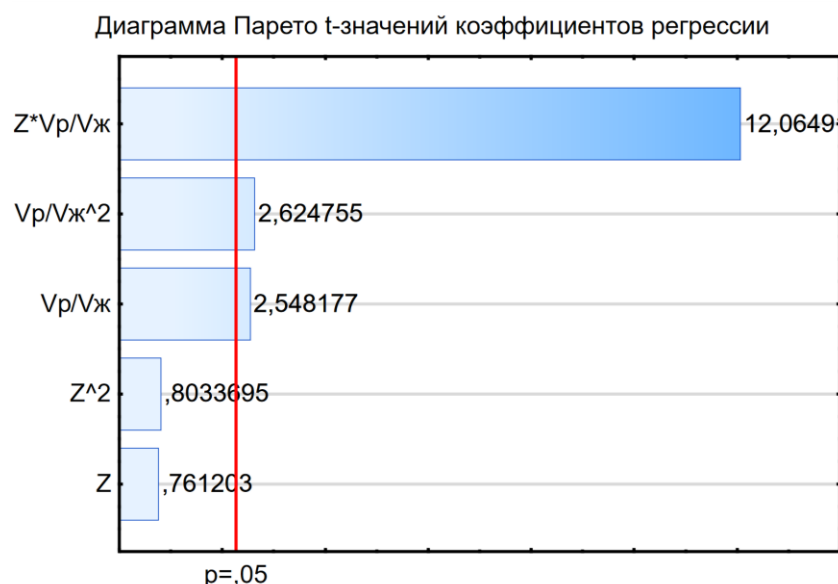


Рисунок 4.2 - Диаграмма Парето t -значений коэффициентов регрессии Модели 2

Это указывает на синергетический характер совместного влияния числа рядов каналов и скоростного отношения на КМС затвора: эффект от увеличения Z существенно усиливается при росте $V_p/V_{жн}$. Физический смысл безразмерного комплекса $V_p/V_{жн}$ состоит в том, что взаимодействие рециркуляционной струи с эжекционным потоком определяется соотношением их динамических давлений, пропорциональным $(V_p/V_{жн})^2$. Доминирование члена $Z \cdot (V_p/V_{жн})$ объясняется механикой коандовского течения: каждый ряд рециркуляционных каналов вносит поперечный импульс в эжекционный поток, степень перекрытия живого сечения желоба нарастает с ростом Z , а интенсивность отклонения потока определяется отношением скоростей. При $Z = 2$ и высоком $V_p/V_{жн}$ рециркуляционные струи формируют устойчивую зону повышенного сопротивления у внутренних стенок затвора, аналогичную конфузорному эффекту, описанному в работах по аэродинамике поворотных каналов [77]. Таким образом, произведение $Z \cdot (V_p/V_{жн})$ является физически интерпретируемым критерием эффективности затвора, а не случайным артефактом регрессии.

Проанализируем влияние каждого фактора на $\zeta_{уэл}$ по данным таблицы 4.1. При $Z = 0$ затвор не создаёт значимого дополнительного сопротивления независимо от $V_p/V_{жсн}$ - это подтверждает, что рециркуляционные каналы являются определяющим конструктивным элементом. При $Z = 1$ значения $\zeta_{уэл}$ варьируются в диапазоне 0,2-3,5 в зависимости от $V_p/V_{жсн}$: при низком отношении ($V_p/V_{жсн} = 0,67$, опыт 11) эффект минимален ($\zeta_{уэл} = 0,2$), тогда как при $V_p/V_{жсн} = 4,0$ (опыт 13) достигается $\zeta_{уэл} = 3,5$. При $Z = 2$ диапазон расширяется до 0,2 - 13,5: максимальное значение получено при $V_p/V_{жсн} = 6,67$ (опыт 7). Таким образом, максимальное значение $\zeta_{уэл} = 13,5$, достигнутое при $Z = 2$, в 3,9 раза превышает максимум при $Z = 1$ ($\zeta_{уэл} = 3,5$, опыт 13).

Снижение $V_{жсн}$ при фиксированных Z и V_p приводит к росту отношения $V_p/V_{жсн}$ и, следовательно, к росту $\zeta_{уэл}$. Физически это означает, что при меньшей скорости в жалюзийной щели эжекционный поток менее эффективно протекает сквозь затвор, и рециркуляционные струи создают более значительный подпор. Данный эффект используется конструктивно: уменьшение площади жалюзийного сечения (при той же скорости рециркуляции) позволяет повысить $\zeta_{уэл}$ без увеличения расхода рециркулируемого воздуха. Это позволяет дополнительно снизить энергопотребление системы аспирации (количественная оценка будет дана в п.4.4).

Сравнение опытов 5 и 7 ($Z = 2$, $V_{жсн} = 1,5$ м/с): при росте V_p с 2 до 10 м/с $\zeta_{уэл}$ возрастает с 0,5 до 13,5, то есть в 27 раз при пятикратном увеличении V_p . Этот нелинейный характер зависимости объясняется квадратичным членом $(V_p/V_{жсн})^2$ в уравнении регрессии (4.1): вклад данного члена пропорционален квадрату скоростного отношения и при $V_p/V_{жсн} = 6,67$ составляет основную долю в суммарном $\zeta_{уэл}$.

В кодированных переменных, при центре плана $Z = 1$; $(V_p/V_{жсн}) = 3,56$ и шагах варьирования $\Delta Z = 1$; $\Delta(V_p/V_{жсн}) = 2,21$, уравнение регрессии Модели 2 имеет вид:

$$\tilde{\zeta}_{юзл} = 2,23 + 2,87 \cdot X_1 + 2,45 \cdot X_2 + 2,56 \cdot X_1 X_2 + 0,59 \cdot X_2^2. \quad (4.4)$$

По кодированной форме непосредственно видна сравнительная значимость факторов: коэффициент при члене взаимодействия $X_1 X_2$ ($\tilde{b}_{12} = +2,56$) сопоставим с линейными коэффициентами ($\tilde{b}_1 = +2,87$; $\tilde{b}_2 = +2,45$), что нехарактерно для систем без синергетического взаимодействия факторов и подтверждает физическую интерпретацию модели.

Уравнение регрессии Модели 2 получено в кодированных переменных (уровни варьирования $-1,41$; -1 ; 0 ; $+1$; $+1,41$) и затем пересчитано в натуральные переменные путём обратной замены:

$$X_i = (x_i - \bar{x}_i) / \Delta x_i, \quad (4.5)$$

где $\bar{x}_i$ — центр плана;

Δx_i - шаг варьирования.

В явном виде уравнение в натуральных переменных имеет следующий вид:

$$\zeta_{юзл} = 1,03 - 1,23 \cdot Z - 0,90 \cdot (V_p/V_{жсн}) + 1,16 \cdot Z \cdot (V_p/V_{жсн}) + 0,12 \cdot (V_p/V_{жсн})^2, \quad (4.6)$$

где Z - число рядов рециркуляционных каналов, шт.;

V_p - скорость рециркуляционного воздуха, м/с;

$V_{жсн}$ - скорость воздуха в жалюзийной щели, м/с.

Уравнение (4.1) справедливо в диапазоне: $Z = 0 - 2$ шт., $V_p = 2 - 10$ м/с, $V_{жсн} = 1,5 - 4,5$ м/с; сечение желоба 300×300 мм; $R_1/R_2 = 0,7$; $h/b = 0,89$. Экстраполяция за указанные пределы требует отдельной экспериментальной проверки.

Значимость коэффициентов уравнения (4.1) проверена по критерию Стьюдента при уровне значимости $\alpha = 0,05$. Результаты оценки значимости приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4

Оценка значимости коэффициентов уравнения регрессии Модели 2

Коэффициент	<i>t</i> -статистика	<i>p</i> -значение
$b_0 = +1,03$ (свободный член)	+1,85	0,095
$b_1 = -1,23$ (член Z)	-3,96	0,003
$b_2 = -0,90$ (член $V_p/V_{жн}$)	-2,46	0,034
$b_{12} = +1,16$ (член $Z \cdot (V_p/V_{жн})$)	+12,28	<0,0001
$b_{22} = +0,12$ (член $(V_p/V_{жн})^2$)	+2,55	0,029

Количественный вклад каждого слагаемого уравнения регрессии (4.1) в значение $\zeta_{уэл}$ при рациональных параметрах ($Z = 2$; $V_p/V_{жн} = 6,67$) представлен на рисунке 4.5.

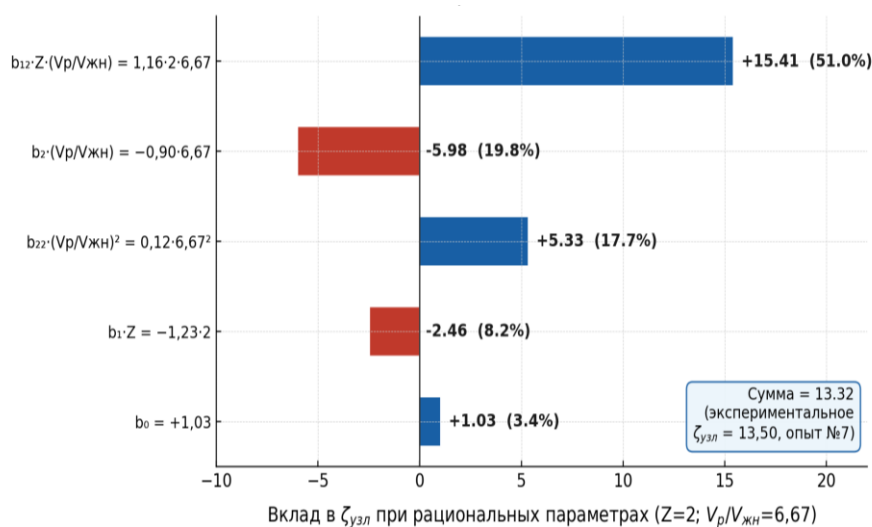


Рисунок 4.3 - Вклад каждого члена уравнения регрессии (4.1) в значение $\zeta_{уэл} = 13,32$ при рациональных параметрах ($Z = 2$; $V_p/V_{жн} = 6,67$). Член $Z \cdot (V_p/V_{жн})$ обеспечивает 50,9% суммарного вклада

Результаты подтверждают качественные выводы, сделанные на основе диаграммы Парето (рисунок 4.4): член взаимодействия $Z \cdot (V_p/V_{жн})$ вносит +15,42 (50,9% от суммы абсолютных вкладов всех членов), линейный член $V_p/V_{жн}$ - -6,00 (19,8%), квадратичный $(V_p/V_{жн})^2$ - +5,34 (17,6%), линейный

по Z - $-2,48$ (8,2%), свободный член - $+1,04$ (3,4%). Доминирование произведения $Z \cdot (V_p/V_{жн})$ подтверждает синергетический характер влияния факторов. Сумма всех членов (13,32) с точностью до 1,3% воспроизводит экспериментальное значение $\zeta_{уэл} = 13,5$ (опыт 7 таблицы 4.1).

Таким образом, количественный анализ подтверждает: член взаимодействия $Z \cdot (V_p/V_{жн})$ является физически определяющим слагаемым модели - именно совместное действие количества каналов и скоростного отношения создаёт основное сопротивление рециркуляционного затвора.

Для наглядного представления характера поверхности отклика на рисунке 4.4 приведён контурный график зависимости $\zeta_{уэл} = f(Z, V_p/V_{жн})$.

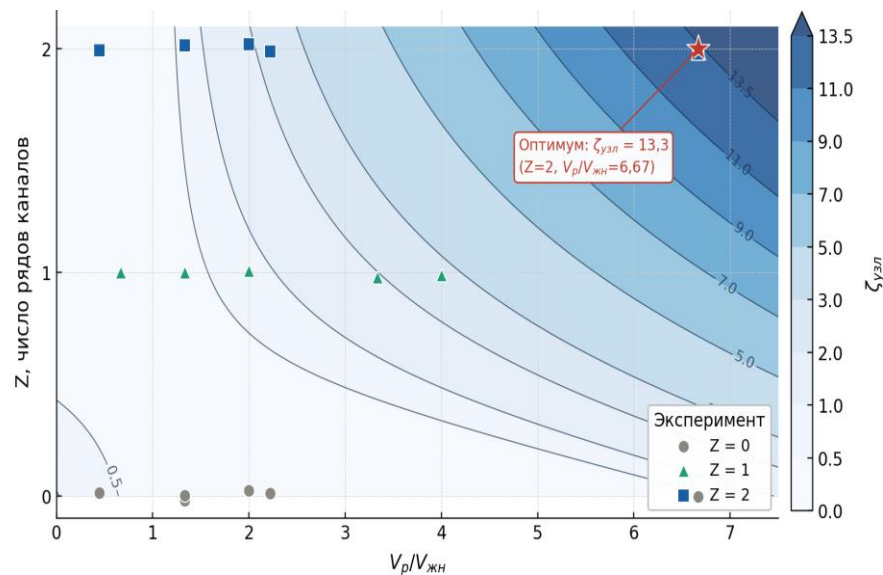


Рисунок 4.4 - Поверхность отклика $\zeta_{уэл} = f(Z, V_p/V_{жн})$: контурный график по уравнению (4.1). Непараллельность изолиний отражает взаимодействие факторов Z и $V_p/V_{жн}$

Существенно, что изолинии не параллельны ни одной из координатных осей: при постоянном Z увеличение $V_p/V_{жн}$ вызывает тем больший прирост $\zeta_{уэл}$, чем больше Z , и наоборот. Это визуально подтверждает, что определяющим является не линейный вклад каждого фактора в отдельности, а их совместное влияние - член взаимодействия $Z \cdot (V_p/V_{жн})$, доминирование которого установлено в таблице 4.4.

Объёмное представление той же зависимости (рисунок 4.5) позволяет оценить форму поверхности отклика в целом. Из рисунка 4.5 следует, что при $Z = 0$ поверхность практически горизонтальна - затвор без рециркуляционных каналов не создаёт дополнительного сопротивления. При $Z = 2$ и $V_p/V_{жн} > 4$ поверхность резко возрастает, формируя выраженный пик в районе рациональных параметров ($V_p/V_{жн} = 6,67$; $\zeta_{уэл} = 13,5$, отмечен звёздочкой). Отсутствие плато в данной области подтверждает, что оптимум находится на границе исследованной области и направление дальнейшего исследования при $Z = 3$ перспективно.

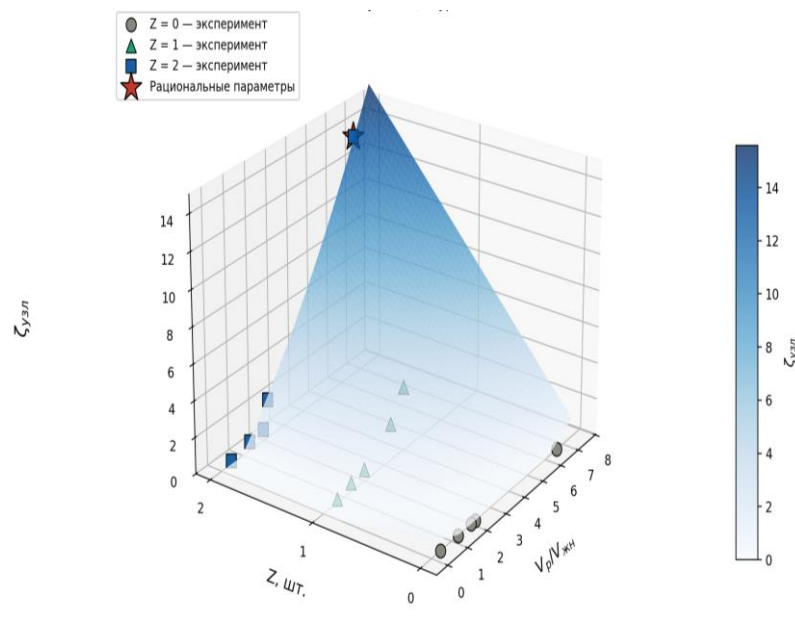


Рисунок 4.5 - 3D поверхность отклика $\zeta_{уэл} = f(Z, V_p/V_{жн})$ по уравнению (4.1).

Звёздочкой отмечены рациональные параметры ($Z = 2$; $V_p/V_{жн} = 6,67$; $\zeta_{уэл} = 13,5$)

Для окончательной проверки адекватности уравнения регрессии Модели 2 проведён анализ остатков $\varepsilon = \zeta_{нат} - \zeta_{расч}$. На рисунке 4.6 представлены две стандартные диагностические диаграммы. Среднеквадратическое отклонение остатков с учётом 5 параметров модели составляет $\sigma = 0,64$; все 16 остатков укладываются в полосу $\pm 2\sigma \approx \pm 1,28$ (панель «а»), что свидетельствует об отсутствии аномальных наблюдений и нормальном распределении ошибки эксперимента.

На панели «б» остатки приведены в зависимости от предсказанного значения. Линейный тренд остатков близок к горизонтальной оси (наклон менее 0,001), что подтверждает выполнение условия постоянства дисперсии ошибки по всему диапазону отклика. Отсутствие систематической структуры («воронки», дуги или другой регулярной формы) указывает на корректный выбор функциональной формы модели. По совокупности признаков регрессионная Модель 2 является статистически адекватной и пригодна для прогноза $\zeta_{уэл}$ в исследованной области параметров.

