

РОСЖЕЛДОР
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Ростовский государственный университет путей сообщения»
(ФГБОУ ВО РГУПС)

На правах рукописи

Коновалов Павел Юрьевич

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ
ПЕСКОПОДАЧИ ЛОКОМОТИВОВ И УЛУЧШЕНИЕ
ИХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

Специальность 2.9.3 – Подвижной состав железных дорог,
тяга поездов и электрификация

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор
Яицков Иван Анатольевич

Ростов-на-Дону

2023

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА В ОБЛАСТИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕС ПОДВИЖНОГО СОСТАВА С РЕЛЬСАМИ.....	13
1.1. Анализ исследований в области взаимодействия колес железнодорожного подвижного состава с рельсами.....	13
1.2. Оценка эксплуатационных показателей и особенностей применения пескоподачи локомотивами на железнодорожном транспорте.....	24
1.3. Классификация систем пескоподачи подвижного состава рельсового транспорта.....	36
1.4. Выводы по главе 1.....	49
2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СИСТЕМ ПЕСКОПОДАЧИ ЛОКОМОТИВОВ	51
2.1. Оценка параметров распределения фракций частиц кварцевого песка пескоподающих систем локомотивов.....	52
2.2. Теоретическое исследование движения песковоздушной смеси в спутном потоке при горизонтальном расположении подсыпного рукава локомотива.....	60
2.3. Теоретические исследования и математическое моделирование систем пескоподачи локомотивов с различными формами сечений и пространственной ориентацией подсыпных рукавов на характер истечения песковоздушной смеси в спутном потоке	65
2.4. Исследование влияния формы выходного сечения и пространственной ориентации подсыпного рукава на параметры истечения песковоздушной смеси в спутном и поперечном потоках	77
2.5. Выводы по главе 2.....	81
3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМ ПЕСКОПОДАЧИ ЛОКОМОТИВОВ И РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИОННЫХ РЕШЕНИЙ ПО ИХ МОДЕРНИЗАЦИИ.....	84

3.1. Модернизация форсунки песочницы пневматической системы пескоподачи локомотивов.....	84
3.2. Мероприятия по увеличению скорости истечения песковоздушной смеси	89
3.3. Увеличение скорости истечения песковоздушной смеси в системах подачи песка локомотивов с использованием газоструйного аппарата.....	98
3.4. Разработка системы пескоподачи с плавным непрерывным регулированием количества песка.....	106
3.5. Экспериментальные исследования модернизированной системы пескоподачи с плавным непрерывным регулированием количества песка.....	112
3.6. Модернизированная штатная система пескоподачи локомотивов с плавным непрерывным регулированием количества песка и увеличенной скоростью истечения песковоздушной смеси.....	118
3.7. Выводы по главе 3.....	121
4. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ПЕСКОПОДАЧИ ЛОКОМОТИВОВ С ПЛАВНЫМ НЕПРЕРЫВНЫМ ДОЗИРОВАНИЕМ КОЛИЧЕСТВА ПЕСКА .	124
4.1. Физические свойства кварцевого песка систем пескоподачи локомотивов	124
4.2. Обоснование принципа подачи песка локомотивами	139
4.3. Моделирование внешних условий работы систем пескоподачи локомотивов.....	145
4.4. Управление плавным непрерывным дозированием пескоподачи локомотивов на основе алгоритмов «нечеткой логики» (Fuzzy Logic).....	149
4.5. Выводы по главе 4.....	158
5. РАЗРАБОТКА И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМ ПЕСКОПОДАЧИ ЛОКОМОТИВОВ С ДОЗИРОВАНИЕМ КОЛИЧЕСТВА ПЕСКА НА ОСНОВЕ НОВЫХ ФИЗИЧЕСКИХ ЭФФЕКТОВ.....	160

5.1. Совершенствование дозирования количества песка при пескоподаче на локомотивах с применением эффекта виброожижения слоя сыпучего материала.....	160
5.2. Экспериментальные и теоретические обоснования применения эффекта виброожижения для непрерывного плавного дозирования кварцевого песка из корпуса форсунки песочницы	164
5.3. Стендовые испытания модели усовершенствованной форсунки песочницы с эффектом виброожижения при непрерывной плавной дозированной пескоподаче.....	172
5.4. Стендовые испытания модели усовершенствованной форсунки песочницы с эффектом виброожижения при непрерывной плавной дозированной пескоподаче в условиях вибрации.....	179
5.5. Усовершенствованная система пескоподачи с применением эффекта виброожижения для плавного непрерывного регулирования количества песка с повышенными эксплуатационными показателями	186
5.6. Выводы по главе 5.....	194
ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ.....	197
Общие выводы.....	197
Рекомендации и перспективы дальнейших исследований по теме данной работы.....	199
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	201
ПРИЛОЖЕНИЕ А	230
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	240
ПРИЛОЖЕНИЕ В.....	252
ПРИЛОЖЕНИЕ Г	255
ПРИЛОЖЕНИЕ Д.....	257
ПРИЛОЖЕНИЕ Е.....	261

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Согласно «Стратегии научно-технологического развития холдинга «РЖД» на период до 2025 года и на перспективу до 2030 года» (Белая книга) с целью оптимизации транспортно-логистических услуг запланировано повышение перевозочной способности тягового подвижного состава (ТПС) за счет увеличения основных эксплуатационных показателей: скорости движения как в пассажирском, так и в грузовом движении, пробега локомотивов между экипировками, тяговых свойств локомотивов от 10 до 15 %. Реализация поставленных задач потребует проведения мероприятий по предотвращению и устранению избыточного проскальзывания колес тягового подвижного состава относительно рельсов.

На сегодняшний день активно проектируются и внедряются новые локомотивы с улучшенными тяговыми свойствами. Так, тяговые единицы железных дорог оборудованы догружающими устройствами и наклонными тягами для компенсации перераспределения сцепного веса, оснащены асинхронным тяговым приводом с поосным регулированием тяги, имеющим более жесткие тяговые характеристики и другие. Однако, несмотря на инновационные решения новых перспективных серий тяговых единиц, в эксплуатации по-прежнему наблюдаются негативные явления, связанные с избыточным проскальзыванием движущих колес локомотивов – боксование в тяговом режиме и юз при торможении, особенно в тяжелых условиях эксплуатации по сцеплению. Это связано с изменением в широких пределах величины коэффициента трения в зоне контакта колес локомотивов с рельсом, который зависит от большого количества факторов в эксплуатации, таких как наличие на поверхности рельса промышленных загрязнений и влаги, погодные-климатические условия, скорость движения, вес поезда, сложность профиля и плана железнодорожного пути, конструкционные особенности подвижного состава и многих других.

Наиболее распространенным способом повышения сцепления движущих колес с рельсами на подвижном составе железных дорог является подача частиц

кварцевого песка в струе сжатого воздуха. Несмотря на то, что данные системы широко распространены и применяются на ТПС различного типа и назначения, они по-прежнему имеют низкую эксплуатационную надежность и недостатки: фиксированную сезонную регулировку расхода песка, применение импульсного регулирования подачи с различной скважностью импульсов, склонность к саморазрегулированию применяемых форсунок песочниц и избыточной неконтролируемой подаче песка, низкую скорость истечения песковоздушной смеси, что приводит к выдуванию частиц песка боковым потоком ветра в процессе транспортировки из выходного сечения подсыпного рукава в зону сцепления колес с рельсами.

Поэтому повышение и стабилизация величины сцепления движущих колес с рельсами за счет непрерывной подачи частиц кварцевого песка с учетом фактических условий эксплуатации и в условиях уменьшения влияния вышеперечисленных факторов при реализации мероприятий и технических решений, направленных на повышение эксплуатационных показателей пескоподающих систем, путем снижения вероятности проявления отказов и устранения недостатков и негативных конструкционных особенностей штатных систем, на сегодняшний день являются актуальной задачей.

Степень разработанности проблемы. Изучением процесса взаимодействия колес локомотивов с рельсами и зависимостей величины сцепления от различных факторов посвящены работы многих зарубежных и отечественных ученых, таких как И. В. Крагельский, Н. Н. Меншутин, Д. К. Минов, В. Е. Розенфельд, Л. А. Мугинштейн, А. Л. Лисицын, Н. Н. Каменев, И. П. Исаев, Ю. М. Лужнов, В. И. Колесников, А. А. Пугачев, Ю. В. Демин, А. С. Космодамианский, О. Е. Пудовиков, В. В. Шаповалов, Ю. И. Осенин, П. Ф. Бестемьянов, А. Л. Голубенко, Г. В. Самме, А. П. Буйносов, В. В. Грачев, И. А. Майба, К. Л. Джонсон (K. L. Johnson), Ф. Дж. Барвела (F. J. Barwell), Ф. В. Картер (F. W. Carter), Дж. Дж. Калкер (Kalker J. J.) и другие. Обобщенные результаты

исследований указанных авторов были использованы в качестве основы для выполнения данной работы.

Исследованию процессов, влияющих на величину сцепления, в научных публикациях по-прежнему уделяется большое внимание, а также способам стабилизации величины сцепления и повышению надежности основных узлов и агрегатов пневматических систем пескоподачи. В настоящее время активно модернизируются и разрабатываются новые усовершенствованные конструкции пневматических систем пескоподачи локомотивов.

Цели и задачи исследования. Целями исследования являются совершенствование основных элементов систем пескоподачи локомотивов для плавного непрерывного дозирования количества песка и улучшение их эксплуатационных показателей.

Для реализации поставленных целей решаются следующие задачи:

1. Установить закономерности и степень влияния эксплуатационных факторов на величину сцепления и эффективность повышения и стабилизации величины коэффициента трения в зоне сцепления движущих колес с рельсами в различных условиях нагруженности тягового подвижного состава по сцеплению.

2. Создать трехмерные твердотельные модели основных элементов систем пескоподачи и реализовать вычислительные эксперименты с целью исследования газодинамических процессов при реализации пескоподачи.

3. Определить универсальную схему расположения подсыпного рукава относительно поверхностей головки рельса и бандажа колесной пары с наибольшей эффективностью процесса пескоподачи.

4. Разработать методику инженерных расчетов, направленных на увеличение скорости истечения песковоздушной смеси при сокращении расхода сжатого воздуха по сравнению со штатными системами, для обеспечения транспортировки частиц кварцевого песка устойчивой к сдуванию боковым ветром величиной до 20 м/с.

5. Спроектировать и реализовать технические решения мероприятий плавного непрерывного регулирования дозирования количества песка из корпуса форсунки песочницы с учетом фактических условий эксплуатации поезда.

6. Построить модель управления плавным непрерывным дозированием количества песка и проверить адекватность применения алгоритмов нечеткой логики с применением самообучающихся генетических алгоритмов

7. Разработать усовершенствованную пневматическую систему пескоподачи тягового подвижного состава с улучшенными эксплуатационными показателями.

Объектом исследования является пневматическая система пескоподачи локомотива для транспортировки частиц кварцевого песка в зону контакта колес локомотивов с рельсами в струе сжатого воздуха.

Направлением исследования является улучшение эксплуатационных показателей систем пескоподачи локомотивов путем совершенствования ее основных элементов с целью реализации плавного непрерывного дозирования количества песка и повышения надежности процесса транспортировки частиц кварцевого песка в зону контакта колес с рельсами.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

1. Впервые предложена классификация систем пескоподачи локомотивов на основе анализа пескоподающих систем ТПС.

2. Разработана имитационная трехмерная модель пневматической системы пескоподачи с учетом влияния эксплуатационных показателей ТПС и воздействия внешней среды. На основе полученной трехмерной модели проведен вычислительный эксперимент и определены эффективные угол наклона, форма выходного сечения подсыпного рукава и скорость истечения песковоздушной смеси для реализации процесса пескоподачи с наибольшей эффективностью при сокращении потерь частиц кварцевого песка в процессе транспортировки в зону сцепления колес с рельсами, даже при воздействии бокового ветра силой до 20 м/с.

3. Усовершенствована математическая модель движения поезда с учетом возможности плавного непрерывного регулирования количества песка на основе

алгоритмов «нечеткой логики» в зависимости от фактических условий эксплуатации и нагруженности по сцеплению локомотива; определен диапазон рекомендуемого расхода количества песка на погонный метр пути в зависимости от различных факторов с целью повышения и стабилизации сцепных свойств ТПС для предотвращения избыточного проскальзывания движущих колес с рельсами в режимах тяги и торможения, а также аналитически определена эффективность пескоподачи.

4. Предложена и на основе экспериментальных исследований подтверждена эффективность усовершенствованной системы пескоподачи с эффектом виброоживления слоя частиц кварцевого песка для плавного непрерывного дозирования его количества из корпуса форсунки песочницы за счет изменения частоты вибрационного воздействия через латексную мембрану поршнем пневматического пульсатора в зависимости от давления сжатого воздуха, подводимого к пневмоприводу, при увеличенной скорости истечения песковоздушной смеси для обеспечения ее устойчивого истечения из выходного сечения подсыпного рукава путем эжекции дополнительного объема воздуха через газовоздушный инжектор, установленный перед форсункой песочницы, с возможностью реализации продувки пескопровода из-за обеспечения отдельного независимого питания пневмовибропривода форсунки и газоструйного аппарата.

Теоретическая и практическая значимость работы. Технические решения работы по совершенствованию систем пескоподачи локомотивов расширяют функциональные возможности и улучшают эксплуатационные показатели, а также повышают надежность основных элементов и системы в целом, что позволит повысить величину сцепления колес локомотивов с рельсами при сокращении расхода количества сжатого воздуха и подаче необходимого количества песка в широком диапазоне скоростей движения подвижного состава, особенно при низких величинах скоростей менее 30 км/ч до нуля при торможении с возможностью реализации пескоподачи для сокращения тормозного пути без наступления негативного избыточного проскальзывания до полной остановки поезда, а также при трогании с места в режиме тяги.

Разработаны и экспериментально подтверждены инженерные решения по модернизации систем пескоподачи серийных локомотивов для реализации плавного непрерывного регулирования расхода количества песка из корпуса форсунки песочницы посредством установки дросселирующего устройства с сервоприводом при повышении эксплуатационных показателей и надежности штатных форсунок песочниц путем замены регулировочного винта игольчатого типа на винт, оборудованный набором жиклеров с калиброванными отверстиями, рассчитанными на различный максимальный расход песка.

Произведены инженерные расчеты газовоздушного инжектора для увеличения скорости истечения песковоздушной смеси более 40 м/с за счет инъекции дополнительного объема воздуха при сокращенном расходе сжатого воздуха из питательной пневматической магистрали локомотивов по сравнению со штатными системами пескоподачи.

Спроектирована и разработана усовершенствованная система пескоподачи на основе эффекта виброоживления слоя частиц кварцевого песка для реализации плавного непрерывного дозирования количества песка за счет изменения частоты, амплитуды и величины возмущающего ударного воздействия на слой сыпучего материала в корпусе форсунки песочницы, а также экспериментально подтверждена устойчивость работы при внешнем вибрационном воздействии, которое имитирует колебания рельсового экипажа.

Предлагаемые мероприятия могут быть использованы при проектировании новых серий тягового подвижного состава, а также при модернизации и капитальном ремонте эксплуатируемого ТПС различного типа и назначения.

Методы и методология исследования базируются на методах планирования эксперимента, основных положениях теории вибрационной механики и реологии, а также расчета затопленного двухфазного течения турбулентных струй в спутном и поперечном потоках. В модель управления дозированием количества песка интегрированы алгоритмы нечеткой логики с применением синтеза правил нечеткой логики и глобальной оптимизации входных

и выходных функции принадлежности на самообучающихся генетических алгоритмах. Теоретические результаты подвергались экспериментальной проверке и дальнейшей математической обработке полученных данных.

Степень достоверности результатов подтверждается корректностью принятых допущений при компьютерном моделировании с применением современных программных средств и вычислительных алгоритмов, а сходимость экспериментальных и теоретических данных указывает на достоверность представленных результатов.

Апробация результатов работы. Основные положения по данной работе докладывались и обсуждались на: Международной научно-практической конференции «Транспорт-2003, 2004, 2006, 2011–2013, 2017–2019, 2020, 2022» (Ростов-на-Дону); Международной научной конференции «Механика и трибология транспортных систем» (Ростов-на-Дону, 2003, 2011, 2016 гг.); Международной научно-практической конференции «Проблемы и перспективы развития транспортного комплекса: образование, наука, производство» (Ростов-на-Дону, 2009 г.); Всероссийской национальной научно-практической конференции «Современное развитие науки и техники (НАУКА)» (Ростов-на-Дону, 2017 г.); Международной научно-практической конференции «Перспективы развития локомотиво-, вагоностроения» (Ростов-на-Дону, 2018 г.); Международной научно-практической конференции «Перспективы развития локомотиво-, вагоностроения и технологии обслуживания подвижного состава» (Ростов-на-Дону, 2019–2022 гг.); Международной научно-технической конференции «Современные направления и перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении» (Севастополь, 2019–2021 гг.); Международной научно-практической конференции «Наука сегодня: проблемы и пути решения» (Вологда, 2020 г.).

Соответствие диссертации паспорту научной специальности. Диссертационное исследование проведено в соответствии с паспортом научной специальности 2.9.3 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация»:

– п. 4 – Совершенствование подвижного состава, включая тяговый привод и энергетические установки автономных локомотивов; тяговых и трансформаторных подстанций, тяговых сетей, включая накопители энергии, преобразователи, аппараты, устройства защиты системы тягового электроснабжения. Улучшение эксплуатационных показателей подвижного состава и устройств электроснабжения, канализация обратного тягового тока;

– п. 6 – Улучшение динамических и прочностных качеств подвижного состава. Взаимодействие подвижного состава и пути. Снижение износа элементов пути и ходовых частей подвижного состава. Повышение безопасности движения, обеспечение работоспособности ходовых частей подвижного состава;

– п. 7 – Тяговые и тормозные расчеты. Тяговые и тормозные качества подвижного состава. Обеспечение безопасности движения подвижного состава.

Публикации. По материалам диссертационной работы опубликовано 44 печатные работы, из них 10 – в рецензируемых научных изданиях, рекомендованных ВАК РФ, 6 – в изданиях, входящих в международные базы цитирования Scopus и Web of Science. Общий объем 21,86 п.л., в том числе доля соискателя составила 11,13 п.л.

Структура и объем работы. Основное содержание исследования изложено на 228 страницах машинописного текста, в том числе 98 рисунков и 16 таблиц. Диссертация включает в себя введение, 5 глав, общие выводы и рекомендации, список использованных источников из 249 наименований и 6 приложений.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА В ОБЛАСТИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕС ПОДВИЖНОГО СОСТАВА С РЕЛЬСАМИ

1.1. Анализ исследований в области взаимодействия колес железнодорожного подвижного состава с рельсами

На железных дорогах в сравнении с другими видами транспорта используется наименее затратный механизм передачи движения – трение качения колес по рельсам. На сегодняшний день установлено, что качение колеса по рельсу происходит с относительным перемещением – проскальзыванием. Это связано с различными техническими особенностями конструкции подвижного состава и пути [1, 2], но в основном обусловлено пластическими деформациями материала колеса и рельса в зоне, образующей контактную площадку [3, 4], а также изменением величины коэффициента сцепления в зависимости от чистоты поверхностей трения. Величина относительного проскальзывания должна находиться в пределах менее 2–2,5 % [5, 6], чтобы избежать срыва сцепления и исключить такие негативные явления, как боксование в тяге и юз при торможении [7].

Уже на ранних этапах эксплуатации железных дорог фиксировались случаи, когда при трогании паровозов с места их движущие колеса боксовали на месте не в состоянии привести состав в движение. В таких случаях, когда поезд не мог продолжать движение без устранения избыточного проскальзывания, под колеса паровоза вручную подсыпали песок для повышения величины сцепления. Как установлено еще до XIX столетия из закона Амонтон – Кулона [8], сила трения F_T в зоне контакта колеса с рельсом представляет собой произведение коэффициента трения между колесом и рельсом ψ и нормальной силой N , действующей на колесо, которая является величиной сцепного веса локомотива, приложенного на одно колесо $P_{сц}$. В связи с чем реализация движения локомотивов при разгоне и торможении без избыточного проскальзывания колес возможна только до тех пор, пока тяговый и тормозной моменты, приложенные к движущим колесам, не превысят текущее значение сил сцепления колес с рельсами.

У локомотивов передняя колесная пара всегда находится в наихудших условиях по реализации величины сцепления [9]. Это связано с перераспределением динамических нагрузок между осями движущих колес при разгоне и трогании с места. Известно, что у подвижного состава со шкворневой системой передачи тягового усилия с рамы тележки на раму кузова передние колесные пары тележек и секций всегда разгружены, а задние – догружены. Величина разгрузки в эксплуатации доходит до 10 % [10], а в особенно неблагоприятных условиях может кратковременно достигать значений в 20–30 % [2, 11].

Электровозы нового поколения, выпускаемые серийно и перспективные, находящиеся на стадии испытаний и внедрения, оборудованы наклонными тягами для передачи тягового усилия с рам тележек на кузов с целью уменьшения эффекта перераспределения веса под действием сил инерции при разгоне и торможении, обладают более высокими сцепными свойствами по сравнению с серийными моделями предыдущих поколений, передающими продольные силы при помощи шкворневых устройств [12, 13]. Благодаря применению инновационных технических решений, таких как опорно-осевой асинхронный тяговый привод с моторно-осевыми подшипниками качения и более жесткими характеристиками относительно коллекторных двигателей, локомотивы нового поколения, имеющие также поосное регулирование силы тяги, получили улучшенные сцепные свойства [14], что подтверждается данными, представленными на рисунке А.1 и таблице А.1 приложения А, по режимам нагружения тягового подвижного состава по сцеплению в эксплуатации (таблицы А.2–А.3 приложения А) и зависимости расчетного коэффициента сцепления от скорости движения локомотивов различного типа и назначения [15].

Первая по ходу движения колесная пара находится в наихудших условиях по сцеплению еще и потому, что проходит по более влажным или загрязненным рельсам в отличие от последующих колес, поэтому она является наиболее склонной к боксованию и считается лимитирующей по сцеплению. Для повышения величины коэффициента трения применяют различные способы очистки

поверхности рельсов, к которым относятся механические, химические, термические, пневмогидравлический, термомеханический, механохимический, электроискровой, электромагнитный, высокочастотный [4, 16–23] и получивший наибольшее распространение для рельсового транспорта способ – применение подачи в зону сцепления колес с рельсами кварцевого песка или аналогичных по твердости материалов [24].

Для осуществления планирования перевозочного процесса с учетом технических возможностей тягового подвижного состава различного типа и назначения, а также сложности профиля пути и погодных-климатических условий эксплуатации для расчета максимальной массы состава вводится понятие расчетного коэффициента сцепления ψ_k , который определяется обобщением полученных экспериментальных значений с помощью специального измерительного поезда на лимитирующем подъеме при влажных рельсах с применением подачи песка под движущие колеса локомотивов, что соответствует наиболее тяжелым условиям эксплуатации [15].

Из теории тяговых расчетов для определения условий безюзового торможения пользуются расчетным коэффициентом сцепления в режиме торможения ψ_{kb} , который зависит от скорости движения, осевой нагрузки от колесной пары на рельс и типа подвижного состава [25]. По данным различных авторов, соотношение коэффициентов $\psi_{kb} \cdot (2 \dots 3,5) = \psi_k$ при средней величине ψ_{kb} в диапазоне 0,12...0,15 [7, 26–28]. Значения коэффициентов сцепления для режимов тяги и торможения, принятых на железных дорогах различных стран, представлены в таблице А.4 приложения А.

Эмпирические зависимости между расчетным коэффициентом сцепления и коэффициентом трения по центральной дорожке катания поверхности головки рельса для некоторых серий электровозов в зависимости от скорости движения в диапазоне $\psi = 0,2 \dots 0,5$, позволяющие характеризовать сцепные свойства локомотивов с учетом изменения фрикционных свойств рельсов под влиянием технического состояния и чистоты поверхностей колесных пар и рельсового пути, приведены в [4].

С точки зрения механики контактного взаимодействия двух упругих тел, имеющих искривленную поверхность, в зоне контакта колес подвижного состава с рельсами под действием нормальной нагрузки образуется контактная площадка эллиптической формы. Форма и размер данной площадки определяются уравнениями из теории Г. Герца (H. Hertz), по которой колесо с рельсом представляют собой схему взаимодействия двух взаимно перпендикулярных бесконечных цилиндров различного диаметра [29]. Данная схема справедлива для железнодорожного транспорта, так как в зависимости от типа рельса поверхность катания его головки, имеет радиус скругления в пределах от 300 до 500 мм.

Определяемая по законам Г. Герца эллиптическая форма пятна контакта по теории взаимодействия двух реальных тел представляет собой номинальную площадь контакта взаимодействующих поверхностей [8], внутри которой формируются контурные площадки [30], а также зоны фактических контактов микронеровностей [9], образующиеся выступами шероховатостей. Известно, что с повышением нормальной нагрузки и по мере износа фактическая и контурная площади увеличиваются [8]. Обычно от размеров номинальной площадки для железнодорожного колеса и рельса контурная площадь составляет около 10 %, а фактическая – не более 0,1 % [4].

Методика определения геометрических размеров полуосей a и b эллиптического контакта приведена в [3]. Результаты вычислений для серийных магистральных грузовых электровозов переменного тока ВЛ80С и 2ЭС5К представлены в таблице А.5 приложения А. В таблице приведена полученная величина площади эллиптической площадки пятна контакт равная 150 мм².

Номинальная площадь контакта в эксплуатации постоянно увеличивается. Диапазон ее изменения в области допустимой величины проката $H \leq 7$ мм колеблется от 100 до 600 мм² в зависимости от материала и диаметра колеса, нормальной нагрузки, действующей от колеса на рельс, условий нагруженности по сцеплению локомотива при эксплуатации и прочего. Претерпевает изменение и форма пятна контакта от эллипса при новом, не изношенном профиле колеса и до стремящегося к прямоугольнику с закругленными углами для бандажей с

предельной величиной износа 7 мм. Уже в начальной стадии износа, начиная с 1 мм проката, оси эллипса переориентируются, разворачиваясь на 90 градусов, когда большая ось имеет направление поперек рельса, а меньшая вдоль [31].

Из графической зависимости (рисунок 1.1) следует [32], что в интервале проката от 0 до 7 мм можно выделить три стадии. По данным, полученным экспериментальным путем в [33], указано, что при величине проката 3–4 мм бандаж приобретает форму приработанного (конформного) профиля. Конформный профиль колеса в режиме тяги позволяет реализовывать более высокие значения относительного проскальзывания движущих колес по рельсу при меньшем нагреве поверхностей катания по сравнению с новыми или обточенными бандажами при тех же условиях качения. При прокате менее 3 мм происходит приработка взаимодействующих поверхностей при постепенной стабилизации микронеровностей и шероховатостей, что приводит к сокращению числа выступов и точек контактного взаимодействия по площадке пятна контакта [31]. При износе колеса более 4 мм, скорее всего, возникают разрушения контактирующих с рельсом упрочненных поверхностных слоев бандажа под влиянием постепенного накопления дефектов, образующихся вследствие циклического нагружения и периодических изменений температуры поверхности катания [7].

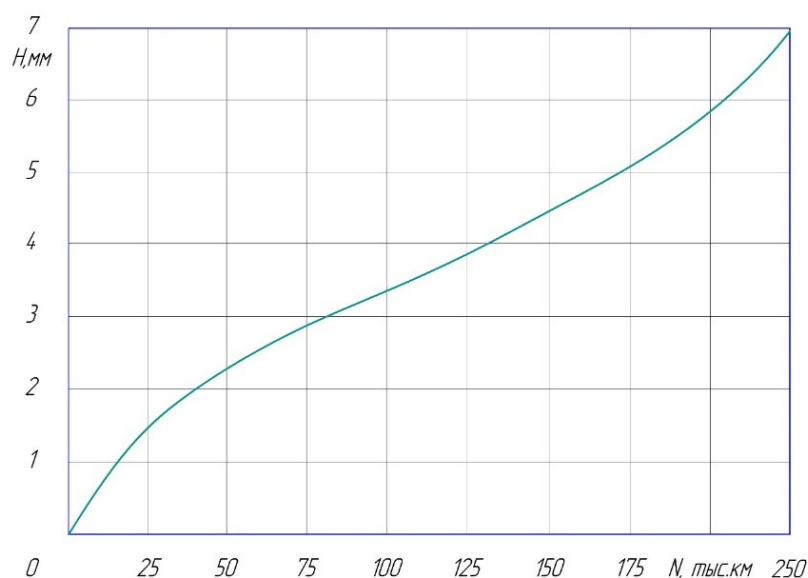


Рисунок 1.1 – Зависимость величины проката колеса H от пробега локомотива N

На основе теории Г. Герца возможно определить распределение нормального давления по площадке при статической нагрузке с расположением максимального значения в центре эллиптического пятна контакта [34]. Уточнения, предложенные А. Н. Динником в 1909 г., позволили определить соотношения между максимальными значениями напряжений, $\tau_{\max} = 0,31 \cdot \sigma_{\max}$, а также установить, что точка максимальных касательных напряжений находится не на поверхности материалов колеса и рельса, а располагается на некоторой глубине по оси симметрии z на расстоянии равном $0,78 \cdot a$ [35].

В отличие от статической модели контактной задачи колес подвижного состава с рельсами при движении локомотива реализуется режим качения со скольжением, при котором образуется горизонтальная составляющая касательных напряжений в зоне сцепления движущих колес с рельсами. Одним из первых аналитических решений по определению касательных напряжений можно считать результаты, предложенные в двадцатых годах прошлого столетия Н. М. Беляевым [36], основанные на крупных натуральных экспериментах по определению зависимости коэффициента трения от величины относительного скольжения колес по рельсу, проведенных И. Бикли (I. Bichly) и К. Саксом (K. Sachs) [11] с применением пескоподачи и без, при различных условиях сцепления на дорожках катания.

В тот же период, обобщая результаты различных экспериментальных данных, Ф. Картер (F. Carter) [31] на основе теории упругости, рассмотрев двухмерное решение контактной задачи при качении с приложенным тяговым моментом, выдвинул предположение о наличии двух участков в пятне контакта с учетом деформации материалов колеса и рельса – зон качения и псевдоскольжения, а также предложил аналитическое решение для определения продольных и поперечных тангенциальных сил. Касательная сила в зоне контакта, приложенная к движущему колесу локомотива и направленная вдоль рельса по направлению движения, называется силой относительного проскальзывания или крипа. В теории тяговых расчетов такая сила называется силой сцепления.

На основе предложенной теории, для определения продольных и поперечных касательных сил крипа в зоне контакта колеса и рельса, Ф. Картер ввел понятие

коэффициента крипа – коэффициента пропорционального отношения скорости относительного скольжения к скорости чистого качения [37].