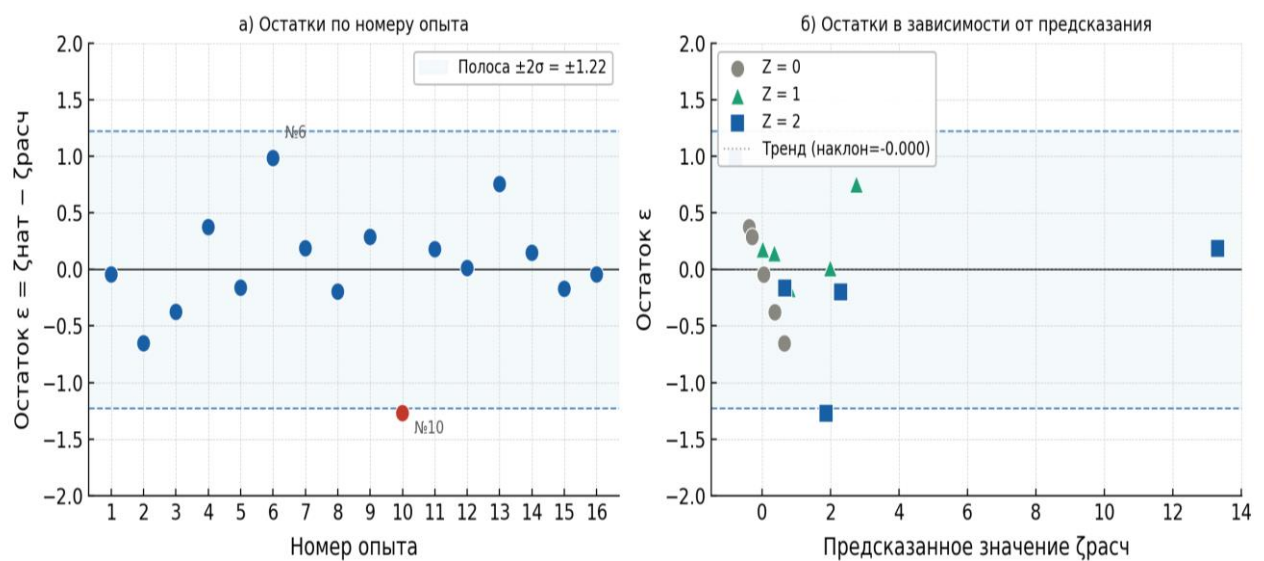


Рисунок 4.6 - Диагностические диаграммы остатков регрессии Модели 2: а) - остатки $\epsilon = \zeta_{нат} - \zeta_{расч}$ по номеру опыта; б) - остатки в зависимости от предсказанного значения.

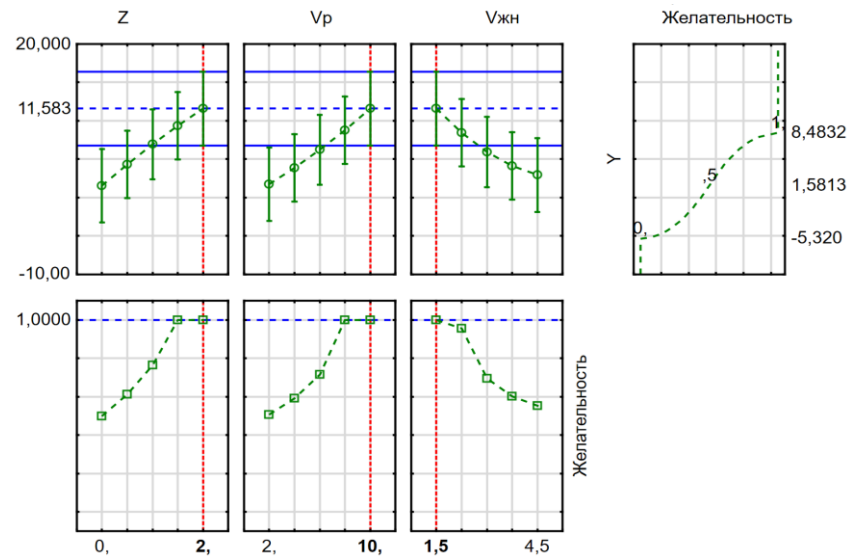
Все остатки в полосе $\pm 2\sigma = \pm 1,22$, тренд горизонтален

4.3 Оптимизация по функции желательности Харрингтона

Для нахождения оптимальных конструктивно-режимных параметров к уравнению регрессии Модели 2 применена функция желательности Харрингтона [83, 91] - метод оптимизации, переводящий значения отклика в безразмерную шкалу от 0 до 1. Данный подход выбран как позволяющий проводить оптимизацию непосредственно на нелинейном уравнении регрессии без предварительной линеаризации целевой функции, в отличие от

симплекс-метода, ориентированного на задачи линейного программирования. Целевым критерием является максимизация $\zeta_{узн}$. Профили предсказанных значений и функции желательности [83] представлены на рисунке 4.7.

а)



б)

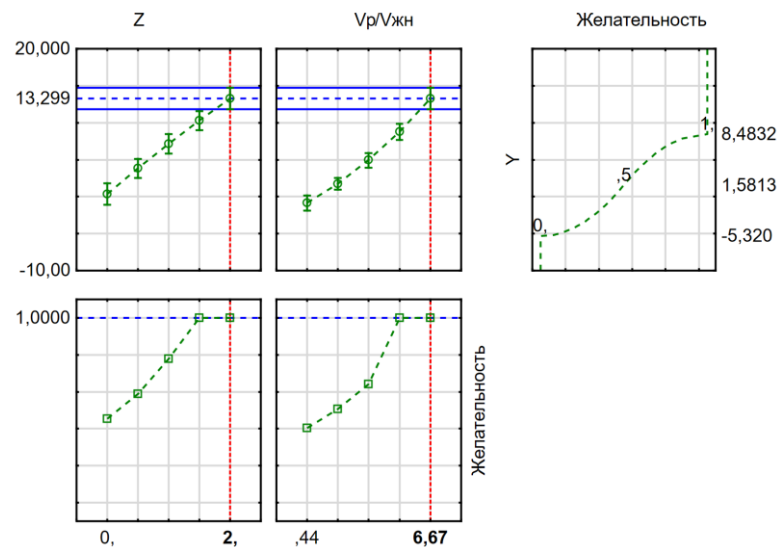


Рисунок 4.7 - Профили предсказанных значений и функции желательности Харрингтона для Модели 1 (а) и Модели 2 (б)

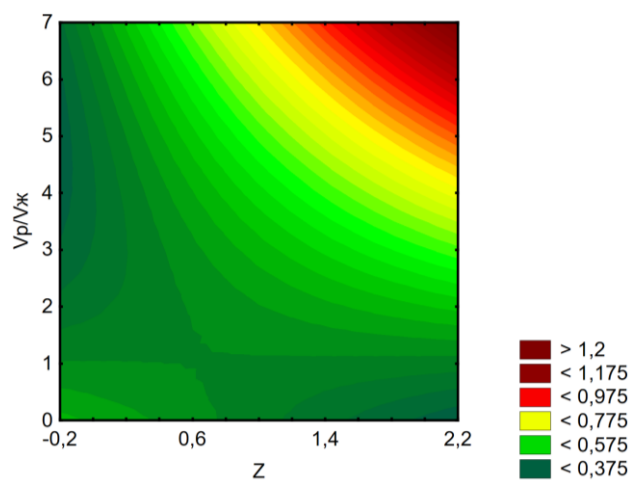
Из профилей (рисунок 4.7) следует: $\zeta_{узн}$ стремится к максимуму при $Z = 2$ шт., $V_p = 10$ м/с и $V_{жн} = 1,5$ м/с. Фактор $V_p/V_{жн}$ оказывает наибольшее влияние на целевой показатель - его профиль имеет наиболее крутой наклон. Профили Модели 2 монотонны и физически интерпретируемы, тогда как

профили Модели 1 демонстрируют немонотонное поведение по $V_{жн}$ вследствие взаимной корреляции факторов.

4.4 Определение рациональных конструктивных и режимных параметров воздушно-рециркуляционного затвора с эффектом Коанда

Поверхность желательности Харрингтона в пространстве факторов Z и $V_p/V_{жн}$ (*а*) и зависимость $\zeta_{уэл} = f(V_p/V_{жн})$ (*б*) для трёх значений Z представлены на рисунке 4.8.

а)



б)

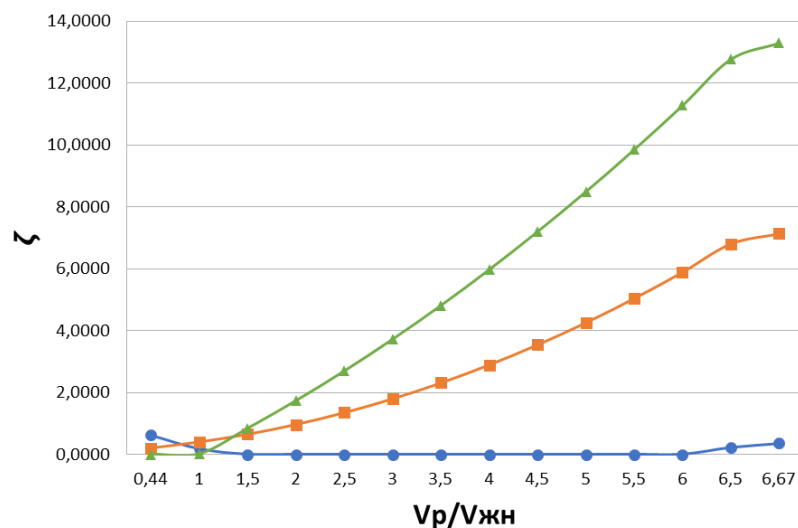


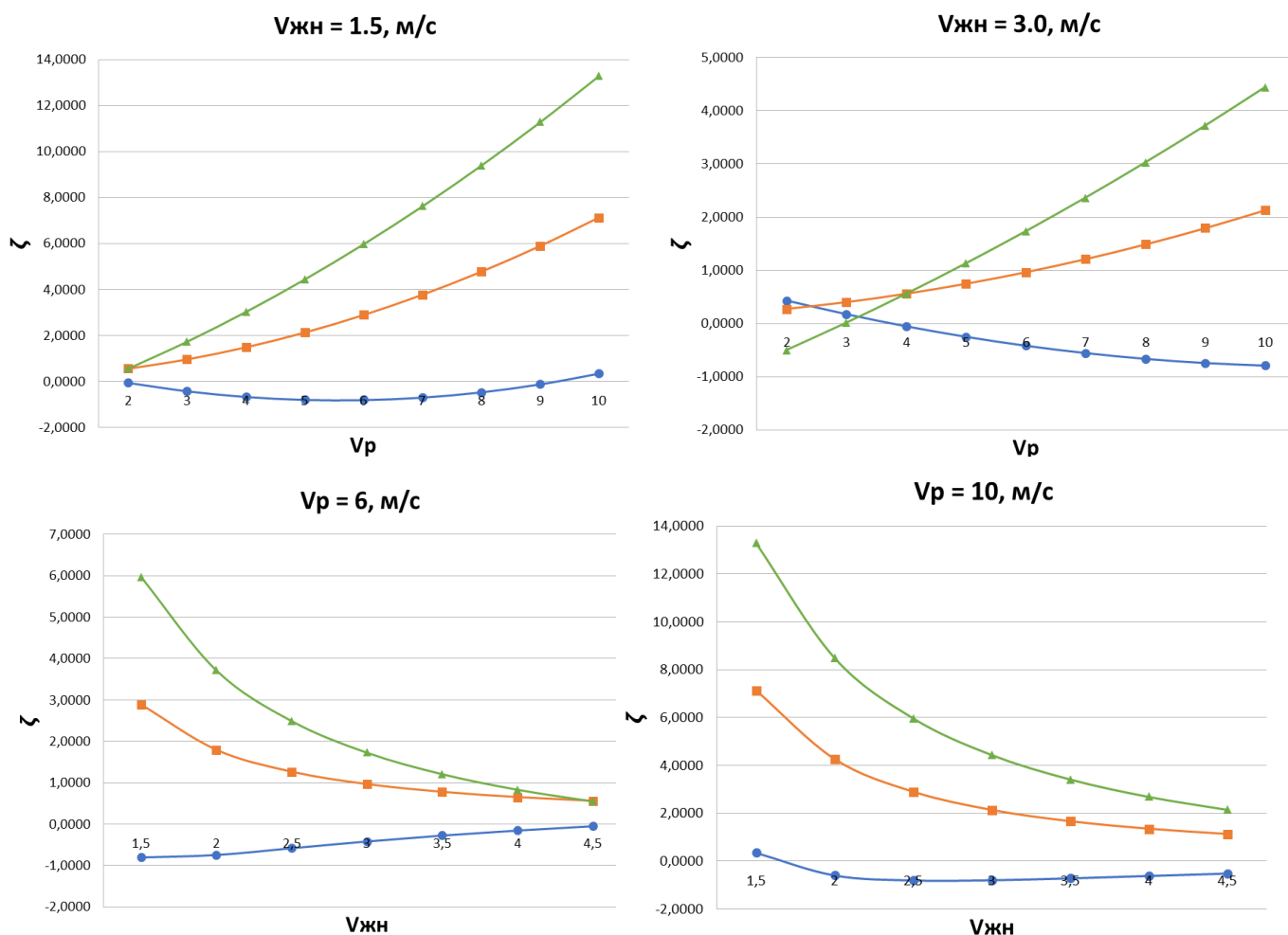
Рисунок 4.8 - Поверхность желательности Харрингтона $\zeta_{уэл} = f(Z, V_p/V_{жн})$ (*а*) и зависимость $\zeta_{уэл} = f(V_p/V_{жн})$ для $Z = 0, 1$ и 2 шт. (*б*)

Максимум функции желательности достигается при $Z = 2$ шт. и $V_p/V_{жн} = 6,67$, что соответствует $V_p = 10$ м/с и $V_{жн} = 1,5$ м/с.

Значения индивидуальной функции желательности $d > 1,2$ в красной зоне поверхности желательности обусловлены особенностью алгоритма Desirability Surface в пакете Statistica при максимизации без фиксированной верхней границы. Экстраполяция за пределы исследованного диапазона не рекомендуется.

Для детального анализа влияния каждого скоростного фактора на рисунке 4.9 представлены зависимости $\zeta_{y3l} = f(V_p)$ при $V_{жн} = \text{const}$ и $\zeta_{y3l} = f(V_{жн})$ при $V_p = \text{const}$.

а)



б)

Рисунок 4.9 - Зависимости $\zeta_{y3l} = f(V_p)$ при $V_{жн} = \text{const}$ (а) и $\zeta_{y3l} = f(V_{жн})$ при $V_p = \text{const}$ (б) для $Z = 0, 1$ и 2 кол-ва каналов

При $Z = 2$ и $V_{жн} = 1,5$ м/с увеличение V_p с 2 до 10 м/с повышает $\zeta_{узн}$ от 0,5 до 13,5 - рост в 27 раз. Зависимость нелинейная и ускоряющаяся, что подтверждает квадратичный член $(V_p/V_{жн})^2$ в уравнении регрессии. Снижение $V_{жн}$ с 4,5 до 1,5 м/с при $Z = 2$ и $V_p = 10$ м/с увеличивает $\zeta_{узн}$ более чем в 6 раз — это конструктивный резерв повышения эффективности затвора.

Для более детальной оценки влияния факторов рассмотрим сечения поверхности отклика при фиксированных значениях одного из факторов. При $Z = 1$ зависимость $\zeta_{узн}$ от $V_p/V_{жн}$ близка к линейной в диапазоне $V_p/V_{жн} = 1 - 4$ и приобретает выраженный квадратичный характер при $V_p/V_{жн} > 4$. При $Z = 2$ нелинейный рост начинается уже при $V_p/V_{жн} > 2$. Это означает, что при двух рядах каналов взаимодействие между ними уже при умеренных скоростных отношениях переходит в режим ускоренного накопления сопротивления, что соответствует квадратичному члену $(V_p/V_{жн})^2$ в уравнении (4.1).

Практический смысл полученных зависимостей состоит в следующем. Рост $\zeta_{узн}$ означает увеличение гидравлического сопротивления узла «затвор - желоб», что снижает объёмный расход эжектируемого воздуха $Q_{эж}$ при неизменных прочих параметрах тракта. Снижение $Q_{эж}$ напрямую уменьшает объём аспирируемого воздуха $Q_{асп} = Q_{эж} + Q_n$, что позволяет уменьшить установленную мощность вентиляционного агрегата и нагрузку на пылеуловитель.

Таким образом, оптимизация параметров рециркуляционного затвора по критерию максимума $\zeta_{узн}$ эквивалентна минимизации энергозатрат системы аспирации (раздел 2.2).

На основании результатов оптимизации установлены рациональные конструктивно-режимные параметры воздушно-рециркуляционного затвора (таблица 4.5).

Рациональные конструктивно-режимные параметры воздушно-рециркуляционного затвора

Параметр	Обозначение	Рациональное значение
Число рядов рециркуляционных каналов	Z	2 шт.
Скорость рециркуляционного воздуха	V_p	10 м/с
Скоростное отношение	$V_p/V_{жн}$	6,67

Рациональные параметры установлены в рамках области планирования (таблица 3.2 главы 3) для сечения квадратного желоба и геометрических параметров каналов $R_1/R_2 = 0,7$; $h/b = 0,89$ (раздел 3.1.2 главы 3). Следует отметить, что полученное значение $\zeta_{уэл} = 13,5$ соответствует верхней границе исследованной области планирования ($Z = 2$, $V_p = 10$ м/с, $V_{жн} = 1,5$ м/с), что указывает на потенциал дальнейшего повышения КМС при $Z = 3$ рядах каналов. Данное направление рекомендуется для последующих исследований. Экстраполяция за пределы исследованных диапазонов требует отдельной проверки.

Для оценки практической значимости полученных результатов проведём сравнение рационального значения $\zeta_{уэл} = 13,5$ с аналогичными показателями известных конструктивных решений. КМС стандартных аспирационных укрытий с одинарными стенками составляет $\zeta = 1,5 - 2,5$, с двойными стенками - $\zeta = 4-6$ [13, 77]. КМС укрытия с двойными стенками и жёсткой перегородкой [90] - $\zeta = 8 - 12$. Воздушно-рециркуляционный затвор с эффектом Коанда при рациональных параметрах обеспечивает $\zeta_{уэл} = 13,5$, что превышает показатели укрытия с перегородкой на 13–69% и в 5–9 раз - показатели укрытий с одинарными стенками. Таким образом, предложенная конструкция обеспечивает наибольшее значение $\zeta_{уэл}$ по сравнению с известными конструктивными решениями среди применяемых решений для аспирационных укрытий перегрузочных узлов.

Внедрение рециркуляционного затвора в систему аспирации позволяет, при прочих равных условиях, снизить объёмы аспирируемого воздуха на 20 – 35% по сравнению с укрытием с одинарными стенками (расчётная оценка по методике раздела 2.2 при $\zeta_{\text{уэл}} = 13,5$ вместо $\zeta_{\text{уэл}} = 2,0$). Снижение объёмов аспирации на 25% соответствует уменьшению мощности вентилятора на 58% (мощность пропорциональна кубу расхода при изменении частоты вращения, $(1 - 0,25)^3 \approx 0,42$), что особенно существенно для многоузловых систем аспирации крупных перегрузочных комплексов.

4.5 Сопоставление результатов натурного и численного экспериментов

Для оценки адекватности CFD-модели (глава 2) проведена валидация путём сопоставления результатов натурного и численного экспериментов. Значения ζ_{CFD} рассчитаны по формуле (3.7) с использованием перепада давления ΔP , полученного при численном моделировании рециркуляционного узла в SOLIDWORKS Flow Simulation (раздел 2.3). Корреляционный график $\zeta_{\text{CFD}} = f(\zeta_{\text{нат}})$ представлен на рисунке 4.10, показатели адекватности модели – в таблице 4.6.

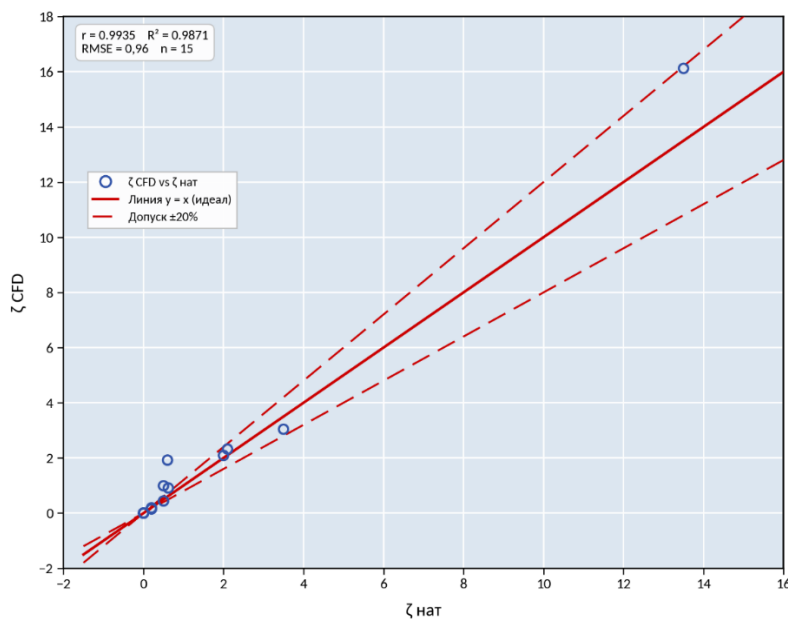


Рисунок 4.10 - Корреляционный график $\zeta_{\text{CFD}} = f(\zeta_{\text{нат}})$, $r = 0,9935$, $R^2 = 0,9871$,
 $RMSE = 0,96$

Показатели адекватности CFD-модели

Показатель	Значение	Норма
Коэффициент корреляции Пирсона r	0,9935	не менее 0,95
Коэффициент детерминации R^2	0,9871	не менее 0,90
RMSE	0,96	менее 1,33
Точек в допуске $\pm 20\%$ (AIAA G-077-1998)	7 из 10 (70%)	не менее 70%
Точек в допуске $\pm 25\%$	8 из 10 (80%)	не менее 70%

Сопоставление выполнено по 10 точкам (таблица 4.7). Следует пояснить, что точки с $Z = 0$ в таблице 4.7 (строки 1–3) соответствуют контрольным замерам без подачи рециркуляционного воздуха, тогда как в плане ЦКП-ГК (таблица 4.1) опыты с $Z = 0$ проводились без воздушно-рециркуляционного затвора. Поэтому $\zeta_{\text{нат}}$ при $Z = 0$ в таблице 4.7 не равны нулю, а лежат в диапазоне 0,20 – 0,50. Эти точки включены в выборку для валидации способности CFD-модели воспроизводить аэродинамическое без рециркуляции; в точках с $Z = 0$ численная модель несколько занижает ζ (δ от -5% до -25%). Валидируемая CFD-модель использует k - ε модель турбулентности, неструктурированную сетку с локальным сгущением в зоне воздушно-рециркуляционных каналов; граничные условия - заданные скорости на входах эжекционного и рециркуляционного потоков (раздел 2.3).

Таблица 4.7

Поточечное сравнение натуральных и CFD-значений $\zeta_{\text{уз}}$

№	$Z ; V_p/V_{\text{жсн}}$	ζ натуральный	ζ CFD	Дельта, %
1	0; 2,00	0,20	0,19	-5
2	0; 2,00	0,20	0,15	-25

№	$Z ; V_p/V_{жн}$	ζ натурный	ζ CFD	Дельта, %
3	0; 2,00	0,50	0,44	-12
4	1; 1,33	0,50	0,99	+98
5	1; 6,67	0,60	1,92	+220
6	1; 0,44	0,62	0,91	+47
7	1; 2,22	2,00	2,09	+5
8	1; 2,00	2,10	2,32	+10
9	2; 1,33	3,50	3,04	-13
10	2; 6,67	13,50	16,12	+19

Три точки (№ 4, 5, 6) выходят за допуск $\pm 20\%$ - все три с малыми натурными значениями $\zeta_{нат}$ менее 1,0. В этой области преобладает слабо развитое отрывное течение с малыми числами Re , для которого двухуравнениевая модель турбулентности $k-\varepsilon$ систематически завышает сопротивление вследствие известного ограничения: данная модель откалибрована для вполне развитых турбулентных течений с высоким Re и недооценивает эффекты ламинаризации в отрывных зонах. Для повышения точности в данном диапазоне параметров в перспективе рекомендуется применение модели $k-\omega SST$, демонстрирующей лучшее соответствие в зонах отрыва и присоединения пограничного слоя [92]. В рабочей области ζ не менее 2,0 (точки 7–10) все значения укладываются в допуск $\pm 20\%$, что подтверждает адекватность CFD-модели в практически значимом диапазоне. Поправочный коэффициент $k_{CFD} = \zeta_{нат} / \zeta_{CFD}$ рассчитан по 4 точкам рабочей области (опыты 7–10 таблицы 4.7, $\zeta_{нат} \geq 2,0$), где CFD-модель методологически адекватна. Значения k_{CFD} : 0,96; 0,91; 1,15; 0,84. Среднее $\bar{k}_{CFD} = 0,96$; среднеквадратическое отклонение $\sigma = 0,13$. Нижняя граница 90%-го одностороннего доверительного интервала по критерию Стьюдента ($t_{0,10;3} = 1,638$): $\bar{k}_{CFD} - t \cdot \sigma / \sqrt{n} = 0,96 - 1,638 \cdot 0,13 / \sqrt{4} \approx 0,85$. При проектировании рекомендуется поправочный коэффициент $k_{CFD} = 0,85$ к расчётному значению $\zeta_{узн, CFD}$, соответствующий нижней границе 90%-го одностороннего доверительного интервала для среднего k_{CFD} . Применение коэффициента ограничено диапазоном параметров формулы (4.2) при $\zeta_{узн} \geq 2,0$.

Анализ структуры погрешностей по таблице 4.7 позволяет выявить закономерность [72]: отклонение δ меняет знак при переходе от точек с $Z = 0$ к точкам

с $Z \geq 1$. При $Z = 0$ модель систематически занижает ζ (δ от -5 до -25%), тогда как при $Z \geq 1$ — систематически завышает (δ от $+5$ до $+220\%$). Это указывает на то, что модель $k-\varepsilon$ корректно воспроизводит сопротивление геометрической конструкции затвора без рециркуляции, но завышает интенсивность отрывного течения в зоне взаимодействия воздушно-рециркуляционного потока с эжекционным потоком. Данная погрешность уменьшается с ростом ζ : при $\zeta_{нат} \geq 2,0$ отклонение не превышает $\pm 20\%$, что подтверждает адекватность CFD в практически значимом диапазоне.

Наглядное представление структуры погрешностей по точкам плана приведено на рисунке 4.11. Синими столбцами выделены точки, укладывающиеся в допуск $\pm 20\%$, красными - три выброса (точки 4, 5, 6, $Z = 1$, $\zeta_{нат} < 1,0$). Из рисунка 4.13 следует наличие систематической закономерности: в зоне $Z = 0$ модель занижает ζ (отрицательные отклонения), в зоне $Z \geq 1$ - завышает. Данная смена знака отклонения является физическим следствием перехода от режима течения без рециркуляции ($Z = 0$) к режиму с воздушно рециркуляционными затворами ($Z \geq 1$), для которого модель $k-\varepsilon$ систематически переоценивает интенсивность отрыва.

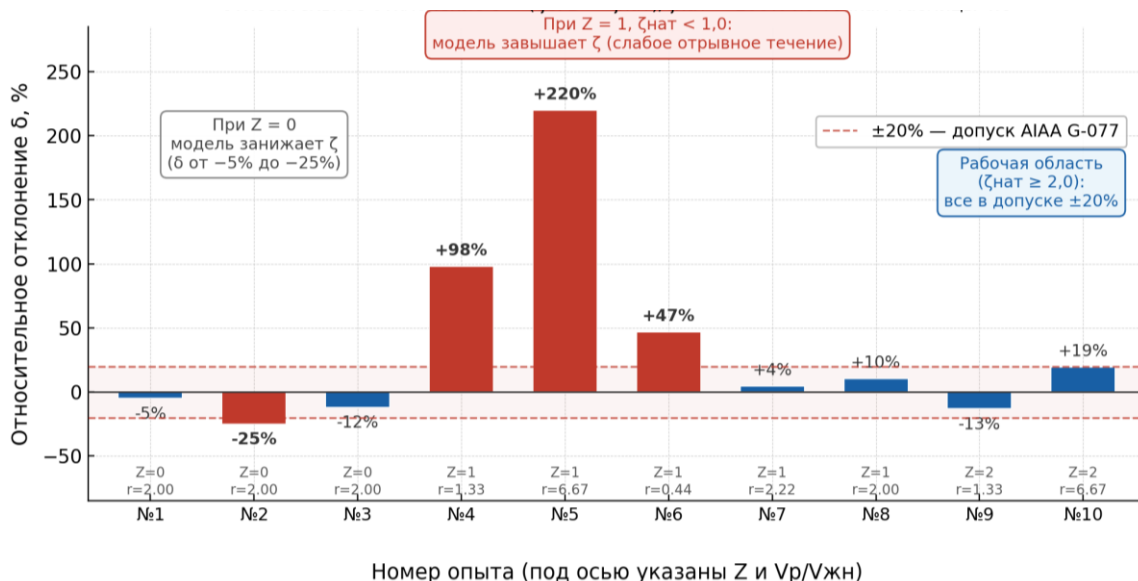


Рисунок 4.11 - Структура погрешностей CFD -модели: относительное отклонение $\delta = (\zeta_{CFD} - \zeta_{нат}) / \zeta_{нат} \times 100\%$ по точкам таблицы 4.7. Синие - в допуске $\pm 20\%$, красные — вне допуска

Таким образом, большие относительные отклонения в точках 4, 5, 6 обусловлены совокупностью двух факторов: математическим (деление на малое базовое значение) и физическим (ограничения $k-\varepsilon$ модели при малых

Re). В практически значимом рабочем диапазоне $\zeta \geq 2,0$ (точки 7–10) оба фактора отсутствуют, и все значения укладываются в допуск $\pm 20\%$.»

4.6 Выводы по четвертой главе

1. По результатам натурного эксперимента, выполненного в соответствии с планом ЦКП-ГК, получены и сопоставлены две регрессионные модели. Осуществлена оценка их адекватности. Установлено, что модель 1 ($\zeta_{узн} = f(Z, V_p, V_{жн})$) статистически неадекватна: $R^2 = 0,8296$, $F = 6,49$ более $F_{крит} = 3,58$, по диаграмме Парето ни один коэффициент не значим, p -значения коэффициентов превышают 0,05. Модель 2 ($\zeta_{узн} = f(Z, V_p/V_{жн})$) адекватна: $R^2 = 0,9753$, $F = 98,60$ более $F_{крит} = 3,48$, p менее 0,0001. Применение безразмерного соотношения скоростей $V_p/V_{жн}$ физически обосновано.

2. Подтверждено, что рост $\zeta_{узн}$ означает увеличение гидравлического сопротивления узла «затвор - желоб», что снижает объёмный расход эжектируемого воздуха $Q_{эж}$ при неизменных прочих параметрах тракта. Снижение $Q_{эж}$ напрямую уменьшает объём аспирируемого воздуха $Q_{асп} = Q_{эж} + Q_n$, что позволяет уменьшить установленную мощность вентиляционного агрегата и нагрузку на пылеуловитель.

3. Методом оптимизации на основе функции желательности Харрингтона определены рациональные параметры: $Z = 2$ шт., ($V_p/V_{жн} = 6,67$), $\zeta_{узн} = 13,5$. Таким образом, предложенная конструкция обеспечивает наибольшее значение $\zeta_{узн}$ по сравнению с известными конструктивными решениями среди применяемых решений для аспирационных укрытий перегрузочных узлов.

4. Повторная валидация CFD-модели путём сопоставления с результатами натурного эксперимента подтвердила её адекватность в практически значимой области параметров ($\zeta_{узн} \geq 2,0$). Показатели согласования: коэффициент корреляции Пирсона $r = 0,9935$ при норме $\geq 0,95$;

коэффициент детерминации $R^2 = 0,9871$ при норме $\geq 0,90$; среднеквадратичная ошибка $RMSE = 0,96$ при норме $< 1,33$ — все три критерия соответствия стандарту AIAA G-077-1998 выполнены. Семь из десяти контрольных точек укладываются в допуск $\pm 20\%$, восемь из десяти — в допуск $\pm 25\%$; в практически значимой области ($\zeta_{\text{нат}} \geq 2,0$, точки 7–10 таблицы 4.7) все значения укладываются в допуск $\pm 20\%$, что подтверждает применимость CFD-модели для инженерных расчётов ВРЗ. При проектировании рекомендуется поправочный коэффициент $k_{\text{CFD}} = 0,85$, соответствующий нижней границе 90%-го одностороннего доверительного интервала ($\bar{k}_{\text{CFD}} = 0,96$, $\sigma = 0,13$ по четырём точкам рабочей области); применение коэффициента ограничено диапазоном параметров уравнения регрессии (4.2) при $\zeta_{\text{узл}} \geq 2,0$.

5. Установленные рациональные параметры $Z = 2$ шт.; $V_p = 10$ м/с; $V_{\text{жсн}} = 1,5$ м/с обоснованы для лабораторных условий. Для перенесения полученных результатов на промышленные системы аспирации требуется натурная проверка на действующем перегрузочном узле.

5 ПРОМЫШЛЕННОЕ ВНЕДРЕНИЕ

5.1 Описание промышленного объекта внедрения и инженерного алгоритма расчёта

По результатам диссертационной работы разработана конструкторская документация на воздушно-рециркуляционный затвор с эффектом Коанда для аспирационных укрытий мест перегрузки сыпучих ненагретых материалов. Технические решения, защищённые патентом Российской Федерации на полезную модель № 217464 [52] (Приложение А), рекомендованы для внедрения на предприятиях горно-обогатительной и строительной отраслей промышленности.

Для расчетной оценки экспериментальной работы воздушно-рециркуляционного затвора были выполнены расчеты для четырех характерных перегрузок, отличающихся конструкцией аспирационного укрытия и характеристиками перегружаемого материала, данные приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1

Характеристика перегрузочных узлов

Характеристика	Узел 1	Узел 2	Узел 3	Узел 4
Тип аспирационного укрытия	двойные стенки с жёсткой перегородкой	одинарные стенки	двойные стенки	одинарные стенки
Перегружаемый материал	кварцевый песок для литейной смеси	кварцевый песок для литейной смеси	железная руда (кусовая)	железная руда (кусовая)
Средний диаметр частиц d , мм	0,18	0,18	45	9,98

Характеристика	Узел 1	Узел 2	Узел 3	Узел 4
Плотность материала ρ_m , кг/м ³	2710	2710	3540	3400
Производительность G , т/ч	20,0	20,0	2304	180
Размеры укрытия, м	2,15 × 0,6	2,15 × 0,6	4,0 × 1,2	4,25 × 0,5
Площадь сечения жёлоба $S_{жс}$, м ²	0,353	0,353	3,0	0,3

Первый и второй узлы предназначены для перегрузки зернистого материала - кварцевого песка крупностью 0,1-0,3 мм, применяемого для приготовления литейной смеси. Узлы отличаются конструкцией аспирационного укрытия: на первом установлено укрытие с двойными стенками и жёсткой перегородкой, на втором - укрытие с одинарными стенками. Третий и четвёртый узлы осуществляют перегрузку кускового материала - железной руды - и различаются производительностью и компоновкой тракта перегрузки. Для каждого узла по разработанной методике определены объёмы аспирируемого, эжектируемого, рециркулируемого и удаляемого воздуха до и после установки затвора. Общий вид перегрузочного узла № 3 представлен на рисунке 5.1.