В течение дальнейших нескольких десятилетий исследования различных авторов в основном были направлены на уточнение формул для определения значений коэффициента крипа [5, 11, 13, 38–41 и др.], а также на попытки поиска решений контактной задачи для колеса и рельса при наличии в зоне взаимодействия от одного до нескольких участков сцепления и скольжения [10, 42–44 и др.].

В 70-х годах прошлого столетия на основе методики, отличающейся от Ф. Картера, И. Г. Горячева [45], исключив прочие варианты, доказала, что в пятне контакта колес с рельсами по длине оси продольной пути на дорожке катания формируются два характерных участка. В передней части контактной площадки, с набегающей стороны по ходу движения локомотива, образуется зона сцепления, а за ней, с противоположной стороны, – зона скольжения. Этот факт позднее был неоднократно подтвержден экспериментально многими авторами [34, 46–48 и др.].

При качении колеса по рельсу происходят пластические деформации материалов взаимодействующих поверхностей в зоне контактной площадки (рисунок 1.2). Так, под действием тягового момента в режиме разгона с набегающей стороны по ходу движения в пятне контакта волокна материала колеса сжимаются, при этом рельса – растягиваются, а с противоположной стороны у основания опорной площадки в стремлении к восстановлению исходной формы материал рельса сжат, колеса – растянут [4]. В режиме торможения замедляющая сила, также зависит от величины коэффициента трения ψ и нормальной составляющей, а образуемый ею момент направлен в противоположную сторону от тягового, таким образом, и деформации материалов в первом приближении имеют зеркальное отображение в зоне контакта колеса с рельсом [7].

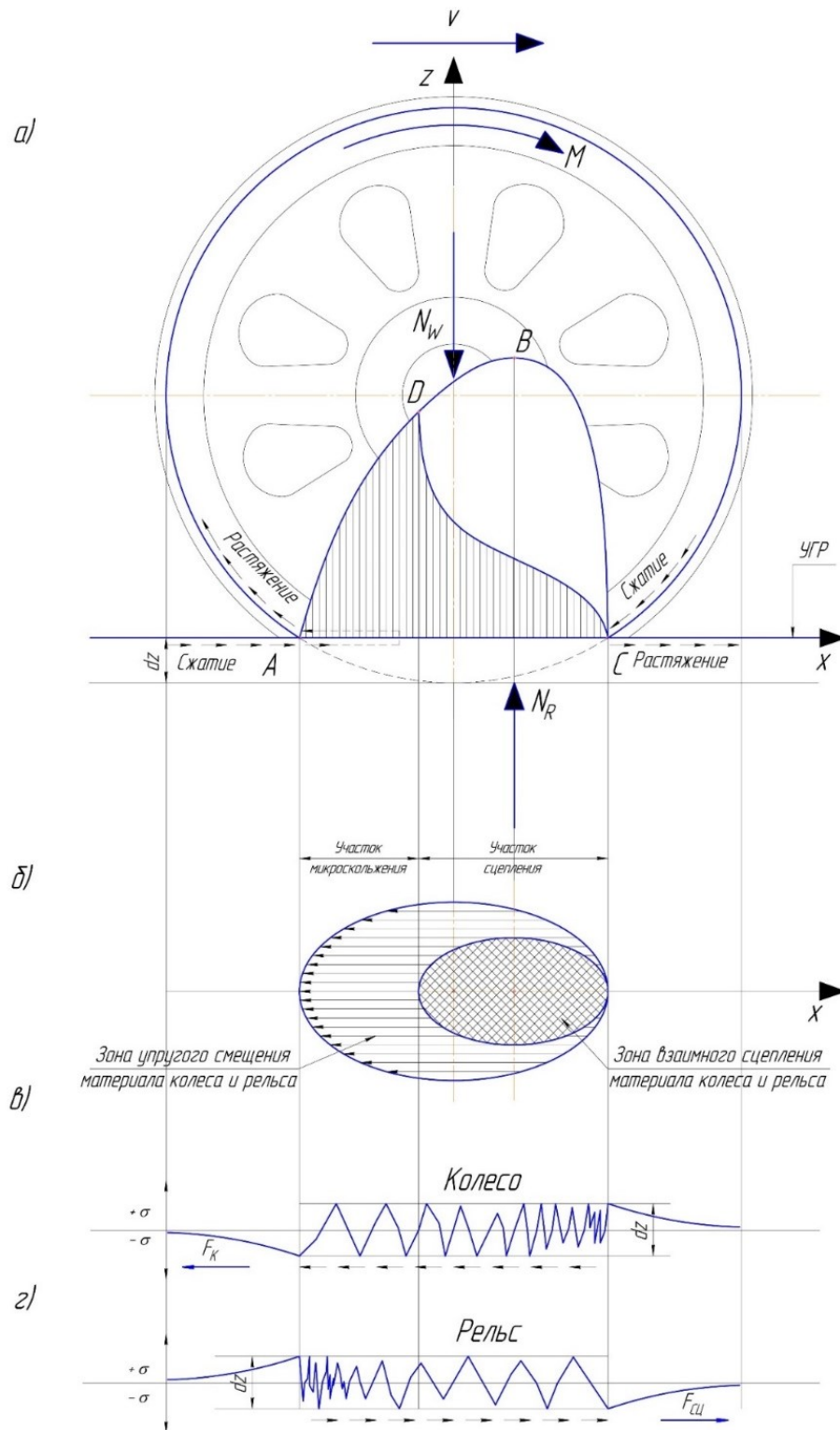


Рисунок 1.2 – Схема образования зон сцепления и скольжения в пятне контактной площадки при взаимодействии колес локомотива с рельсами в режиме тяги

На рисунке 1.2, а схематично представлены эпюры нормальных (кривая ABC) и касательных напряжений (кривая ADC), где видно, что, когда к колесу приложен тяговый момент M , на кривой ABC максимум смещается в сторону направления

движения локомотива от вертикальной осевой линии колеса. На рисунке 1.2, б изображены образующиеся в эллиптическом пятне контакта зоны сцепления и микроскольжения. Как описывалось выше, в пятне контакта материалы колеса и рельса подвергаются деформациям согласно схеме на рисунке 1.2, а. Из теории сопротивления материалов известно, что деформации сжатия являются положительными, а растяжения – отрицательными. На рисунке 1.2, в и г приведено условное представление смещения волокон материалов колеса и рельса, а также эпюры напряжений при деформациях и направление результирующих касательных сил F_k и равнодействующая сил трения $F_{\text{сц}}$, которая является внешней для колеса силой сцепления.

Во второй половине 60-х годов прошлого столетия Дж. Калкер (J. Kalker) [49] рассмотрел контактную задачу взаимодействия локомотивного колеса с рельсом в трехмерной постановке, которая в дополнение к плоской модели, по теории Ф. Картера, помимо продольного и поперечного крива позволяет учитывать момент вращения, действующего вокруг вертикальной оси, перпендикулярной к плоскости зоны сцепления, называемого спином [49]. В предложенной Дж. Калкером математической модели геометрические размеры пятна контакта и распределение нормального давления вычисляются по схеме Герца – Беляева [30, 33], а для определения участков сцепления и микроскольжения применяются обобщения, используемые в теории А. де Патера (A. de Pater) [50]. Для повышения точности решения с учетом реальных условий эксплуатации при движении в рельсовой колее в модели Дж. Картера на основе закона Амонтона – Кулона [8] значения касательных сил определяются интегрированием произведений нормальных сил нажима на задаваемый коэффициент трения в расчетных точках зоны сцепления колеса с рельсом [49]. Теория Дж. Картера широко применяется для улучшения динамики движения и плавности хода подвижного состава, а также повышения тяговых свойств локомотивов в исследованиях различных авторов, таких как Е. П. Блохин, Г. П. Бурчак, В. И. Варава, М. Ф. Вериго, В. С. Вершинский, С. М. Голубятников, Л. О. Грачева, В. Д. Данович, Н. В. Демин, А. С. Евстратов, В. Н. Иванов, И. В. Бирюков, И. П. Исаев, А. Я. Коган, С. М. Куценко, В. А. Лазарян,

В. Б. Медель, Г. С. Михальченко, А. П. Павленко, А. С. Савоськин, А. И. Беляев, М. М. Соколов, Т. А. Тибиллов, А. Л. Голубенко и другие [2, 13, 31, 36, 39, 51–67].

По предложенным Дж. Калкером выражениям возможно определить величины коэффициентов продольного k_x и поперечного k_y псевдоскольжений, коэффициент вращающего момента k_ω , а также $k_{y\omega}$, характеризующий взаимосвязи поперечного крива k_y и спина k_ω [49]. Обычно при расчете результирующей относительной скорости смещения материала колеса и рельса в зоне контакта u в первом приближении пренебрегают составляющими поперечного скольжения u_y и момента вращения u_ω и считают, что при скорости движения локомотива v величина относительного проскальзывания u определяется выражением $u = u_x/v$, так как относительно величины продольной скорости псевдоскольжения u_x составляющие поперечного крива в среднем представляют соотношения $u_y \leq 0,1 \cdot u_x$, а спина $u_\omega \leq 0,01 \cdot u_x$ [7].

Нелинейный характер зависимости коэффициента трения в зоне контакта колес с рельсами от скорости относительного проскальзывания определен экспериментально и аналитически различными авторами, такими как С. М. Куценко, В. Б. Медель, А. Я. Коган, Д. П. Марков, К. Джонсон, Г. С. Гура, К. Мюллер (K. Muller) [2, 13, 39, 68–71] и другие. Получившая наибольшее распространение зависимость коэффициента сцепления от скорости относительного скольжения колеса по рельсу, предложенная Н. Н. Меншутиним, приведена на рисунке 1.3 [5]. Представленная зависимость имеет несколько характерных участков. На первом участке при $u \leq u_0$, где u_0 не превышает 1,0 %, происходит рост коэффициента сцепления, на следующем участке, когда выполняется условие $u_0 < u \leq u_a$, коэффициент ψ может незначительно снижаться или сохранять свое значение. Максимального значения u достигает в обычных условиях в пределах 1,5 % и считается критическим $u_{кр}$. На падающей ветви, где величина относительного проскальзывания соблюдает условие $u > u_a$, коэффициент сцепления существенно снижается от роста скорости скольжения. Принято считать, что если величина относительного перемещения составляет более 2–2,5 %, то

происходит срыв сцепления и наблюдаются такие негативные явления, как боксование в тяге и юз при торможении [5]. Это связано с тем, что происходит превышение тяговых и тормозных усилий сил сцепления на данном участке пути. Н. Н. Меншутиным также была предложена формула для возвратного участка кривой, которая определяет степень уменьшения значения коэффициента сцепления от максимальной скорости относительного проскальзывания после прекращения боксования [5].

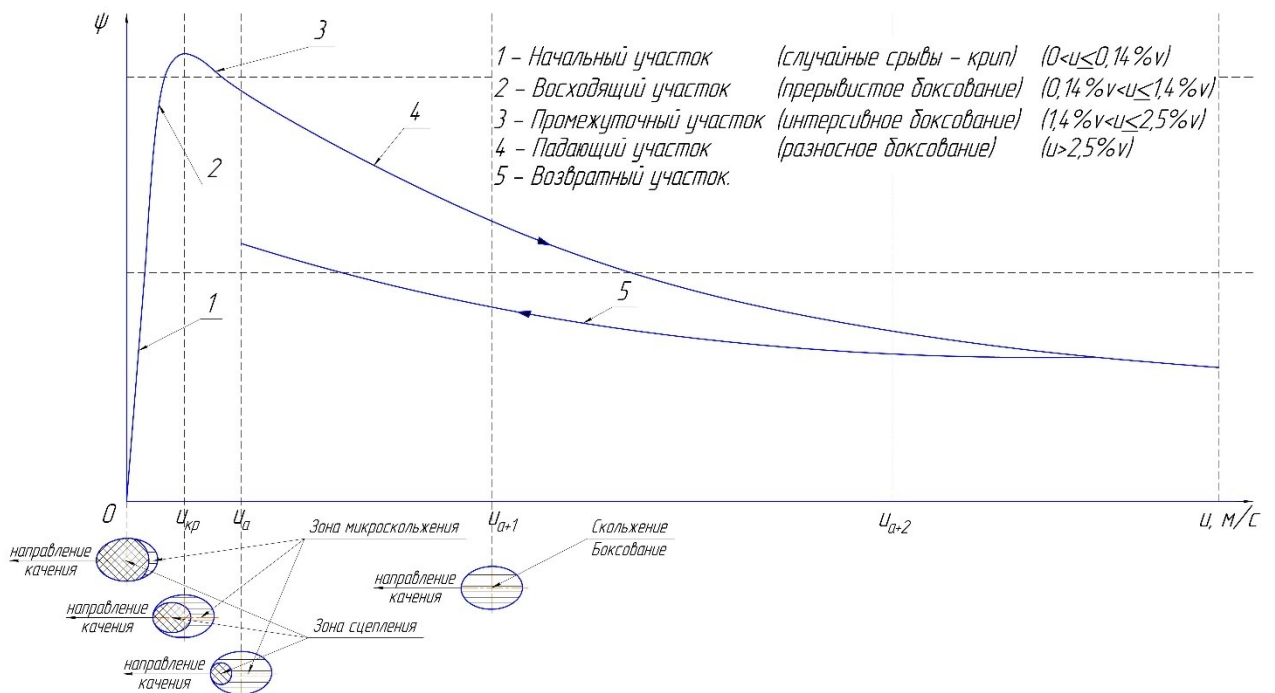


Рисунок 1.3 – Характеристика сцепления

Как указывалось выше, различными авторами установлено, что характеристики коэффициента сцепления от величины скорости относительного проскальзывания движущих колес по рельсам зависят от различных факторов, таких как величина потенциального коэффициента сцепления ψ_0 , тип тягового подвижного состава, эффективность системы пескоподачи локомотива и прочее. Так, по результатам исследований в работе [6] приведены аналитические зависимости для пяти участков кривой (см. рисунок 1.3) характеристики сцепления для электровозов серии ВЛ84 и ВЛ12: начальный (при $0 < u \leq 0,14\%v$), восходящий:

(при $0,14 \% v < u \leq 1,4 \% v$), промежуточный (при $1,4 \% v < u \leq 2,5 \% v$), падающий (при $u \geq 2,5 \% v$) и возвратный.

А. В. Андреев [72] в своих исследованиях механики контактного взаимодействия установил зависимость расположения и размеров зоны сцепления от величины относительного проскальзывания. Так, при воздействии вращающего момента зона сцепления перемещается к набегающей кромке пятна контакта, а с тыльной стороны образуется участок микроскольжения (см. рисунок 1.2). По мере возрастания величины вращающего момента зона сцепления уменьшается, а площадь микроскольжения увеличивается, увеличивая тем самым и скорость относительного проскальзывания (см. рисунок 1.3). При достижении условия, когда вращающий момент превышает значение сил трения в контактной площадке, зона сцепления уменьшается до размеров условной точки и вся площадь пятна контакта теперь представляет собой зону скольжения (см. рисунок 1.3). Возникает ситуация, когда вся энергия тратится на проскальзывание, не совершая полезной работы.

1.2. Оценка эксплуатационных показателей и особенностей применения пескоподачи локомотивами на железнодорожном транспорте

Если не считать незначительные попытки по исследованию взаимодействия колеса и рельса, предпринятые В. Хедли (W. Hedley) и Н. Вудом (N. Wood) в период с 1812 по 1825 год, первые в достаточной степени обширные испытания по определению коэффициента трения между колесом и рельсом были реализованы Д. Пуаре (J. Poiree) в 1851 году. Опыты Пуаре позволили установить уменьшение величины сцепления с увеличением скорости локомотива. Данные зависимости были позднее подтверждены экспериментами Г. Боше (H. Bochet) в 1858 году. Исследования, связанные с изучением зависимости коэффициента сцепления локомотива от его скорости движения, изложены в научных работах различных авторов, таких как Н. П. Петров, Ю. Кофман (J. Koffman), Г. Эндрюс (H. Andrews), И. В. Крагельский, Д. К. Минов, И. П. Исаев, В. А. Попов, В. Е. Розенфельд, А. Л. Голубенко, Ю. М. Лужнов, Г. В. Самме и другие [4, 7–9, 11, 73–75, 61].

Из результатов исследований различных авторов известно, что коэффициент трения в эксплуатации может меняться в широких пределах по величине от 0,01 до 0,5 [4, 11] и, имея значительный разброс, представляется несколькими зонами в зависимости от состояния поверхности рельсов (наличие окисных пленок, смазочных материалов, влаги, льда и прочее). В работе А. Ричи (A. Richey) [73] приведены значения коэффициентов сцепления между колесом и рельсом при скорости движения до 50 миль/ч для паровозов в зависимости от чистоты поверхности рельса с применением подачи песка и без (таблица 1.1), причем эти данные позднее были подтверждены масштабными исследованиями Е. Куртиса (E. Curtius) и А. Книффлера (A. Kniffler) для электровозов переменного тока с коллекторными двигателями в более широком диапазоне скоростей, до 160 км/ч [11], и используются и в настоящее время при эксплуатации и проектировании подвижного состава.

Таблица 1.1 – Величина коэффициента сцепления между колесом и рельсом в зависимости от состояния дорожки катания на поверхности рельсов [73, 76]

Состояние дорожки катания поверхности рельсов	Коэффициент сцепления		Эффективность от применения пескоподачи, %
	без применения песка	с применением песка	
Сухие и чистые	0,25–0,30	0,35–0,40	25
Чистые и сильно влажные	0,18–0,20	0,22–0,25	20
Замасленные и влажные	0,15–0,18	0,22–0,25	30
Обледенелые	0,15	0,20	25
Обледенелые при подводе дополнительного тепла	0,13–0,17	0,26–0,33	50
Легкий снег	0,10	0,15	30
Слегка смоченные (слабый дождь)	0,09–0,16	0,18–0,22	30
Покрытые влажными листьями	0,01–0,07	0,12–0,20	65

В начале XX века Мецковым (Metzkow) [11] в ходе исследования проскальзывания колес относительно рельса без потери сцепления было установлено, что при торможении поезда коэффициент сцепления не превышает

0,15 (таблица А.4 приложения А) независимо от скорости движения состава и изменения нормальной вертикальной нагрузки, также в режиме тяги при использовании подачи песка в струе сжатого воздуха на сухих рельсах им были зафиксированы значения коэффициента сцепления, достигающие критической величины равной 0,48.

Как видно из таблицы 1.1, эффективность повышения величины коэффициента сцепления после пескоподачи в среднем составляет 25–30 %, а в некоторых случаях достигает 50–65 %, как например в случае с мокрыми листьями на поверхности рельса. В работе [77] отмечается, что эффект от пескоподачи тем выше, чем меньше коэффициент сцепления до подачи песка. Еще в конце XIX столетия при проведении масштабных испытаний в режимах тяги и торможения Д. Гальтоном (D. Galton) было установлено, что применение песка для предотвращения проскальзывания на мокрых рельсах практически всегда способствует повышению сцепления до среднего значения 0,2, а при трогании с места в безветренную погоду и когда в момент начала движения воздушные потоки от вращающегося колеса не сдували частицы песка, коэффициент сцепления фиксировался на достаточно высоком уровне в 0,35–0,40. Эффективность повышения сцепления с минимальных значений без песка при наихудших условиях до средних значений в процессе применения пескоподачи была подтверждена и более поздними исследованиями для электровозов переменного тока с индивидуальным приводом в 50-е годы прошлого столетия на Французских железных дорогах [7].

На рисунке 1.4 [78] приведены результаты исследований, проводимых в США [79], направленных на определение изменения коэффициента сцепления от различных фрикционных состояний на дорожке катания. Разнообразные условия снижения сцепления на поверхности рельса создавались путем нанесения на них воды и смазочных материалов с применением пескоподачи и без. В ходе эксперимента были зафиксированы значения коэффициента сцепления в широких пределах от 0,1 до 0,5. Также было установлено, что снижение величины сцепления приводит к увеличению относительного скольжения колес по рельсу до 20 %, а

также что подача кварцевого песка в зону сцепления колес с рельсами эффективно подавляет избыточное проскальзывание движущих колес локомотива и увеличивает сцепление даже на влажных и замасленных рельсах до уровня близкого к сухим без песка. Однако ухудшение фрикционного состояния контактирующих поверхностей снижает эффективность песка при восстановлении величины сцепления.

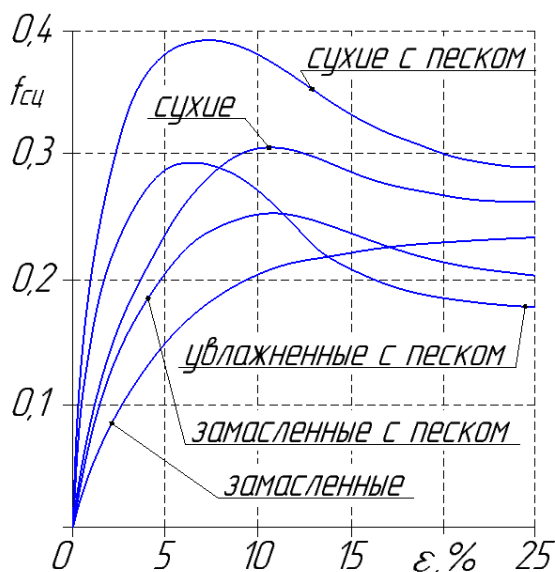


Рисунок 1.4 – Зависимость изменения величины относительного проскальзывания колес по рельсу в зависимости от различных фрикционных состояний поверхности рельса

Крупные исследования, проведенные различными исследователями, такими как А. Мюллер (A. Muller), А. Вихерт (A. Wichert), Г. Эндрюс (H. Andrews) [11, 73], позволили получить аналогичные по форме зависимости коэффициента сцепления от скорости движения, после обработки которых Н. П. Петровым [73] было предложено аналитическое уравнение для вычисления расчетного коэффициента сцепления.

При анализе и обработке полученных в ходе многократных экспериментов данных различными авторами было замечено, что на одном и том же участке пути при неизменных погодных условиях в различное время суток коэффициент сцепления изменяется. Особенно высокие значения были зафиксированы в утренние

часы, предположительно из-за образования влаги на поверхности рельса при выпадении росы. Г. Эндрюсом (H. Andrews), М. Р. Барским, Ф. Барвеллом (F. Barwell), Р. Вулактом (R. Woolacot), Ю. М. Лужновым, И. П. Исаевым [61, 80, 81] и другими учеными были проведены исследования, направленные на изучение зависимости коэффициента сцепления от степени увлажненности поверхности материалов колес локомотивов и рельсов по дорожкам катания.

Как указывалось выше, столь значительный разброс значений коэффициента сцепления движущих колес локомотивов с рельсами объясняется тем, что на силы сцепления колес локомотива с рельсами влияют большое количество эксплуатационных факторов, среди которых выделим следующие [4]: 1) изменение вертикальных сил взаимодействия колес с рельсами; 2) геометрические характеристики поверхностей колес и рельсов; 3) состояние фрикционных поверхностей колес и рельсов.

Первая группа факторов зависит как от неравномерности статических сил, так и от динамических усилий, обусловленных колебаниями локомотива, которые, в свою очередь, определяются скоростью его движения, а также геометрическими и динамическими неровностями рельсового пути.

Группа факторов, относящихся к геометрическим характеристикам, в основном зависят от формы поверхностей дорожек катания бандажей колес и головок рельсов, связанной с величиной износа при прокате в процессе качения со скольжением по рельсовой колее с учетом величины возвышения наружных рельсов в кривых участках пути и допустимой скорости движения.

Третья группа факторов зависит от погодных-климатических условий района эксплуатации и состояния фрикционно взаимодействующих поверхностей материалов бандажей колес и рельсов в зоне контакта.

Один из основных факторов, влияющих на величину сил сцепления движущих колес локомотива с рельсами, – чистота фрикционных поверхностей, которая зависит от сезонных погодных-климатических особенностей участка эксплуатации при наличии различного вида и количества загрязнений, таких как продукты износа, влага, листья, окисные и масляные пленки, а также частицы

сыпучих материалов повышенной твердости. Причем масляные загрязнения и листья на поверхности катания головки рельса оказывают негативное влияние на величину сцепления колес с рельсами, существенно снижая коэффициент трения. А зависимости коэффициента трения от количества увлажнения и частиц кварцевого песка в зоне контакта движущих колес локомотива с рельсами представлены на рисунках 1.5 и 1.6.

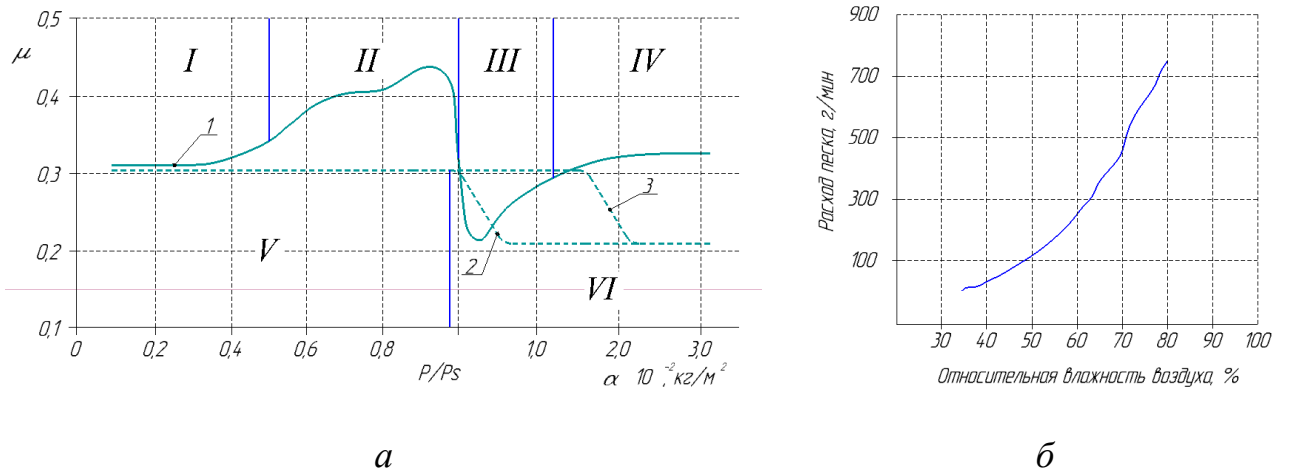


Рисунок 1.5 – Зависимость изменения коэффициента трения (а) и расхода количества песка (б) от погодно-климатических факторов

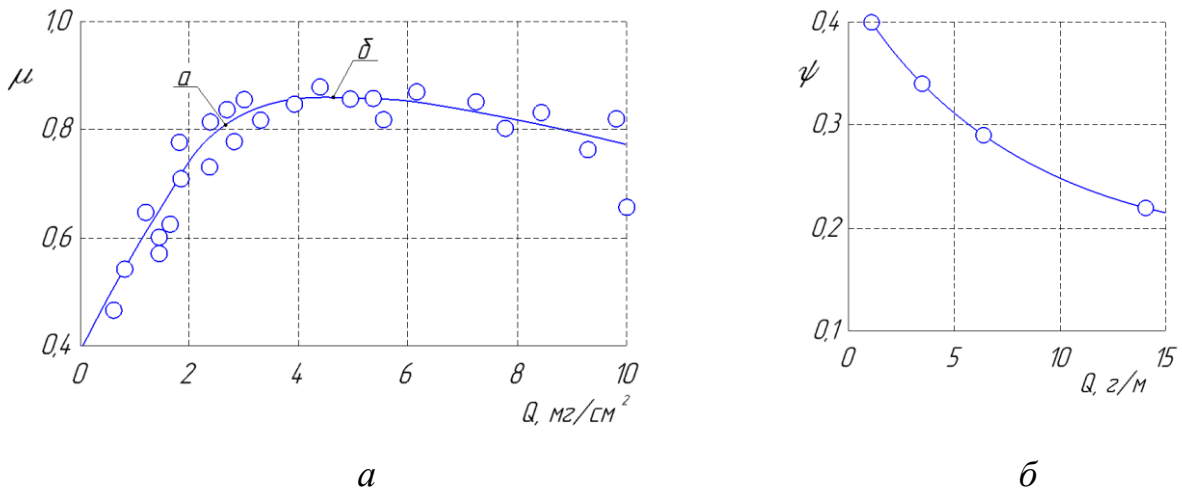


Рисунок 1.6 – Зависимость коэффициента трения от плотности заполнения контактной площадки частицами песка (а) и коэффициента сцепления от расхода количества песка на погонный метр рельса (б)

Зависимость, представленная на рисунке 1.5, *a*, является номограммой, предложенной Ю. М. Лужновым [4], демонстрирующей изменения коэффициента трения по центральной части дорожки катания колес локомотива по поверхности рельса в зависимости от степени ее увлажнения при различных температурных режимах окружающей среды. Согласно зависимости на рисунке 1.5, *a* и анализу обобщенных процессов изменения величины трения Ю. М. Лужновым были выделены характерные зоны: четыре при положительных (зоны I–IV для кривой 1 на рисунке 1.5, *a*) и две при отрицательных (зоны V–VI для кривых 2 и 3 на рисунке 1.5, *a*) температурах. Первая зона (I) соответствует условиям, предшествующим появлению капиллярной конденсации влаги в поверхностном загрязнении рельса (сухой рельс); вторая (II) проявляется с момента появления капиллярной конденсации и до закрытия пор водой в слое поверхностного загрязнения (до точки росы, или эквивалентный слой воды от 0,0001 до 0,01 мм); третья зона (III) увлажнения рельсов с момента появления «точки росы» и до образования количества воды толщиной до 0,12 мм (легкое увлажнение рельса); четвертая (IV) – на поверхности рельса слой воды больше 0,12 мм, что соответствует осадкам в виде дождя (сильно увлажненный) [82–84]. При отрицательных температурах выделены еще две характерные зоны, описанные кривыми 2 и 3. Причем кривая 3 соответствует изменению коэффициента трения при температурах воздуха от 0 до минус 20 °С, а зависимость 2 – для температуры окружающей среды ниже минус 20 °С [85]. В зонах I, IV и V, согласно рисунку 1.5, *a*, коэффициент сцепления составляет около 0,3, что соответствует средним значениям, в зоне II значение повышенное, а в III и VI – пониженное до 0,2. Стоит отметить, что в первой, второй, четвертой и пятой зонах (см. рисунок 1.5, *a*) реализуется граничный, а в третьей и шестой – неустойчивый квазигидродинамический режим трения [4]. Причем данные зависимости получены автором без применения активаторов трения. В случае подачи песка под колеса локомотива значения коэффициента трения могут быть увеличены в среднем на 30 %.

Эмпирическая кривая расхода количества песка от влажности воздуха приведена на рисунке 1.5, б [86]. Данная зависимость, по мнению автора, позволит обеспечить величину коэффициента сцепления на высоком уровне, может быть рекомендована как усредненный расход количества песка с применением импульсного дозирования с различной скважностью интервала включения и пауз, как возможность регулирования количества подаваемого песка, а также способ его экономии [84, 86–88]. Экспериментально в [89] установлено, что подача песка увеличивает потенциальный коэффициент сцепления на 30–40 %. Однако максимальный эффект по увеличению силы сцепления достигается при непрерывной подаче песка [15] и может составлять в различных условиях 50–70 % и выше [77].