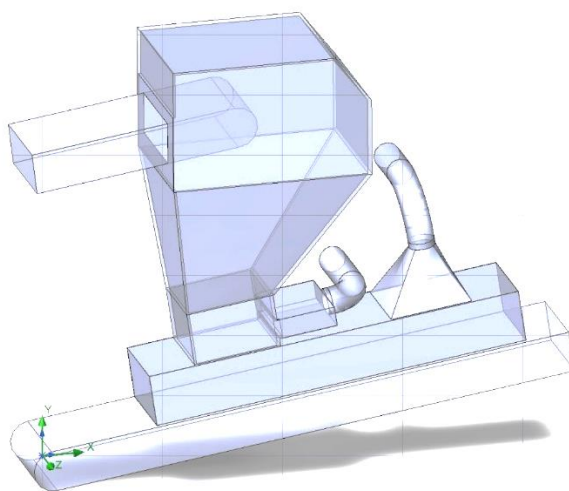


Рисунок 5.1 - Общий вид системы аспирации перегрузочного узла с воздушно-рециркуляционным затвором (Узел 3)

5.1.1 Принцип работы внедряемой системы

Воздушно-рециркуляционный затвор устанавливается в верхней части перегрузочного жёлоба аспирационного укрытия. При перегрузке сыпучего материала (например, железной руды) с верхнего конвейера в короб аспирационного укрытия материал движется по перегрузочному жёлобу вниз, эжектируя воздух и создавая воздушно-пылевой поток. Часть аспирируемого воздуха после очистки в циклоне-пылеконцентраторе направляется не в атмосферу, а по обводной трубе обратно в распределители воздушно-пылевого концентрата, установленные на верхней части перегрузочного жёлоба.

Распределители оснащены рециркуляционными каналами криволинейной формы, геометрия которых обеспечивает возникновение эффекта Коанда: рециркуляционный поток «прилипает» к верхней грани перегрузочного жёлоба и движется навстречу эжектируемому потоку, создавая дополнительное аэродинамическое сопротивление. Последовательное расположение двух рядов рециркуляционных каналов обуславливает возникновение дополнительного эффекта Коанда в верхней части перегрузочного жёлоба, что приводит к существенному увеличению аэродинамического сопротивления движению эжекционного воздуха и снижению его расхода.

5.1.2 Технические характеристики внедряемого решения

- коэффициент местного сопротивления затвора $\zeta_{\text{уз}}$ при рациональных параметрах: 13,5;
- рациональные конструктивно-режимные параметры:
 - число рядов рециркуляционных каналов $Z = 2$ шт.;
 - скорость рециркуляционного воздуха $V_p = 10$ м/с;

- начальная скорость эжектируемого воздуха в жёлобе $V_{жн} = 1,5$ м/с;
- отношение скоростей $V_p/V_{жн} = 6,67$;
- геометрические параметры воздушно-рециркуляционных каналов: $R_1/R_2 = 0,7$; $h/b = 1$;

- снижение расхода воздуха системы аспирации до 30 % по сравнению с конструкцией без использования дополнительного эффекта Коанда;

- снижение валовых выбросов запылённого воздуха в атмосферу до 50 %.

Снижение потребляемой мощности вентиляторов аспирации и общеобменной вентиляции пропорционально снижению расходов воздуха. Дополнительное снижение энергопотребления может быть получено при использовании частотно-регулируемого привода вентилятора, для которого реализуется кубическая зависимость потребляемой мощности от расхода воздуха.

5.1.3 Алгоритм расчёта аспирационной системы с воздушно-рециркуляционным затвором

Предлагаемый алгоритм инженерной методики расчёта аспирационной системы с воздушно-рециркуляционным затвором, представляющая собой последовательность из 16 этапов, объединённых в два укрупнённых блока: блок определения исходных гидродинамических характеристик перегрузочного тракта и блок определения режимных параметров системы аспирации с учётом работы воздушно-рециркуляционного затвора (рисунок 5.2).

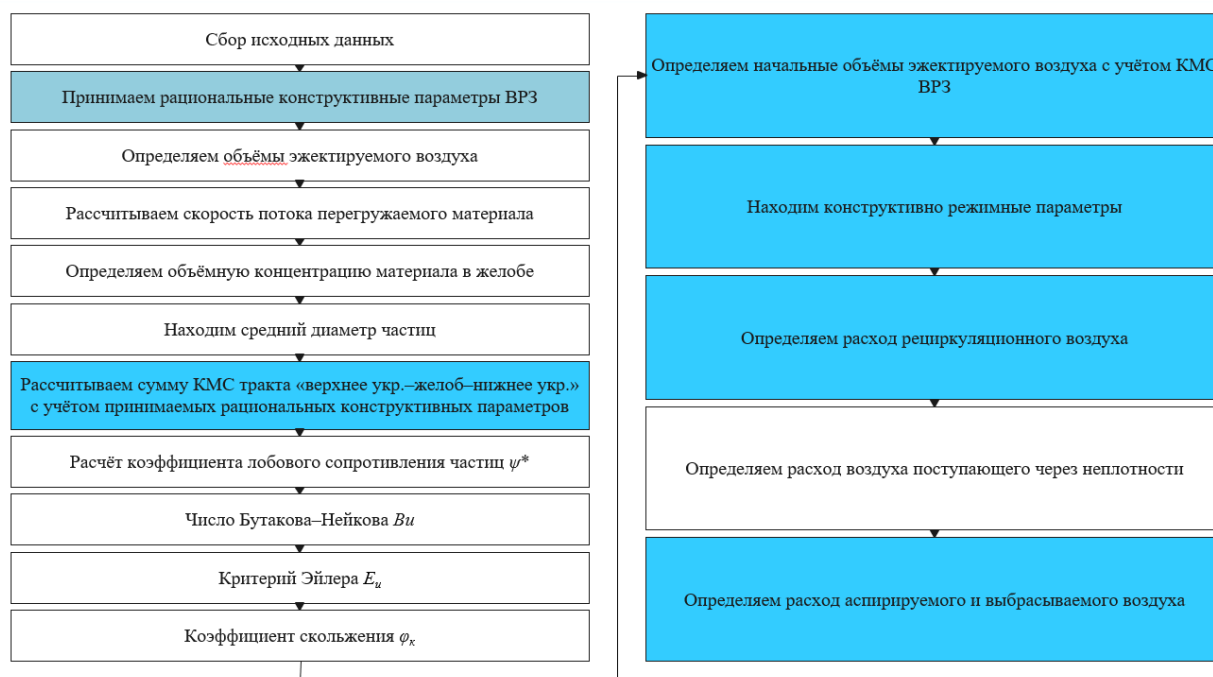


Рисунок 5.2 - Алгоритм инженерной методики расчёта аспирационной системы с воздушно-рециркуляционным затвором с эффектом Коанда

Левый блок (этапы 1–11) включает: сбор исходных данных; принятие рациональных конструктивных параметров ВРЗ; определение требуемых объёмов эжектируемого воздуха; расчёт скорости потока перегружаемого материала; определение объёмной концентрации материала в жёлобе; нахождение среднего диаметра частиц; расчёт суммы коэффициентов местных сопротивлений тракта «верхнее укрытие - жёлоб - нижнее укрытие» с учётом принимаемых рациональных конструктивных параметров; расчёт коэффициента лобового сопротивления частиц ψ^* ; расчёт числа Бутакова-Нейкова [93], критерия Эйлера E_u и коэффициента скольжения ϕ_k .

Правый блок (этапы 12–16) включает: определение начальных объёмов эжектируемого воздуха с учётом КМС воздушно-рециркуляционного затвора; нахождение конструктивно-режимных параметров; определение расхода рециркуляционного воздуха; определение расхода воздуха, поступающего через неплотности; определение расхода аспирируемого и выбрасываемого воздуха.

Принципиальное отличие предложенной методики от ранее известных методик расчёта аспирации (по работам Логачёва, Нейкова, Минко и др.) [13, 14, 93] состоит в учёте коэффициента местного сопротивления воздушно-рециркуляционного затвора $\zeta_{\text{узл}}$, определяемого по уравнению регрессии, полученному в главе 4 настоящей диссертационной работы по результатам натурного эксперимента, выполненного в соответствии с планом ЦКП-ГК. Это позволяет существенно снизить расход воздуха системы аспирации без потери санитарно-гигиенических показателей воздуха рабочей зоны.

5.1.4 Сравнительный анализ объёмов воздуха на перегрузочных узлах до и после внедрения

Эффективность внедрения воздушно-рециркуляционного затвора с эффектом Коанда оценивалась по изменению объёмов воздуха на перегрузочных узлах ленточных конвейеров до и после установки затвора. Определение объёмов аспирируемого и эжектируемого воздуха выполнялось на основе динамического метода расчёта аспирационных систем [9, 14]. Рассматривались четыре перегрузочных узла при этом анализировались два конструктивных варианта аспирационного укрытия - с одинарными и с двойными стенками с жёсткой перегородкой.

Сопоставлялись следующие расходные характеристики: Q_a - объём аспирируемого воздуха; Q_e - объём удаляемого (выбрасываемого в атмосферу) воздуха; $Q_{\text{ж}}$ - объём эжектируемого воздуха, возникающего в перегрузочном жёлобе; Q_p - расход рециркулируемого воздуха. Все величины приведены в м³/ч. Часть аспирируемого воздуха после очистки в циклоне-пылеконцентраторе возвращается в укрытие по обводной трубе, поэтому объём удаляемого воздуха связан с аспирируемым и рециркулируемым расходами соотношением $Q_e = Q_a - Q_p$.

Расчеты объёмов воздуха до и после установки затвора производились на примерах типовых перегрузок с квадратным и прямоугольным перегрузочным желобом.

Первой рассмотренной перегрузкой выступает смесительный цех с перегрузкой песка 0,1 – 0,3мм для изготовления литейной смеси с укрытием с двойными стенками и жесткой перегородкой. Сопоставление приведено на рисунке 5.3.

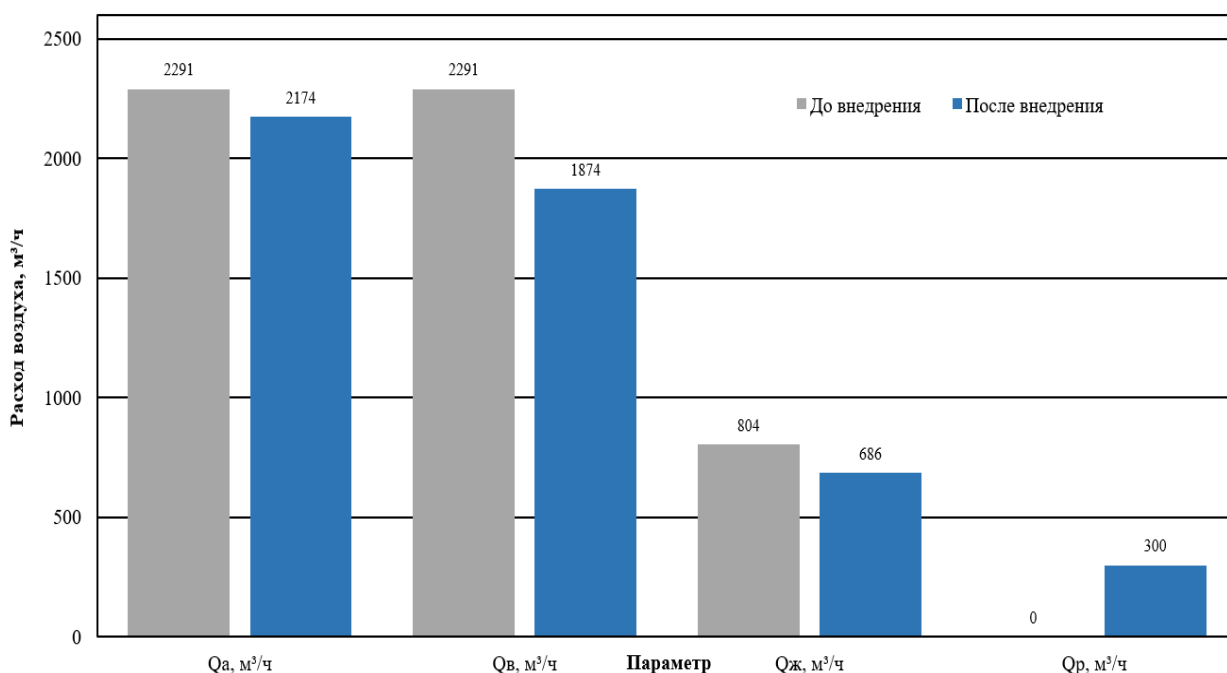


Рисунок 5.3 - Объёмы воздуха на перегрузочном узле 1 с двойными стенками до и после внедрения

Объём удаляемого воздуха Q_e снизился на 18,2 % при появлении рециркуляционного расхода $Q_p = 300 \text{ м}^3/\text{ч}$; аспирируемый воздух Q_a уменьшился на 5,1 %, эжектируемый $Q_{\text{ж}}$ - на 14,7 %.

Рассмотрим аналогичную перегрузку, но с одинарными стенками. Результаты для того же узла в варианте с одинарными стенками приведены на рисунке 5.4.

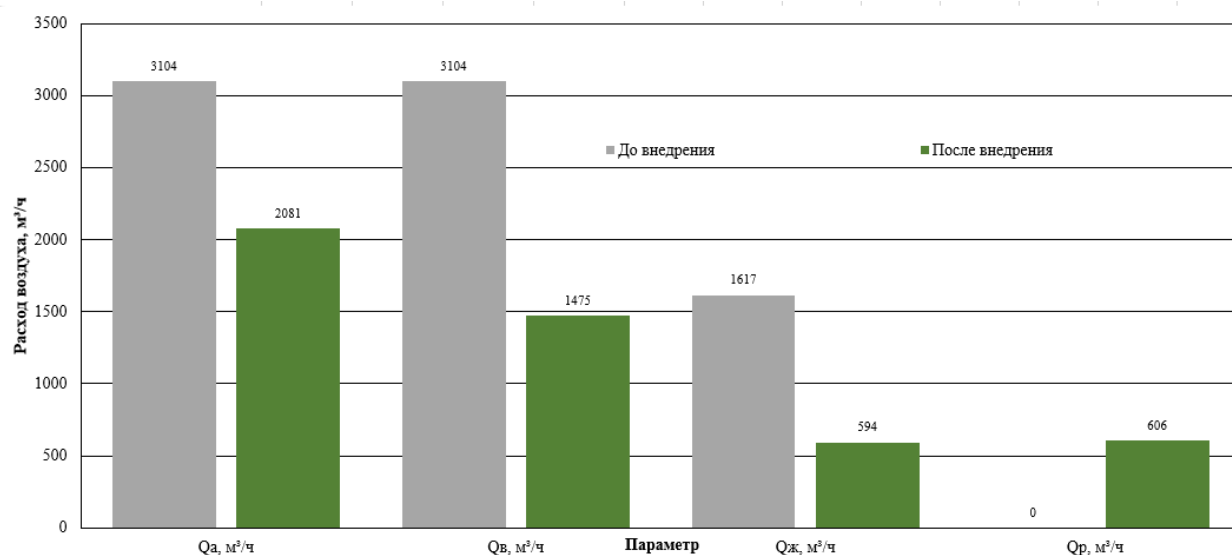


Рисунок 5.4 - Объёмы воздуха на перегрузочном узле 2 с одинарными стенками до и после внедрения

По итогам объём удаляемого воздуха Q_b снизился на 52,5 % (с 3104 до 1475 м³/ч) при $Q_p = 606$ м³/ч; аспирируемый воздух Q_a - на 33,0 %, эжектируемый $Q_{ж}$ - на 63,3 %.

Результаты сравнений для перегрузочного узла с перегрузкой руды с укрытием с двойными стенками приведены на рисунке 5.5.

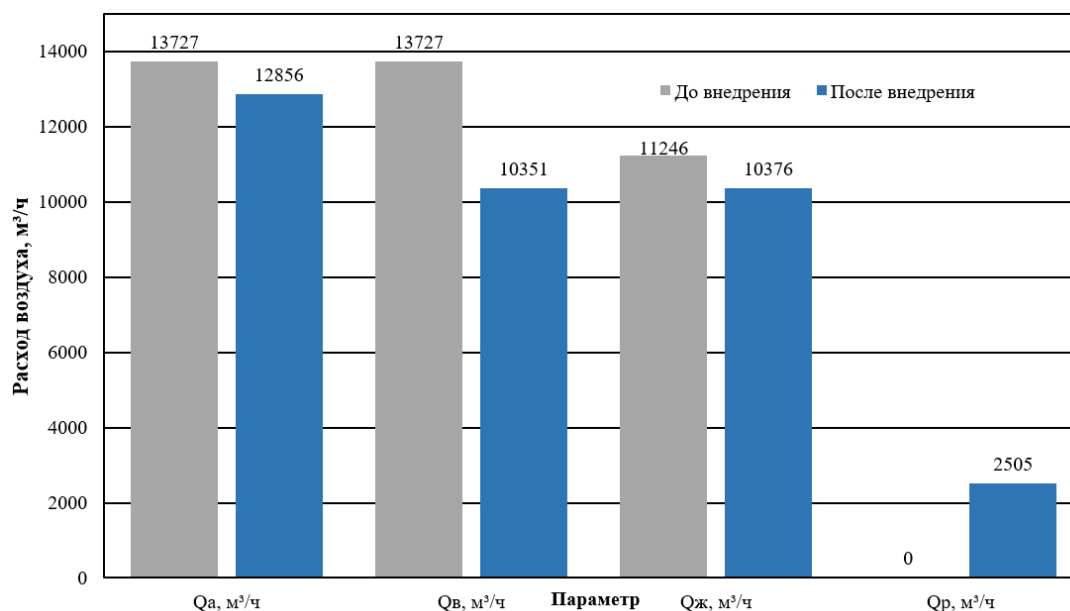


Рисунок 5.5 - Объёмы воздуха на перегрузочном узле 3 до и после внедрения

Объём удаляемого воздуха Q_v снизился на 24,6 % (с 13 727 до 10 351 м³/ч) при $Q_p = 2505$ м³/ч; аспирируемый воздух Q_a - на 6,3 %, эжектируемый $Q_{жс}$ - на 7,7 %. Картина течения воздуха в системе аспирации данного узла, полученная численным моделированием, приведена на рисунке 5.6.

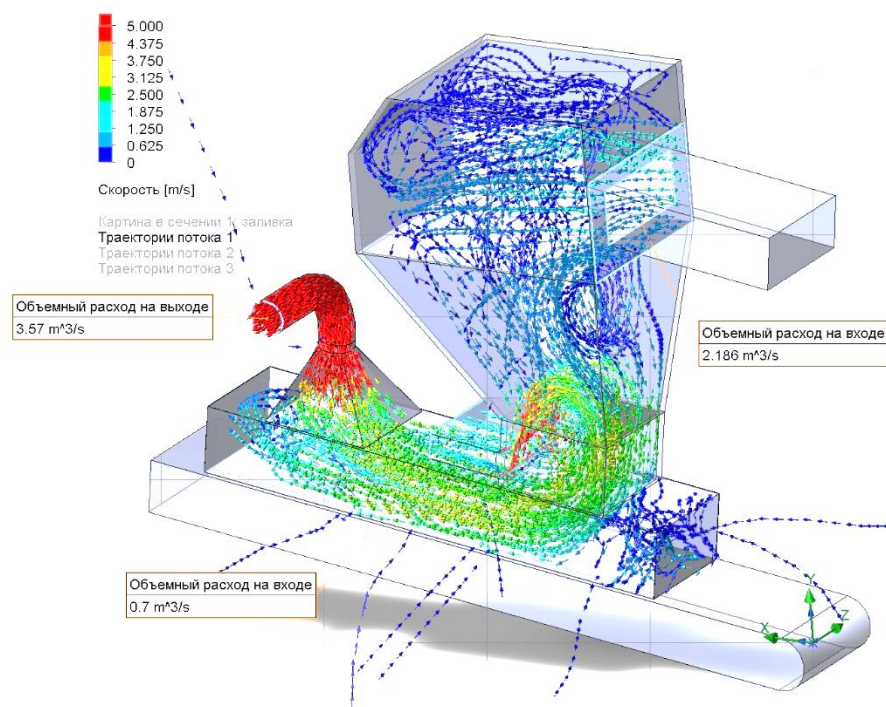


Рисунок 5.6 - Течение воздуха в системе аспирации перегрузочного узла 3 по результатам численного моделирования

Результаты для перегрузочного узла с укрытием с одинарными стенками приведены на рисунке 5.7.

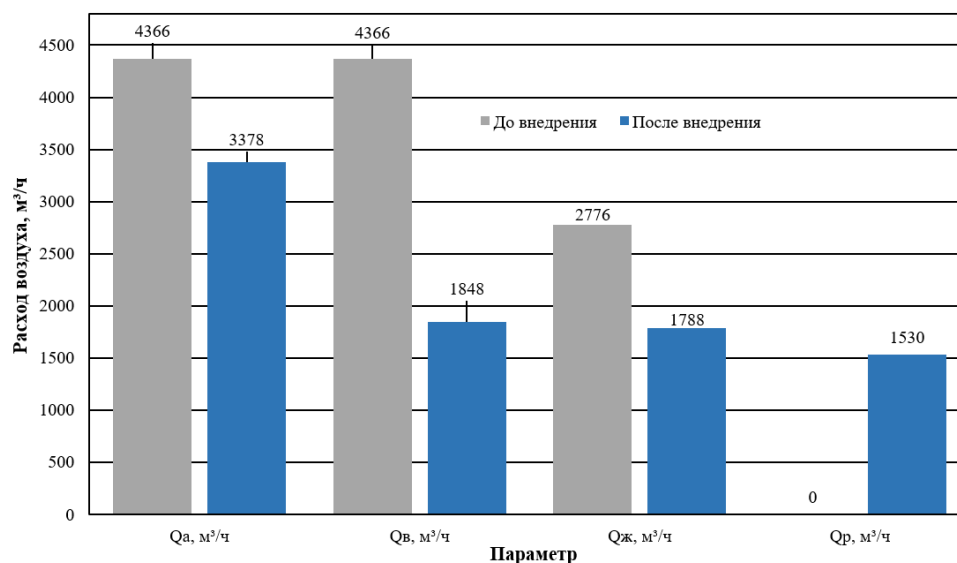


Рисунок 5.7 - Объёмы воздуха на перегрузочном узле 4 до и после внедрения

Достигнуто наибольшее относительное снижение выбросов: Q_v уменьшился на 57,7 % (с 4366 до 1848 м³/ч) при $Q_p = 1530$ м³/ч; аспирируемый воздух Q_a - на 22,6 %, эжектируемый $Q_{жс}$ - на 35,6 %.

Сводные результаты по всем рассмотренным перегрузочным узлам приведены в таблице 5.2.

Таблица 5.2

Снижение объёмов воздуха на перегрузочных узлах

Объект / вариант укрытия	Материал	Сниж. Q_a , %	Сниж. Q_v , %	Сниж. $Q_{жс}$, %	Q_p , м³/ч
Двойные стенки	зернистый	5,1	18,2	14,7	300
Одинарные стенки	зернистый	33,0	52,5	63,3	606
Двойные стенки	кусковой	6,3	24,6	7,7	2 505
Одинарные стенки	кусковой	22,6	57,7	35,6	1 530

Установка воздушно-рециркуляционного затвора на всех рассмотренных узлах обеспечивает снижение объёма удаляемого в атмосферу воздуха на 18–58 % за счёт замыкания части потока в рециркуляционном контуре и сопутствующего снижения аспирируемого и эжектируемого воздуха. Величина эффекта определяется долей рециркулируемого воздуха и конструктивным исполнением укрытия.

5.2 Расчёт экономической эффективности

5.2.1 Расчёт экономической эффективности для перегрузочного узла с укрытием с одинарными стенками

Расчёт выполнен для варианта модернизации действующего аспирационного укрытия, при котором воздушно-рециркуляционный затвор изготавливается и встраивается в существующую конструкцию укрытия силами ремонтно-механического цеха предприятия. Экономический эффект

внедрения воздушно-рециркуляционного затвора складывается из экономии электроэнергии, потребляемой вентиляторами аспирации и приточной общеобменной вентиляции, а также экономии тепловой энергии на подогрев компенсирующего (приточного) воздуха в отопительный период [13]. Снижение объема удаляемого воздуха $Q_в$ уменьшает объем компенсирующего воздуха, подаваемого приточной вентиляцией, поэтому экономия по приточной вентиляции и по теплоте определяется снижением именно $Q_в$.

Капитальные вложения. Стоимость модернизации одного перегрузочного узла определена калькуляцией:

Таблица 5.3

Калькуляция капитальных вложений на модернизацию одного узла

Статья затрат	Стоимость, тыс. руб.
Материалы (листовой прокат, трубы, крепёж, уплотнения)	25,0
Изготовление металлоконструкции затвора (коэффициент 1,2 к стоимости материалов)	30,0
Монтаж и пусконаладка (20 % от стоимости изделия)	11,0
Итого капитальные вложения $K_в$	66,0

Исходные данные для расчёта:

- тариф на электроэнергию (высокое напряжение, крупный потребитель)
 $C_э = 5,5 \text{ руб.}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$;
- тариф на тепловую энергию $C_т = 2500 \text{ руб.}/\text{Гкал}$;
- время работы системы $T = 4000 \text{ ч/год}$;
- ставка дисконтирования $r = 18 \%$ (ключевая ставка Банка России 14,25 % на июль 2026 г. плюс премия за риск $\approx 3,75 \%$);
- срок реализации проекта $n = 10 \text{ лет}$; ставка налога на прибыль 25 %;
- климатические данные [74]: продолжительность отопительного периода 191 сут., средняя температура наружного воздуха $-1,6 \text{ }^\circ\text{C}$, температура воздуха рабочей зоны $18 \text{ }^\circ\text{C}$;

- полное давление вентиляторов принято по типовым значениям: аспирации $P_a = 3000$ Па (система с циклоном и рукавным фильтром), приточной вентиляции $P_n = 1000$ Па; КПД вентилятора $\eta_e = 0,65$, КПД передачи $\eta_n = 0,95$.

Установленная мощность вентилятора определяется по формуле [12, 94]:

$$N = L \cdot P / (3600 \cdot 1000 \cdot \eta_e \cdot \eta_n), \quad (5.1)$$

где N - потребляемая мощность вентилятора, кВт;

L - производительность вентилятора (расход воздуха), м³/ч;

P - полное давление вентилятора, Па;

η_e - КПД вентилятора;

η_n - КПД передачи.

Мощность вентилятора аспирации снижается пропорционально расходу Q_a (с 3 104 до 2 081 м³/ч), то есть с $N_{a1} = 4,2$ до $N_{a2} = 2,8$ кВт. Годовая экономия электроэнергии на аспирации:

$$\Delta C_a = (N_{a1} - N_{a2}) \cdot T \cdot C_{\text{э}}, \quad (5.2)$$

где N_{a1}, N_{a2} - мощность вентилятора аспирации до и после внедрения, кВт;

T - время работы системы, ч/год;

$C_{\text{э}}$ - тариф на электроэнергию, руб./(кВт·ч).

$$\Delta C_a = (4,2 - 2,8) \cdot 4000 \cdot 5,5 / 1000 = 30,4 \text{ тыс. руб./год.}$$

Снижение объёма удаляемого воздуха на $\Delta Q_e = 1\,629$ м³/ч уменьшает объём компенсирующего воздуха, подаваемого приточной вентиляцией. Мощность приточных вентиляторов определяется по формуле (5.1) при полном давлении $P_n = 1000$ Па и снижается с $N_{n1} = 1,4$ до $N_{n2} = 0,7$ кВт. Годовая экономия:

$$\Delta C_n = (N_{n1} - N_{n2}) \cdot T \cdot C_{\text{э}}, \quad (5.3)$$

где N_{n1}, N_{n2} - мощность приточных вентиляторов до и после внедрения, кВт.

$$\Delta C_n = (1,4 - 0,7) \cdot 4000 \cdot 5,5 / 1000 = 16,1 \text{ тыс. руб./год.}$$

Уменьшение объёма компенсирующего воздуха на $\Delta Q_6 = 1\,629 \text{ м}^3/\text{ч}$ сокращает расход теплоты на его подогрев в отопительный период [12].

Годовое количество сэкономленной теплоты:

$$\Delta Q_m = \Delta Q_6 \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t \cdot z_{om} / 3600, \quad (5.4)$$

где ΔQ_6 - снижение объёма удаляемого (компенсирующего) воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ - плотность воздуха;

$c = 1,005 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ - удельная теплоёмкость воздуха;

$\Delta t = 19,6 \text{ }^\circ\text{C}$ - разность температур воздуха рабочей зоны и наружного воздуха за отопительный период [95];

$z_{om} \approx 2093 \text{ ч}$ - число часов работы системы в отопительный период.

$$\Delta Q_m = 1\,629 \cdot 1,2 \cdot 1,005 \cdot 19,6 \cdot 2093 / 3600 = 19,3 \text{ Гкал/год.}$$

Годовая экономия на тепловой энергии:

$$\Delta C_m = \Delta Q_m \cdot C_m, \quad (5.5)$$

где C_m - тариф на тепловую энергию, руб./Гкал.

$$\Delta C_m = 19,3 \cdot 2500 / 1000 = 48,1 \text{ тыс. руб./год.}$$

Общая годовая экономия эксплуатационных затрат:

$$\Delta C = \Delta C_a + \Delta C_n + \Delta C_m. \quad (5.6)$$

$$\Delta C = 30,4 + 16,1 + 48,1 = 94,6 \text{ тыс. руб./год.}$$

С учётом налога на прибыль (25 %) чистый годовой денежный поток составляет $\text{ЧДП} = \Delta C \cdot (1 - 0,25) = 71,0 \text{ тыс. руб./год}$, где ЧДП — чистый годовой денежный поток после налогообложения. Налог на имущество не учитывается, поскольку вентиляционное оборудование относится к движимому имуществу, не облагаемому этим налогом с 2019 года. Срок

окупаемости, чистый дисконтированный доход и индекс доходности определяются по [96]:

$$Ток = Kв / ЧДП = 66,0 / 71,0 = 0,93 \text{ года} ; \quad (5.7)$$

$$ЧДД = ЧДП \cdot [(1 - (1 + r)^{-n}) / r] - Kв = 71,0 \cdot 4,4941 - 66,0 = 252,9 \text{ тыс. руб.} ; \quad (5.8)$$

$$ИД = (ЧДД + Kв) / Kв = 4,83 . \quad (5.9)$$

Срок окупаемости составляет 0,93 года, чистый дисконтированный доход ЧДД = 252,9 тыс. руб., индекс доходности ИД = 4,83 > 1, что подтверждает экономическую целесообразность модернизации. Основную долю экономии (51 %) составляет экономия тепловой энергии на подогрев компенсирующего воздуха.

5.3 Расчёт экономической эффективности для перегрузочного узла 3

Расчёт для перегрузочного узла 3 с двойными стенками производительностью 13 727 м³/ч выполнен по формулам (5.1)–(5.9) при тех же исходных данных (тарифы, капитальные вложения, ставка дисконтирования, климатические данные, давление вентиляторов), приведённых в п. 5.2, кроме объёмов воздуха, характерных для данного узла.

Мощность вентилятора аспирации снижается с $N_{a1} = 18,5$ до $N_{a2} = 17,3$ кВт; по формуле (5.2):

$$\Delta C_a = (18,5 - 17,3) \cdot 4000 \cdot 5,5 / 1000 = 25,9 \text{ тыс. руб./год.}$$

Снижение объёма удаляемого воздуха на $\Delta Q_s = 3\,376$ м³/ч; мощность приточных вентиляторов снижается с $N_{n1} = 6,2$ до $N_{n2} = 4,7$ кВт; по формуле (5.3):

$$\Delta C_n = (6,2 - 4,7) \cdot 4000 \cdot 5,5 / 1000 = 33,4 \text{ тыс. руб./год.}$$

Экономия тепловой энергии по формулам (5.4), (5.5):

$$\Delta Q_m = 3\,376 \cdot 1,2 \cdot 1,005 \cdot 19,6 \cdot 2093 / 3600 = 39,9 \text{ Гкал/год};$$

$$\Delta C_m = 39,9 \cdot 2500 / 1000 = 99,7 \text{ тыс. руб./год.}$$

Суммарная годовая экономия по формуле (5.6):

$$\Delta C = 25,9 + 33,4 + 99,7 = 159,0 \text{ тыс. руб./год.}$$

Чистый годовой денежный поток ЧДП = $159,0 \cdot (1 - 0,25) = 119,3$ тыс. руб./год. Показатели эффективности по формулам (5.7)–(5.9):

$$T_{ок} = 66,0 / 119,3 = 0,55 \text{ года};$$

$$\text{ЧДД} = 119,3 \cdot 4,4941 - 66,0 = 470,0 \text{ тыс. руб.};$$

$$\text{ИД} = (470,0 + 66,0) / 66,0 = 8,12.$$

Поскольку основную долю экономии составляет экономия тепловой энергии, выполнена оценка чувствительности результатов к отклонению теплотехнических параметров (продолжительности отопительного периода, разности температур, тарифа на тепловую энергию). При отклонении этих параметров на $\pm 20\%$ индекс доходности изменяется в пределах от 4,34 до 5,32 для узла 2 с одинарными стенками КМАРуда и от 7,10 до 9,14 для узла 3, оставаясь во всех случаях больше единицы, что подтверждает устойчивость полученных выводов.

5.4 Оценка экологической эффективности

Экологический эффект внедрения воздушно-рециркуляционного затвора выражается в снижении валового выброса пыли в атмосферу. Масса пыли, выбрасываемой в атмосферу за год, определяется по расходу удаляемого воздуха, концентрации пыли на выбросе и времени работы системы:

$$M = Q_v \cdot C \cdot T, \quad (5.10)$$

где M - валовый выброс пыли, т/год; Q_v - объём удаляемого воздуха, м³/ч; C - концентрация пыли в удаляемом воздухе после очистки, мг/м³; T - время работы системы, ч/год.

Концентрация пыли на выбросе после очистки в циклоне-пылеконцентраторе и рукавном фильтре принята $C = 50 \text{ мг/м}^3$ (типовое значение остаточной запылённости для рукавных фильтров; подлежит уточнению по данным инструментальных замеров). Результаты расчёта приведены в таблице 5.4.

Таблица 5.4

Валовый выброс пыли на перегрузочных узлах до и после внедрения

Перегрузочный узел (материал)	Выброс до, т/год	Выброс после, т/год	Снижение, т/год
Двойные стенки (зернистый)	0,46	0,37	0,08
Одинарные стенки (зернистый)	0,62	0,30	0,33
Двойные стенки (кусковой)	2,75	2,07	0,68
Одинарные стенки (кусковой)	0,87	0,37	0,50

Суммарное снижение валового выброса пыли по четырём рассмотренным узлам составляет 1,59 т/год; за расчётный период 10 лет в атмосферу не поступает около 16 т пыли. Снижение массы выброса пропорционально снижению объёма удаляемого воздуха и составляет 18–58 % в зависимости от узла.

Снижение выброса сопровождается уменьшением платы за негативное воздействие на окружающую среду, определяемой по ставкам [97] (для взвешенных веществ около 50 руб./т с учётом индексации к 2026 г.). Ввиду малой массы выброса величина платы незначительна (десятки рублей в год на узел) и в расчёт экономической эффективности (пп. 5.2, 5.3) не включена;

экологическое значение снижения выброса определяется уменьшением пылевой нагрузки на атмосферу и воздух рабочей зоны, а не платежами.