По данным исследований Н. Н. Каменева [24], на рисунке 1.6, а приведена эмпирическая кривая зависимости изменения коэффициента трения от плотности заполнения зоны пятна контакта частицами кварцевого песка. На первоначальном участке до точки (а) кривая имеет практически прямолинейный характер, что связано с прямо пропорциональным интенсивным повышением трения и количеством песка на сухих рельсах по мере увеличения фактической площади пятна контакта при практически постоянном слое частиц кварцевого песка. На участке между точками (а–б) наблюдается стабилизация величины коэффициента трения при повышении толщины слоя песка. Дальнейшее увеличение количества песка в зоне контакта, достигая некоторого критического значения толщины слоя, приводит к существенному снижению сцепления колес с рельсами за счет взаимного относительного проскальзывания частиц при более низких коэффициентах внутреннего трения. По рекомендациям Н. Н. Каменева расход песка не должен превышать 500 граммов на один километр рельсовой колеи, при котором толщина слоя частиц составит 20–30 мкм. Приняв размер ширины дорожки катания на поверхности головки рельса в 70 мм, он получил, что для реализации рациональной плотности заполнения контактной площадки от 3 до 8,5 мг/см² расход песка составит от 2,1 до 6,0 грамма на погонный метр пути.

Зависимость коэффициента сцепления от расхода количества песка на погонный метр железнодорожного пути для увлажненных и замасленных рельсов представлена на рисунке 1.6, б [85]. На графике видно, что с увеличением количества песка на поверхности рельса при фиксированном слое влаги и масла величина коэффициента сцепления снижается. Для реализации коэффициента сцепления на уровне выше 0,25 в зависимости от увлажненности поверхности рельса количество песка на погонный метр пути необходимо реализовывать в диапазоне от 0,5 до 10 г/м.

На основе проанализированных результатов исследований в различных литературных источниках [4, 24, 31, 78, 90] в таблице 1.2 приведены рекомендуемые значения расхода количества песка в пересчете на погонный метр рельсового пути для реализации максимального коэффициента сцепления с учетом различных факторов эксплуатации.

Согласно представленным в таблице 1.2 данным, в зависимости от различных факторов эксплуатации в режиме тяги необходимо подавать в зону контакта колес с рельсами от 0,5 до 10,0 граммов кварцевого песка на погонный метр пути. По результатам исследования Британских железных дорог, в режиме торможения для обеспечения гарантированного замедления поезда расход песка должен составлять при скорости более 20 миль/ч (около 32 км/ч) не более 7,5 г/м, а при скорости менее 20 миль/ч не должен превышать максимального количества в 2,25 г/м [91]. При подаче данного количества песка на рельс не разрывается контакт рельсовых цепей с колесами локомотивов и сохраняется возможность повышения коэффициента сцепления до уровня 0,2 даже на замасленных и покрытых листьями рельсах. Что в свою очередь является достаточным для обеспечения безюзового торможения, так как расчетный коэффициент сцепления при торможении в Великобритании принимает максимальное значение равное 0,12 (таблица А.4 приложения А).

Таблица 1.2 – Рекомендуемый расход количества песка на погонный метр рельсового пути

Источник данных	Количество песка	Расход песка, г/м	Примечание
Каменев Н. Н.	3,0–8,5 мг/см ²	2,1–6,0	С учетом плотности заполнения контактной площадки песком
	до 550 г/км при толщине слоя 20–30 мкм	0,55	
	до 3,0 кг/км под 1-ю кол. пару, до 1,6 кг/км под последующие	1,6–3,0	С учетом подачи под первую и последующие колесные пары
Лужнов Ю. М.	0,5–2,0 г/м хорошее сцепление, 3,0–10,0 г/м низкое сцепление	0,5–10,0	С учетом погодно-климатических факторов (температура и влажность воздуха, увлажненность поверхности рельса или наличие льда)
Осенин Ю. И.	0,013 г сухие рельсы, 0,039 г замасленные рельсы	1,2–3,6	С учетом расположения частиц песка в пятне контакта монослоем с минимальным расстоянием между ними равным трем радиусам частиц
Голубенко А. Л.	0,02–0,16 кг/м ²	1,0–8,0	С учетом скорости движения
Немецкие ж. д.	800 + 100 г/мин при $V < 140$ км/ч, 1300 + 150 г/мин при $V \geq 140$ км/ч	0,8–10,0	С учетом скорости движения
Английские ж. д.	в режиме тяги не более 7,5 г/м при $V \geq 20$ миль/ч	до 7,5	С учетом фиксированной регулировки расхода форсунок песочниц до 2 кг/мин, согласно Standard GM/RT2461
	при торможении не более 2,25 г/м при $V < 20$ миль/ч под первую колесную пару	до 2,25	С учетом обеспечения неразрывности контакта рельсовых цепей с колесами и безюзного торможения даже на замасленных и мокрых рельсах, покрытых листьями

Начиная с 60-х годов прошлого столетия, после отказа от паровой тяги и с момента массового ввода в эксплуатацию новых типов тягового подвижного состава, таких как электровозы и тепловозы, и по настоящее время, масштабные исследования, направленные на изучение влияния частиц повышенной твердости в зоне контакта колес с рельсами на повышение величины сцепления в режимах тяги

и торможения, а также способов их доставки, позволили выработать новые алгоритмы и принципы подачи песка, а также подтвердить известные рекомендации по применению систем пескоподачи локомотивов. Так, все тяговые единицы, эксплуатируемые на магистральных путях, должны быть оборудованы системами пескоподачи, и категорически запрещено применение локомотивов с неисправной системой подачи песка, как относящейся к системам безопасности локомотивов [92]. Подтверждена необходимость соблюдения качества песка, подаваемого в песочницы локомотивов, его гранулометрического состава и влажности не более 0,5 % [93], также важно иметь запас песка в бункерах с учетом плеч эксплуатации для сокращения вынужденных заходов в пункты экипировки [94], что влечет за собой требования по экономичному расходу или по увеличению объема песочниц. Как следствие, реализована импульсная подача песка [95]. Для достижения большей эффективности от применения песка в 60–70 % его необходимо подавать непрерывно и заблаговременно до наступления избыточного проскальзывания движущих колес локомотивов, при среднеэксплуатационной эффективности в 10–30 % [77], когда включение системы пескоподачи происходит по команде бортовой системы распознавания боксования и юза. Установлено, что общая эффективность действия песка для повышения сцепления колес с рельсами величина не постоянная и зависит от скорости движения поезда и при ее увеличении снижается [7]. Так, наибольшая эффективность на сухих и мокрых рельсах достигает 70–75 % на скоростях менее 10 км/ч, при 35 км/ч составляет 25–30 %, а при 40–50 км/ч уже 10–15 %, что подтверждает необходимость увеличения расхода песка при увеличении скорости движения с 6 до 20 км/ч на 20–30 %, а как показано в [96], дальнейшее увеличение подачи количества песка с приростом скорости увеличения силы тяги не дает. Также установлено, что для реализации наибольшего тягового усилия расход песка должен отличаться для сухих и влажных рельсов не менее 20–30 % в сторону увеличения для увлажненных [24], а также что под первую по ходу движения колесную пару внутри одной секции необходимо сыпать на 30–40 % песка больше, чем под последующие [95, 97]. Доказана необходимость подавать песок только под первые колесные пары каждой

тележки, так как реализация подачи под все колеса приводит к повышению силы тяги всего на 3–4 % [96] и является причиной необоснованного перерасхода.

Результаты многолетнего применения пескоподачи позволили также выработать основные концепции для конструктивных решений ее узлов и агрегатов. Так, установлено, что продолжительность подачи песка зависит от условий нагруженности локомотива по сцеплению, в сложных условиях может достигать 80–100 % [15, 98]. Однако применение электродинамического тормоза в некоторых случаях позволяет снизить расход песка до 45–50 % [99], а также зафиксировано сокращение расхода песка примерно от 3,5 до 5 раз электровозами с поосным регулированием асинхронным приводом с жесткими тяговыми характеристиками таких серий, как 2ЭС10, по сравнению с серийными локомотивами ВЛ10 и ВЛ11, а также электровозами 2ЭВ120 по сравнению с локомотивами ВЛ80Р и 2ЭС4К в зависимости от различных условий эксплуатации [100, 101].

Для экономии расхода количества песка необходимо обеспечить его подачу непосредственно к месту взаимодействия колеса с рельсом, чтобы сократить неконтролируемые потери сдувания частиц песка при транспортировке от среза подсыпного рукава до поверхности рельса. Одним из таких способов является повышение скорости истечения песковоздушной смеси, например, за счет подвода дополнительного количества сжатого воздуха или с помощью применения сужающих насадков выходного сечения подсыпного рукава. Однако, как показали результаты исследований, уменьшение выходного сечения может быть причиной засорения и закупорки его частицами песка. Поэтому, согласно [24], диаметр выходного сечения должен быть не менее 18–20 мм, но при этом скорость истечения песковоздушной смеси должна быть более 30 м/с для реализации подачи песка устойчивой к сдуванию боковым ветром. Экспериментальные и теоретические исследования подтверждают данные рекомендации. По теории газодинамики течение песковоздушной смеси рассматривается как турбулентное истечение двухфазной затопленной струи из круглого насадка в спутном от скорости движения локомотива и поперечном под воздействием бокового ветра потоках [102], а по

классификации гетерогенных потоков по [103] относится к слабозапыленным течениям. Моделирование транспортировки частиц песка относится к задачам вычислительной гидрогазодинамики, позволяющим с достаточно высокой точностью определять основные параметры течения двухфазного потока при учете большого количества параметров потока. Однако из-за маленьких размеров частиц кварцевого песка относительно внутреннего сечения пескопровода и окружающей среды и невысокой объемной концентрации твердой фракции при моделировании движения двухфазного потока обычно пренебрегают влиянием частиц на воздушный поток, а также, принимая условие, что частицы при транспортировке не взаимодействуют друг с другом, при моделировании ограничиваются расчетом скоростей и траекторий для одиночных частиц с различным диаметром [24, 104, 105], что приводит к накоплению погрешности при вычислительном процессе. Так, например, учет сжимаемости воздуха при моделировании повышает точность расчета скорости движения частиц до 30 % [104].

По мере исследования систем пескоподдачи локомотивов была проведена унификация основных узлов и элементов, таких как форсунки песочницы, которые постоянно совершенствуются и по-прежнему разрабатываются новые конструкции. Также утверждены схемы и требования к расположению подсыпных рукавов относительно колеса и рельса в зависимости от типа подвижного состава и материала наконечника выходного сечения пескопровода, основные типы и размеры приведены в [106].

1.3. Классификация систем пескоподдачи подвижного состава рельсового транспорта

В настоящее время существует большое разнообразие исполнения как системы пескоподдачи в целом, так и множество решений по компоновке и конструкциям основных ее элементов, к которым относятся форсунки песочницы, электропневматические клапаны и воздухораспределители, песочные бункеры, концевые насадки подсыпных рукавов, пескопроводы и трубная арматура. Многие конструкции и их модификации внедрены и используются на подвижном составе,

некоторые решения и исполнения остались на уровне разработок и запатентованных изобретений, не найдя применения в эксплуатации. Несмотря на широкое разнообразие решений и конструкций элементов системы пескоподачи, при эксплуатации на подвижном составе по-прежнему фиксируются неисправности, способствующие снижению надежности работы системы. К характерным отказам, являющимся типичными для пескоподающих систем еще со времен локомотивов, работающих на паровой тяге, можно отнести следующие: частичное или полное засорение пескопроводящих труб, а также пневматических каналов и сопел во внутренней полости корпуса форсунки; комкование и слеживание увлажненного песка из-за негерметичности люков засыпных горловин бункеров; недостаточно высокая скорость истечения песковоздушной смеси из выходного сечения концевой насадки подсыпного рукава, что под действием бокового ветра является причиной существенного сдувания значительного количества частиц кварцевого песка при транспортировке в зону контакта колес с рельсами; сезонная регулировка форсунок песочниц на фиксированный расход количества песка, позволяющий учитывать лишь расположение колесных пар относительно направления движения поезда; саморазрегулируемость и, как следствие, повышенный неконтролируемый расход песка в пути следования из-за конструктивных особенностей узлов регулирования, обеспечивающих подачу необходимого количества песка из корпуса форсунки песочницы, изменения положения игольчатого винта, посредством которого имеется возможность дозировать количество песка, подаваемого из корпуса форсунки, путем перекрытия сечения конического отверстия, за счет пропускания меньшего или большего количества сжатого воздуха для захвата и транспортировки частиц песка под колеса локомотивов. Данные виды неисправностей значительно снижают надежность работы системы пескоподачи и ее эксплуатационные показатели как при неконтролируемой подаче избыточного количества песка, так и при недостаточной, что приводит к частичным или полным отказам системы.

Как указывалось выше, установлено, что величина коэффициента сцепления движущих колес локомотивов с рельсами зависит от различных эксплуатационных

факторов, которые в реальных условиях динамично меняются, а для повышения эффективности работы системы пескоподачи и более надежного повышения сцепления под колеса на поверхность рельсов для предотвращения избыточного проскальзывания необходимо подавать строго определенное, дозированное количество песка в непрерывном режиме. Для оценки существующих систем пескоподачи, с целью повышения надежности работы их узлов и агрегатов, возникла необходимость анализа пескоподающих систем локомотивов, так как в открытых источниках имеется довольно много разнообразных материалов от руководства по эксплуатации подвижного состава и патентов до научно-исследовательских работ. Путем обобщения информации постараемся классифицировать песочные системы по различным признакам (рисунок 1.7): по степени автоматизации управления; по способам регулирования расхода количества песка; по физическим принципам дозирования и транспортировки частиц песка; по конструкционным и функциональным особенностям основных элементов системы.

Согласно классификации на рисунке 1.7, основные режимы работы, на которые можно разделить системы пескоподачи локомотивов, – это непрерывный и импульсный. Импульсная подача песка на подвижном составе применяется как способ сокращения расхода и регулирования количества песка, подаваемого в зону сцепления колес с рельсами, учитывая фактические условия эксплуатации. Однако общепринято, что непрерывная подача является более эффективной, так как позволяет распределять песок на поверхности рельса равномерным слоем.

Еще одним из основных критериев работы систем пескоподачи при их классификации можно назвать отличие по способу регулирования расхода количества песка, подаваемого в зону сцепления колес с рельсами, – фиксированный и ступенчатый. Фиксированный расход песка системой пескоподачи на сегодняшний день наиболее распространен на подвижном составе рельсового транспорта. Данный режим реализуется с учетом сезонной настройки расхода песка форсунками песочницами на повышенный расход в осенне-зимний период, когда вероятность реализации низких значений сцепления возрастает, и на

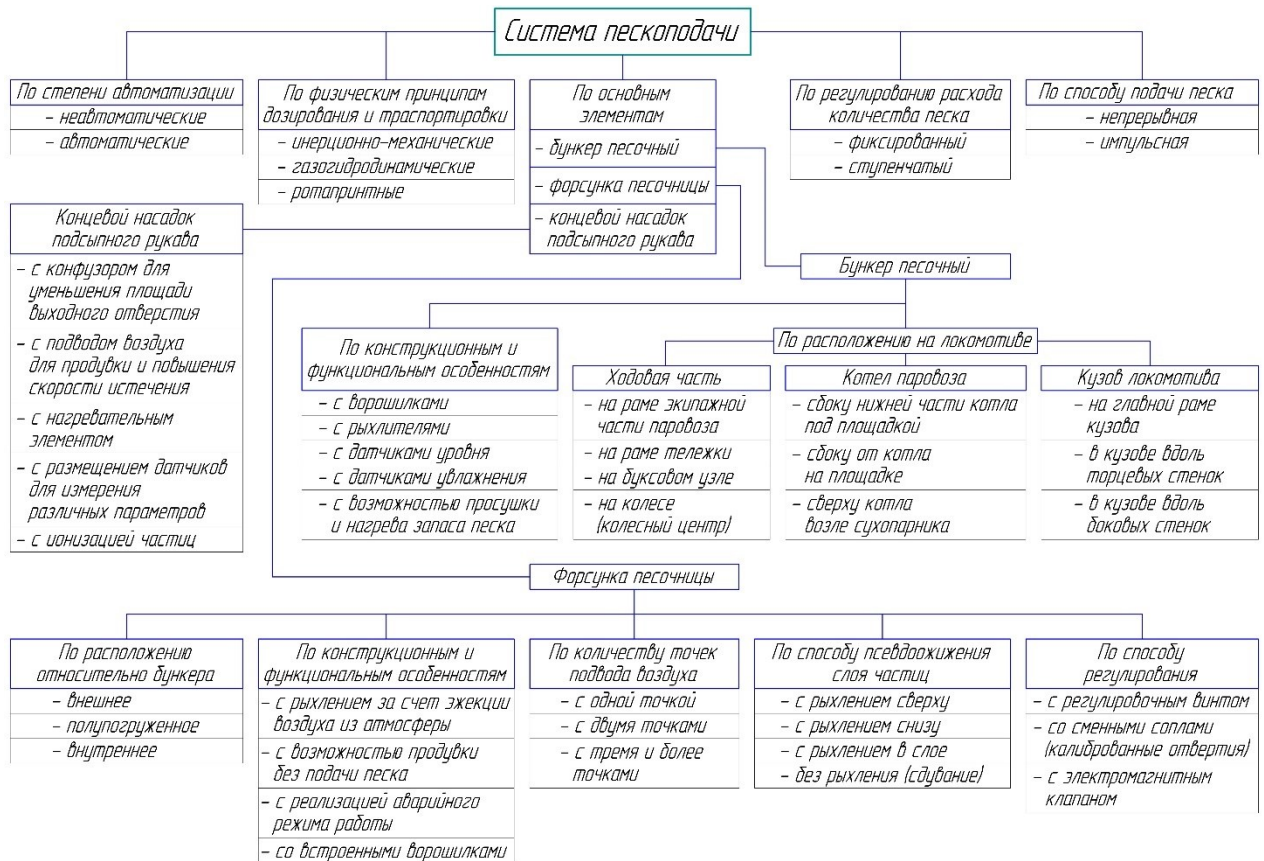


Рисунок 1.7 – Классификация систем пескоподачи рельсового транспорта

меньший в теплое время года. Фиксированная настройка форсунок песочниц учитывает лишь расположение колесных пар внутри секции локомотива, так как под первую по ходу движения колесную пару, находящуюся в наихудших условиях по сцеплению, рекомендуется подавать большее количество песка, чем под последующие. Ступенчатое регулирование расхода количества песка системой пескоподачи позволяет подавать разное количество песка с учетом таких параметров, как скорость движения локомотива или режимы торможения. Схема регулирования реализуется за счет подачи в корпус форсунки песочницы сжатого воздуха с различным давлением, обычно это от двух до трех фиксированных значений. Так, в системах типа Kova и Knorr-Bremse имеется возможность подачи различного давления с учетом скорости движения скоростных поездов в двух фиксированных режимах: до 140 км/ч и более [107]. В этих системах для увеличения расхода песка при движении состава выше 140 км/ч в корпус форсунки

подается сжатый воздух с повышенным давлением [108]. В пескоподающих системах SmartSander и Dual/Single Variable Rate Sander (DVRS/SVRS) при наборе скорости подают фиксированное количество песка, а при торможении реализуются три фиксированные ступени изменения давления сжатого воздуха для регулирования количества песка с учетом применяемых режима торможения и скорости движения [91, 109].

По режиму автоматизации управления системами подачи песка их можно разделить на автоматические и неавтоматические.

Автоматическая подача песка в струе сжатого воздуха реализуется на тяговом подвижном составе без участия локомотивной бригады по команде бортовых систем защиты от избыточного проскальзывания тяговых колес, когда данные системы обнаруживают боксование в режиме тяги и юза при торможении. Пескоподача в автоматическом режиме осуществляется под все первые по ходу движения колесные пары каждой тележки локомотива при штатном и экстренном торможении, когда скорость поезда снижается ниже 10 км/ч, подача песка прекращается.

Однако из опыта эксплуатации известно, что песок необходимо подавать заблаговременно, до наступления негативного процесса избыточного скольжения, для его предотвращения. Из-за того что автоматическая пескоподача реализуется при обнаружении бортовыми системами защиты уже наступивших процессов юза и боксования, на современных локомотивах в качестве дублирующей возможности предусмотрены подача песка ручным способом, обычно только под первую колесную пару каждой секции. Машинисту достаточно воздействовать на органы косвенного управления. В зависимости от конструктивных особенностей системы пескоподачи такими устройствами служат пневматическая запорная арматура – педаль песочницы или кнопка замыкания цепи электромагнитного клапана песочницы [110].

По физическим принципам дозирования и транспортировки частиц кварцевого песка в зону контакта колес с рельсами системы пескоподачи можно

классифицировать на инерционно-механические, газогидродинамические и ротапринтные.

Инерционно-механический способ в свою очередь можно разделить на ручной и дистанционный. Как уже описывалось выше, способы подсыпки песка вручную под колеса локомотива при помощи специальных приспособлений применялись на первых железных дорогах, когда отсутствовала дистанционная подача песка под колеса локомотивов. Дистанционный способ основан на подаче песка из кабины рельсового экипажа путем открытия заслонки для высыпания песка из бункера, расположенного непосредственного на тяговом составе, под действием силы тяжести – самотеком. Данные методы в настоящее время широко применяют на городском рельсовом транспорте. Существуют также технические решения по разбрасыванию песка из бункеров, расположенных в колесном центре, за счет центробежных сил инерции, однако они не используются [111].

Газогидродинамический (пневматический) – самый распространенный способ подвода частиц кварцевого песка в зону контакта колес с рельсами. В качестве несущей среды в первых паровозных системах при реализации этого способа использовался пар, который впоследствии заменили на сжатый воздух. Известны попытки транспортировки частиц песка на поверхность рельса в струе жидкостных растворов, но они не получили широкого применения [112].

Ротапринтный – работает за счет изнашивания под действием сил трения спрессованных в брикеты абразивных частиц повышенной твердости на основе кварцевого песка о поверхность бандажа, которые под действием сил адгезии, удерживаясь на его поверхности, попадают в зону контакта колес с рельсами. Модификаторы трения такого типа в настоящее время находятся на стадии исследований [21, 113].

Классифицировать по конструктивным особенностям узлы и агрегаты можно, рассмотрев основные элементы системы, такие как бункер песочный, форсунка песочницы и концевой насадок подсыпного рукава.

Песочные бункеры возможно подразделить по месту расположения на подвижном составе, а также по конструкционным и функциональным

особенностям. Так, бункеры обычно располагают в кузове и на элементах механической части локомотивов. На паровозах запас песка размещался на раме ходовой части, а также в различных местах относительно парового котла. Обычно над паровым котлом самостоятельно рядом или как часть обшивки корпуса сухопарника и сбоку от котла над или под смотровыми площадками [114]. Относительно ходовой части подвижного состава: на раме тележки на ее боковинах или концевых брусках; над буксовым узлом – седлообразная песочница; известен также вариант размещения песочниц в колесных центрах, из которых при открытии заслонки под действием центробежных сил частицы песка вылетали бы на поверхность рельса, однако данный способ размещения можно считать самостоятельной системой пескоподачи, запатентованной, но не имеющей применения [115]. В кузовах современного тягового подвижного состава песочные бункеры обычно размещают вдоль боковых или торцевых стенок, иногда песочницы крепят на главной раме кузова локомотивов.

В конструкционных и функциональных особенностях песочных бункеров можно выделить наличие систем разрыхления песка как пневматическим способом, подводом воздуха, так и механическим, за счет размещенных шнековых и лопаточных механизмов ворошилок внутри песочниц [116]. Также на современных локомотивах бункеры оборудуются различными типами датчиков уровня и увлажненности запаса песка [117]. Некоторые системы пескоподачи с возможностью пневматической продувки и рыхления слоя песка позволяют осуществлять просушку песка в бункерах за счет подвода предварительно нагретого воздуха в корпус песочницы. Такой способ просушки используется фирмами – разработчиками систем пескоподачи, такими как Kova и Knorr-Bremse [108]. Известен способ прогрева запаса песка в бункере посредством индуктивного нагревателя [118].

Подсыпной рукав представляет собой трубу металлическую или резиновую диаметром внутреннего сечения от 24 до 32 мм. Конструктивные отличия заключаются в наличии насадков различного назначения: с конфузуром для уменьшения площади сечения выходного отверстия; размещение датчиков и

измерительных системах различного назначения; подвод дополнительного количества сжатого воздуха для наддува пескотовоздушной струи; с нагревательным элементом для подвода тепла; с системой создания электрического заряда на поверхности частиц кварцевого песка и прочих [108, 119–121].

Форсунка песочницы имеет большое разнообразие конструкций и их модификаций, однако условно их можно подразделить на укрупненные группы: по расположению относительно бункера; по количеству точек подвода сжатого воздуха; по способу псевдооживления слоя частиц; по способу регулирования расхода; по конструкционным и функциональным особенностям.

По расположению корпуса форсунки песочницы относительно бункера можно разделить на три типа – с внешним и внутренним расположением, а также полупогруженным. С внешним расположением форсунки песочницы могут крепиться как непосредственно к бункеру, так и на некотором расстоянии через пескопровод для подвода песка самотеком под действием силы тяжести. С таким расположением реализуется большинство конструкций – Дж. Ваттерса (J. Watters), Г. Кристи (G.Christy), А. Борзига (A. Borsig), Дж. Хенлона (J. Henlon), Вилоко (Viloco), Дж. Грехема (J. Graham), В. Уайта (W. White), Ч. Кинга (Ch. King), Р. Лайта (R. Light), А. Чапелона (A. Chapelon), К. Кнорр (K. Knorr), Нью-Йорк (New-York), Краус-Маффи (Krauss-Maffei AG), Б. Брюстера (B. Brewster), Л. Порты (L. Port), Н.Н. Каменева, Ю. М. Лужнова, Ю. И. Осенина и других [4, 24, 78, 118, 122–137]. К форсункам с внутренним расположением можно отнести систему типа Брюггеманна (рисунок 1.8, *а*), которая полностью расположена в песочном бункере. Полупогруженная форсунка песочницы представляет собой конструкцию типа систем Kova и Knorr-Bremse (рисунок 1.8, *б*), в которых она крепится непосредственно к нижней части песочного бункера и некоторые ее элементы конструкции располагаются в корпусе бункера. В данном случае песочница и дозировочный модуль представляют единую конструкцию, где отсутствующую у форсунки песочницы внутреннюю полость для хранения слоя песка заменяет песочный бункер, в который погружены воздушные патрубки для рыхления и забора частиц песка [138].

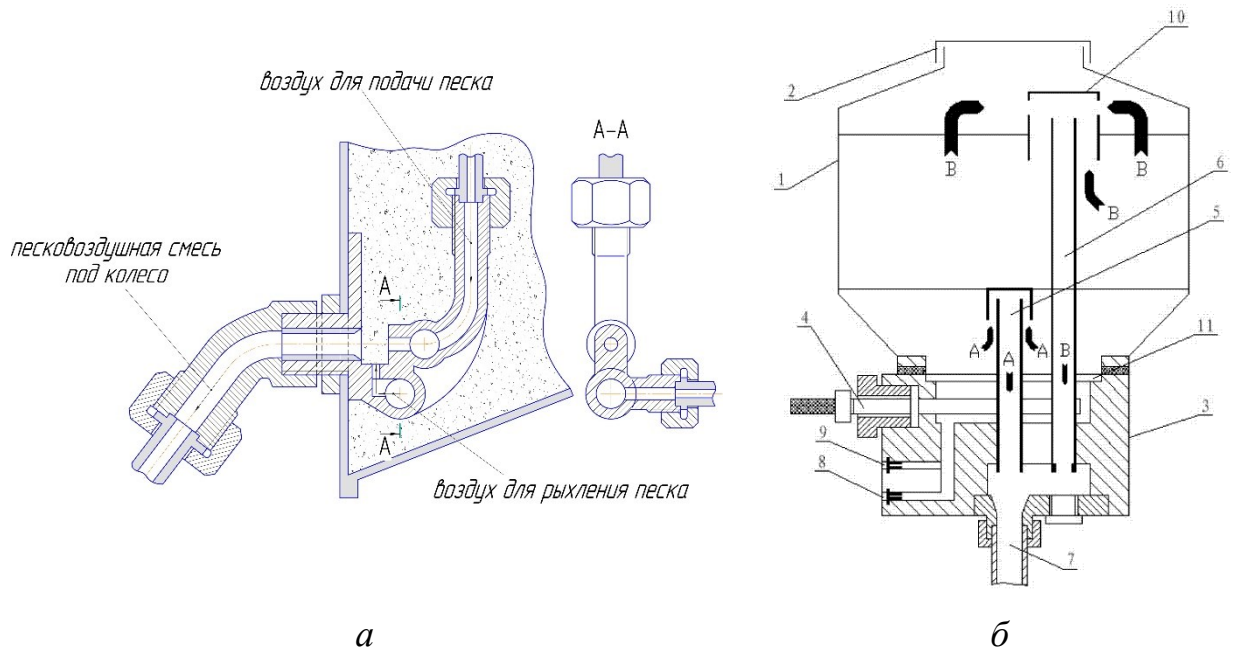


Рисунок 1.8 – Системы пескоподачи с погруженной (а) и полупогруженной (б) форсунками песочницы

По количеству точек подвода воздуха форсунки песочницы можно классифицировать на конструкции с одной и двумя, а также тремя и более точками. Наибольшее распространение получили конструкции с одной точкой подвода сжатого воздуха с последующим разделением воздушных потоков в корпусе форсунки для рыхления и транспортировки частиц песка [24, 125, 126, 129, 139–141]. Форсунки с двумя независимыми точками подвода менее распространены и, как правило, имеют одну точку подвода для рыхления, а вторую для транспортировки песковооздушной смеси в подсыпной рукав, они приведены в [123, 129, 133, 134]. Форсунки с тремя и более точками подвода сжатого воздуха используются как способ подачи воздуха с различной величиной давления для реализации возможности регулирования количества песка, например, от скорости движения поезда. К таким конструкциям можно отнести системы пескоподачи типа Knorr-Bremse, Kova, SmartSander или DVRS [91, 108, 109].

По способу регулирования количества песка, подаваемого из корпуса форсунки песочницы, возможно выделить три основных типа – со сменными соплами или калиброванными отверстиями, с регулировочным винтом и со

встроенным электромагнитным клапаном. Принцип регулирования расхода песка основан на изменении площади проходного сечения входного отверстия и количества сжатого воздуха при фиксированной величине давления. Такой способ получил наибольшее распространение, как описывалось выше, и применяется в форсунках с регулировочным винтом и сменными соплами. Форсунки песочницы со встроенным электромагнитным клапаном позволяют регулировать количество песка на основе импульсного управления притягиванием заслонки катушкой переменного магнита [78, 115, 137, 142].