На узлах перегрузки зернистого материала (кварцевого песка для литейной смеси) выбрасываемая пыль относится к аэрозолям [66], содержащим диоксид кремния (SiO_2), для которых установлены низкие значения предельно допустимой концентрации в воздухе рабочей зоны [98] и которые представляют риск развития силикоза (аэрозоли преимущественно фиброгенного действия). Снижение объёма удаляемого запылённого воздуха и замыкание части потока в рециркуляционном контуре уменьшают вынос кремнесодержащей пыли, что улучшает условия труда. На узлах перегрузки кускового железорудного материала эффект выражается в снижении выброса железосодержащей пыли.

5.5 Выводы по пятой главе

1. Разработана конструкторская документация на воздушно-рециркуляционный затвор с эффектом Коанда (патент Российской Федерации на полезную модель № 217464 (Приложение А)). Получены акты о намерении внедрения от АО «Комбинат КМАруда» (Приложение Г) и внедрены методики расчета на ООО «ЦЕНТРОГИПРОРУДА» (Приложение В), подтверждающие практическую значимость и готовность предложенного технического решения к промышленному применению. К потенциальным потребителям продукции относятся также и другие горно-обогатительные комбинаты Курской магнитной аномалии.

2. Доработан алгоритм расчёта аспирационной системы с воздушно-рециркуляционным затвором, представляющий собой последовательность из 16 этапов в двух функциональных блоках (рисунок 5.2). Принципиальное отличие предложенной методики от ранее известных состоит в учёте коэффициента местного сопротивления воздушно-рециркуляционного

затвора $\zeta_{узл}$, определяемого по уравнению регрессии, полученному в главе 4 по результатам натурного эксперимента.

3. Сравнительный анализ четырёх перегрузочных узлов показал, что установка воздушно-рециркуляционного затвора обеспечивает снижение объёма удаляемого в атмосферу воздуха на 18-58 %, аспирируемого воздуха - на 5-33 %, эжектируемого - на 8-63 % в зависимости от конструктивного варианта укрытия и доли рециркулируемого воздуха.

4. Рассчитана экономическая эффективность модернизации действующих аспирационных укрытий при капитальных вложениях 66 тыс. руб. на один узел: для узла 2 с одинарными стенками (3104 м³/ч) годовая экономия эксплуатационных затрат составляет 94,6 тыс. руб., срок окупаемости 0,93 года, ЧДД 252,9 тыс. руб., ИД 4,83; для узла 3 с двойными стенками (13 727 м³/ч) - соответственно 159,0 тыс. руб., 0,55 года, 470,0 тыс. руб. и 8,12. Основную долю экономии составляет сокращение расхода теплоты на подогрев компенсирующего воздуха

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Итоги выполненного исследования.

1. На основании проведенного анализа способов и оборудования для локализации источников пылевыведения при перегрузке сыпучих материалов в процессе транспортирования и направлений его совершенствования установлено, что существующие технические решения не исчерпывают возможности оптимизации аэродинамических процессов в перегрузочных узлах за счет использования рециркуляции воздуха. Предложено запатентованное конструктивно-техническое решение совершенствования воздушно-рециркуляционного затвора для мест перегрузки сыпучих материалов с использованием эффекта Коанда.

2. На основе системы дифференциальных уравнений (Логачева И.Н.) получена расчётная зависимость объёма эжектируемого воздуха $Q_{ж}$. Доказано, что использование воздушно-рециркуляционного затвора с эффектом Коанда увеличивает $\Sigma\zeta$ на величину $\zeta_{узл}$ и обеспечивает снижение $Q_{ж}$ обратно пропорциональное квадратному корню из суммы коэффициентов местного сопротивления. Численным моделированием в среде SOLIDWORKS FloWorks позволило установить, что расчетные рациональные конструктивно-режимные параметры воздушно-рециркуляционного затвора составляют: $R_1/R_2 = 0,695$, $V_p/V_{ж} = 16,96$, $h/b = 1,42$. Определяющим фактором является безразмерное отношение скоростей $V_p/V_{ж}$, рост которого монотонно увеличивает $\zeta_{узл}$.

3. Разработан, спроектирован и изготовлен лабораторный стенд; подобраны оборудование и контрольно-измерительные приборы; выбран и обоснован план многофакторного эксперимента, определены функции отклика, исследуемые факторы и уровни их варьирования.

4. По результатам натурного эксперимента, выполненного в соответствии с планом ЦКП-ГК, установлено, что одним из наиболее значимых факторов, влияющих на аэродинамическое сопротивление узла, является безразмерное

отношение $V_p/V_{жн}$. Подтверждено, что рост $\zeta_{узл}$ означает увеличение гидравлического сопротивления узла «затвор - желоб», что снижает объёмный расход эжектируемого воздуха $Q_{эж}$ при неизменных прочих параметрах тракта. Снижение $Q_{эж}$ напрямую уменьшает объём аспирируемого воздуха $Q_{асп} = Q_{эж} + Q_n$, что позволяет уменьшить установленную мощность вентиляционного агрегата и нагрузку на пылеуловитель.

5. Экспериментально полученное уравнение регрессии подтвердило, что рост $\zeta_{узл}$ означает увеличение гидравлического сопротивления узла «затвор - желоб», что снижает объёмный расход эжектируемого воздуха $Q_{эж}$ при неизменных прочих параметрах тракта. Снижение $Q_{эж}$ напрямую уменьшает объём аспирируемого воздуха $Q_{асп} = Q_{эж} + Q_n$ и позволяет уменьшить установленную мощность вентиляционного агрегата и нагрузку на пылеуловитель.

6. На основании экспериментально полученного уравнения регрессии методом оптимизации на основе функции желательности Харрингтона определены рациональные параметры: $Z = 2$ шт., ($V_p/V_{жн} = 6,67$). Воздушно-рециркуляционный затвор с эффектом Коанда, при указанных рациональных параметрах, обеспечивает КМС разработанного узла $\zeta_{узл} = 13,5$, что превышает показатели стандартных аспирационных укрытий без воздушно-рециркуляционного затвора. Таким образом, предложенная конструкция затвора обладает высокой эффективностью за счет снижения объёмов аспирируемого воздуха и может быть рекомендована к промышленному использованию.

7. Доработан инженерный алгоритм расчёта аспирационной системы с воздушно-рециркуляционным затвором, отличающийся от ранее известных методик (по работам И.Н. Логачёва, О.Д. Нейкова, В.А. Минко и др.) учётом коэффициента местного сопротивления узла $\zeta_{узл}$ по полученному в главе 4 регрессионному уравнению.

Предложенные аналитические зависимости, конструктивные решения и рекомендации по рациональным конструктивно-режимным параметрам могут быть **рекомендованы** при расчете и проектировании узла подачи рециркуляционного воздуха систем аспирации.

Перспективы дальнейшей разработки темы состоят в развитии методов моделирования пылевоздушных потоков в системах аспирации с рециркуляцией, в распространении предложенного решения на перегрузочные узлы предприятий других отраслей и в исследовании многоступенчатой рециркуляции с эффектом Коанда.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Характеристика пылевых выбросов при перегрузках сыпучих материалов и борьба с ними / И. Н. Логачев, К. И. Логачев, О. А. Аверкова // Вестник БГТУ им. В. Г. Шухова. — 2014. — № 4. — С. 168–172.
2. *Король, Е. А.* Определение запыленности рабочего места оператора дробильно-щебеночного завода в целях специальной оценки условий труда / Е. А. Король, Е. Н. Дегаев, Д. С. Конюхов // Горные науки и технологии. — 2024. — Т. 9, № 4. — С. 395-405. — DOI 10.17073/2500-0632-2024-03-235.
3. *Спиваковский, А.О.* Транспортирующие машины: учеб. пособие для вузов / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков. - 3-е изд., перераб. - Москва: Машиностроение, 1983. - 487 с.
4. *Зенков, Р.Л.* Машины непрерывного транспорта: учеб. для вузов / Р.Л. Зенков, И.И. Ивашков, Л.Н. Колобов. - 2-е изд., перераб. и доп. - Москва: Машиностроение, 1987. - 391 с.
5. *Шахмейстер, Л. Г.* Теория и расчёт ленточных конвейеров / Л. Г. Шахмейстер, В. Г. Дмитриев. — 2-е изд., перераб. и доп. — Москва : Машиностроение, 1987. — 385 с.
6. *Киреев, В. Е.* Анализ способов локализации пыли в аспирационных укрытиях перегрузочных узлов ленточных конвейеров и обоснование воздушно-рециркуляционного затвора с эффектом Коанда / В. Е. Киреев // Материалы Международной научно-технической конференции молодых учёных БГТУ им. В. Г. Шухова (Белгород, 28–29 мая 2026 г.). — Белгород : Изд-во БГТУ, 2026.
7. *Афанасьев, И. И.* Обеспыливание воздуха на фабриках горно-обогатительных комбинатов / И. И. Афанасьев, В. С. Ващенко, Г. С. Генералов [и др.]. — Москва: Недра, 1972. — 184 с.
8. Совершенствование систем местной вытяжной вентиляции акустическими методами / О. Н. Зайцев, О. А. Аверкова, Н. Е. Семичева, Е. О. Зайцева //

Качество внутреннего воздуха и окружающей среды : Материалы XXII Международной научной конференции, Самарканд, 23–27 сентября 2024 года. – Волгоград: Волгоградский государственный медицинский университет, 2024. – С. 81-87.

9. *Диденко, В. Г.* Совершенствование системы аспирации участка ремонта прессформ / В. Г. Диденко, В. Н. Азаров // Проблемы охраны производственной и окружающей среды : материалы Научно-технической конференции, Волгоград, 24–27 декабря 2001 года. – Волгоград: Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет, 2001. – С. 30-34.

10. *Азаров, В. Н.* Системы аспирации узла выгрузки глинозема / В. Н. Азаров, Н. С. Кузнецова, М. В. Беспалов // Проблемы охраны производственной и окружающей среды : материалы Научно-технической конференции, Волгоград, 24–27 декабря 2001 года. – Волгоград: Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет, 2001. – С. 144-145.

11. *Козлов, Т. А.* Совершенствование методов расчета и проектирования систем противодымной вентиляции / Т. А. Козлов // Парадигмальные установки естественных и гуманитарных наук: междисциплинарный аспект : Материалы XVI Международной научно-практической конференции, Ростов-на-Дону, 30 декабря 2021 года. Том Часть 2. – Ростов-на-Дону: ЮЖНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ (ИУБиП); ООО "Издательство ВВМ", 2021. – С. 19-21.

12. *Афанасьев, И. И.* Обеспыливание на дробильных и обогатительных фабриках: справочное пособие / И. И. Афанасьев, Ф. И. Данченко, Ю. И. Пирогов. — Москва: Недра, 1989. — 197 с.

13. *Логачев, И. Н.* Аэродинамические основы аспирации / И. Н. Логачев, К. И. Логачев. – Санкт-Петербург: Химиздат, 2005. – 659 с. – ISBN 5-93808-051-9.

14. *Минко, В.А.* Обеспыливание технологических процессов производства строительных материалов / В.А. Минко. - Воронеж: Изд-во Воронежского гос. ун-та, 1981. - 176 с.
15. *Гурова, О. С.* Теоретическое обоснование и разработка способов организации и технологий пылеподавления пеной на предприятиях стройиндустрии: дис. ... д-ра техн. наук: 05.26.01, 05.23.19 / Гурова Оксана Сергеевна; Донской гос. техн. ун-т. — Ростов-на-Дону, 2018. — 287 с.
16. *Логачев И.Н.* Энергосбережение в аспирации: теоретические предпосылки и рекомендации / И.Н. Логачев, К.И. Логачев, О.А. Аверкова. Москва-Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2013. 504 с. ISBN 978-5-93972-959-8.
17. *Жилина, С.С.* Перспективы снижения энергоёмкости систем аспирации / С.С. Жилина // Международная научно-техническая конференция молодых ученых БГТУ им. В.Г. Шухова, Белгород, 01-30 мая 2015 года. - Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2015. - С. 1058-1062.
18. *Азаров, В. Н.* Об использовании закрученных потоков в воздуховодах систем аспирации на предприятиях строительной индустрии / В. Н. Азаров, Д. П. Боровков, Д. А. Скориков // Сборник научных трудов SWorld. – 2011. – Т. 5, № 3. – С. 32-38.
19. *Киреев, В. Е.* Разработка энергосберегающих технологий обеспыливания технологических процессов производства / В. Е. Киреев // Научоёмкие технологии и инновации: сб. докл. конф. — Белгород, 2023. — С. 35–39.
20. *Киреев, В. Е.* Основные направления повышения эффективности обеспыливающих систем / В. Е. Киреев // Инновационные научные исследования в современном мире: теория, методология, практика : сб. статей. — Уфа, 2025. — С. 38–43.
21. *Азаров, В. Н.* Повышение эффективности местных отсосов систем аспирации упаковочного отделения цементного производства / В. Н. Азаров,

Н. Ю. Карапузова, С. И. Стефаненко // Качество внутреннего воздуха и окружающей среды : материалы VIII Международной научной конференции, Волгоград, 17–21 мая 2010 года. – Волгоград: Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет, 2010. – С. 397-399.

22. *Иванова, Н. В.* Разработка мероприятий по повышению эффективности вентиляционной системы промышленного объекта / Н. В. Иванова, О. Н. Зайцев // Инновационные технологии и стратегии для повышения энергоэффективности в теплоэнергетических системах : Сборник научных статей Всероссийской научно-практической конференции, Курск, 27 ноября 2025 года. – Курск: ЗАО "Университетская книга", 2025. – С. 129-131.

23. *Семичева, Н. Е.* Инновационные энергосберегающие технические решения в системах вентиляции и кондиционирования воздуха / Н. Е. Семичева, В. С. Ежов, А. П. Бурцев // Известия Юго-Западного государственного университета. – 2016. – № 1(64). – С. 109-114.

24. Авторское свидетельство № 1456607 А1 СССР, МПК E21F 5/00, B65G 21/00. Аспирационное укрытие мест перегрузки сыпучего материала: № 4271964: заявл. 30.06.1987: опубл. 07.02.1989 / М. И. Гримитлин, С. Н. Знаменский, Э. И. Бондарев [и др.]; заявитель ПЕРМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ.

25. Авторское свидетельство № 1458297 А1 СССР, МПК B65G 21/00. Аспирационное укрытие места загрузки ленточного конвейера : № 4230741 : заявл. 15.04.1987 : опубл. 15.02.1989 / И. Н. Логачев, В. В. Качанов, С. И. Задорожний, М. А. Чумачев ; заявитель ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ БЕЗОПАСНОСТИ ТРУДА В ГОРНОРУДНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ.

26. СП 60.13330.2020. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003 (с Изменениями № 1, 2, 3, 4, 5): свод правил / Министерство строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации. - Москва, 2020. - Введ. 2021-07-01.
27. Патент № 2071568 С1 Российская Федерация, МПК E21F 5/00, B65G 21/00. аспирационное укрытие места перегрузки сыпучего материала, подаваемого на ленточный конвейер : № 95103028/03 : заявл. 02.03.1995 : опубл. 10.01.1997 / В. П. Наумов, Б. Г. Моргун, В. А. Минко [и др.] ; заявитель Белгородская государственная технологическая академия строительных материалов.
28. Патент на полезную модель № 146813 U1 Российская Федерация, МПК E21F 5/00. Аспирационное укрытие места перегрузки сыпучего материала : № 2014115752/03 : заявл. 18.04.2014 : опубл. 20.10.2014 / К. И. Логачев, И. В. Крюков, О. А. Аверкова, И. Н. Логачев ; заявитель федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова".
29. *Киреев, В. Е.* Классификация воздушных затворов и применение их в рециркуляционных системах / В. Е. Киреев, И. Д. Гольцов // Сборник докладов Международной научно-технической конференции молодых учёных БГТУ им. В. Г. Шухова. — Белгород, 2025. — С. 36–40.
30. Рециркуляционные энергоэффективные системы аспирации с использованием эффекта Коанда / В. М. Киреев, В. А. Минко, А. Б. Гольцов, А. И. Болгов // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. – 2018. – № 12. – С. 57-62. – DOI 10.12737/article_5c1c995c7f4e35.90271716.
31. Патент на полезную модель № 161417 U1 Российская Федерация, МПК B65G 69/18, E21F 5/00. укрытие с рециркуляцией аспирируемого воздуха : № 2015155408/03 : заявл. 23.12.2015 : опубл. 20.04.2016 / А. Б. Гольцов, Ю. Г.

Овсянников, А. С. Семиненко, А. В. Емельянов ; заявитель федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова".

32. Авторское свидетельство № 1451281 А1 СССР, МПК E21F 5/00. Аспирационное укрытие места выгрузки сыпучего материала : № 4152702 : заявл. 28.11.1986 : опубл. 15.01.1989 / Н. Г. Абрамкин, В. А. Минко, С. В. Жаберов [и др.] ; заявитель БЕЛГОРОДСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ ИМ И.А.ГРИШМАНОВА.

33. Патент на полезную модель № 142259 U1 Российская Федерация, МПК E21F 5/00. аспирационное укрытие мест перегрузки сыпучего материала: № 2014105607/03: заявл. 14.02.2014: опубл. 27.06.2014 / А. С. Семиненко, И. Н. Логачев, К. И. Логачев [и др.]; заявитель федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова".

34. *Соколова, И. Н.* Экспериментальное исследование пределов реализации течения Коанда / И. Н. Соколова // Ученые записки ЦАГИ. – 1983. – Т. 14, № 4. – С. 124-126.

35. Авторское свидетельство № 882854 А1 СССР, МПК B65G 21/00. Укрытие места загрузки ленточного конвейера: № 2897490: заявл. 19.03.1980: опубл. 23.11.1981 / И. Ф. Юфит; заявитель ПРЕДПРИЯТИЕ П/Я В-8843.

36. *Deji Jing* Numerical simulation and experimental study of vortex blowing suction dust control in a coal yard with multiple dust production points / Deji Jing, Xin Jia, Shaocheng Ge, Tian Zhang, Mingxing Ma // Powder Technology. – 2021. – Vol. 388. – P. 554-565.