В зависимости от реализации псевдооживления слоя частиц песка в корпусе форсунки их можно подразделить на четыре способа. Это рыхление зерен кварцевого песка сверху, снизу и без рыхления – сдувание без приведения слоя частиц во взвешенное (летучее) состояние. Также известны форсунки систем Ваттерса [123], представленные на рисунке 1.9, *а*, в которых псевдооживление происходило в толще слое песка с последующей транспортировкой из корпуса форсунки песочницы в подсыпной рукав. Как описывалось выше, рыхление верхнего слоя частиц получило наибольшее распространение на рельсовом транспорте, что подтверждается большим количеством конструкций форсунок песочниц. Рыхление снизу обычно осуществляется путем подачи сжатого воздуха через специальную плиту, что способствует лучшему перемешиванию частиц песка и более эффективному их псевдооживлению. Одна из первых конструкций такого типа, запатентованная и испытанная на отечественных железных дорогах, представлена на рисунке 1.9, *б* [134]. В форсунке песочницы типа Брюггеманна на рисунке 1.8, *а* также применяется рыхление снизу через штуцер с калиброванным отверстием. В настоящее время на скоростном и высокоскоростном подвижном составе применяются системы пескоподачи с рыхлением снизу через плитку, разработанные фирмами Kova и Knorr-Bremse [108], вариант конструкции представлен на рисунке 1.8, *б*. Форсунки песочницы без рыхления реализуют подачу песка фактически выдуванием частиц песка соплом, находящимся в толще слоя песка [126, 127].

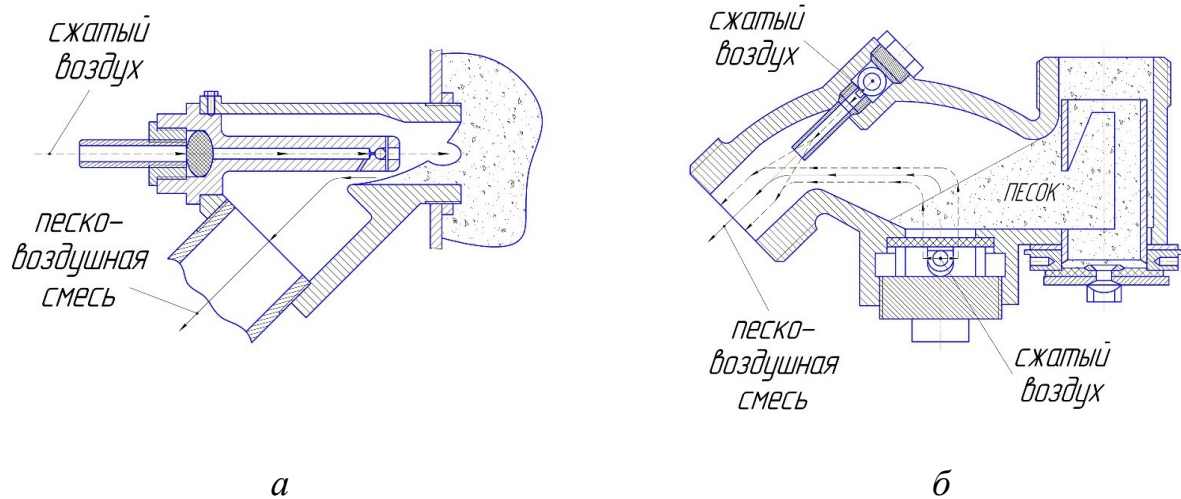


Рисунок 1.9 – Форсунки песочницы с рыхлением частиц песка в слое (а) и снизу (б)

По конструкционным и функциональным особенностям форсунки песочницы можно классифицировать на решения с рыхлением за счет инжекции воздуха из атмосферы, с возможностью продувки пескоподающих труб без подачи песка, с реализацией работы в аварийном режиме, а также со встроенными ворошилками. Эжекцию воздуха из атмосферы для рыхления песка применяют для экономии сжатого воздуха и стабилизации скорости истечения песковоздушной смеси. Данный способ использовался на первых паровых системах пескоподачи Грехема [143], а также нашел применение в современных форсунках песочницах для тягового подвижного состава различного назначения на американских железных дорогах типа Нью-Йорк [126]. Возможность продувки пескоподающих труб без подачи песка обычно реализуется в форсунках песочниц с отдельным питанием сжатым воздухом [134, 137, 138]. Реализация аварийного режима [78, 137, 144] и наличие встроенных ворошилок [145, 142], а также различные функциональные особенности существенно повышают эксплуатационную надежность пескоподающих систем рельсового транспорта.

Несмотря на все положительные свойства кварцевого песка, способствующие повышению сцепления колес с рельсами и предотвращению избыточного проскальзывания в режимах тяги и торможения, его избыточное количество без учета фактических условий эксплуатации и несвоевременная подача по факту наступления процесса боксования и юза приводят к интенсивному абразивному

износу поверхностей бандажа и рельса. Такое происходит из-за несовершенства систем предсказания и распознавания избыточного проскальзывания, а также низкой эксплуатационной надежности элементов пескоподачи локомотивов [146], что делает актуальной разработку мероприятий по модернизации и усовершенствованию таких систем [147].

Представленный анализ литературных источников и мировой практики опыта эксплуатации железных дорог, направленный на исследование способов улучшения эксплуатационной надежности устройств и методов повышения сцепления колес с рельсами в режимах тяги и торможения, указывает на два основных направления научного поиска:

– изучение образования сил сцепления в зоне пятна контакта при избыточном проскальзывании, а также механики взаимодействия колес локомотивов с рельсами в реальных условиях эксплуатации при загрязненных поверхностях дорожек катания дисперсными частицами при различном количестве влаги и нефтепродуктов;

– совершенствование методов, устройств и систем подвижного состава, направленных на реализацию более высоких показателей сцепления и стабилизацию их значений при реализации режимом тяги и торможения.

Одной из основных систем активного стабилизирующего влияния величины сцепления колес с рельсами является подача в зону контакта частиц кварцевого песка в струе сжатого воздуха. Как показано выше, улучшение сцепления определяют не только сопротивление частиц песка на срез и их механическая твердость, но также и реологические свойства его слоя как третьего тела между колесом и рельсом.

Подача количества песка на рельсы под колеса подвижного состава должна быть связана с динамично меняющимися фактическими условиями эксплуатации, определяющими режимы нагруженности работы локомотивов по сцеплению, с такими как погодные-климатические факторы, связанные с температурой окружающей среды и увлажненностью рельсов, скорость движения поезда и сложность плана и профиля пути, а также обязательно осуществляться непрерывно



Рисунок 1.10 – Структура исследований совершенствования пневматической системы пескоподачи локомотивов

при реализации регулирования как по времени, так и по количеству подаваемого песка на погонный метр железнодорожного пути со скоростью истечения песковоздушной смеси, устойчивой к сдуванию боковым ветром в

процессе транспортировки в зону контакта колес с рельсами. На рисунке 1.10 представлена структура исследований, направленных на модернизацию систем пескоподачи.

Мероприятия по совершенствованию системы пескоподачи должны улучшать эксплуатационные показатели и повышать надежность пескоподающих систем рельсового транспорта путем сокращения вероятности возникновения или полного устранения перечисленных выше неисправностей и отказов.

Как показывает анализ пескоподающих систем тягового подвижного состава, на сегодняшний день сохраняется актуальность в разработке совершенной песочной системы с возможностью реализации автоматической плавной регулировки непрерывной подачи количества частиц кварцевого песка в зону контакта колес локомотивов с рельсами при повышенной скорости истечения песковоздушной смеси более 30 м/с для увеличения и стабилизации величины коэффициента сцепления с учетом фактических условий эксплуатации.

1.4. Выводы по главе 1

1. На сегодняшний день выполнены теоретические и экспериментальные исследования в области взаимодействия движущих колес с рельсами и выявлены основные причины возникновения избыточного проскальзывания в режимах тяги и торможения, а также определены способы и методы, способствующие повышению и стабилизации величины сцепления при эксплуатации локомотивов.

2. Получены эмпирические и аналитические зависимости коэффициента трения в зоне контакта колес с рельсами от величины скорости относительного проскальзывания.

3. Установлены диапазоны значений изменения коэффициентов сцепления между колесом и рельсом в зависимости от чистоты поверхности рельса с применением подачи песка и без, что позволило выработать алгоритмы и принципы пескоподачи в эксплуатации, а также определить эффективность от ее применения.

4. Выявлены зависимости расхода необходимого количества песка на погонный метр рельсового пути от различных эксплуатационных факторов, и

установлено, что в режиме тяги рекомендуется подавать от 0,5 до 10 г/м, а при торможении, для обеспечения гарантированного замедления поезда, расход песка не должен превышать максимального количества в 2,25 г/м.

5. Впервые предложена классификация систем пескоподачи тягового подвижного состава на основе анализа конструкций и принципов действия пескоподающих систем локомотивов различного типа и назначения.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СИСТЕМ ПЕСКОПОДАЧИ ЛОКОМОТИВОВ

Механизм действия кварцевого песка в зоне контакта колеса и рельса как активатора трения до конца не выявлен. Существует несколько версий. Считается, что частицы кварцевого песка, обладающие значительной твердостью и высоким сопротивлением на срез, под действием нормальных сил в пятне контакта продавливают слои оксидных пленок загрязнения на поверхности рельса, выдавливают жидкие фазы из впадин микрополостей и создают новую поверхность с большей шероховатостью [4, 148]. Следующая версия утверждает, что после размола зерен песка колесом до размера мелкодисперсных частиц увеличение их удельной поверхности, как указывалось выше, способствует заполнению микронеровностей шероховатых поверхностей, тем самым увеличивая площадь фактического контакта с высокими механическими свойствами. Слой диспергированных частиц имеет плотную упаковку, способную проявлять структурно-реологические свойства, связывая и удерживая в пустотах определенный объем смазки или влаги. Образованное при этом третье тело между колесом и рельсом в зависимости от количества влаги может проявлять себя как твердое тело либо как паста, которая за счет коничности бандажа вытесняется из зоны контакта в сторону наружной грани головки рельса, тем самым очищая и осушая поверхность дорожки катания, способствуя повышению величины сцепления. Также слой пылеватых частиц кварцевого песка на поверхности рельса создает дополнительное сопротивление движению поезда до 20 % [148, 149], что позволяет сократить тормозной путь в режиме торможения.

Однако по-прежнему вызывает сомнение полнота механизма, объясняющего действие песка. Так, если предположить, что сопротивление на срез частиц песка, попавших в зону контакта и внедрившихся в поверхность трения колеса и рельса, определяет коэффициент сцепления между ними, остается непонятным факт уменьшения эффективности действия песка на сильно замасленных рельсах. Трудно согласиться также и с тем, что увеличение сцепления при подаче песка в

зону трения колеса с рельсом связано с создаваемой частицами песка дополнительной шероховатостью на поверхностях трущихся тел. Из теории трения известно, что на более шероховатых поверхностях трение бывает меньше, чем на более гладких поверхностях того же материала [150].

С целью определения значимых параметров пневматической системы пескоподачи локомотивов под характеристиками пневмопривода будем понимать следующие: скорость истечения потока воздуха и зерен песка из подсыпного рукава; схемы расположения подсыпного рукава относительно колес; угол наклона относительно плоскости поверхности катания рельса; расстояния выходного отверстия насадка от поверхностей бандажа колесной пары и головки рельса; размеры зерен кварцевого песка; массовый расход песка из корпуса форсунки.

К эксплуатационным факторам работы пневматического привода отнесем скорость спутного потока, который определяется скоростью движения локомотива, а также скорость поперечного потока – боковой ветер.

2.1. Оценка параметров распределения фракций частиц кварцевого песка пескоподающих систем локомотивов

Моделирование движения песка в системе пескоподачи, а также проведение вычислительных и натурных экспериментов, как показано в [151], предполагает наличие некоторого распределения размеров частиц. Представим методику определения параметров распределения диаметров зерен песка и их численных значений с использованием статистических методов [152].

В настоящий момент одной из самых популярных программ вычислительной гидрогазодинамики, которая позволяет моделировать движение частиц, является Ansys Fluent, поэтому считаем целесообразным воспользоваться алгоритмом распределения формы и размера зерен, совместимым с этой программой.

Распределение размеров частиц опишем с помощью выражения Росина – Раммлера (Rosin – Rammler):

$$Y_d = e^{-\left(\frac{d}{\bar{d}}\right)^n}, \quad (2.1)$$

где n – параметр распределения;

\bar{d} – константа, по смыслу представляющая собой средний диаметр частицы.

На железных дорогах различных стран и магистралях различного назначения используется кварцевый песок с наибольшим содержанием кварца и наименьшим содержанием вредных, особенно глинистых, примесей. На магистральных и промышленных железных дорогах применяется песок для песочниц локомотивов нормального качества (с содержанием кварца не менее 75 %, глины не более 3 %) и повышенного качества (с содержанием кварца не менее 90 %, глины не более 1 %). Кварцевый песок нормального и повышенного качества предназначен для использования на магистральных путях. Применение песка исключительно повышенного качества регламентировано в районах эксплуатации с большой степенью вероятности инееобразования и высокой влажностью. Песок нормального качества предназначен для использования на промышленных железных дорогах.

Содержание частиц песка различного качества по крупности для песочниц локомотивов регламентируется техническими требованиями [93] и представлено в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Содержание частиц кварцевого песка по крупности (по фракциям)

Качество песка	Нормальный размер сторон ячейки сита в свету, мм					Пылевидные частицы, % не более	
	2,0	1,0	0,5	0,2	0,1	Остаток в тазике*	Глинистая составляющая
Нормальное	Быть не должно	< 10 %	< 30 %	> 30 %	< 25 %	7,0	3,0
Повышенное	Быть не должно	< 10 %	< 30 %	> 35 %	< 25 %	4,0	1,0

Примечание: * – после просеивания через сито с ячейками 0,1 мм.

Определить параметры распределения (2.1) можно как минимум двумя методами. В первом случае используется графоаналитический метод, во втором – решается оптимизационная задача методом Левенберга – Марквардта (Levenberg – Marquardt) в пакете прикладных инженерных программ для решения технических задач матричными методами.

В обоих случаях требуется подготовить данные. На основании данных таблицы 2.1 строится ряд, показывающий содержание песка с частицами диаметром большим, чем заданный. Полученный результат представлен в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Содержание частиц кварцевого песка по крупности (кумулятивное представление)

Качество песка	Представление данных	Нормальный размер сторон ячейки сита в свету, мм				
		2,0	1,0	0,5	0,2	0,1
Нормальное	Стандартное представление, %	0	10	30	30	25
	Кумулятивное представление, %	0	10	40	70	95
Повышенное	Стандартное представление, %	0	10	30	35	25
	Кумулятивное представление, %	0	10	40	75	100

Величину \bar{d} определим как значение d , при котором $Y_d = e^{-1}$. Построим графики $Y_d = f(d)$, представленные на рисунке 2.1, и найдем искомое значение. Для построения графиков использовались полиномы Piecewise Cubic Hermite Interpolating Polynomial (кусочно-кубический интерполирующий полином Эрмита), что дало возможность в дальнейшем определить \bar{d} численно.

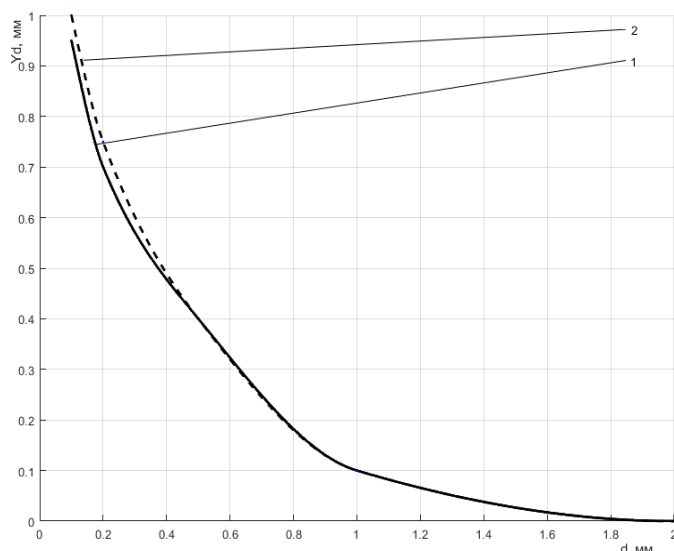


Рисунок 2.1 – Зависимость константы \bar{d} от диаметра частиц d (кумулятивное представление):

1 – нормальное качество песка, 2 – повышенное качество песка

Параметр n найдем из выражения $n = \frac{\ln(-\ln Y_d)}{\ln(d/\bar{d})}$, подставив полученное \bar{d} и имеющиеся значения d . Реализованная таким образом последовательность действий является графоаналитическим методом.

Вторая методика заключается в том, чтобы, используя Curve Fitting Toolbox пакета расширения MATLAB, задать выражение вида (2.1) и найти параметры \bar{d} и n . Сведем полученные результаты в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 – Коэффициенты распределения

Качество песка	Метод Levenberg – Marquardt		Графоаналитический метод	
	a	b	среднее	n
Нормальное	0,349	3,641	0,5417	1,31
Повышенное	0,3852	4,922	0,5596	1,2117

График выражения (2.1), полученный по методике Levenberg – Marquardt, показан на рисунке 2.2.

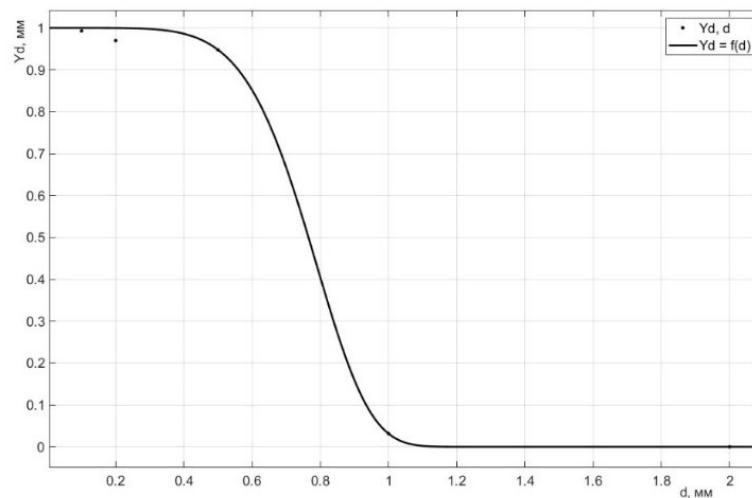


Рисунок 2.2 – График распределения размеров частиц

Очевидно, что песок, непосредственно используемый в системах пескоподачи, имеет свое уникальное распределение частиц по крупности. Поэтому представляется целесообразным провести экспериментальное определение качества песка.

Определение зернового состава производится по методике технических требований к песку для песочниц локомотивов и ГОСТ 8735-88 «Песок для строительных работ. Методы испытаний». Отбор проб производился непосредственно с локомотива в реальных условиях эксплуатации через отверстие в нижней части корпуса форсунок песочниц ОНЗ-64, которое служит для прочистки форсунок. Полученный песок высушивался в сушильном шкафу до постоянной массы. Из подготовленного песка отбиралась навеска массой 1000 г для определения зернового состава. Подготовленную навеску песка просеивали через набор поверенных сит внешним диаметром 300 мм, установленных на виброприводе просеивающего виброгрохота EFL 2000/1 (рисунок 2.3). Нормальный размер сторон ячейки сеток в свету равен 2,0; 1,0; 0,5; 0,25; 0,16 и 0,1 мм.

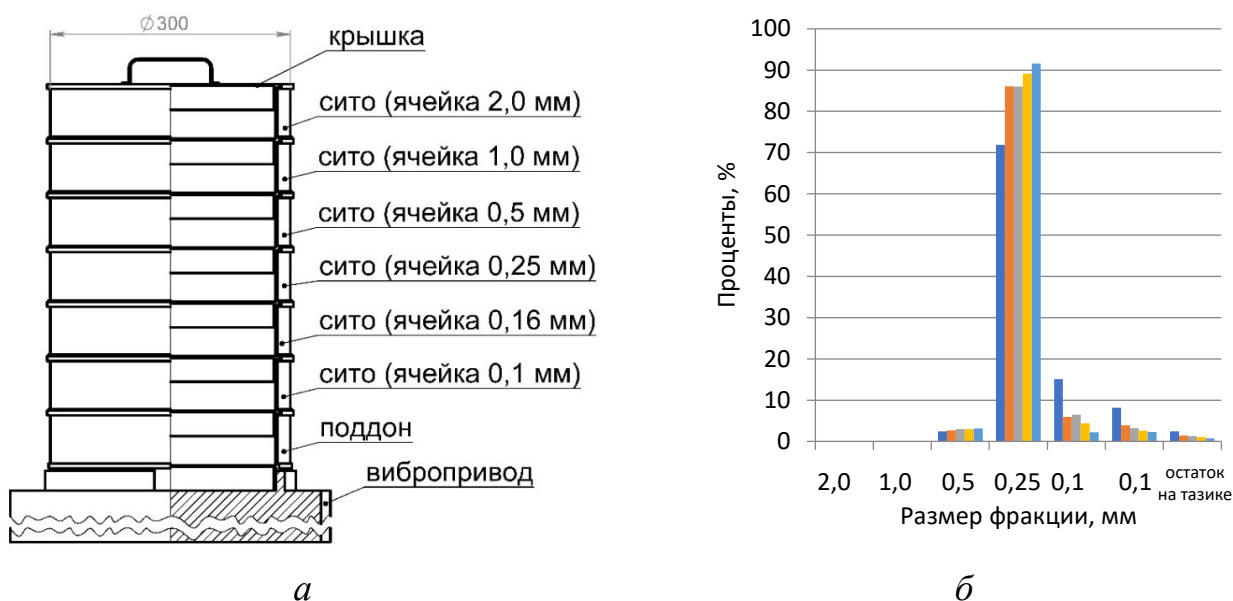


Рисунок 2.3 – Экспериментальное определение зернового состава песка:

a – схема установки для отсева песка на наборе сит с помощью вибропривода;

б – зерновой состав песка по фракциям в процентах

Рассев проводили в течение 15 минут. После просеивания набор сит осторожно разбирали, остатки на каждом из сит и в поддоне, служащем дном установки, высыпали на бумагу и тщательно прочищали дно и стенки сит мягкой

щетки. Каждый из остатков взвешивали с точностью до 0,1 г. В результате эксперимента получены следующие данные, которые представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Зерновой состав песка путем отсева

№ эксперимента	Единицы измерения	Нормальный размер сторон ячейки сита в свету, мм						Остаток на тазике	Всего
		2,0	1,0	0,5	0,25	0,16	0,1		
1	граммы	0	0	24,6	716,2	150,4	81,4	24,2	996,8
	%	0	0	2,47	71,85	15,09	8,16	2,43	100
2	граммы	0	0	27	858,8	59	39	14	997,8
	%	0	0	2,71	86,07	5,91	3,91	1,40	100
3	граммы	0	0	29,8	859,6	64,4	32,2	13	999
	%	0	0	2,98	86,05	6,45	3,22	1,30	100
4	граммы	0	0	29,6	891,4	43,4	25,6	10	1000
	%	0	0	2,96	89,14	4,34	2,56	1	100
5	граммы	0	0	31,4	915,4	22	23	7,2	999
	%	0	0	3,15	91,63	2,20	2,30	0,72	100

Для обработки данных воспользуемся изложенными выше методами. Построим таблицу 2.5, аналогичную по структуре таблице 2.2.

Таблица 2.5 – Содержание частиц кварцевого песка по крупности (кумулятивное представление)

№ эксперимента	Представление данных	Нормальный размер сторон ячейки сита в свету, мм						Остаток на тазике
		2,0	1,0	0,5	0,25	0,16	0,1	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Стандартное представление, %	0	0	2,47	71,85	15,09	8,16	2,43
	Кумулятивное представление, %	0	0	2,47	74,32	89,41	97,57	100
2	Стандартное представление, %	0	0	2,71	86,07	5,91	3,91	1,40
	Кумулятивное представление, %	0	0	2,71	88,78	94,69	98,60	100

Продолжение таблицы 2.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9
3	Стандартное представление, %	0	0	2,98	86,05	6,45	3,22	1,30
	Кумулятивное представление, %	0	0	2,98	89,03	95,48	98,70	100
4	Стандартное представление, %	0	0	2,96	89,14	4,34	2,56	1,00
	Кумулятивное представление, %	0	0	2,96	92,10	96,44	99,00	100
5	Стандартное представление, %	0	0	3,15	91,63	2,20	2,30	0,72
	Кумулятивное представление, %	0	0	3,15	94,78	96,98	99,28	100

Построим графики по данным таблицы 2.5 для определения \bar{d} и представим их на рисунке 2.4.

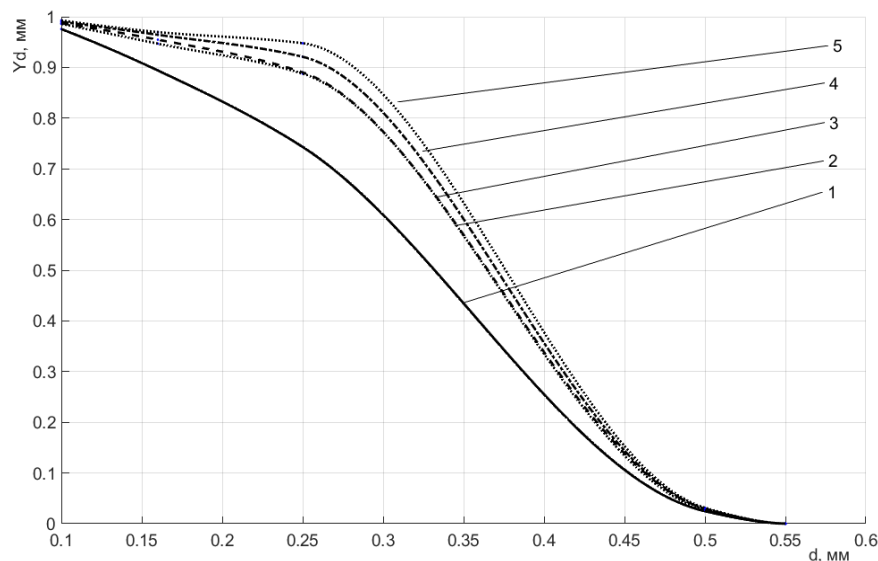


Рисунок 2.4 – Зависимость константы \bar{d} от диаметра частиц d

(кумулятивное представление):

1–5 – номер эксперимента

График распределения размеров зерен по экспериментальным данным показан на рисунке 2.5.

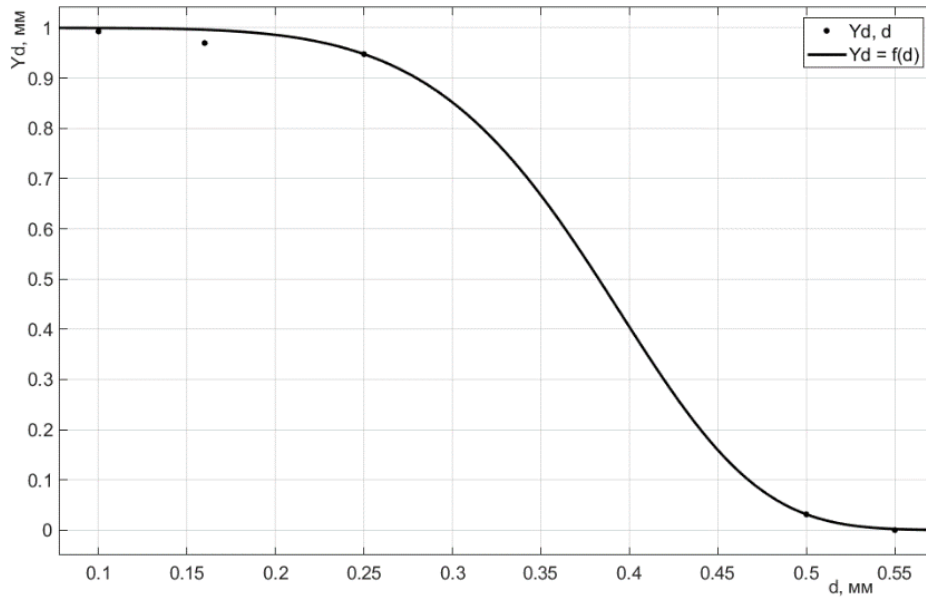


Рисунок 2.5 – График распределения размеров частиц по экспериментальным данным

Сведем полученные коэффициенты распределения в таблицу 2.6.

Таблица 2.6 – Коэффициенты распределения по экспериментальным данным

№ эксперимента	Метод Levenberg – Marquardt		Графоаналитический метод	
	\bar{d}	n	\bar{d}	n
1	0,3490	3,641	0,368193	3,2212
2	0,3852	4,922	0,392844	4,0953
3	0,3873	4,918	0,393548	4,1423
4	0,3964	5,419	0,397672	4,4631
5	0,4067	6,011	0,401951	4,7927

Таким образом, благодаря представленным подходам получены численные значения параметров распределения размеров зерен песка, которые возможно использовать в дальнейшем при моделировании как с использованием физических моделей, так и при вычислительных экспериментах.

2.2. Теоретическое исследование движения песковоздушной смеси в спутном потоке при горизонтальном расположении подсыпного рукава локомотива

Исследование движения песковоздушной струи в спутном потоке разобьем на два этапа. На первом рассмотрим движение песковоздушной смеси в спутном потоке при горизонтальном расположении подсыпного рукава без учета колеса локомотива. Такая постановка задачи позволит определить осевую скорость струи и концентрацию песка по длине рельса. На втором этапе учтем расположение колеса, угол наклона рукава и поперечный поток.

Распределение размеров частиц можно описать с помощью выражения Росина – Раммлера (Rosin – Rammler) (2.1) с параметрами, полученными в разделе 2.1.

В расчетах использовались параметры эксперимента № 2 (таблица 2.6). Для моделирования движения сплошной среды используется k - ε -модель турбулентности [153] с пристеночными функциями вида Enhanced Wall Treatment [154] пакета Fluent, турбулентная интенсивность равна 5 %.

Движение частиц песка описывается с помощью уравнений, представленных ниже [155].

Уравнение сил:

$$m_p \frac{d\vec{u}_p}{dt} = m_p \frac{\vec{u} - \vec{u}_p}{\tau_r} + m_p \frac{\vec{g} (\rho_p - \rho_f)}{\rho_p} + \vec{F},$$

где m_p – масса частицы;

\vec{u}_p – скорость частицы;

\vec{u} – скорость сплошной среды;

τ_r – время релаксации частицы;

ρ_p – плотность частицы;

ρ_f – плотность сплошной среды;

\vec{F} – силы, действующие на частицу.

Время релаксации частицы описывается формулой:

$$\tau_r = \frac{\rho_p \cdot d_p^2}{18 \cdot \mu} \cdot \frac{24}{C_d \cdot \text{Re}},$$

где μ – динамическая вязкость;

C_d – коэффициент аэродинамического сопротивления;

Re – относительное число Рейнольдса, определяется следующим образом:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot d_p |\vec{u} - \vec{u}_p|}{\mu}.$$

Уравнение моментов:

$$I_p \frac{d\vec{\omega}_p}{dt} = \frac{\rho_f}{2} \left(\frac{d_p}{2} \right)^5 C_\omega |\vec{\Omega}| \cdot \vec{\Omega} = \vec{T},$$

где I_p – момент инерции частицы;

$\vec{\omega}_p$ – угловая скорость частицы;

d_p – диаметр частицы;

C_ω – коэффициент аэродинамического сопротивления при вращении частицы;

\vec{T} – момент, приложенный к частице;

$\vec{\Omega}$ – угловая скорость частицы относительно сплошной среды, определяется следующим образом:

$$\vec{\Omega} = \frac{1}{2} \nabla \times \vec{u} - \vec{\omega}_p.$$

Момент инерции сферической частицы:

$$I_p = \frac{\pi}{60} \rho_p \cdot d_p^5.$$

Изменение импульса при взаимодействии частицы со сплошной средой:

$$F = \sum \left(\frac{18 \cdot \mu \cdot C_d \cdot \text{Re}}{\rho_p \cdot d_p^2 \cdot 24} (u_p - u) + F_o \right) \dot{m}_p \Delta t,$$

где Re – число Рейнольдса;

u_p – скорость частиц;

u – скорость сплошной среды;

\dot{m}_p – массовый расход частиц;

Δt – временной шаг;

F_o – дополнительные силы, действующие на частицу.

Изменение массы при взаимодействии частицы со сплошной средой (индекс ноль указывает на предыдущий шаг интегрирования)

$$M = \frac{\Delta m_p}{m_{p,0}} \dot{m}_{p,0}.$$

Коэффициент аэродинамического сопротивления согласно [156]:

$$C_d = a_1 + \frac{a_2}{Re} + \frac{a_3}{Re^2},$$

где a_1 , a_2 и a_3 – константы, определяются по [156].

Коэффициент аэродинамического сопротивления при вращении частицы согласно [157]:

$$C_\omega = \frac{6,45}{\sqrt{Re_\omega}} + \frac{32,1}{Re_\omega},$$

$$Re_\omega = \frac{\rho_f \cdot |\vec{\Omega}| \cdot d_p^2}{4 \cdot \mu}.$$

Подъемная сила Магнуса [158]

$$F_{RL} = \frac{1}{2} A_p C_\omega \rho_f \frac{|\vec{V}|}{|\vec{\Omega}|} (\vec{V} \times \vec{\Omega}),$$

где \vec{V} – скорость частицы относительно сплошной среды;

A_p – площадь проекции поверхности частицы.

Коэффициент C_ω при $Re < 2000$ [159]:

$$C_\omega = 0,45 + \left(\frac{Re_\omega}{Re} - 0,45 \right) \exp(-0,05684 \cdot Re_\omega^{0,4} \cdot Re^{0,3}).$$

Приведем расчетную область вместе с характерными решениями скорости потока и концентрации частиц на рисунке 2.6. Опишем граничные условия. Граничное условие на грани: А – «velocity inlet», соответствующее скорости движения локомотива, – спутный поток; грань В – «moving wall»; С – «moving

«wall», движущаяся стенка со скоростью локомотива; D – «velocity inlet» – скорость потока воздуха из подсыпного рукава; F – «wall» – стенка подсыпного рукава.

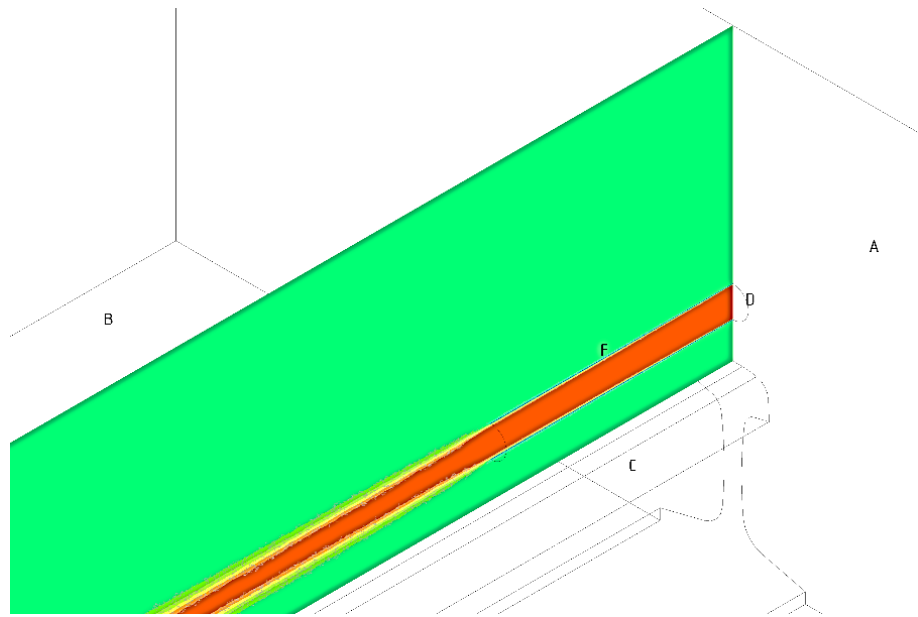


Рисунок 2.6 – Фрагмент расчетной области и граничные условия

Расчет проводился в интервале скоростей движения локомотива 5–30 м/с и скорости истечения воздуха 10–60 м/с. Расход песка во всех случаях составлял 25 г/с, что соответствует максимальному для подвижного состава на электрической тяге.

При отображении результатов воспользуемся обозначениями, принятыми в [102]. Скорость локомотива и спутного потока – u_n , осевая скорость струи – u_m , значение скорости на оси начального сечения струи – u_{0m} , тогда можно ввести следующие параметры:

$$m = \frac{u_n}{u_{0m}},$$

$$\Delta \bar{u}_m = \frac{u_m - u_n}{u_{0m} - u_n}.$$

Безразмерная координата вдоль оси струи при радиусе поперечного сечения подсыпного рукава

$$r - \bar{x} = \frac{x}{r}.$$

Ограничимся представлением результатов для скоростей истечения песковоздушной смеси 10 и 60 м/с, – этого достаточно, чтобы выявить основные особенности, необходимые в нашем случае (рисунок 2.7).

Интересной особенностью полученных результатов является то, что при $u_m = 10$ (рисунок 2.7, а) наблюдается отклонение формы кривой осевой скорости от приведенных в [102]. Этот факт можно объяснить неравномерностью начального профиля скорости и взаимодействием частиц с потоком. С увеличением скорости истечения профили приближаются к теоретическим, что отражено на рисунке 2.7, б.

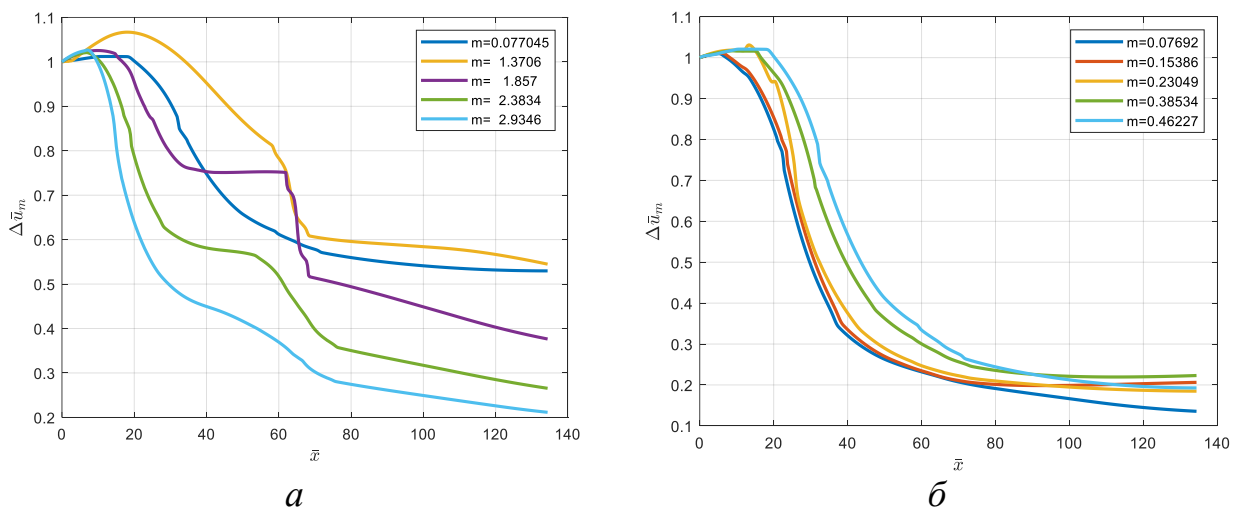


Рисунок 2.7 – Результаты расчета движения песковоздушной смеси:
для $u_m = 10$ (а) и 60 м/с (б)

В результате расчетов получены концентрации песка на рельсе, что позволило определить начало участка с песком в зависимости от скорости локомотива и скорости истечения (рисунок 2.8, а), также определена длина участка с песком (рисунок 2.8, б).

Как следует из графиков, даже на довольно малых скоростях зерна песка падают на расстояния, значительно превышающие $20r$, что вполне достаточно, чтобы преодолеть дистанцию от подсыпного рукава до зоны контакта колеса с рельсом. Длина участка с песком на рисунке 2.8 зависит от скорости движения

локомотива, однако установлено, что большая часть песка остается на поверхности контакта рельса.

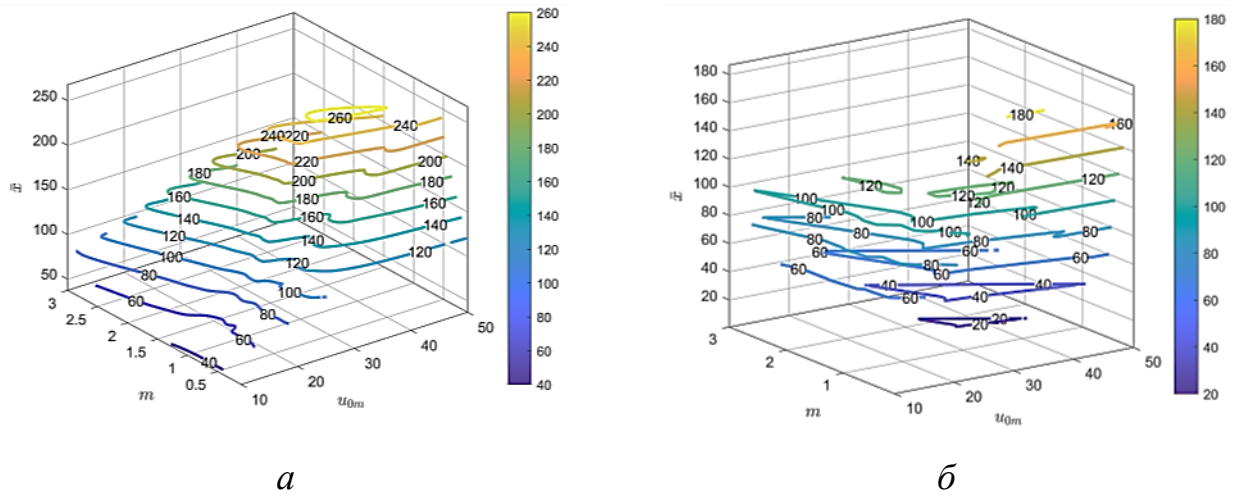


Рисунок 2.8 – Положение частиц песка на поверхности рельса:

а – координаты начала участка; *б* – длина участка

Полученные результаты указывают на то, что в случае отсутствия поперечного потока выходные параметры привода вполне удовлетворяют условиям эксплуатации и не требуется принимать дополнительных мер по увеличению скорости истечения песковоздушной смеси.

2.3. Теоретические исследования и математическое моделирование систем пескоподачи локомотивов с различными формами сечений и пространственной ориентацией подсыпных рукавов на характер истечения песковоздушной смеси в спутном потоке

Анализ инструкций и технических регламентов для подвижного состава различного типа и назначения позволил определить допустимые величины интервалов расстояний, задающих ориентацию песочного рукава относительно колес локомотива и поверхности рельса. основополагающим фактором является требование, не допускающее соприкосновения элементов и частей пневматического привода трубы подсыпного рукава с поверхностями бандажей колесных пар и рельсов. Установленные расстояния от поверхности головки рельса по дорожке

катания и обода колеса по оси круга катания представлены в таблице Б.1 приложения Б.

Общее требование для всех типов подвижного состава: концы рукавов песочных труб (наконечники) должны быть направлены в точку касания колеса с рельсом, а продольная ось наконечника должна лежать по оси круга катания бандажа.

По представленным в таблице Б.1 приложения Б значениям можно определить усредненные расстояния для различного типа подвижного состава. Так, для тепловозов расстояния от ближайшей точки песочного рукава по кратчайшей линии до головки рельса занимают диапазон 45–65 мм, а до поверхности катания колеса – от 15 до 40 мм или наименьшее расстояние без касания бандажа. Для электровозов оговорены различные диапазоны в зависимости от материала наконечника или трубы пневмопривода рукава. На электровозах для наконечников или труб из резины – в среднем 25 и 15 мм, а из металла – 50 и 35 мм соответственно для приведенных выше расстояний до поверхности рельса и бандажа с допустимой погрешностью 5 мм.

При анализе технических требований по расположению подсыпного рукава было определено, что в зависимости от конструктивных особенностей различных типов подвижного состава можно выделить характерные для тепловозов и электровозов, а также комбинированную схемы расположения концевых песочных труб с различными формами выходного сечения, представленные на рисунке 2.9. В «тепловозной» схеме (рисунок 2.9, б) плоскость среза резинотканевого наконечника должна быть параллельна поверхности рельса и с ориентацией трубы рукава под углом 30 и 15 градусов для локомотивов с челюстными буксами и бесчелюстными соответственно. Комбинированное расположение характерно как для тепловозов, так и для электровозов с расположением рукава под углом 30, 15 градусов и параллельно рельсу, то есть плоскость среза выходного сечения перпендикулярна оси истечения песковоздушной смеси (рисунок 2.9, в). «Электровозная» схема имеет те же углы ориентации, что и комбинированная,

отличаясь лишь тем, что имеет наконечник или резиновый рукав со срезанным рабочим краем под углом в 45 градусов к оси подсыпного рукава (рисунок 2.9, *а*).

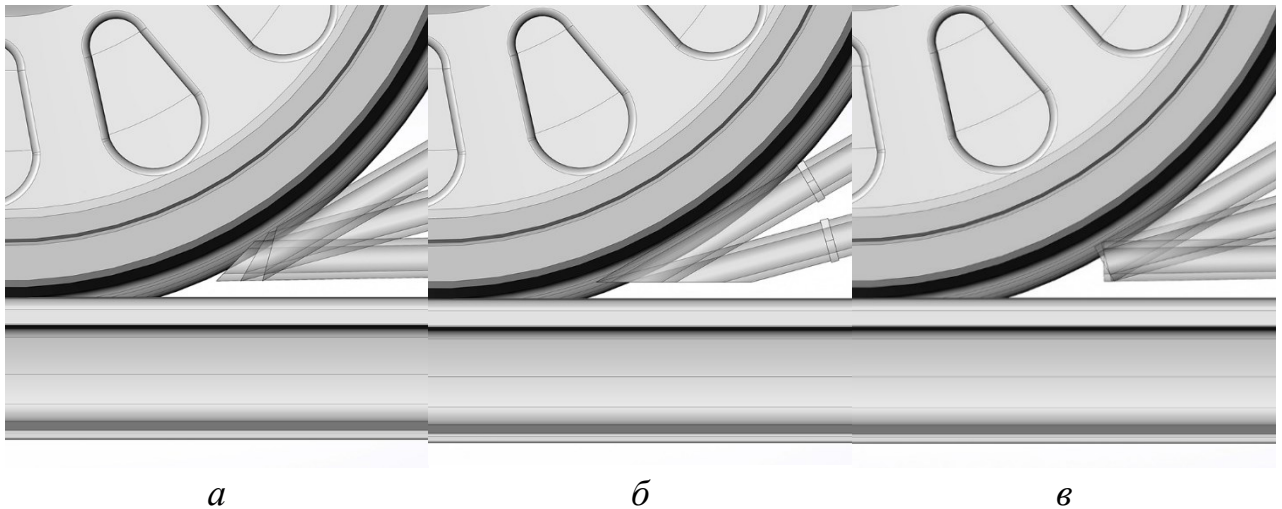
*а**б**в*

Рисунок 2.9 – Схемы расположения подсыпного рукава:

а – «электровозная»; *б* – «тепловозная»; *в* – комбинированная

Разнообразие схем расположения подсыпного рукава диктуется как конструктивными особенностями механической части локомотивов и невозможностью использования иной схемы (например тепловозы с челюстными буксами), так и стремлением разместить выходное сечение наконечника как можно ближе к зоне контакта колеса с рельсом, минимизируя расстояние, когда частицы песка находятся в свободной затопленной воздушной струе, то есть транспортируются от среза выходной трубы системы пескоподачи до поверхности рельса. Из опыта эксплуатации и литературных источников известно, что данное расстояние составляет в среднем от 300 до 400 мм. Стремление к сокращению величины указанного расстояния и уменьшению времени полета частиц обусловлено низкой скоростью истечения песковоздушной смеси в существующих конструкциях и, как следствие, ее малой устойчивостью к сдуванию при воздействии бокового ветра с последующим выдуванием значительного количества частиц кварцевого песка еще на подлете к дорожке катания на поверхности рельса. С помощью построенных трехмерных компьютерных моделей и представленных на рисунке 2.9 схем удалось определить расстояния от точки,

расположенной на пересечении осевой линии рукава и плоскости его выходного сечения, до места пересечения вертикальной оси колеса локомотива с поверхностью рельса в соответствии с размером для справок со звездочкой, проставленным на рисунке 2.10 и равным 312,06 мм. Представленный размер соответствует комбинированной схеме ориентации подсыпного рукава, расположенного параллельно поверхности головки рельса согласно таблице 2.7. В таблице 2.7 также указаны все найденные расстояния в ходе построения трехмерных компьютерных моделей подсыпного рукава пневматического привода системы пескоподачи, причем расстояния от поверхностей бандажа колесной пары и поверхности рельса для всех вариантов схем одинаковы и соответствуют минимально допустимым, согласно таблице Б.1 приложения Б, и равным 15 и 20 мм.

Таблица 2.7 – Расстояния от точки на пересечении осевой линии рукава и плоскости его выходного сечения до места пересечения вертикальной оси колеса локомотива с поверхностью рельса

Схема расположения подсыпного рукава	Форма выходного сечения подсыпного рукава	Угол α , градусы	L , мм
Комбинированная	Плоскость среза перпендикулярна продольной оси рукава	0	312,06
		15	315,53
		30	312,80
«Электровозная»	Срезанный рабочий край под 45 градусов к оси рукава	0	288,57
		15	312,64
		30	332,01
«Тепловозная»	Плоскость среза параллельна рельсу	15	301,10
		30	254,51

Примечание: α – угол между осью подсыпного рукава и головкой рельса;

L – расстояние от осевой линии на срезе выходного сечения подсыпного рукава до точки пересечения осевой линии колеса и поверхности рельса

По данным, представленным в таблице 2.7, можно определить, что в комбинированной и «электровозной» схемах рукава, расположенные параллельно

головке рельса, имеют минимальные расстояния до точки пересечения вертикальной оси колеса локомотива с поверхностью рельса и равны 312,06 и 288,57 мм соответственно. В «тепловозной» схеме расположения подсыпного рукава расстояния также имеют минимальные значения, равные 301,10 и 254,51мм при 15 и 30 градусах угла наклона относительно поверхности рельса.

На рисунке 2.10 показана обобщенная расчетная схема для моделирования истечения песковоздушной смеси.

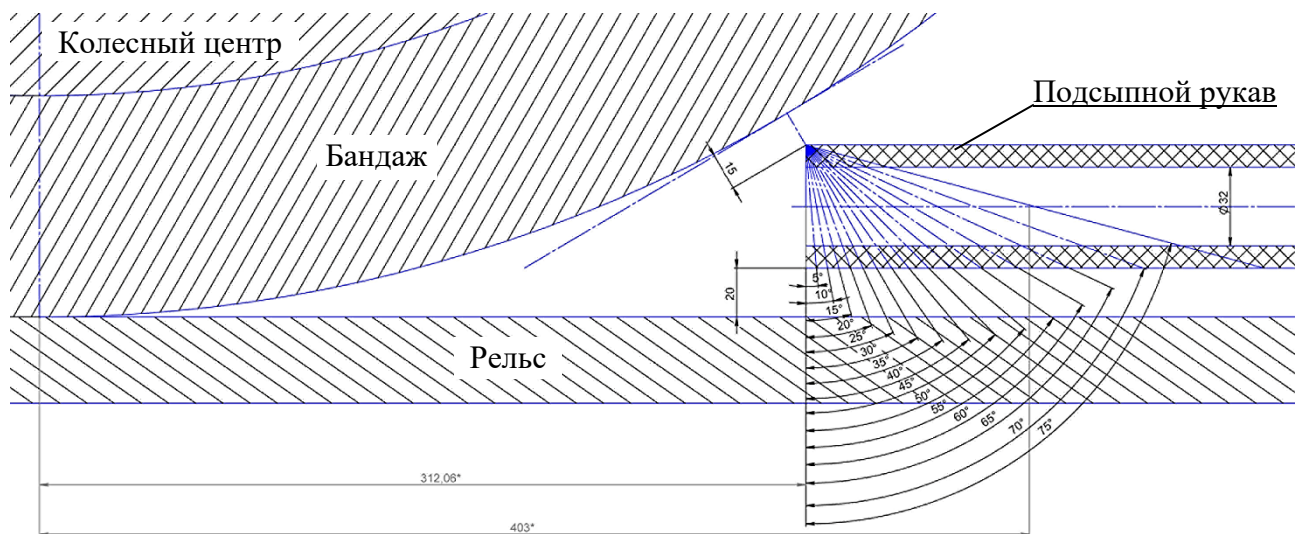


Рисунок 2.10 – Расчетная схема для моделирования истечения песковоздушной смеси

Течение газа предполагается турбулентным, возможно взаимное влияние движения зерен песка и потока. Содержание частиц песка для песочниц локомотивов различного по крупности качества регламентируется техническими требованиями и моделируется распределением согласно разделу 2.1.

Для моделирования движения сплошной среды используется k - ε -модель турбулентности [153] с пристеночными функциями вида Enhanced Wall Treatment [154] пакета Fluent.

Воспользуемся методом Rosin – Rammler Diameter Distribution expression для описания размеров зерен песка – выражение (2.1) (см. раздел 2.1).

В модели Fluent использованы следующие параметры для моделирования песковоздушной смеси: массовый расход частиц (Total flow rate) 0,025 кг/с; диаметры частиц песка – минимальный (min. diameter) 0,0001 м, максимальный (max. Diameter) 0,002 м и средний (mean diameter) 0,0003842 м; параметр распределения (spread parameter) 4,768.

Движение частиц песка описывается с помощью уравнений, представленных в [155]. Коэффициент аэродинамического сопротивления принимается согласно [156]. Коэффициент аэродинамического сопротивления при вращении частицы – согласно [157]. Подъемная сила Магнуса – [160].

Приведем расчетную область вместе с характерными решениями скорости потока и концентрацией частиц на рисунке 2.11. Опишем граничные условия на гранях: грань А – «wall» – поверхность подсыпного рукава; В – «velocity inlet» – скорость потока воздуха из подсыпного рукава; С – расчетная область «symmetry» и D – «wall» – плоскости, ограничивающие расчетную область.

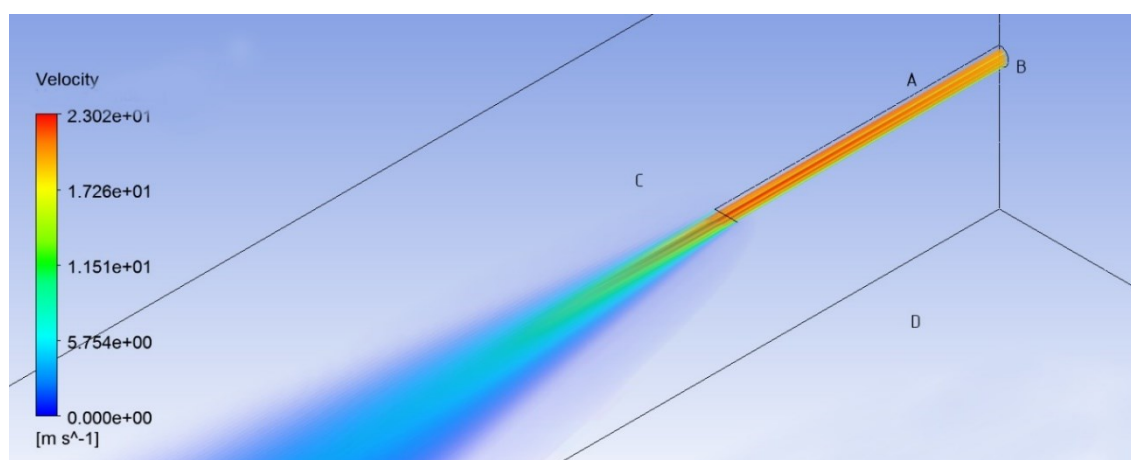


Рисунок 2.11 – Расчетная область

Для реализации вариантов исполнения форм выходного сечения в решаемой задаче применялась комбинированная схема расположения подсыпного рукава, расположенного параллельно поверхности рельса с изменением угла среза рабочего края выходного отверстия от 0 до 75 градусов с шагом 5 градусов, что формирует тепловозный рукав с углом ориентации в 15 градусов, только без переориентации в

пространстве, как показано на рисунке 2.11. Следующие параметры являлись граничными и начальными условиями в представленной задаче:

- фиксированное расположение подсыпного рукава в пространстве согласно представленной на рисунке 2.11 схеме;
- диаметр внутреннего сечения резиновой трубы 32 мм с толщиной стенок 9 мм;
- скорость истечения песковоздушной струи на срезе выходного сечения 10 м/с;
- диаметр частиц сферической формы 0,2 мм;
- физические свойства частиц соответствуют значениям кварцевого песка:
- плотность 2600 кг/м^3 , модуль Юнга $7,3 \cdot 10^{10} \text{ Па}$, коэффициент Пуассона 0,17;
- массовый расход песка 0,025 кг/с.

При проведении вычислительного эксперимента по истечению песковоздушной смеси и анализа дальности вылета частиц кварцевого песка для моделирования истечения свободной затопленной струи без препятствий в невозмущенную среду без внешнего воздействия влияние колеса локомотива не учитывалось. Расчетная сетка для моделирования описанной задачи в среде проектирования газодинамических процессов ANSYS Fluent приведена на рисунке 2.12.

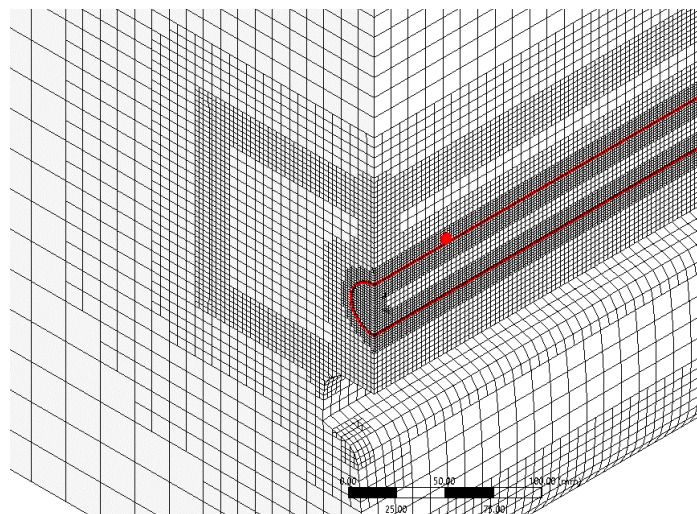


Рисунок 2.12 – Расчетная сетка для моделирования истечения песковоздушной смеси

Расчет производился последовательным вычислением параметров песковоздушной струи двумя вариантами расчетных методов, с учетом и без учета влияния на воздушный поток свободной затопленной струи с находящимися в ней частицами кварцевого песка, для 16 вариантов конструкций подсыпного рукава с различными углами среза рабочего края выходного отверстия. Завершением расчета итераций стационарной задачи являлся момент взаимодействия каждой частицы с поверхностью головки рельса. После обработки массива полученных данных были построены графики зависимости изменения скорости частиц песка сферической формы от расстояния вылета песчинок из выходного сечения песочного рукава. Данные траектории частиц представлены на рисунках 2.13 и 2.14.

На рисунках 2.13 и 2.14 представлены траектории движения сферических зерен кварцевого песка в свободной затопленной струе с учетом (см. рисунок 2.14) и без учета влияния частиц (см. рисунок 2.13) на воздушный поток. На графиках показаны зависимости изменения скорости частиц песка сферической формы от расстояния вылета песчинок из песочного рукава для двух форм его выходного сечения: когда плоскость среза выходного сечения перпендикулярна к плоскости рельса (*а*) и когда плоскость среза выходного сечения с углом 15 градусов к плоскости рельса (*б*). Данные варианты конструкции являются наиболее информативными для анализа влияния форм выходного сечения подсыпного рукава пневматического привода системы пескоподачи на эффективность транспортировки песковоздушной смеси в зону контакта колеса с рельсом.

Результаты моделирования для начальных скоростей истечения u_{0m} 5, 10, 30 м/с и углов среза выходного сечения подсыпного рукава 0° слева и 45° справа показаны на рисунках 2.15–2.20. На рисунках 2.15–2.17 построены скорости частиц по оси ординат и длина траектории частиц – ось абсцисс.

Анализ полученных данных выполнен с помощью «boxplot»-диаграмм (рисунки 2.18–2.20). На представленных «boxplot»-диаграммах центральные метки указывают на уровень медиан, а верхние и нижние границы прямоугольников – 25 и 75 процентов выборки соответственно. Горизонтальные черточки на краях выступающих из прямоугольников «усов» обозначают максимальное и

минимальное значения данных, без учета выбросов. Аномалии в виде выбросов строятся по индивидуальным значениям в виде символа «+».