37. *Hemeon W.C.L.* Plant and Process Ventilation. — New York : Industrial Press, 1955. — 437 p.
38. *Cooper, P.* Air entrainment and dust generation from a falling stream of bulk material / P. Cooper, P.C. Arnold // *Kona Powder*. — 1995. — Vol. 13. — P. 125–134.
39. *Launder B.E., Spalding D.B.* The Numerical Computation of Turbulent Flows // *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. — 1974. — Vol. 3, № 2. — P. 269–289.
40. *Wang, Y.* Study of high-pressure air curtain and combined dedusting of gas water spray in multilevel ore pass based on CFD-DEM / Y. Wang, Z. Jiang, J. Chen [et al.] // *Advanced Powder Technology*. — 2019. — Vol. 30, № 9. — P. 1789–1804. — DOI 10.1016/j.appt.2019.06.014.
41. *Yin, W.* Simulation analysis and engineering application of distribution characteristics about multi-stage atomization field for cutting dust in fully mechanized mining face / W. Yin, G. Zhou, D. Gao // *Advanced Powder Technology*. — 2019. — Vol. 30, № 11. — P. 2600–2615. — DOI 10.1016/j.appt.2019.08.015.
42. *Wang, Q.* Study and application on foam-water mist integrated dust control technology in fully mechanized excavation face / Q. Wang, D. Wang, F. Han [et al.] // *Process Safety and Environmental Protection*. — 2020. — Vol. 133. — P. 41–50. — DOI 10.1016/j.psep.2019.11.028.
43. *Wang, Y.* Research on Control of Ore Pass Dust by Unloading Time Interval and Foam Control Technology / Y. Wang, Z. Jiang, J. Chen [et al.] // *ACS Omega*. — 2020. — Vol. 5, № 27. — P. 16470–16481. — DOI 10.1021/acsomega.0c01680.
44. *Овсянников, Ю.Г.* Аспирационные системы с принудительной рециркуляцией: монография / Ю.Г. Овсянников, А.И. Алифанова. — Белгород: Изд-во БГТУ, 2013. — 137 с.
45. Pat. US 2,052,869. Device for Deflecting a Stream of Elastic Fluid Projected into an Elastic Fluid / H. Coandă. - Filed 19.04.1935; publ. 01.09.1936.

46. Pat. US 2,108,652. Propelling Device / H. Coandă. - Filed 10.01.1936; publ. 15.02.1938.
47. Pat. US 3,261,162. Lifting Device / H. Coandă. - Publ. 19.07.1966.
48. *Reba, I.* Applications of the Coanda Effect / I. Reba // Scientific American. - 1966. - Vol. 214, No. 6. - P. 84-92.
49. *Newman, B.G.* The Deflexion of Plane Jets by Adjacent Boundaries — Coanda Effect / B.G. Newman // Boundary Layer and Flow Control / ed. by G.V. Lachmann. - Oxford: Pergamon Press, 1961. - Vol. 1. - P. 232-264.
50. *Bourque, C.* Reattachment of a Two-Dimensional Incompressible Jet to an Adjacent Flat Plate / C. Bourque, B.G. Newman // The Aeronautical Quarterly. - 1960. - Vol. 11, No. 3. - P. 201-232.
51. *Wille, R.* Report on the First European Mechanics Colloquium on the Coanda Effect / R. Wille, H. Fernholz // Journal of Fluid Mechanics. - 1965. - Vol. 23, No. 4. - P. 801-819.
52. Патент на полезную модель № 217464 U1 Российская Федерация, МПК E21F 5/00. узел перегрузки с рециркуляцией аспирируемого воздуха : № 2022130751 : заявл. 25.11.2022 : опубл. 03.04.2023 / В. М. Киреев, А. Б. Гольцов, Ю. Г. Овсянников [и др.] ; заявитель федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова".
53. *Киреев, В. Е.* К вопросу использования эффекта Коанда в рециркуляционных системах аспирации / В. Е. Киреев // Сборник докладов Всероссийской конференции по теплогазоснабжению и вентиляции, посвящённой 70-летию со дня образования БГТУ им. В. Г. Шухова. — Белгород, 2024. — С. 29–35.

53. *Логачев, И. Н.* Теоретические основы расчета аспирации технологического оборудования / И. Н. Логачев, И. И. Афанасьев // Борьба с силикозом. – Москва: Наука, 1974. – Т. IX. – С. 136-139.
54. *Нейков, О. Д.* Аспирация паропылевых смесей при обеспыливании технологического оборудования / О. Д. Нейков, И. Н. Логачев, Р. Н. Шумилов. – Киев: Наукова думка, 1974. – 127 с.
55. *Нейков, О. Д.* Аспирация при производстве порошковых материалов / О. Д. Нейков, И. Н. Логачев. – М.: Металлургия, 1973. – 224 с.
56. *Недин, В. В.* Борьба с пылью на рудниках / В. В. Недин, О. Д. Нейков. – Москва: Недра, 1965. – 200 с. 85.
57. *Нейков, О. Д.* Аспирация и обеспыливание воздуха при производстве порошков / О. Д. Нейков, И. Н. Логачев. – Москва: Металлургия, 1981. – 192 с.
58. *Минко, В. А.* Комплексное обеспыливание производственных помещений при транспортировании и механической переработке сыпучего минерального сырья: диссертация ... д-ра техн. наук / Минко Всеволод Афанасьевич. – Белгород, 1988.
59. *Бутаков С. Е.* Аэродинамика систем промышленной вентиляции / С. Е. Бутаков. — Москва: Профиздат, 1949. — 304 с.
60. *Минко, В. А.* Основы промышленной вентиляции и пневмотранспорта. – Москва, 1975. – 140 с.
61. Обеспыливание в литейных цехах машиностроительных предприятий / В. А. Минко, М. И. Кулешов, Л. В. Плотникова [и др.] – Москва: Машиностроение, 1987. – 224 с.
62. Системы комплексного обеспыливания процессов переработки сыпучих материалов / В. А. Минко, В. М. Киреев, А. Б. Гольцов, С. В. Староверов // IX Международная научно-техническая конференция «Инновация, экология и ресурсосберегающие технологии на предприятиях машиностроения,

авиастроения, транспорта и сельского хозяйства «ИнЭРТ-2010». – Ростов-на-Дону: ДонГТУ, 2010. – с.157-159.

63. *Минко, В. А.* Аэродинамический расчет элементов систем централизованной вакуумной пылеуборки / В. А. Минко, С. В. Староверов, А. Ю. Феоктистов. – Белгород, 2002

64. *Жаберов, С.В.* О расчете гидравлического сопротивления цепной завесы в укрытии / С. В. Жеберов // Ускорение научно-технического прогресса в промышленности строительных материалов и строительной индустрии: тез. докл. Всесоюзной конф. Ч. 3. – Белгород: БТИСМ, 1987. – С. 103.

65. *Молчанов, Б. С.* Проектирование промышленной вентиляции / Б. С. Молчанов. – Ленинград: Стройиздат. Ленинградское отделение, 1970. – 228 с.

66. Азаров, В. Н. Оценка концентрации и дисперсного состава пыли в воздухе рабочих и обслуживаемых зон / В. Н. Азаров // Качество внутреннего воздуха и окружающей среды : материалы II Международной научной конференции, Волгоград, 15 сентября – 19 2003 года. – Волгоград: Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет, 2003. – С. 157-161.

67. СП 2.2.3670-20 «Санитарно-эпидемиологические требования к условиям труда».

68. *Овсянников, Ю. Г.* Рециркуляционные системы аспирации оборудования механической переработки сыпучих материалов: диссертация ... канд. техн. наук: 05.02.13 / Овсянников Юрий Григорьевич. – Белгород, 2000. – 199 с.

69. *Logachev, I. N.* Local exhaust ventilation: aerodynamic processes and calculations of dust emissions / I. N. Logachev, K. I. Logachev, O. A. Averkova. – Boca Raton: CRC Press, 2015. – 576 p.

70. *Логачев, И. Н.* Теоретические основы расчета аспирации технологического оборудования / И. Н. Логачев, И. И. Афанасьев // *Борьба с силикозом.* — Москва: Наука, 1974. — Т. 9. — С. 136–139.
71. *Гольцов, А.Б.* Моделирование пылевоздушных течений в аспирируемом укрытии / А.Б. Гольцов, К.И. Логачев, О.А. Аверкова // *Новые огнеупоры.* — 2016. — № 6. — С.61-66. (Gol'tsov, A. B. Modeling Dust and Air Flow Within an Aspirated Shelter / A. B. Gol'tsov, K. I. Logachev, O. A. Averkova // *Refractories and Industrial Ceramics.* — 2016. — Vol. 57. — № 3. — P. 325-331.)
72. *Козлов, Т. А.* CFD моделирование воздушных течений при входе в круглый местный отсос с выступом / Т. А. Козлов // *Актуальные вопросы теплофизики, энергетики и гидрогазодинамики в арктических и субарктических территориях (Тэгуа-2023) : Сборник материалов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, посвященной 100-летию со дня рождения заслуженного деятеля науки РСФСР и ЯАССР, д.т.н., профессора Н.С. Иванова, Якутск, 06–09 декабря 2023 года.* — Якутск: Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова, 2023. — С. 67-68.
73. *Козлов, Т. А.* CFD моделирование воздушных течений при входе в круглый местный отсос с выступом / Т. А. Козлов // *Актуальные вопросы теплофизики, энергетики и гидрогазодинамики в арктических и субарктических территориях (Тэгуа-2023) : Сборник материалов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, посвященной 100-летию со дня рождения заслуженного деятеля науки РСФСР и ЯАССР, д.т.н., профессора Н.С. Иванова, Якутск, 06–09 декабря 2023 года.* — Якутск: Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова, 2023. — С. 67-68.
- 74 *Ткач, Л. В.* Численное (CFD) моделирование абразивного износа при регулировании расхода в аспирационных системах / Л. В. Ткач, В. Е. Киреев // *Вестник Белгородского государственного технологического университета*

им. В. Г. Шухова. — 2026. — Т. 11, № 7. — С. 71–80. — DOI: 10.34031/2071-7318-2026-11-7-71-80.

75. *Козлов, Т. А.* Снижение сопротивления в местных отсосах с применением метода дискретных вихрей / Т. А. Козлов, Е. Н. Попов // Международная научно-техническая конференция молодых ученых БГТУ им. В.Г. Шухова, посвященная 170-летию со дня рождения В.Г. Шухова : Сборник докладов, Белгород, 16–17 мая 2023 года. Том Часть 6. – Белгород: Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, 2023. – С. 118-122.

76. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2024680776 / В. Е. Киреев, А. Б. Гольцов, В. М. Киреев, Н. Ю. Саввин ; ФГБОУ ВО БГТУ им. В.Г. Шухова. — Зарегистрировано 03.09.2024.

77. *Идельчик, И. Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик; под редакцией М. О. Штейнберга. — 3-е изд., перераб. и доп. — Москва: Машиностроение, 1992. — 672 с. — ISBN 5-217-00393-6.

78. Исследование влияния структуры потока на коэффициент гидравлического сопротивления / Т. В. Дихтярь, О. Н. Зайцев, К. С. Дихтярь, И. П. Ангелюк // Строительство и техногенная безопасность. – 2021. – № 22(74). – С. 129-133. – DOI 10.37279/2413-1873-2021-22-129-133.

79. Solid Works 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский [и др.]. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2008. –1040с.

80. *Киреев, В. Е.* Аэродинамические аспекты совершенствования аспирации с рециркуляционным затвором / В. Е. Киреев, В. А. Уваров, В. М. Киреев, Е. Н. Попов, Л. В. Ткач // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В. Г. Шухова. — 2026. — Т. 11, № 3. — С. 94–103. — DOI: 10.34031/2071-7318-2026-11-3-94-103.

81. *Киреев, В.М.* Разработка аспирационных укрытий и инженерной методики их расчета. / В. М. Киреев, В. А. Минко // Безопасность труда в промышленности. – 2013. – № 2. – С. 42 - 46.
82. *Адлер, Ю. П.* Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. — 2-е изд., перераб. и доп. — Москва: Наука, 1976. — 280 с.
83. *Harrington, E.C.* The desirability function // Industrial Quality Control. — 1965. — Vol. 21, № 10. — P. 494–498.
84. *Халафян, А.А.* STATISTICA 6. Статистический анализ данных / А.А. Халафян. – Москва: ООО «Бином-Пресс», 2007 г. – 512 с.
85. Methods for experimental design, central composite design and the Box–Behnken design, to optimise operational parameters: A review / N. Szpisják-Gulyás, A. N. Al-Tayawi, Zs. H. Horváth [et al.] // Acta Alimentaria. — 2023. — Vol. 52, № 4. — P. 521–537. — DOI: 10.1556/066.2023.00235.
86. ГОСТ 17.2.4.06–90. Охрана природы. Атмосфера. Методы определения скорости и расхода газопылевых потоков, отходящих от стационарных источников загрязнения: межгосударственный стандарт: дата введения 01.07.1991. — Москва: Изд-во стандартов, 1991.
87. ГОСТ 12.3.018–79. Система стандартов безопасности труда. Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний: межгосударственный стандарт: дата введения 1981–01–01. - Москва: Изд-во стандартов, 1981. - 14 с.
88. ГОСТ 34060–2017. Инженерные сети зданий и сооружений внутренние. Испытание и наладка систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Правила проведения и контроль выполнения работ: межгосударственный стандарт: дата введения 2018-02-01. - Москва: Стандартинформ, 2018.
89. *Талиев, В.Н.* Аэродинамика вентиляции: учебное пособие для вузов / В.Н. Талиев. — Москва: Стройиздат, 1979. — 295 с.

90. *Гольцов, А. Б.* Аспирационное укрытие мест загрузки ленточных конвейеров в производстве силикатного кирпича: диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук: 05.02.13 — Машины, агрегаты и процессы (строительство) / Гольцов Александр Борисович; Белгородский государственный технологический университет им. В. Г. Шухова. — Белгород, 2013. — 194 с.
91. *Derringer, G.* Simultaneous optimization of several response variables / G. Derringer, R. Suich // *Journal of Quality Technology*. — 1980. — Vol. 12, № 4. — P. 214–219. — DOI: 10.1080/00224065.1980.11980968.
92. *Menter, F. R.* Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications / F. R. Menter // *AIAA Journal*. — 1994. — Vol. 32, № 8. — P. 1598–1605. — DOI: 10.2514/3.12149.
93. *Нейков О. Д.* Аспирация и обеспыливание воздуха при производстве порошков / О. Д. Нейков, И. Н. Логачёв. — 2-е изд., перераб. и доп. — Москва: Металлургия, 1981. — 192 с.
94. *Каменев, П. Н.* Вентиляция: учебное пособие / П. Н. Каменев, Е. И. Тертичник. — Москва: АСВ, 2008. — 624 с.
95. СП 131.13330.2025. Строительная климатология: СНиП 23-01-99*: утвержден Приказом Минстроя России от 08.08.2025 № 470/пр: введен в действие 09.09.2025. — Москва: Минстрой России, 2025.
96. Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов: (вторая редакция): утвержден Минэкономки России, Минфином России, Госстроем России 21.06.1999 № ВК 477. — Москва: Экономика, 2000. — 421 с.
97. О ставках платы за негативное воздействие на окружающую среду и дополнительных коэффициентах: постановление Правительства Российской Федерации от 13.09.2016 № 913. — Москва, 2016.

98. СанПиН 1.2.3685-21. Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания: утвержден постановлением Главного государственного санитарного врача Российской Федерации от 28.01.2021 № 2. — Москва, 2021.
99. AIAA G-077-1998. Guide for the Verification and Validation of Computational Fluid Dynamics Simulations. — Reston, VA : American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1998. — 19 p.
- 100 *Козлов, Т. А.* Влияние выступа на эффективность всасывания местного отсоса / Т. А. Козлов // XXVII Всероссийский аспирантско-магистерский научный семинар, посвященный Дню энергетика и 55-летию КГЭУ : материалы докладов, Казань, 05–06 декабря 2023 года. – Казань: Казанский государственный энергетический университет, 2023. – С. 229-231.
- 101 *Козлов, Т. А.* Программное моделирование при проектировании систем противодымной вентиляции / Т. А. Козлов, Е. Г. Слободчиков, В. Н. Иванов // Актуальные научные исследования в современном мире. – 2021. – № 6-6(74). – С. 57-62.
102. *Феоктистов, А. Ю.* К вопросу расчета систем кондиционирования воздуха со второй рециркуляцией вытяжного воздуха / А. Ю. Феоктистов, Ю. Г. Овсянников, Л. А. Куцев // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. – 2016. – № 1. – С. 46-48.
103. *Крюков, И. В.* Разработка инженерной методики расчета системы аспирации с укрытием, оборудованным байпасной камерой и перфорированным желобом / И. В. Крюков // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. – 2017. – № 3. – С. 66-69.
104. Пути увеличения аэродинамического сопротивления перегрузочного

желоба аспирационного укрытия / О. С. Крюкова, А. Ю. Ступенко, И. С. Селин, В. В. Шаталов // Международная научно-техническая конференция молодых ученых БГТУ им. В.Г. Шухова, Белгород, 01–20 мая 2019 года. – Белгород: Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, 2019. – С. 779-783.

105. Обеспыливающая вентиляция: 1-й том / [В. А. Минко, И. Н. Логачев, К. И. Логачев и др.]; под ред. В. А. Минко. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2011.

106. Обеспыливающая вентиляция: 2-й том / [В. А. Минко, И. Н. Логачев, К. И. Логачев и др.]; под ред. В. А. Минко. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2011.

107. ACGIH [2010]. Industrial ventilation: a manual of recommended practice for design. 27th ed. Cincinnati, OH: American Conference of Governmental Industrial Hygienists. Hinds WC. – 1999.