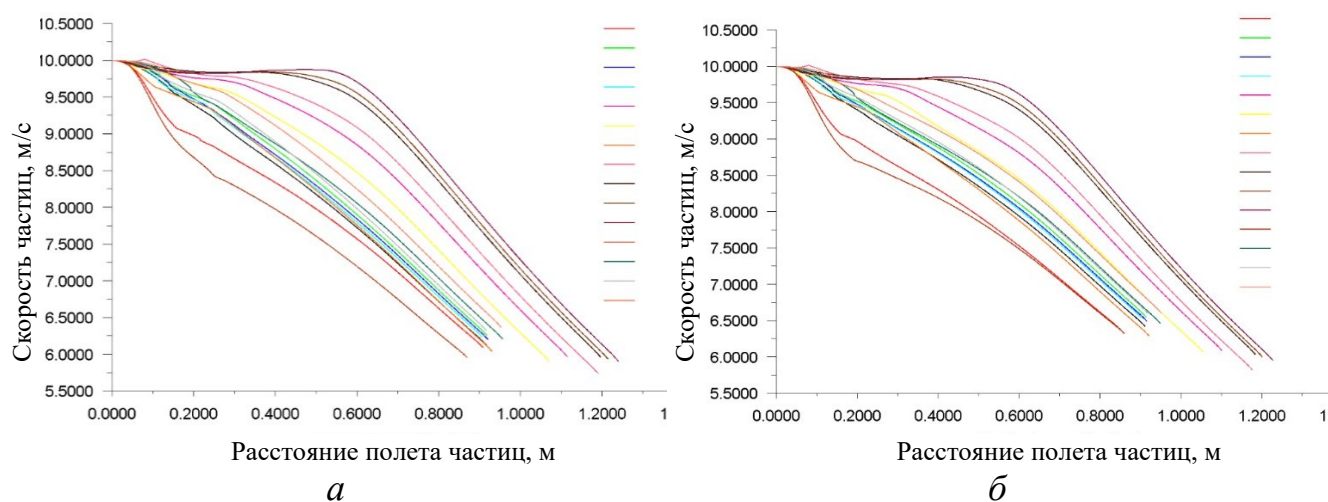


Рисунок 2.13 – Траектории движения частиц от выходного сечения подсыпного рукава до поверхности рельса (без учета влияния частиц на воздушный поток):

а – плоскость среза выходного сечения перпендикулярна к плоскости рельса;

б – плоскость среза выходного сечения с углом 15 градусов к плоскости рельса

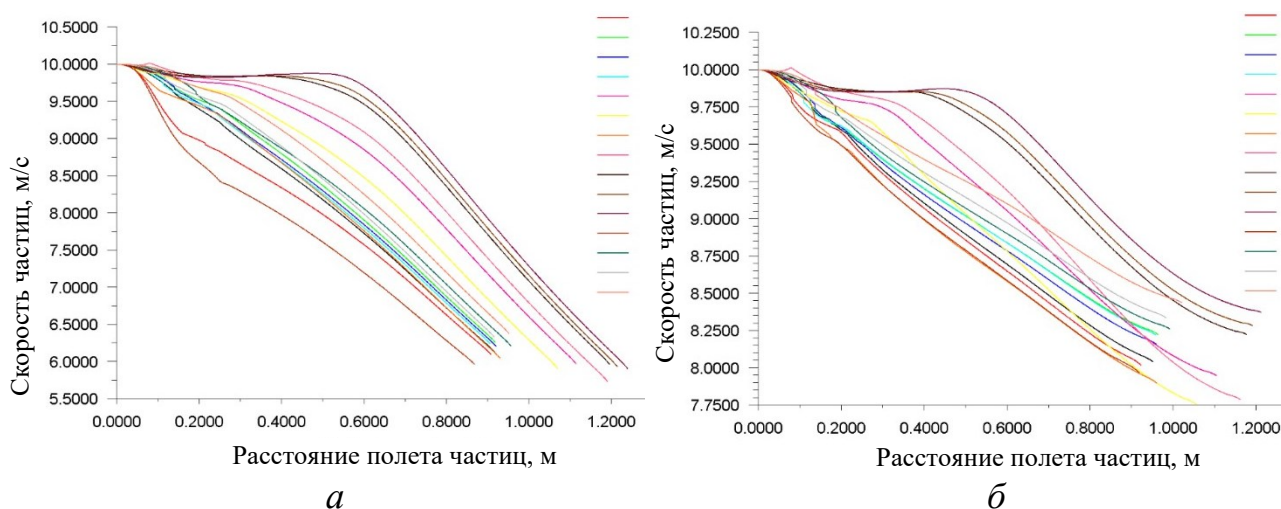


Рисунок 2.14 – Траектории движения частиц от выходного сечения подсыпного рукава до поверхности рельса (с учетом влияния частиц на воздушный поток)

а – плоскость среза выходного сечения перпендикулярна к плоскости рельса;

б – плоскость среза выходного сечения с углом 15 градусов к плоскости рельса

Из полученных результатов можно сделать вывод, что сферические частицы диаметром 0,2 мм с начальной скоростью 10 м/с вылетают на расстояние от 900 мм

до 1300 мм. Конечная скорость частиц в момент контактирования с поверхностью рельса находится в диапазоне от 5 до 6 м/с.

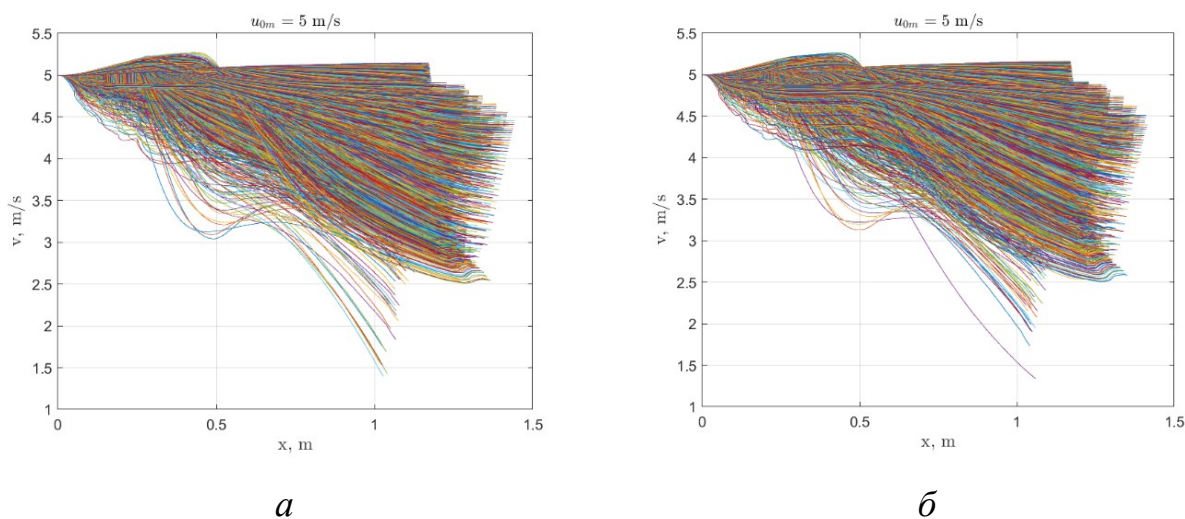


Рисунок 2.15 – Скорости частиц для начальной скорости истечения 5 м/с

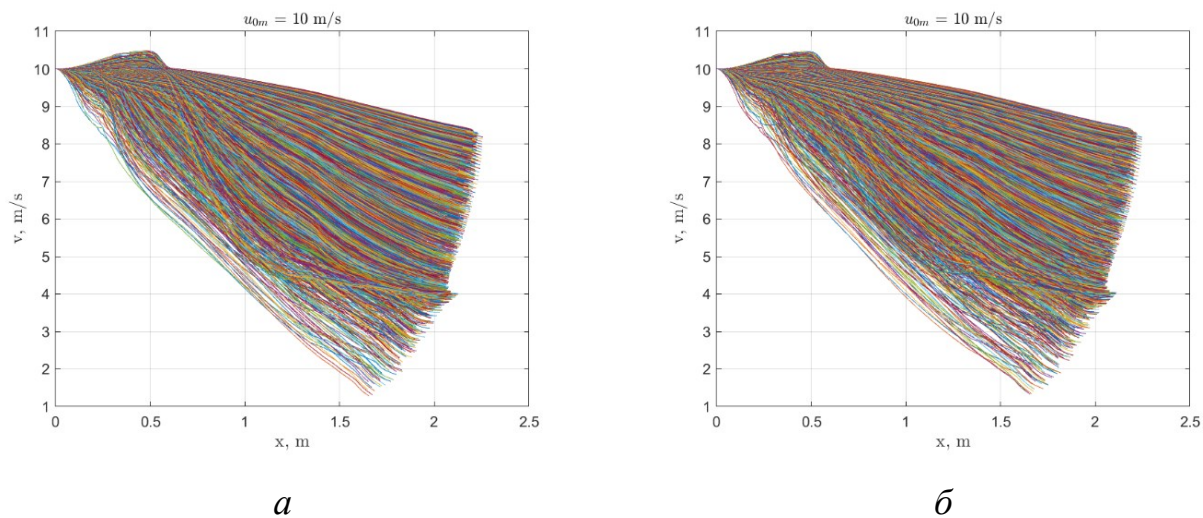


Рисунок 2.16 – Скорости частиц для начальной скорости истечения 10 м/с

Необходимо отметить также, что модель, учитывающая взаимодействие частиц с воздушным потоком, показала увеличение конечной скорости песчинок (см. рисунок 2.14, б) на 30 % по сравнению со значениями скоростей, рассчитанных с помощью модели без учета влияния частиц (см. рисунок 2.13, б),

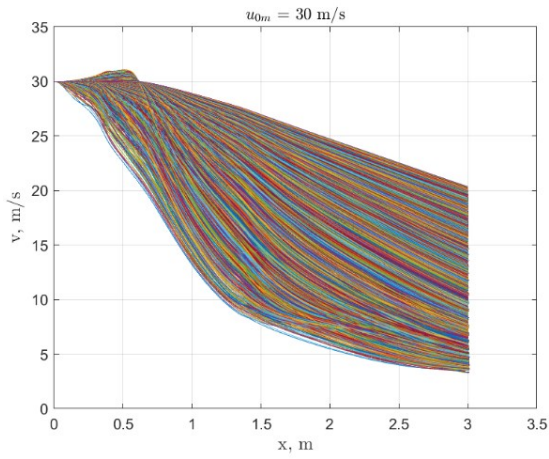
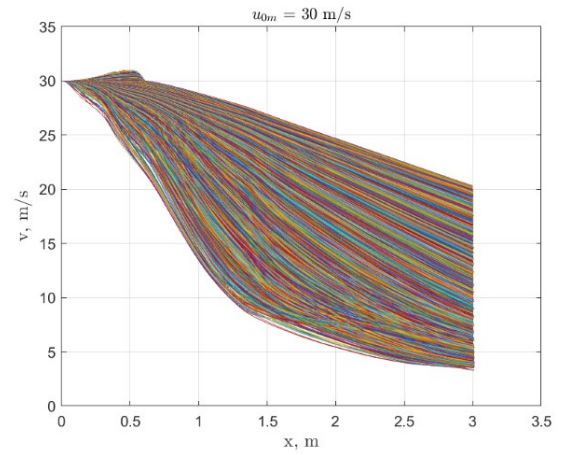
*a**б*

Рисунок 2.17 – Скорости частиц для начальной скорости истечения 30 м/с

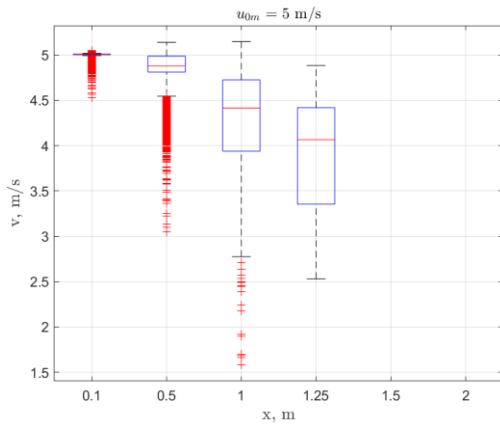
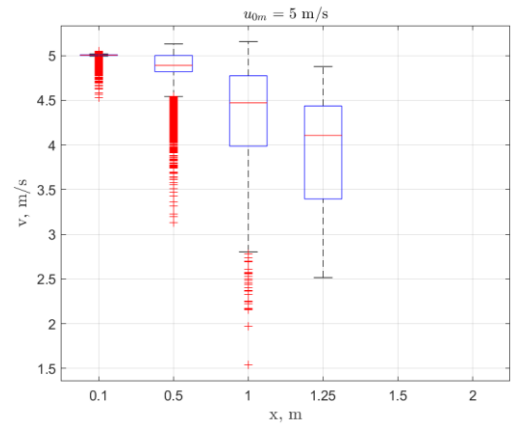
*a**б*

Рисунок 2.18 – Статистические характеристики частиц для начальной скорости истечения 5 м/с

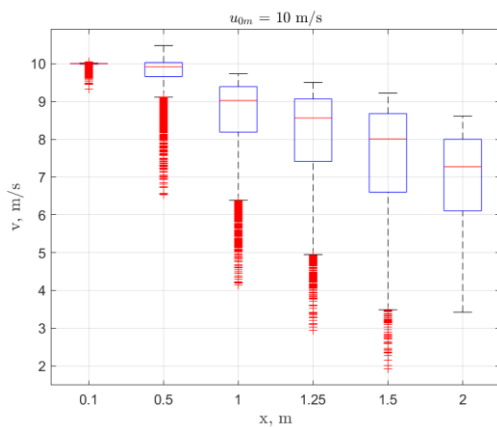
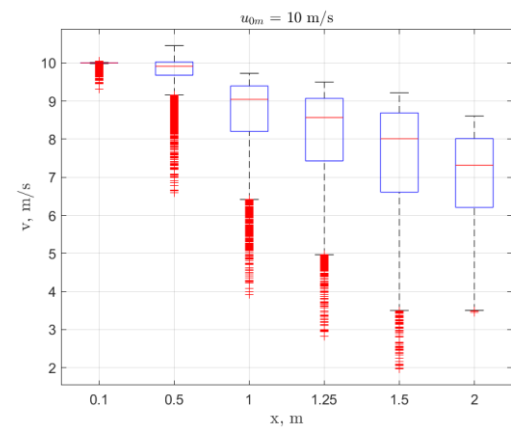
*a**б*

Рисунок 2.19 – Статистические характеристики частиц для начальной скорости истечения 10 м/с

при том же расстоянии удаления траекторий от выходного сечения подсыпного рукава. Это позволяет сделать вывод о том, что при численном исследовании влияния бокового ветра на особенности истечения свободной затопленной струи с учетом препятствий (наличие колеса локомотива) в возмущенную среду следует использовать трехмерную компьютерную модель, учитывающую взаимодействие частиц с воздушным потоком.

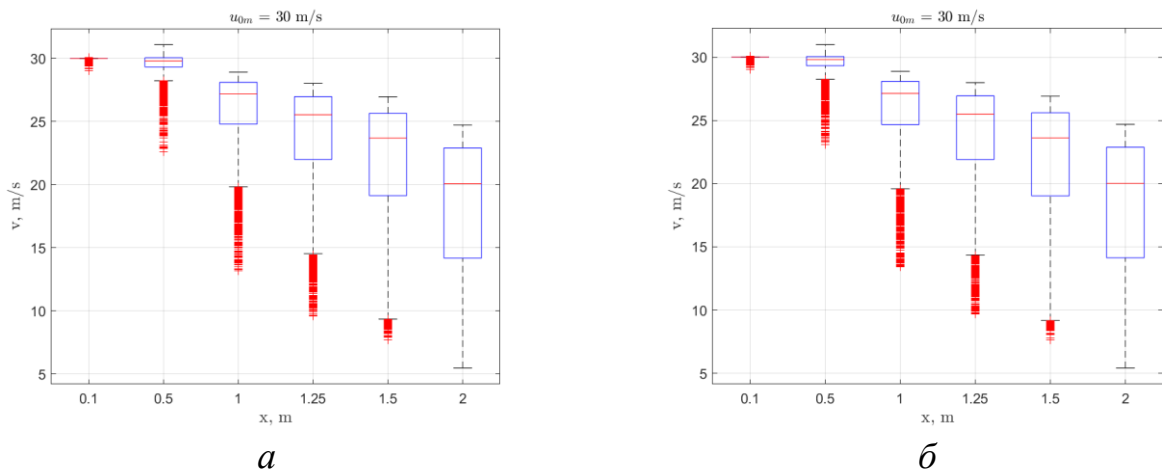


Рисунок 2.20 – Статистические характеристики частиц для начальной скорости истечения 30 м/с

Приведенные выше, на рисунке 2.15, результаты показывают, что скорости частиц визуально отличаются на скоростях истечения 5 м/с. На расстоянии 0,5 м скорость медленной части потока несколько выше на правом графике. Это подтверждается на графиках, если посмотреть на линии тока. В остальных случаях средние значения для правого графика оказываются выше. Во всех остальных случаях изменение формы выходного сечения с повышением скорости истечения не оказывает существенного влияния на движение частиц.

Следует отметить, что при скорости 30 м/с все частицы покидают расчетную область и не падают на нижнюю границу. На скоростях 5 и 10 м/с частицы не покидают расчетную область и остаются на нижней границе. Дальность полета частицы на скорости 10 м/с в лучшем случае примерно на 1 м дальше в сравнении с 5 м/с.

2.4. Исследование влияния формы выходного сечения и пространственной ориентации подсыпного рукава на параметры истечения песковоздушной смеси в спутном и поперечном потоках

В ходе исследования был проведен вычислительный эксперимент по анализу расположения подсыпных рукавов для определения универсальной схемы расположения с учетом эффективности работы системы пескоподачи. В процессе моделирования учитывалось влияние скорости истечения песковоздушной смеси, скорости локомотива и величины бокового ветра. В качестве исходных данных вводились параметры в заданном диапазоне со следующими значениями: u_{0m} – скорость истечения песковоздушной смеси, в интервале от 10 до 60 м/с с шагом 10; u_n – скорость движения локомотива, моделировалась как набегающий поток воздуха на колесо и линейное перемещение рельса с заданной скоростью в интервале от 2,5 до 25 км/ч; u_{oc} – скорость бокового ветра, определялась от 0 до 20 м/с, так как большие значения не являются актуальными из-за ураганной силы ветра.

Из технической и научной литературы [4, 24, 104] было определено, что в случае отсутствия поперечного потока доставка песка в зону контакта колеса с рельсом может осуществляться на довольно низких скоростях песковоздушной смеси вплоть до 10 м/с. Поддержка этого режима позволит снизить расход воздуха. Однако также установлено, что при поперечном потоке 20 м/с, для того чтобы осуществить доставку песка в объеме более 90 % от расхода на входе из подсыпного рукава, необходимо обеспечить скорость истечения песковоздушной смеси, превышающую скорость бокового ветра не менее чем в 3 раза. Принято считать, что в данном режиме частицы песка практически не сдуваются при транспортировке из подсыпного рукава до поверхности рельса, данный факт позволяет утверждать, что песковоздушная смесь становится устойчивой к воздействию бокового ветра равному 8 баллам по шкале Бофорта. Ветровой режим по данной шкале соответствует буре, при данной обстановке скорость ветра находится в пределах от 17,5 до 20,5 м/с, а силы ветра хватает, чтобы ломать сучья деревьев. Так, девятибалльный «шторм» по шкале Бофорта является настолько

сильным ветром, что противодействовать его влиянию не представляется возможным, так как скорости ветра достаточно, чтобы ломать ветви деревьев и крупные сучья, а также для повреждения легких построек и кровли домов.

Основным условием для данного эксперимента являются сухие поверхности рельса и бандажей колес, когда частицы песка могут свободно отскакивать и сдуваться, так как не прилипают, что усложняет попадание зерен в зону контакта движущих колес локомотивов с рельсами. Мокрые поверхности способствуют активному прилипанию зерен кварцевого песка за счет сил адгезии непосредственно в том месте, куда они падают. Это быстро создает слой песка, связанный жидкостью, на поверхности головки рельса, который попадает в зону контакта за счет перемещения колес по рельсу [161, 162, 163]. Расчетная область и карта скоростей сферических частиц песка для второго этапа исследования показаны на рисунке 2.21.

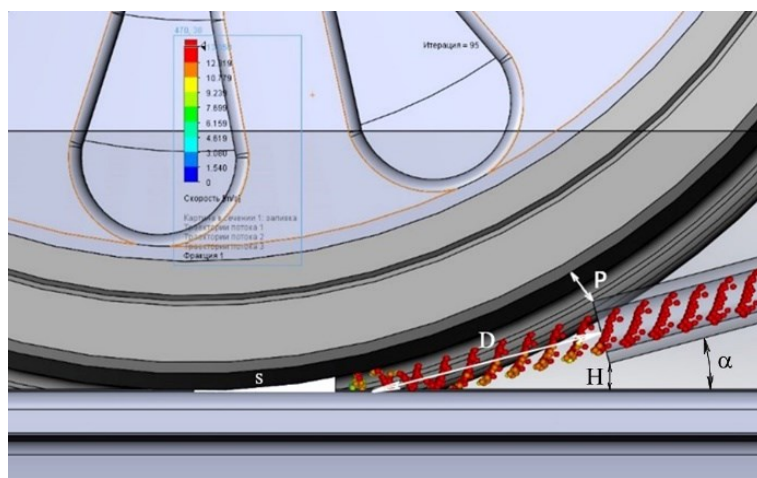


Рисунок 2.21 – Расчетная область и карта скоростей сферических частиц

На рисунке 2.21 обозначено: расстояния до поверхности катания колеса – P и до поверхности головки рельса – H ; кратчайшее расстояние от поверхности рельса до выходного сечения подсыпного по оси истечения песковоздушной смеси – D ; угол наклона подсыпного рукава к рельсу – α ; область, в которой определялось количество песка, – s . Интервалы параметров P , H , D регламентируются инструкциями [164]. В расчетах варьировалась скорость движения локомотива,

скорость поперечного потока воздуха, угол наклона подсыпного рукава, результаты показаны на рисунках Б.1–Б.22 приложения Б.

При моделировании истечения песковоздушной смеси с помощью систем автоматизированного проектирования рассматривались три принципиальные схемы расположения подсыпных рукавов, представленные на рисунке 2.9. Первая схема – «тепловозная» согласно ТЦ-339, при которой плоскость среза резинового наконечника должна быть параллельна головке рельса. Вторая – «электровозная», со срезом рабочего края конца песочной трубы (наконечника) под углом 45 градусов, и «комбинированная», без среза, имеющая прямоугольную форму проекции подсыпного рукава. Ориентации выходного сечения различных схем расположения пескоподающих труб, указывают на их специфические особенности подачи частиц кварцевого песка под движущие колеса локомотивов: «тепловозная» схема независимо от угла расположения относительно поверхности рельса обеспечивает подачу зерен песка на поверхность рельса на некотором расстоянии от зоны взаимодействия колеса с рельсом, в свою очередь «электровозная» и «комбинированная» – позволяют выставить подсыпной рукав, таким образом, что песковоздушная струя может быть направлена в точку касания колеса с рельсом при различных углах к поверхности рельса. Варьируемым параметром расположения рукава относительно рельса были углы равные 10, 15 и 30 градусов. При «комбинированной» и «электровозной» схемах была возможность осуществить расположение трубы рукава параллельно рельсу и направить песковоздушную смесь на поверхность бандажа колеса.

На рисунке 2.22 представлена визуализация результатов моделирования подачи частиц кварцевого песка в зону контакта «колесо – рельс» в виде схем истечения песковоздушной струи при различных начальных условиях. Рисунок 2.22, *а* показывает, что поперечным потоком *1* частицы песка *3* при истечении песковоздушной смеси *2* из подсыпного рукава с низкой скоростью, равной 10 м/с, сдуваются вместе с транспортирующей струей *4* и не попадают на поверхность рельса. Рисунок 2.22, *б* демонстрирует устойчивую боковому ветру *1* транспортировку зерен кварцевого песка *3* в зону контакта колес локомотива с

рельсом со скоростью истечения 40 м/с. Результатом исследования является количество частиц кварцевого песка, попавшее в зону контакта колеса с рельсом. Параметр определялся в процентах. Полученные ряды данных после анализа и обработки представлены на рисунках Б.1–Б.22 приложения Б в виде плоскостных графиков зависимостей количества песка в процентах от скорости движения локомотива u_n и скорости истечения песковоздушной смеси u_{0m} от воздействия бокового ветра u_{oc} .

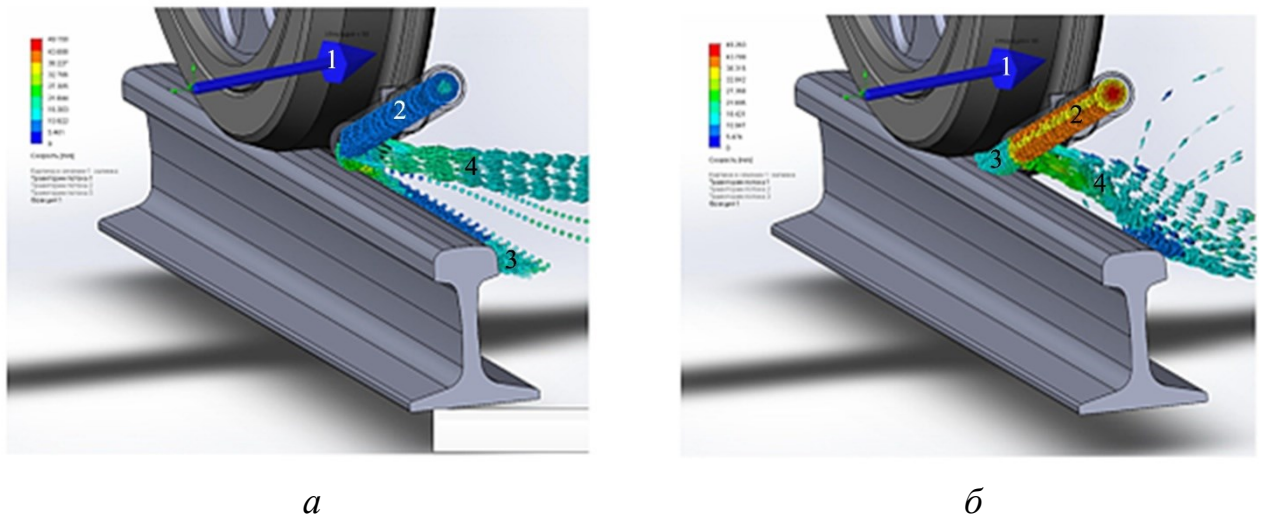


Рисунок 2.22 – Результаты моделирования истечения песковоздушной смеси при скорости бокового ветра $u_{oc} = 20$ м/с («комбинированная» схема, угол относительно рельса 10°) при скорости истечения $u_{0m} = 10$ м/с (а) и $u_{0m} = 40$ м/с (б): 1 – направление бокового ветра u_{oc} ; 2 – песковоздушная смесь; 3 – скоростные траектории частиц кварцевого песка; 4 – траектории и распределение скоростей воздушной струи

По итогам компьютерного моделирования расположения подсыпных рукавов системы пескоподачи (рисунки Б.1–Б.22) можно сделать аналогичные выводы, приведенные в источнике [106, 165, 166], что «комбинированная» и «электровозная» схемы расположения подсыпных рукавов оказались существенно эффективнее по сравнению с «тепловозной». В то же время расположение данных схем рукава параллельно рельсу и под углом в 30 градусов также малоэффективно по сравнению с расположением рукава под углом 15 и 10 градусов в этих схемах.

Установлено, что наиболее эффективным углом наклона при принятых значениях P , H и D , которые характерны для большинства конструкций, находящихся в эксплуатации, является «комбинированная» с углом равным $10\text{--}12^\circ$ относительно поверхности сухого рельса. В данном вычислительном эксперименте подтвердились выводы, полученные на первом этапе, что при нулевой или малой скорости поперечного потока песок практически в полном объеме доставляется в зону контакта. В случае если скорость поперечного потока составляет 20 м/с , необходимо обеспечить скорость истечения песковоздушной смеси не менее 40 м/с , чтобы осуществить гарантированную доставку песка в объеме 90% от расхода, поданного на входе в подсыпной рукав из корпуса форсунки песочницы.

2.5. Выводы по главе 2

1. Представлены методы получения параметров распределения размеров частиц песка согласно выражению Rosin – Rammler.

2. Определены параметры распределения размеров частиц кварцевого песка для песочниц локомотивов согласно техническим требованиям по стандартным и экспериментальным данным двумя методами – графоаналитическим и, для решения оптимизационной задачи, методом Levenberg – Marquardt в пакетах прикладных инженерных программ MATLAB [167] и MathCAD [168]. Хорошо зарекомендовали себя следующие значения параметров, полученные методом Levenberg – Marquardt: $\bar{d} = 0,3852$ и $n = 4,922$, а также графоаналитическим – $\bar{d} = 0,392844$ и $n = 4,0953$.

Полученные результаты можно использовать, для моделирования системы пескоподачи в Ansys Fluent, усовершенствования и оптимизации конструкции элементов приводных устройств пневматической системы пескоподачи [169].

3. Определено, что в случае отсутствия поперечного потока доставка песка в зону контакта колеса с рельсом может осуществляться на довольно низких скоростях песковоздушной смеси вплоть до 10 м/с .

4. Результаты вычислительного эксперимента позволяют сделать вывод, что сферические частицы диаметром 0,2 мм с начальной скоростью 10 м/с вылетают из подсыпного рукава на расстояние от 900 до 1300 мм. Конечная скорость частиц в момент контактирования с поверхностью рельса находится в диапазоне от 5 до 6 м/с. Необходимо отметить также, что модель, учитывающая взаимодействие частиц с воздушным потоком, показала увеличение конечной скорости песчинок на 30 % по сравнению со значениями скоростей, рассчитанными с помощью модели без учета влияния частиц, при том же расстоянии удаления траекторий от выходного сечения подсыпного рукава. Это позволяет сделать вывод о том, что при численном исследовании влияния бокового ветра на особенности истечения свободной затопленной струи с учетом препятствий (наличие колеса локомотива) в возмущенную среду следует использовать трехмерную компьютерную модель, учитывающую взаимодействие частиц с воздушным потоком.

5. Форма выходного сечения подсыпного рукава оказывает влияние на транспортировку песковоздушной смеси только при малых скоростях истечения. Учитывая необходимость повышения скорости истечения смеси для компенсации отрицательного воздействия бокового ветра и других факторов как минимум до 30 м/с, в этих условиях форма сечения не оказывает влияния.

6. Построена обобщенная модель, включающая три характерные схемы расположения подсыпного рукава: «тепловозную», «электровозную» и комбинированную. Наиболее эффективной по результатам исследования оказалась комбинированная схема расположения. При расположении подсыпного рукава параллельно поверхности рельса в «электровозной» и «комбинированной» схемах, а также при всех схемах с углом в 30 градусов относительно рельса подача песка малоэффективна.

7. По результатам проведенных теоретических исследований предложена универсальная схема расположения подсыпного рукава и углы наклона его относительно поверхности рельса – комбинированная при углах $10+2^\circ$. Данное расположение песочных труб позволяет обеспечить гарантированную доставку зерен кварцевого песка в зону контакта колеса с рельсом в объеме не менее 90 %

при обеспечении скорости истечения песковоздушной смеси из выходного сечения не менее 40 м/с, даже при воздействии поперечного потока до 20 м/с.

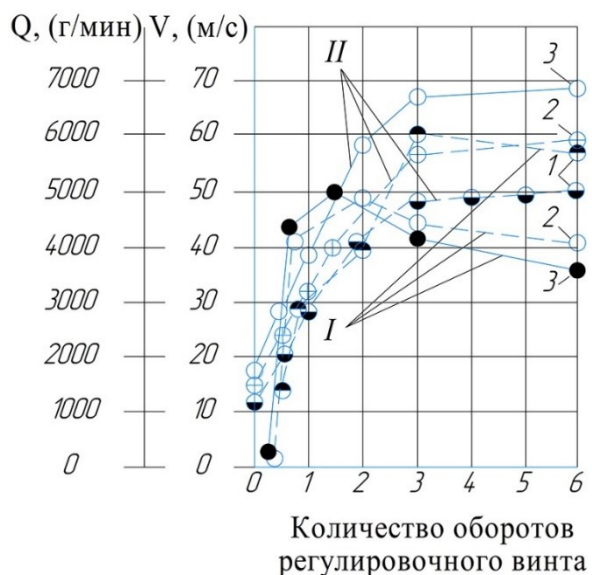
3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМ ПЕСКОПОДАЧИ ЛОКОМОТИВОВ И РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИОННЫХ РЕШЕНИЙ ПО ИХ МОДЕРНИЗАЦИИ

3.1. Модернизация форсунки песочницы пневматической системы пескоподачи локомотивов

Во время настройки форсунок песочниц производят стопорение регулировочного винта. При этом возможна затяжка контргайки с недостаточным усилием, что в процессе эксплуатации под действием динамических нагрузок приводит к ослаблению соединения с последующим спонтанным вывертыванием винта. Склонность к самовывинчиванию увеличивает также тот фактор, что на некоторых сериях локомотивов применяется регулировочный винт с метрической или дюймовой резьбой, имеющей крупный шаг: наибольшее распространение получили болты с резьбами M10 и 7/16 “ UNC, у которых шаг резьбы 1,5 и 1,8 мм соответственно.

Из практики известно, что по сравнению с другими метрические резьбы имеют более высокий приведенный коэффициент трения [170]. При равных наружных диаметрах метрические резьбы с мелким шагом отличаются от резьб с крупным шагом меньшей высотой профиля и, как следствие, меньшим углом подъема резьбы и коэффициентом полезного действия (КПД) резьбовой пары. Понижение КПД резьб с мелким шагом является следствием увеличения работы сил трения, поэтому по сравнению с резьбой, имеющей крупный шаг, резьбы с мелким шагом более надежны в отношении самовывинчивания. Такой вывод еще подтверждается и тем, что при одинаковом угле трения метрической резьбы, равном 30° , для выполнения условия самоторможения угол подъема должен быть меньше, и чем ниже его значение, тем более устойчивым к самовывинчиванию является резьбовое соединение. Таким образом, уменьшение шага резьбы на регулировочном винте способствует улучшению регулируемости форсунки песочницы в условиях эксплуатации [171].

Неудовлетворительная регулировочная способность форсунок песочниц подтверждается также исследованиями ВНИИЖТа [24]. Как видно из рисунка 3.1, наиболее распространенные на отечественных локомотивах форсунки песочницы ОНЗ-64 в принципе могут обеспечивать подачу достаточного малого количества песка в зону взаимодействия колес локомотивов с рельсами. Так, наибольшее количество песка на электрическом подвижном составе расходуется в зимний период – до 1500 г/мин. Такой расход можно обеспечить при открытии воздушного канала, закрываемого регулировочным болтом в пределах от 1/4 до 3/8 его оборота, что составляет зазор в пределах 0,19–0,28 мм. Создание столь незначительного зазора в эксплуатации затруднительно, так как, вследствие несовершенства технологии, корпуса форсунок песочниц часто не обеспечивают необходимую соосность регулировочного болта с закрываемым им отверстием. Как видно из графиков (см. рисунок 3.1), достаточно небольшого увеличения сечения воздушного канала, чтобы производительность форсунки резко возросла: уже при отпуске регулировочного болта на 1/2–3/4 оборота расход песка превышает максимально допустимое значение.



I – производительность форсунки;

II – скорость истечения воздуха;

Давление сжатого воздуха,

подводимого к форсунке:

$$1 - P_{\phi} = 3 \text{ кг/см}^2;$$

$$2 - P_{\phi} = 5 \text{ кг/см}^2;$$

$$3 - P_{\phi} = 6 \text{ кг/см}^2$$

Рисунок 3.1 – Зависимость расхода песка форсунки ОНЗ-64 и скорости истечения воздуха из концевой насадки ($D_{\text{вых}} = 20$ мм) от положения регулировочного винта

Таким образом, для повышения надежности работы форсунки песочницы рекомендуется применять регулировочные винты с метрической резьбой мелкого шага и использовать специальные крепежные элементы, обеспечивающие повышенную надежность стопорения резьбового соединения [176].

Регулировка количества песка, подаваемого под колеса локомотивов, осуществляется, согласно рисунку 3.2, регулировочным винтом игольчатого типа, который для удобства проведения регулирования имеет удлиненную форму и сквозное отверстие в головке. Регулировка форсунки является довольно трудоемкой операцией по причине высокой чувствительности производительности песочной системы даже при незначительном увеличении сечения воздушного зазора между винтом и коническим каналом в корпусе форсунки песочницы.

Несмотря на многолетний опыт использования данной конструкции в эксплуатации и применение различных вариантов резьбового соединения регулировочного винта, под воздействием динамических возмущений контрящее крепление ослабевает. В результате даже незначительное самовывертывание регулировочного винта приводит к избыточному забору песчинок из корпуса форсунки и неконтролируемому расходу запаса песка в бункерах [172]. Избыточная неконтролируемая подсыпка песка при разрегулированной системе пескоподачи приводит к его перерасходу и повышению сопротивления движению поезда до 20 % [19], не оказывая должного стабилизирующего эффекта [173, 174].

С целью устранения данной проблемы предлагается новая конструкция регулировочного винта, которая показана на рисунке 3.3 [175].

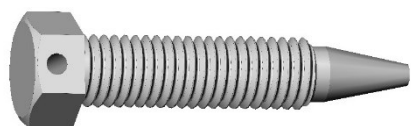


Рисунок 3.2 – Штатный регулировочный винт

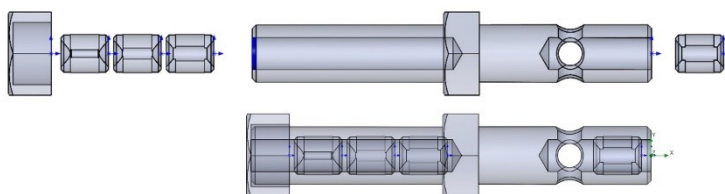


Рисунок 3.3 – Усовершенствованный регулировочный винт с жиклерами

Для создания возможности регулирования количества песка, подаваемого под колеса локомотива, новый винт был разработан со сменным набором жиклеров. Для обеспечения быстрой замены жиклеры, даже в условиях эксплуатации при остановке на перегоне, должны изготавливаться с проточкой для шлицевой отвертки, которая имеется в наборе инструментов локомотивной бригады.

Разработка конструкции регулировочного винта и модернизация форсунки осуществлялись с помощью CAE SolidWorks, диаметры отверстий в жиклерах найдены на основе моделирования газодинамических процессов в модуле Flow Simulation. Для компьютерного моделирования была построена пространственная модель системы пескоподачи со штатным механизмом регулирования подачи песка в форсунке и модель с модернизированной системой, которая показана на рисунке 3.4.

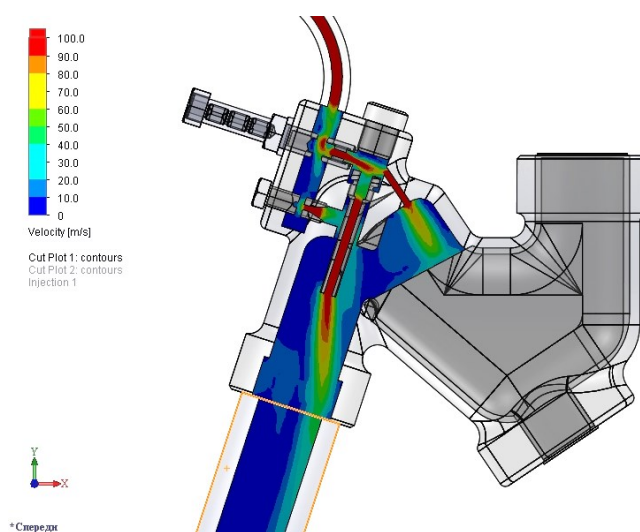


Рисунок 3.4 – Модель модернизированной форсунки с усовершенствованным регулировочным винтом

В процессе моделирования задавались граничные условия. Давление на входе (Inlet Pressure) – давление текущей среды перед дросселирующим устройством, значения которого варьировались в интервалах от 3 до $10 \cdot 10^5$ Па. Давление на выходе (Outlet Pressure) на грани выходного сечения подсыпного рукава задается величиной Environment Pressure – нормальное атмосферное давление, интерпретируемое как полное давление среды, в которую вытекает

песковоздушная смесь, и равное 101 325 Па. В процессе расчета критерием сходимости является приближение значения среднего давления в плоскости выходного сечения подсыпного рукава к заданному условию Environment Pressure. Скорость истечения в выходном сечении подсыпного рукава изменяется в зависимости от величины давления, заданного во входном сечении со значением Inlet Pressure пространственной расчетной модели.

В результате компьютерного моделирования построены кривые средних скоростей истечения воздуха, изображенные на рисунке 3.5 (в полости между рыхлительным канальчиком и слоем песка) и на рисунке 3.6 (выходное сечение подсыпного рукава).

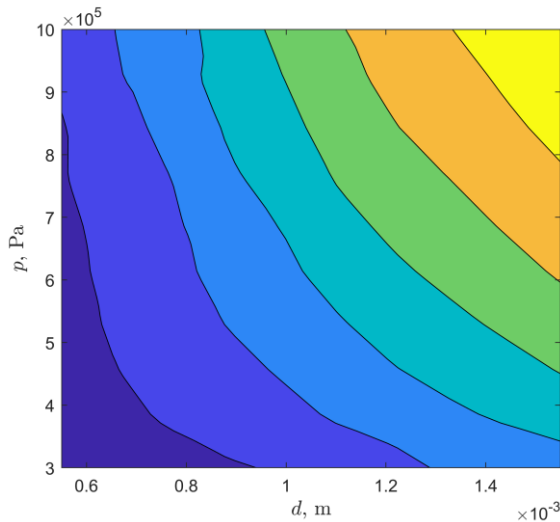


Рисунок 3.5 – Средняя скорость истечения в полости между рыхлительным канальчиком и слоем песка, v_F , м/с

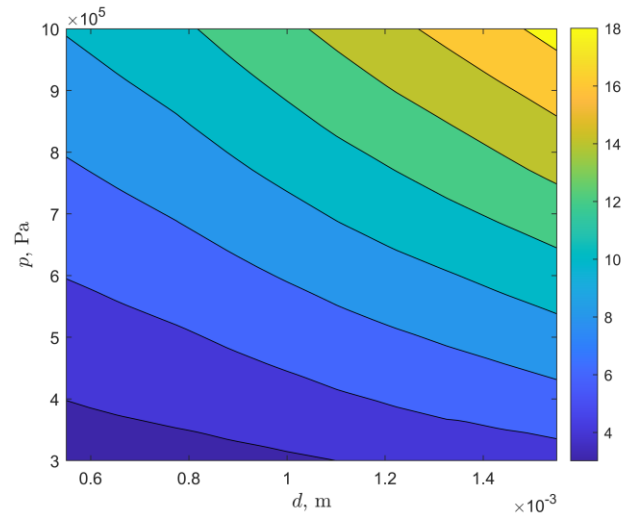


Рисунок 3.6 – Средняя скорость истечения в выходном сечении подсыпного рукава, v_0 , м/с

С целью упрощения дальнейших расчетов, связанных с определением диаметров отверстий регулировочного винта, получены аналитические зависимости для определения скоростей истечения воздуха в рассматриваемых сечениях.

В качестве базовой была выбрана функция вида

$$f(d, p) = a_{00} + a_{10}d + a_{01}p + a_{20}d^2 + a_{11}d \cdot p + a_{02}p^2,$$

где d – диаметр отверстия, м;

p – давление на выходе дросселирующего устройства, Па.

Коэффициенты зависимостей определялись методом наименьших квадратов и сведены вместе девяностопятипроцентным доверительным интервалом в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Коэффициенты кривых скоростей истечения струи

Параметр	a_{00}	a_{10}	a_{01}	a_{20}	a_{11}	a_{02}
Средняя скорость в сечении F v_F , м/с	163,6 (161; 166,2)	71,24 (69,87; 72,61)	47,38 (46,01; 48,75)	-5,034 (-6,599; -3,469)	16,84 (15,46; 18,22)	-6,035 (-7,6; -4,471)
Средняя скорость на выходе из подсыпного рукава v_o , м/с	9,112 (9,097; 9,127)	1,802 (1,794; 1,81)	3,21 (3,202; 3,219)	0,09162 (0,0824; 0,1009)	0,6429 (0,6348; 0,651)	-0,03236 (-0,0416; -0,02313)

Таким образом, для повышения надежности работы форсунки песочницы рекомендуется применять регулировочные болты с комплектом жиклеров, имеющих калиброванные отверстия на заданные расходы песка из корпуса форсунки песочницы. Резьба нового болта должна быть метрическая М12 с мелким шагом, а фиксация должна реализовываться при помощи контрящей гайки с использованием дополнительного предохранения от самовывинчивания посредством, например, специальных шайб [176], обеспечивающих повышенную надежность стопорения резьбового соединения.

3.2. Мероприятия по увеличению скорости истечения песковоздушной смеси

По рекомендациям исследований различных авторов, для обеспечения устойчивой к сдуванию транспортировки частиц песка скорость истечения песковоздушной смеси должна от 2 до 3,5 раза превышать скорость бокового

потока [24], по другим – должна превышать скорость движения локомотива на 12–15 м/с [177], что не является корректным по причине недостаточной скорости истечения при низких скоростях движения локомотива, так как скорость ветра не коррелируется со скоростью поезда. Если принять за максимальную скорость бокового ветра равную 20 м/с [166, 178], то скорость истечения песковоздушной смеси необходимо обеспечить в пределах от 40 до 70 м/с.

С целью повышения надежности работы пескоподающей системы применяются различные технические решения, такие как создание различных конструкции форсунок, подвод дополнительного объема сжатого воздуха в попытке увеличения скорости истечения песковоздушной смеси, однако это приводит к излишнему расходу запаса воздуха на локомотиве, а существенный прирост скорости полета частиц песка не происходит, становится возможным лишь осуществлять продувку пневматической магистрали от частичного засорения [97].

Так, при эксплуатации существующих систем пескоподачи на серийных электровозах магистральных железных дорог при максимальной подаче песка в объеме 1500 г/мин скорость истечения песковоздушной смеси составляет чуть больше 10 м/с, а при известных способах подвода дополнительного воздуха в транспортировочную магистраль скорость не превышает 30 м/с с удвоенным расходом количества сжатого воздуха.

Для увеличения скорости истечения песковоздушной смеси из подсыпного рукава системы пескоподачи локомотивов свыше 40 м/с, как было установлено в главе 2, предлагается применить эффект эжекции – подвода дополнительного объема воздуха из окружающей среды за счет создаваемого разрежения высоконапорным потоком в корпусе струйного аппарата [102, 103, 179–181].

Определим параметры равнофазного (воздух-воздух) газоструйного инжектора без диффузора с коническим соплом и его основные геометрические параметры по представленной на рисунке 3.7 схеме [182–184].

Исходными данными для расчета инжектора является основная задача по увеличению скорости истечения песковоздушной смеси не менее 45 м/с при сокращении расхода сжатого воздуха относительно штатной системы пескоподачи

при максимальном количестве подачи кварцевого песка 1500 г/мин, что составляет $G_M = 0,01$ кг/с – массовый расход.

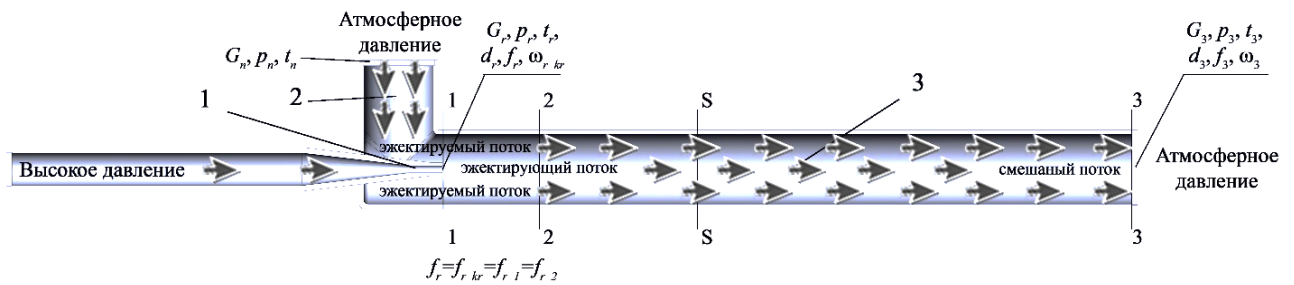


Рисунок 3.7 – Расчетная схема для моделирования истечения песковоздушной смеси:

1 – рабочее сопло; 2 – приемная камера; 3 – камера смешения; 1-1 – выходное сечение рабочего сопла; 2-2 – входное сечение камеры смешения; 3-3 – выходное сечение камеры смешения; S-S – произвольное сечение камеры смешения

В системах пескоподачи большинства серийных локомотивов различного типа и назначения величина рабочего давления сжатого воздуха находится в пределах от 0,75–0,9 МПа, а минимальным можно принять значение 0,5 МПа, как у тепловозов серии ТГК-2 и ТГК-2М, работающих на форсунках песочниц типа ПЗ2-149сб [373].

Примем условно с целью упрощения выводов, что до поступления в камеру смешения на участке между плоскостью 1-1, совпадающей с выходным сечением рабочего сопла, и входным сечением 2-2 цилиндрической камеры смешения рабочий и эжектируемый потоки не смешиваются (начальный участок затопленной эжектирующей струи). А давление рабочего потока p_r в выходном сечении сопла равно давлению среды, куда происходит истечение, в нашем случае давление окружающей среды. Также примем, что сечение высоконапорного инжектирующего потока в сечении 2-2 равно диаметру выходного сечения рабочего сопла. В выходном сечении камеры смешения 3-3 поток имеет равномерный профиль скоростей.

Так как взаимодействующими средами в обоих случаях является воздух, то примем показатель адиабаты двухатомных газов (воздух) $k = 1,4$ и $R_{gaz} = 287$ Н·м/кг·К – удельная газовая постоянная воздуха.

Зададимся значениями газовых потоков для дальнейшего расчета основных параметров инжектора и его моделирования в среде CFD пакета расширения FlowSimulation программного обеспечения твердотельного проектирования SolidWorks. Статическое давление инжектирующего газа перед соплом $p_r = 405\,300$ Па, соответственно плотность $\rho_r = 4,8$ кг/м³. Давление для эжектируемого потока примем равным давлению окружающей среды $p_n = 101\,325$ Па. Потенциальное давление на выходе из смесительной камеры возьмем с небольшим избытком относительно давления окружающей среды, куда происходит истечение песковоздушной смеси, $p_3 = 111\,457,5$ Па. Тогда при истечении из выходного сечения подсыпного рукава на его срезе гарантированно будет выполняться неравенство $p_3^* > 1,1 \cdot p_{inv}$. Когда полное давление газа p_3^* находится в диапазоне $1,1 \cdot p_{inv} < p_3^* < p_{inv}/\Pi_{cr}$, то истечение происходит с дозвуковыми скоростями и при расчетах газ нельзя рассматривать несжимаемым, хотя давление на срезе выходного сечения равно давлению окружающей среды [186]. Примем безразмерный эмпирический поправочный коэффициент скорости выходного участка камеры смешения с учетом различных потерь на трение и неравномерности течения для инжекторов без диффузора с соплом малого диаметра $\varphi_3 = 0,8$ [182]. Для всех потоков температура равна $t_r = t_n = t_3 = 293,2$ К.

Диаметр подсыпного рукава штатной системы пескоподачи большинства серийных локомотивов равен 32 мм, данное значение является диаметром выходного сечения смесительной камеры инжектора d_3 . На основании вышесказанного примем скорость истечения песковоздушной струи из подсыпного рукава равной 45 м/с.

Параметр критической скорости по заданным параметрам и с использованием газодинамических функций определяем по формуле [102]

$$a_{i_{cr}} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k + 1} \cdot \frac{p_i}{\rho_i}}$$

где p_i и ρ_i – давление и плотность потока соответственно.

Относительное давление при критическом истечении двухатомного газа равно $\Pi_{cr} = 0,528$ Па. Так как относительное давление при заданной степени расширения газоструйного аппарата $p_n/p_r = \Pi_{r_n} = 0,25 < \Pi_{cr} = 0,528$ Па, то работа инжектора осуществляется со сверхкритической степенью расширения и тогда скорость эжектирующего потока в сечении 2-2 будет $\omega_{r_2} > a_{r_{cr}}$, то есть выше критической скорости, из-за того что в сопле в кинетическую энергию превращается только часть полной работы расширения. Газ расширяется до критического давления $p_{r_{cr}}$, при этом устанавливается критическая скорость истечения из сопла ω_{cr} . Минимальное давление, при котором возможно наступление критического режима истечения, $p_{r_{min}} = p_n/\Pi_{r_{cr}} = 191\,801$ Па.

Для определения, нет ли области, в которой работа компрессора невозможна, при условии $q_3 \geq p_r/p_3 \cdot q_{r_s}$, где q_{r_s} – приведенная массовая скорость в любом сечении смесительной камеры газоструйного аппарата, и q_3 – приведенная массовая скорость в выходном сечении подсыпного рукава, которые определяются через относительные давления и приведенные скорости в соответствующих сечениях по газодинамическим функциональным зависимостям [182].

$$\Pi_{r_s} = \Pi_{r_n} \cdot \Pi_{r_{cr}} = 0,132.$$

Отсюда $q_{r_s} = 0,6$ кг/с/м², а $q_3 = 0,27$ кг/с/м², то $q_3 < p_r/p_3 \cdot q_{r_s}$, соответственно область, в которой работа эжектора невозможна, отсутствует. Так как при этом режиме достижимый коэффициент эжекции $u \leq u_{pr2} \leq 0$, то в рассматриваемых условиях возникновение второго предельного физически невозможно из-за $u_{pr2} \leq 0$, и поэтому его не следует учитывать при расчете. Соответственно, достижение коэффициента эжекции первого предельного режима также невозможно, потому что второй предельный режим наступает всегда раньше первого, $u_{pr2} < u_{pr1}$. Реализация третьего предельного режима, когда скорость истечения смеси на выходе из смесительной камеры равна скорости звука, невозможна, так как по

условиям решаемой задачи необходимо реализовать скорость истечения воздуха более 45 м/с.

Достижимый коэффициент эжекции определяем по выражению для бездиффузорного инжектора с цилиндрической камерой смешения [182]

$$u = \frac{f_3}{f_{r_cr}} \cdot \frac{p_3}{p_r} \cdot w_3 - 1 = 8,5,$$

где f_3 – площадь выходного сечения подсыпного рукава, $f_3 = 0,000804$ м²;

f_{r_cr} – площадь критического сечения рабочего сопла при заданном массовом расходе $G_{r_cr} = 0,01$ кг/с, p_r и t_r , откуда определен диаметр критического сечения рабочего сопла равный $d_{r_cr} = 2,9$ мм;

w_3 – коэффициент скорости в выходном сечении камеры смешения, для удобства расчета бездиффузорного инжектора [182] равный отношению приведенной массовой скорости q_3 к относительному давлению Π_3 , $w_3 = 0,285$ м/с.

Площадь сечения для эжектируемого потока в сечении 2-2 при изотропном истечении равна $f_{n_2} = f_3 - f_{r_cr} = 0,000796$ м².

Еще одним важным параметром геометрических размеров газоструйного инжектора является длина смесительной камеры, которая определяется по соотношению $L_k = 6 \dots 10 \cdot d_3$ [182] и составляет от $L_{k_min} = 192$ до $L_{k_max} = 320$ мм.

Зависимость массового расхода эжектирующего газа от давления перед рабочим соплом

$$G_{m_r}(p_r) = \frac{f_r \cdot \omega_{r_{cr}} \cdot p_r}{R_{gaz} \cdot t_r} \text{ if } \frac{p_n}{p_r} \leq \Pi_{cr}, \quad (3.1)$$

$$G_{m_r}(p_r) = \frac{f_r \cdot \omega_{r_{cr}} \cdot p_r \cdot \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_n}{p_r} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}}{R_{gaz} \cdot t_r} \text{ if } \frac{p_n}{p_r} > \Pi_{cr}. \quad (3.2)$$

Зависимость скорости истечения из критического сечения рабочего сопла от давления перед ним

$$\omega_r(p_r) = \omega_{r_{cr}} \text{ if } \frac{p_n}{p_r} \leq \Pi_{cr}, \quad (3.3)$$

$$\omega_r(p_r) = \omega_{r_{cr}} \cdot \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_n}{p_r} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \text{ if } \frac{p_n}{p_r} > P_{cr}. \quad (3.4)$$

Зависимость массового расхода эжектирующего газа от диаметра сечения рабочего сопла и давления перед ним при критическом режиме истечения, где i – значения величины давления сжатого воздуха перед соплом в интервале от 0,2 до 0,9 МПа, обозначенном рядом целых чисел 2...9 соответственно

$$G_{i_r}(d_r) = \frac{\frac{\pi \cdot d_r^2}{4} \cdot \omega_r \cdot p_{i_r}}{R_{gaz} \cdot t_r}. \quad (3.5)$$

Зависимость диаметра критического сечения рабочего сопла от давления перед ним и массового расхода эжектирующего газа, где j – значение кратности массового расхода ижектора относительно штатной системы пескоподачи $G_M = 0,01$ кг/с – целые числа от 1 до 4, то есть $G_j = G_M / j$, представлена на рисунке 3.11.

$$d_j(p_r) = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{G_j \cdot R_{gaz} \cdot t_r}{\omega_r \cdot p_r}}{\pi}} \cdot 1000.$$

Результаты расчета зависимости массового расхода эжектирующего газа G_r и скорости истечения из выходного сечения сопла ω_r от величины давления перед рабочим соплом p_r , рассчитанные по выражениям (3.1)–(3.4), представлены на рисунках 3.8 и 3.9. Участок кривой справа от $p_{r_{min}}$ соответствует сверхкритическому истечению из сопла, а участок слева – докритическому.

Кривые, представленные на рисунке 3.10, построенные по выражению (3.5), позволяют определить диапазон возможных диаметров сечения рабочего сопла в режиме критического истечения при различных давлениях подводимого сжатого воздуха в корпус ижектора. Значения минимального диаметра критического сечения составляет 1,85 мм. Максимальный диаметр примем 4 мм, при котором реализуется расход воздуха 0,01 кг/с, который нас интересует.

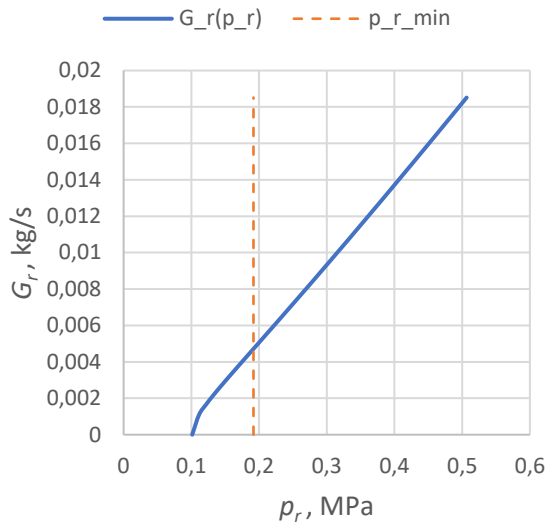


Рисунок 3.8 – Зависимость массового расхода эжектирующего газа G_r от давления перед рабочим соплом p_r .

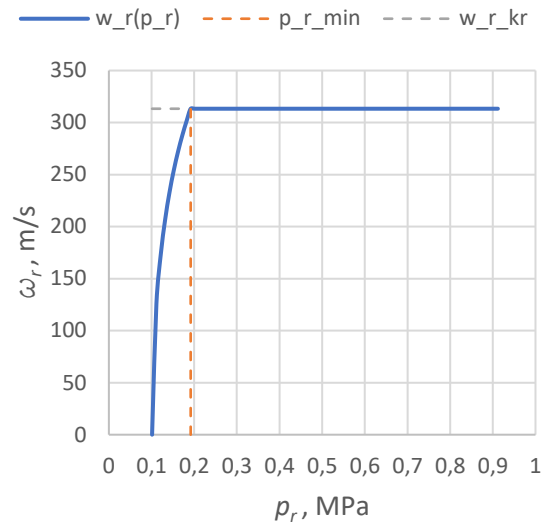


Рисунок 3.9 – Зависимость скорости истечения из критического сечения рабочего сопла w_r от давления перед ним p_r .