108. Mine ventilation and air conditioning. 3rd ed. / John Wiley & Sons, R.T. Inc. Swinderman, A.D. Marti, L.J Goldbeck, M.G. Strebel. – New York: – 2009.

109. Шепелев, И. А. Воздушные потоки вблизи всасывающих отверстий / И. А. Шепелев // Тр. НИИСантехники, 1967. – № 24.

110. Коростелев, Ю. А. К вопросу исследования всасывающих факелов / Ю. А. Коростелев, Г. Д. Лившиц // Известия вузов. Строительство и архитектура. – 1974. – № 12. – С. 132-136.

111. Коростелев, Ю. А. О влиянии неравномерности поля скоростей в плоскости прямоугольного отверстия в стенке на формирование всасываемого потока [Текст] / Ю. А. Коростелев // Известия вузов. Строительство и архитектура. – 1975. – № 4. – С. 131-135.

112. Логачев, К. И. Компьютерное моделирование процессов теплогазоснабжения и вентиляции: учеб. пособие / К. И. Логачев, А. И. Пузанок, О. А. Аверкова. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В. Г. Шухова, 2006. – 156 с.

113. *Логачев, К. И.* Компьютерное моделирование пылегазовых потоков вблизи всасывающих отверстий на основе метода сингулярных интегральных уравнений / К. И. Логачев, А. И. Пузанок // Научные ведомости. Сер. информатика и прикладная математика. – Белгород: Изд-во БелГУ, 2006. – № 2. – С. 3-13.
114. *Хартман, К.* Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов / К. Хартман [и др.]. – Москва: Мир, 1977. – 552 с.
115. *Ткаченко, В. А.* Совершенствование систем местной обеспыливающей вентиляции за счет создания и использования закрученных воздушных потоков: диссертация ... канд. техн. наук: 2.1.3 / Ткаченко Виктория Александровна. – Белгород, 2021. – 155 с.
116. *Харитонов, А.М.* Техника и методы аэрофизического эксперимента. Новосибирск / А.М. Харитонов. – Новосибирский государственный технический университет, 2011. – 455с.
117. *Гольцов, А. Б.* Расчет объемов аспирации при переработке руды / А. Б. Гольцов // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. – 2005. – №. 12. – С. 19-21.
118. *Логачёв, И. Н.* Методы снижения энергоемкости систем аспирации. Часть 1. Вывод гидродинамических уравнений эжекции воздуха потоком сыпучего материала в перфорированном желобе с байпасной камерой / И. Н. Логачёв, К. И. Логачёв О. А. Аверкова, И. В. Крюков // Новые огнеупоры. – 2014. – №2. – С.51-56.
- (Logachev, I. N. Methods of Reducing the Power Requirements of Ventilation Systems. Part 1. Derivation of Hydrodynamic Equations of Air Ejection by a Stream of Free-Flowing Material in a Perforated Trough with Bypass Chamber / I. N. Logachev, K. I. Logachev, O. A. Averkova, I. V. Kryukov // Refractories and Industrial Ceramics. –2014. – Vol. 55. – Issue 1. – P. 70-76.

119. *Логачёв, И. Н.* Методы снижения энергоёмкости систем аспирации. Часть 2. Определение эффективности использования рециркуляционных течений / И. Н. Логачёв, К. И. Логачёв, О. А. Аверкова // Новые огнеупоры. – 2014. – №4. – С.60-64. (Logachev, I. N. Methods of Reducing the Power Requirements of Ventilation Systems. Part 2. Determining the Efficiency of Recirculating Flows / I. N. Logachev, K. I. Logachev, O. A. Averkova // Refractories and Industrial Ceramics. – 2014. – Vol. 55. – Issue 2. – P. 164-168)
120. *Посохин, В.Н.* Аэродинамика вентиляции / В. Н. Посохин. – Москва: Авок-Пресс, 2008. – 212 с.
121. *Киреев, В. М.* К возможности использования общеобменной приточной системы вентиляции в качестве воздушной завесы / В. М. Киреев, В. А. Минко, А. С. Гринченко, В. Е. Киреев // Жилищное хозяйство и коммунальная инфраструктура. — 2021. — № 2 (17). — С. 17–24.
122. *Kireev, V. M.* Study of mutual work of Coanda channels in local ventilation systems / V. M. Kireev, A. B. Goltsov, A. I. Alifanova // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – Chelyabinsk, 2019. – P. 044024.
123. *Кологривых, А. С.* Экспериментальное определение коэффициента местного сопротивления аспирационного укрытия / А. С. Кологривых, А. С. Шумский, А. Б. Гольцов // Современные наукоемкие технологии. – 2014. – № 7-2. – С. 63-64.
124. Снижение энергоёмкости местной вытяжной вентиляции / К.И. Логачев, А.М. Зиганшин, А.Б. Гольцов, О.А. Аверкова // Современные проблемы теплофизики и энергетики: материалы III международной конференции. – Москва: Издательство ФГБОУ ВПО «НИУ» «МЭИ»), 2020. – С. 595-596.
125. *Логачев, И. Н.* Эффективные способы локализации пылевыведений при перегрузке сыпучих материалов на горнорудных предприятиях: обзор. информ. / И. Н. Логачев, А. М. Голышев [и др.]. – Москва:

Черметинформация, 1986. – Вып. 2. – 15 с. – (Сер. «Общепромышленные вопросы»).

126. Reducing power consumption of local exhaust ventilation systems / K. I. Logachev, A. M. Ziganshin, O. A. Averkova, A. B. Gol'tsov // Journal of Physics: Conference Series. – Moscow, 2020. – P. 042015.

127. Ильина, Т.Н. Анализ аэродинамики двухфазных потоков в аспирационной системе технологического комплекса / Т.Н. Ильина, А.Б. Гольцов, Д.А. Емельянов // Региональная архитектура и строительство. – 2019. – № 3(40). – С. 181-186.

128. Logachev, K.I. Modeling of Air and Dust Flows in the Range of Action of a Round Suction Funnel Above an Impermeable Plane. Part 1. A Mathematical Model and Algorithm for its Computer Implementation / K.I. Logachev, O.A. Averkova, E.I. Tolmacheva, A.K. Logachev, V.G. Dmitrienko // Refract Ind Ceram. – 2016. – Vol. 56. – P. 679–683.

129. Logachev, K.I. Modeling of Air and Dust Flows in the Range of Action of a Round Suction Funnel Above an Impermeable Plane. Part 2. Characteristics of Separation Region and Efficiency of Capture of Dust Particles1 / K.I. Logachev, O.A. Averkova, E.I. Tolmacheva, A.K. Logachev, V.G. Dmitrienko // Refract Ind Ceram. – 2016. – Vol. 57. – P. 103–107.

130. Zhixiang, Cao Local ventilation. Chapter 2. Industrial Ventilation Design Guidebook (Second Edition) / Zhixiang Cao, Yu Zhou, Shijie Cao, Yi Wang // Editors: Howard D. Goodfellow, Yi Wang. Academic Press. – 2021. – P. 7-108.

131. Saunders, C. J. Jet enhanced local exhaust ventilation / C. J. Saunders, B. Fletcher // Ann. occup. Hyg. – 1993. – Vol. 37. – Issue 1. – P. 15-24.

132. Альбом унифицированного и нестандартного оборудования систем аспирации для предприятий по производству силикатного кирпича. – Белгород: БТИСМ, 1989. – 78 с.

133. *Logachev, K.I.* Flow analysis of slit-type suction ports shielded with slender visors / K.I. Logachev, N.M. Anzheurov // *Refractories and Industrial Ceramics*. – 2003. – Vol. 44(3). – P. 145-148
134. *Logachev, K.I.* Simulation of air flows in ventilation shelters with recirculation / K.I. Logachev, I.V. Kryukov, O.A. Averkova // *Refractories and Industrial Ceramics*. – 2015. – Vol.56(4). – P. 428-434
135. *Logachev, I.N.* Industrial air quality and ventilation: controlling dust emissions / I. N. Logachev, K.I. Logachev. – Boca Raton: CRC Press, 2014. – P. 417.
136. GOST 12.3.018-79 Occupational safety standards system. Ventilation systems. Aerodynamical tests methods. – Russian Federation. – 2001. – URL.: <http://docs.cntd.ru/document/1200004609>.
137. Kireev, V.M. Designing energy-efficient aspiration hoods used for protection during reloading of moldings compounds at casting shops of machine-building enterprises / V. M. Kireev, A. B. Goltsov, V. A. Minko, I. A. Buryanov // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. – 2018. – 327 – P. 042050.
138. *Тарабанов, М. Г.* Новая книга для проектировщиков и монтажников систем вентиляции / М. Г. Тарабанов // *АВОК: Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика*. – 2010. – № 2. – С. 80-81.
139. *Романюк, Е. В.* Информационная среда для организации системы управления производственной аспирацией / Е. В. Романюк, А. В. Федоров, Е. Л. Заславский // *Гражданская оборона на страже мира и безопасности: Материалы V Международной научно-практической конференции, посвященной Всемирному дню гражданской обороны. В четырех частях, Москва, 01 марта 2021 года*. – Москва: Академия Государственной противопожарной службы МЧС России, 2021. – С. 228-231.

140. *Логачев, К. И.* Математическое моделирование процессов в системах аспирации: компьютерная программа / К. И. Логачев, О. А. Аверкова // Компьютерные учебные программы и инновации. – 2008 - № 4. – С. 131.
141. *Логачев, К. И.* Методы расчета течений газа вблизи всасывающих отверстий / К. И. Логачев, В. Ю. Зоря, О. А. Аверкова // Опыт, проблемы, перспективы и качество высшего инженерного образования: тр. Междунар. науч.-метод. конф., Белгород, Россия, 3-4 окт. 2006. – Белгород: БГТУ им. В. Г. Шухова, 2006. – С. 134-137.
142. *Логачев, К. И.* Математическое моделирование и математическое обеспечение систем теплогасоснабжения и вентиляции: учеб. пособие / К. И. Логачев, Е. В. Селиванова. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В. Г. Шухова, 2006. – 112 с.
143. *Шаптала, В. Г.* Математическое обеспечение САПР систем вентиляции: учеб. пособие / В. Г. Шаптала [и др.]. – Белгород: Изд-во БелГТАСМ, 1998. – 77 с.
144. *Шаптала, В. Г.* Численное моделирование воздухообмена производственных помещений на основе уравнений Навье-Стокса / В. Г. Шаптала, Г. Л. Окунева // Математическое моделирование в технологии строительных материалов: сб. науч. тр. – Белгород: Изд-во БТИСМ, 1992. – С. 49-54.
145. *Шепелев, И. А.* Аэродинамика воздушных потоков в помещении / И. А. Шепелев. – Москва: Стройиздат, 1978. – 145 с.
156. *Батурин, В. В.* Основы промышленной вентиляции / В. В. Батурин. – Москва: Профиздат, 1990. – 448 с.
147. *Мазуренко, А. С.* Совершенствование аэродинамических трактов парогазовой установки / А. С. Мазуренко, В. А. Арсирый, Е. А. Арсирый, В. И. Кравченко // Вісник НТУ «ХПІ». – 2015. – № 17. – С. 49-52.

148. *Dilgen, C.B.* Topology optimization of turbulent flows / C.B. Dilgen, S.B. Dilgen, D.R. Fuhrman, O. Sigmund, B.S. Lazarov // *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.* Elsevier B.V. – 2018. – Vol. 331. – P. 363-393.
149. *Gersborg-Hansen, A.* Topology optimization of channel flow problems / A. Gersborg-Hansen, O. Sigmund, R.B. Haber // *Struct. Multidiscip. Optim.* – 2005. – Vol. 30. – № 3. – P. 181-192.
150. *Hemeon, W. C. L.* Plant and Process Ventilation / W. C. L. Hemeon // The Industrial Press, 1955. – 352 p.
151. *Байтренаc, П.Б.* Обеспыливание воздуха на предприятиях стройматериалов / П.Б. Байтренаc. – Москва, 1990. – 15-17 с.
152. *Бобровников, Н.А.* Охрана воздушной среды на предприятиях строительной индустрии / Н.А. Бобровников. – Москва, 1981. – с. 6-9, 52-54.
153. *Кутдусов, А. А.* Современные способы борьбы с пылеобразованием / А. А. Кутдусов // Сборник научных трудов SWorld. – 2012. – Т. 28. – № 2. – С. 24-31.

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 217464

**УЗЕЛ ПЕРЕГРУЗКИ С РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ
АСПИРИРУЕМОГО ВОЗДУХА**

Патентообладатель: *федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова" (RU)*

Авторы: *Киреев Виталий Михайлович (RU), Гольцов Александр Борисович (RU), Овсянников Юрий Григорьевич (RU), Семиненко Артем Сергеевич (RU), Логачев Константин Иванович (RU), Аверкова Ольга Александровна (RU), Киреев Владимир Евгеньевич (RU), Гольцов Иван Данилович (RU)*

Заявка № 2022130751

Приоритет полезной модели **25 ноября 2022 г.**

Дата государственной регистрации
в Государственном реестре полезных
моделей Российской Федерации **03 апреля 2023 г.**

Срок действия исключительного права
на полезную модель истекает **25 ноября 2032 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов



ПРИЛОЖЕНИЯ Б Свидетельство о регистрации ЭВМ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ 	
СВИДЕТЕЛЬСТВО о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2024680776	
Расчет эффективности работы рециркуляционных Коандовских воздушных каналов перегрузочного желоба	
Правообладатель: <i>федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова» (RU)</i>	
Авторы: <i>Киреев Владимир Евгеньевич (RU), Гольцов Александр Борисович (RU), Киреев Виталий Михайлович (RU), Саввин Никита Юрьевич (RU)</i>	
	Заявка № 2024668551 Дата поступления 08 августа 2024 г. Дата государственной регистрации в Реестре программ для ЭВМ 03 сентября 2024 г.
	Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной собственности  Ю.С. Зубов

ПРИЛОЖЕНИЯ В Акт о внедрении методики расчета



Утверждаю

Исполнительный директор
ООО «Центрогипроруда»
Ломтев И.А.
«30» _____ 2026 г.

Акт

о внедрении при проектировании промышленной вентиляции, методики расчета
объемов аспирируемого воздуха при перегрузке сыпучих материалов с учетом
работы воздушно-рециркуляционного затвора

Заводская комиссия в составе: председатель – директор Ломтев И.А., члены комиссии – представители БГТУ им. В.Г. Шухова: проф. Логачев К.И., проф. Гольцов А.Б., проф. Аверкова О.А., доц. Семенов А.С., доц. Попов Е.Н., составили настоящий акт в том, что разработанная в БГТУ им. В.Г. Шухова, методика расчета объемов аспирируемого воздуха с учетом работы воздушно-рециркуляционного затвора используется при проектировании систем промышленной вентиляции.

Председатель комиссии

Члены комиссии



Ломтев И.А.

Логачев К.И.

Гольцов А.Б.

Аверкова О.А.

Семенов А.С.

Попов Е.Н.

ПРИЛОЖЕНИЯ Г Выписка из протокола технического совета

«Утверждаю»
Управляющий директор
АО «Комбинат КМАруда»
Булгаков П.В.
«10» июня 2026 г.

ВЫПИСКА

из протокола технического совета АО «Комбинат КМАруда» от 10.06.26 г.

Повестка совета: о возможности промышленного внедрения воздушно-рециркуляционного затвора в системах аспирации.

Слушали:

от разработчика технической документации аспиранта БГТУ им. В.Г. Шухова Киреева В.Е.;

от АО «Комбинат КМАруда» – управляющий директор Булгаков П.В., ведущий инженер по сантехническим работам ПКО Мальцев Е.С.

Установлено: при выполнении диссертационной работы Киреевым В.Е. предложено техническое решение (патент РФ № 217464) позволяющее снизить объемы аспирируемого воздуха. В ходе лабораторных испытаний подтверждена эффективность предлагаемого устройства. Представленная конструкторская документация на воздушно-рециркуляционный затвор удовлетворяет требованиям ЕСКД и ГОСТ и позволяет изготовить данное устройство в условиях производства АО «Комбинат КМАруда». Предварительные расчеты показали, что при использовании указанного устройства позволит снизить объемы выбросов.

Постановили:

- 1) рекомендовать воздушно-рециркуляционный затвор к внедрению.
- 2) провести испытания воздушно-рециркуляционного затвора на территории АО «Комбинат КМАруда» с представителями разработчика. Результаты испытаний доложить на техническом совете.

Управляющий директор
АО «Комбинат КМАруда»

Булгаков П.В.

Разработчик

Киреев В.Е.

ПРИЛОЖЕНИЯ Д Акт о внедрении в учебный процесс



«УТВЕРЖДАЮ»
Первый проректор
БГТУ им. В.Г. Шухова
Евтушенко Е.И.
_____ 2026 г.

АКТ

О внедрении в учебный процесс результатов кандидатской диссертационной работы Киреева Владимира Евгеньевича

Комиссия в составе:

Председатель: д.т.н., проф. Гольцов А.Б.

Члены комиссии: д.т.н., проф. Аверкова О.А., д.т.н., проф. Логачев К.И., к.т.н., доц. Попов Е.Н.

составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы Киреева В.Е. «Рециркуляционный затвор с эффектом Коанда для аспирационных укрытий местной вытяжной вентиляции» используются для проведения лекционных, практических и при самостоятельной работе при выполнении индивидуальных домашних заданий по дисциплинам «Основы научных исследований», «Проектирование обеспыливающей вентиляции и пылегазоочистного оборудования», «Математическое моделирование процессов отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха» и «Вычислительный эксперимент в научных исследованиях», а также при дипломном проектировании студентами магистратуры направления 08.04.01 «Строительство» по образовательной программе «Системы обеспечения микроклимата зданий и сооружений».

Председатель: _____ Гольцов А.Б.

Члены комиссии: _____ Аверкова О.А.

_____ Логачев К.И.

_____ Попов Е.Н.