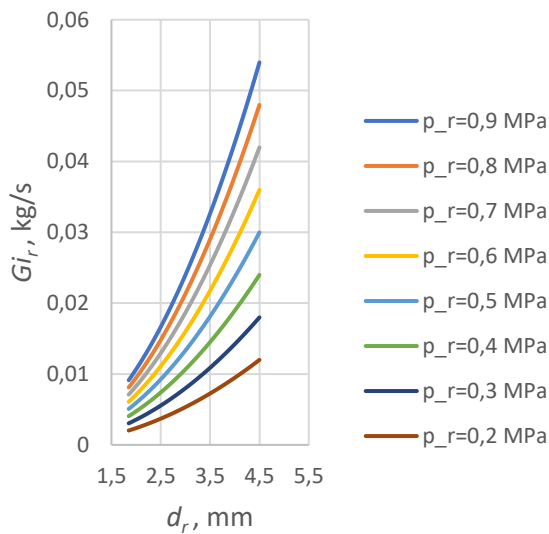


Рисунок 3.10 – Зависимость массового расхода инжектирующего газа G_r от диаметра сечения рабочего сопла d_{r_cr} и давления перед ним p_r при критическом режиме истечения

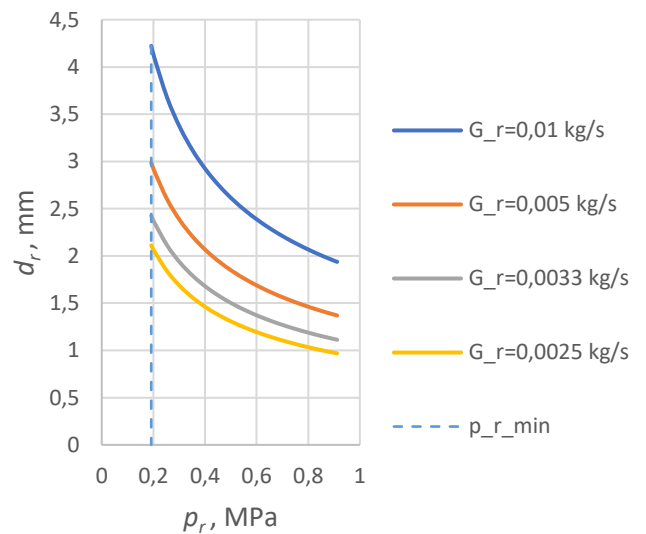


Рисунок 3.11 – Зависимость диаметра критического сечения рабочего сопла d_{r_cr} от давления перед ним p_r и массового расхода эжектирующего газа G_r

Зависимость диаметра критического сечения рабочего сопла d_{r_cr} от давления перед ним p_r и массового расхода эжектирующего газа G_r (см. рисунок 3.11) показывает характер влияния различных значений расхода при изменении величины давления сжатого воздуха на диаметр сопла в сечении $1-1$ (см. рисунок 3.7). Для рассмотрения интересна зона, находящаяся справа от p_{r_min} , так как истечение из сопла происходит на критическом режиме при сверхкритическом расширении за выходным сечением.

По полученным выше результатам геометрических параметров газоструйного аппарата была построена твердотельная модель воздушного инжектора для моделирования газодинамических процессов в среде CFD (рисунок 3.12).

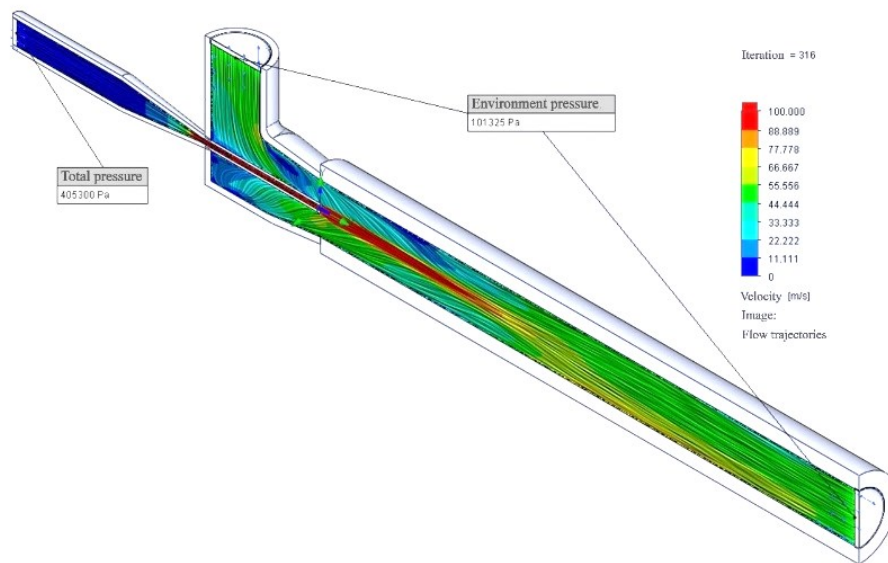


Рисунок 3.12 – Результат расчета газодинамических процессов в пневматическом инжекторе: граничные условия, расчетная область и картина траекторий потока в продольном сечении

При расчете внутренней стационарной задачи были установлены граничные условия в соответствии с поставленной целью исследования по увеличению скорости истечения песковоздушной смеси за счет эжекции дополнительного объема воздуха из окружающей среды. Во входном сечении приемной камеры и на

границы 3-3 (см. рисунок 3.7) установлено граничное условие: атмосферное давление (Environment pressure), а перед рабочим соплом – полное давление (Total pressure). Результат моделирования потоков газоструйного инжектора в виде картины траекторий потока представлен на рисунке 3.12. Параметры массового расхода потоков составили: $G_r = 0,0051$ кг/с, $G_n = 0,0431$ кг/с и $G_3 = 0,0482$ кг/с. Полученный достижимый коэффициент эжекции составил $u = 8,5$ при среднерасходной скорости истечения в выходном сечении смесительной камеры инжектора $\omega_3 = 50,986$ м/с.

На основании вышеизложенного можно утверждать, что увеличение скорости истечения песковоздушной смеси из подсыпного рукава до 45 м/с и более можно реализовать за счет изменения диаметра рабочего сопла без изменения геометрических размеров газовоздушного инжектора. При увеличении скорости истечения песковоздушной смеси за счет эжекции дополнительного объема воздуха из окружающей среды в корпус газоструйного аппарата системы пескоподачи возможно осуществлять транспортировку частиц кварцевого песка устойчиво к сдуванию боковым ветром до значений в 20 м/с при двойном сокращении массового расхода сжатого воздуха из пневматической магистрали локомотивов относительно штатных систем пескоподачи при давлении перед рабочим соплом ниже 0,5 МПа.

3.3. Увеличение скорости истечения песковоздушной смеси в системах подачи песка локомотивов с использованием газоструйного аппарата

Принцип действия пневматических систем пескоподачи тягового подвижного состава железнодорожного транспорта различного типа и назначения одинаков и заключается в транспортировке частиц кварцевого песка в струе сжатого воздуха под движущие колеса на поверхность рельса. Однако за счет конструктивных особенностей различных серий локомотивов имеются особенности в схемах систем пескоподачи с различными пневматическими узлами и аппаратами. Так, например, на электрическом подвижном составе для реализации дистанционного управления подачей песка общепринято применение

электропневматического клапана со встроенным воздухораспределением в один корпус с электромагнитным затвором [95], когда на тепловозах обычно это два различных устройства, разнесенные на расстояние друг от друга, – электропневматический клапан и воздухораспределитель [97]. Также за счет удлиненных трехосных тележек, особенностей размещения песочных бункеров и низкой скорости транспортировки песка на тепловозах некоторых серий, как указывалось выше, песковоздушная магистраль имеет длинные горизонтальные участки, где возможны скопление и слеживание песка (рисунок 3.13). Поэтому для лучшей транспортировки песка по трубопроводу подводится дополнительный воздух в нескольких точках через сопла различного диаметра [119, 187, 188], варианты схем приведены в таблице В.1 приложения В [189], расположенные под углом в 30° по длине таких участков (позиции *A* и *B* на рисунке 3.13) и к прямому участку концевой насадки подсыпного рукава (позиция *C* на рисунке 3.13). Позиция *D* на рисунке 3.13, в свою очередь, соответствует системе подачи песка в зону контакта колес с рельсами без подвода дополнительного воздуха.

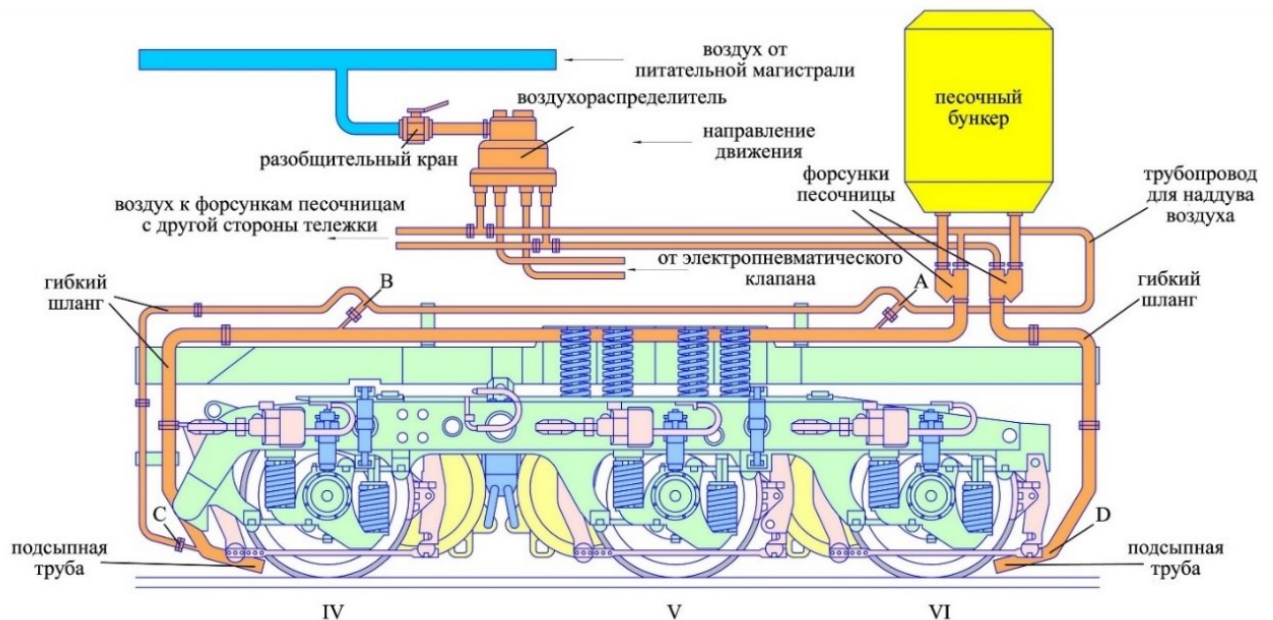


Рисунок 3.13 – Схема штатной пневматической системы пескоподдачи задней по ходу движения тележки шестиосного локомотива с подводом дополнительного воздуха в трех точках

(IV, V и VI – номера колесных пар по ходу движения локомотива)

Однако на надежность пескоподающих систем железнодорожного подвижного состава по-прежнему влияет скорость транспортировки частиц кварцевого песка на участке от выходного сечения подсыпного рукава до поверхности рельса, так как она осуществляется с низкой скоростью истечения песковоздушной смеси, неустойчивой к сдуванию боковым потоком, даже у новых конструкций перспективных форсунок песочниц как отечественных, так и зарубежных разработчиков, которые появились и активно внедряются за последние десятилетия [190–192].

Для реализации повышения истечения песковоздушной смеси локомотива были проведены исследования существующих систем и предложена конструкция модернизированной системы пескоподачи с применением газоструйного инжектора [178].

На первом этапе исследования для определения производительности и эффективности увеличения скорости истечения песковоздушной смеси в штатных системах пескоподачи локомотивов с форсункой песочницей серии ОНЗ-64 при подводе дополнительного воздуха и без него были построены твердотельные трехмерные модели в реальном масштабе (рисунок 3.14). Представленные на рисунке 3.14 модели соответствуют применяемым на тепловозах схемам с двух- и трехточечным способами подвода дополнительного воздуха из таблицы В.1 приложения В и показанным на рисунке 3.13 позициям *C* и *D*. Схема на рисунке 3.14, *a* также рассматривается как усовершенствованная позиция *D* на рисунке 3.13, с подводом дополнительного воздуха для увеличения скорости истечения песковоздушной смеси.

Начальными условиями для проведения вычислительного эксперимента было полное давление сжатого воздуха на входе в систему пескоподачи, соответствующее минимальному и максимальному значениям, реализуемым на локомотивах для подачи песка в зону контакта колес с рельсами и равным соответственно 0,5 и 0,9 МПа [178]. Указанный диапазон давлений варьировался с шагом 0,1 МПа для приведенных в таблице В.1 приложения В диаметров сопел подвода дополнительного воздуха, равных 2,5; 3,0; 4,0 и 5,0 мм.

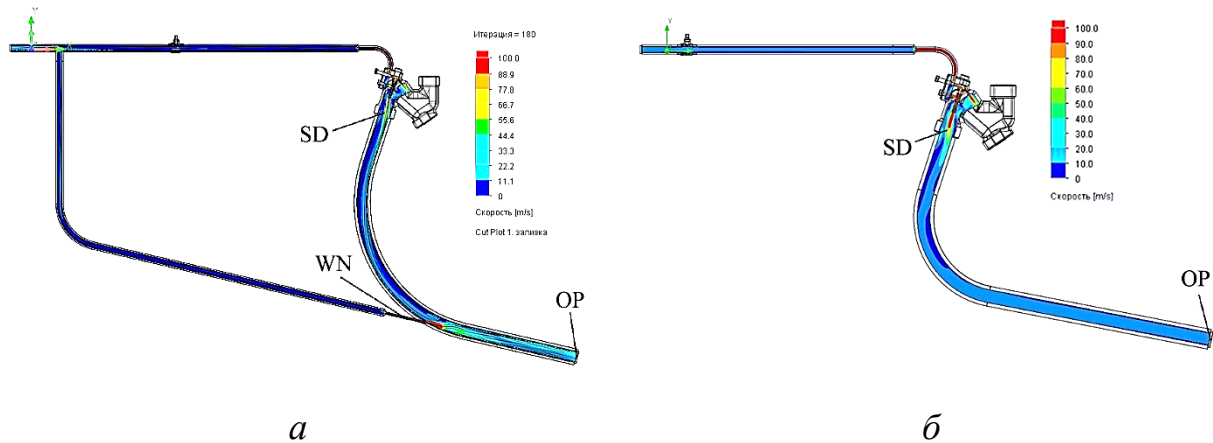


Рисунок 3.14 – Схемы штатных систем пескоподачи локомотивов:

а – с подводом дополнительного воздуха к концевым насадкам подсыпного рукава; *б* – без подвода дополнительного воздуха

На втором этапе вычислительного эксперимента были построены модели системы пескоподачи, приведенные на рисунке 3.15. Представленные на рисунке 3.15 схемы созданы для подтверждения эффективности увеличения скорости истечения песковоздушной смеси с помощью газовоздушного инжектора, рассчитанного в [178], за счет применения эффекта эжекции и подвода дополнительного объема воздуха к концевым насадкам подсыпного рукава в сравнении со штатными системами при экономии расхода сжатого воздуха из пневматической системы локомотива.

На рисунке 3.15, *а* в систему пескоподачи установлен газоструйный инжектор, технические характеристики и габаритные размеры которого рассчитаны в [178]. Диаметр рабочего сопла данного инжектора равен 3,9 мм (коэффициент эжекции 6,6), и скорость истечения из смесительной камеры – 45 м/с при заданном массовом расходе сжатого воздуха 0,005 кг/с, равном половине расхода через систему пескоподачи, представленную на схеме рисунка 3.14, *б*, форсунки песочницы ОНЗ-64, которая отрегулирована на подачу песка 1500 г/мин. На рисунке 3.15, *б* установленный инжектор имеет те же габаритные размеры, что и на рисунке 3.15, *а*, при этом за счет изменения диаметра рабочего сопла на 5 мм (коэффициент эжекции 4,8) удалось увеличить скорость истечения из

смесительной камеры газоструйного аппарата при заданном массовом расходе сжатого воздуха 0,01 кг/с.

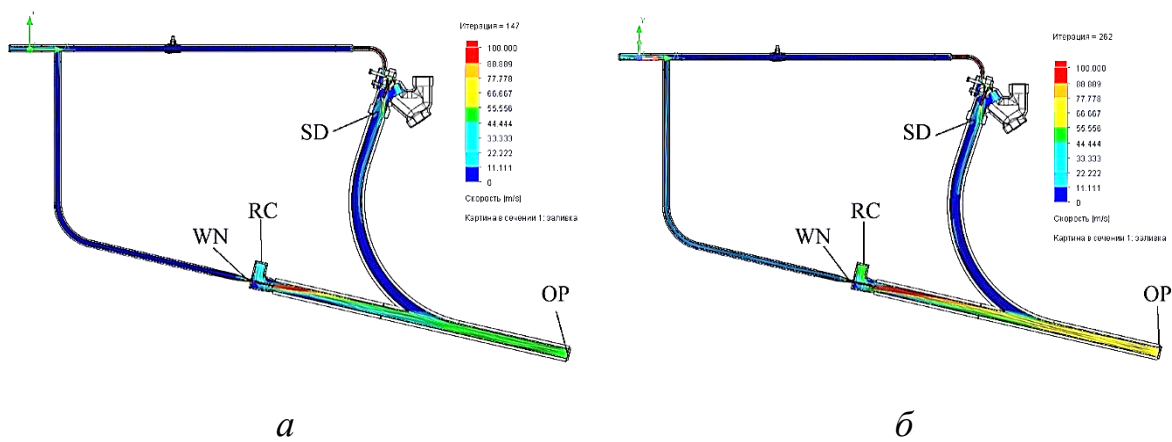


Рисунок 3.15 – Схемы модернизированных систем пескоподачи локомотивов с применением эффекта эжекции в газоструйном инжекторе для увеличения скорости истечения песковоздушной смеси:
 а – коэффициент эжекции 6,6 ($Qm_{WN} = 0,005$);
 б – коэффициент эжекции 4,8 ($Qm_{WN} = 0,01$)

На схемах различных систем пескоподачи локомотивов, представленных на рисунках 3.14 и 3.15, обозначены зоны, в которых после окончания расчета определялись необходимые для анализа параметры воздушного потока: SD – форсунка песочницы (Sand Distributor); WN – рабочее сопло (Working Nozzle); RC – приемная камера (Receiving Chamber) и OP – подсыпной рукав (Outlet Pipe).

Результаты первого этапа моделирования позволили определить значения скорости истечения песковоздушной смеси и массовый расход сжатого воздуха при различных его давлениях на входе в систему пескоподачи, представленную на рисунке 3.14, а, для различных диаметров сопел (рисунок 3.16), через которые осуществляется подвод дополнительного воздуха в концевой насадок подсыпного рукава. Полученные параметры массового расхода определялись в зонах WN и SD, а скорости истечения – на срезе выходного сечения подсыпного рукава в OP.

Из графиков на рисунке 3.16 видно, что зависимости имеют линейный характер. Максимальное значение скорости истечения достигается на уровне около

50 м/с при давлении сжатого воздуха 0,9 МПа и диаметре сопла 5 мм при массовом расходе Q_m через сопло около 0,03 кг/с и расходе форсунки 0,02 кг/с. В данных условиях достаточно высокая скорость истечения достигается при пятикратном расходе сжатого воздуха, подсыпке избыточного количества песка системой пескоподачи на одну форсунку относительно ее расхода без наддува (см. рисунок 3.14, б) и регулировке подачи песка 1500 г/мин, где Q_m составляет 0,01 кг/с при давлении 0,5 МПа.

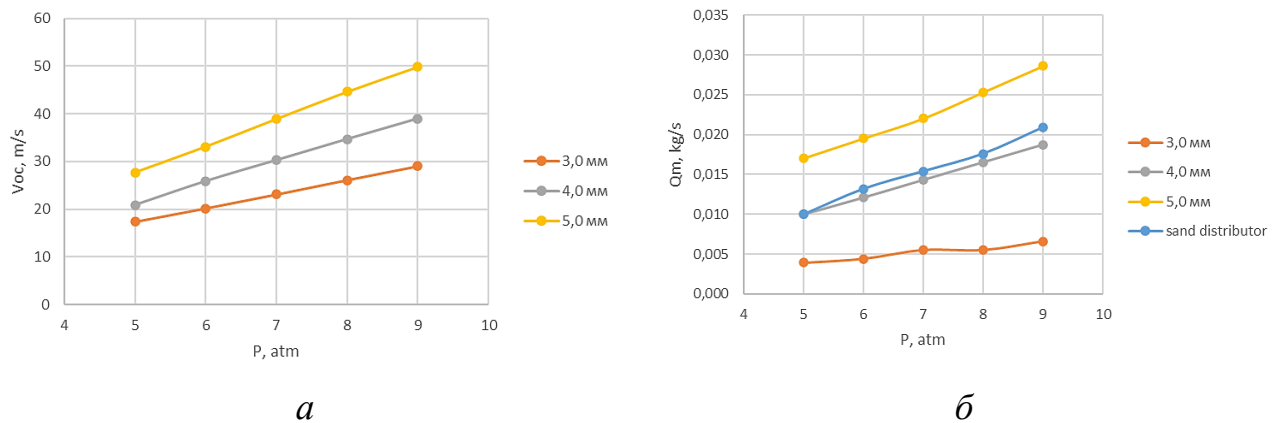


Рисунок 3.16 – Графики зависимости скорости истечения песковоздушной смеси (а) и массового расхода сжатого воздуха (б) при различных давлениях на входе в систему пескоподачи для различных диаметров сопел наддува дополнительного воздуха

Скорость истечения для диаметров сопел 2,5 и 3 мм имеет очень близкие значения, которые накладываются при отображении, поэтому кривые для диаметра 2,5 мм не представлены на рисунке 3.16. На рисунке 3.16, б кривые расхода сжатого воздуха через сопло в 4 мм и для форсунки песочницы практически совпадают, что подтверждает адекватность полученных значений, так как ускоряющее сопло в корпусе форсунки ОНЗ-64 имеет диаметр 4 мм.

По результатам вычислительного эксперимента на графиках, представленных на рисунке 3.16, видно, что рекомендованную скорость истечения песковоздушной смеси выше 40 м/с при штатном способе увеличения скорости истечения подводом дополнительного воздуха через сопла различного диаметра

возможно достичь лишь с помощью сопла диаметром 5 мм при давлении в системе пескоподачи выше 7,5 МПа. Увеличение скорости до 40 м/с достигается за счет массового расхода сжатого воздуха через сопло 0,024 кг/с и форсунку песочницы 0,017 кг/с. При дальнейшем увеличении скорости истечения массовый расход сжатого воздуха системой пескоподачи увеличивается по линейному закону согласно графику на рисунке 3.16, а. Несложно определить, что на выходе из подсыпного рукава общий расход сжатого воздуха составит около 0,041 кг/с, а это составляет четырехкратное увеличение расхода относительно системы пескоподачи без подвода дополнительного воздуха при настройке подачи песка из корпуса форсунки 1500 г/мин.

Вторым этапом вычислительного эксперимента было определение расходных характеристик систем пескоподачи с установленными газоструйными инжекторами для увеличения скорости истечения песковоздушной смеси при подводе дополнительного объема воздуха из окружающей среды. Результаты моделирования представлены на рисунке 3.15 в виде карт распределения скоростей потока воздуха в трубопроводах и в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Результаты моделирования систем пескоподачи с различными способами увеличения скорости истечения песковоздушной смеси

Зоны определения величин на схеме	Штатная система					Модернизированная система	
	Без наддува	Диаметр сопла для наддува, мм				Диаметр сопла инжектора, мм	
		2,5	3,0	4,0	5,0	3,9	5,0
Массовый расход воздуха, кг/с							
(SD)	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010
(WN)	Нет	0,003	0,004	0,011	0,017	0,005	0,010
(RC)	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	0,033	0,048
(OP)	0,010	0,013	0,014	0,021	0,027	0,048	0,068
(SD)+(WN)	0,010	0,013	0,014	0,021	0,027	0,015	0,02
Скорость истечения песковоздушной смеси v_{oc} , м/с	10,5	17,2	17,4	20,9	27,7	51,2	71,8

Значения, представленные в таблице 3.2, были получены по результатам вычислений при давлении сжатого воздуха на входе в систему пескоподачи

0,5 МПа, так как при данном давлении согласно рисунку 3.16 зафиксирован минимальный расход воздуха через сопла подвода дополнительного воздуха. Параметры инжектора в [178] рассчитаны на то же давление перед рабочим соплом.

Анализируя данные моделирования, представленные в таблице 3.2, можно сделать вывод, что система пескоподачи, оборудованная газоструйным инжектором, обеспечивает увеличение скорости в рекомендованных пределах от 40 до 70 м/с при существенной экономии сжатого воздуха на одну форсунку песочницы. Необходимо отметить, что при давлении сжатого воздуха 0,5 МПа на входе в систему пескоподачи ни одна штатная система с подводом дополнительного воздуха не обеспечивает необходимую скорость истечения песковоздушной смеси, а при сопоставимых значениях расхода воздуха (строка SD+WN в таблице 3.2) штатной и модернизированной систем скорость истечения в 3–3,5 раза выше в системе с газоструйным аппаратом.

Схема модернизированной пневматической системы пескоподачи шестиосного локомотива при подводе дополнительного объема воздуха с помощью газоструйного инжектора для увеличения скорости истечения песковоздушной смеси при транспортировке частиц кварцевого песка в зону контакта движущих колес локомотива с рельсами приведена на рисунке 3.17. На рисунке 3.17 позиция Е обозначает газоструйный инжектор, установленный на прямом участке концевой насадки подсыпного рукава.

В данном разделе рассмотрена возможность увеличения скорости истечения песковоздушной смеси с применением газовоздушного инжектора для повышения надежности работы системы пескоподачи локомотивов за счет обеспечения транспортировки частиц кварцевого песка в зону контакта движущих колес с рельсом, устойчивой к воздействию бокового ветра со скоростью до 20 м/с. Результаты исследования показали, что истечение песковоздушной смеси с рекомендованной скоростью в диапазоне 40–70 м/с возможно реализовать подводом дополнительного объема воздуха за счет установки газоструйного инжектора на прямом участке концевой насадки подсыпного рукава с диаметрами

рабочего сопла 3,9 и 5 мм при увеличении массового расхода сжатого воздуха системой пескоподачи на одну форсунку песочницы в 1,5 и 2 раза соответственно.

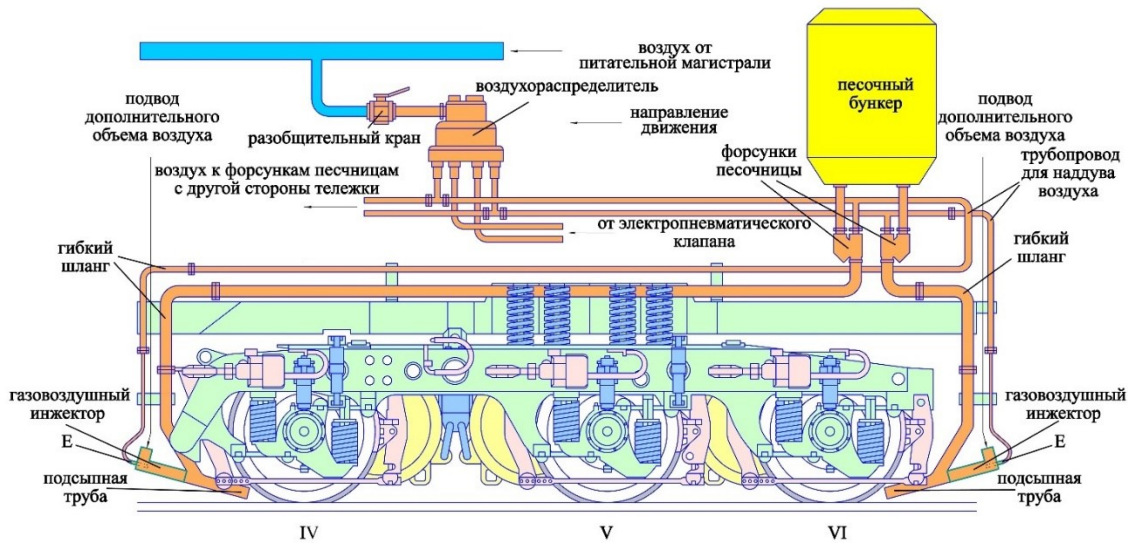


Рисунок 3.17 – Схема модернизированной пневматической системы пескоподачи задней по ходу движения тележки шестисосного локомотива при подводе дополнительного объема воздуха с помощью газоструйного инжектора для увеличения скорости истечения песковоздушной смеси (IV, V и VI – номера колесных пар по ходу движения локомотива)

Данный способ с использованием эффекта эжекции для увеличения скорости истечения песковоздушной смеси является более эффективным и экономичным по сравнению со штатными схемами подвода дополнительного воздуха, применяемыми на локомотивах.

3.4. Разработка системы пескоподачи с плавным непрерывным регулированием количества песка

В известных устройствах форсунок песочниц, устанавливаемых на серийном подвижном составе, фиксированное регулирование подачи песка обычно осуществляется путем изменения площади проходного сечения рыхлительного канала с помощью игольчатого винта в коническом отверстии [191, 193, 194] или изменением направления потока воздуха, предназначенного для взрыхления слоя

песка [190]. Предлагается модернизированная конструкция системы пескоподачи на примере форсунки песочницы ОНЗ-64, показанная на рисунке 3.18, с установленным дросселирующим устройством с сервоприводом.

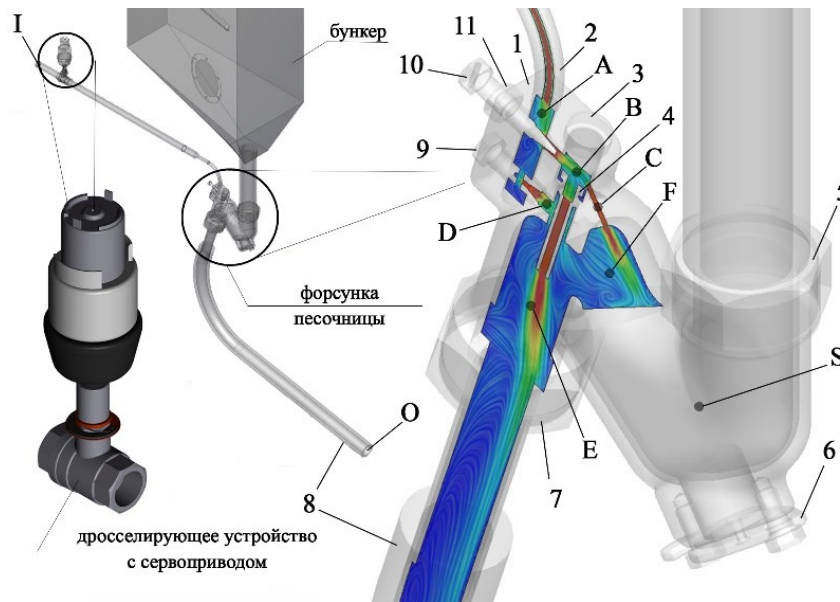


Рисунок 3.18 – Конструкция модернизированной системы пескоподачи локомотива с сервоприводом

Форсунка песочницы имеет сложную конструкцию с несколькими камерами в полостях корпуса *1*. Полость *S* заполняется под действием силы тяжести самотеком частицами кварцевого песка из бункера через горловину *5*. Можно также выделить еще полости *E* и *F* по их функциональному назначению: *E* – смесительная камера, и *F* – рыхлительная. В верхней части корпуса *1* расположена система отверстий для распределения потоков воздуха по каналам *A*, *B*, *C* и *D*. Сжатый воздух из питательной магистрали локомотива через ниппель *2* диаметром 5 мм поступает в корпус форсунки песочницы. Далее в камере *A* сразу после ниппеля воздушная струя разделяется на два потока. Первый через канал между игольчатым наконечником регулировочного винта *10* и стенками конического отверстия попадает в камеру *B* между ускорительным соплом *4* и пробкой *3*. Второй поток по каналу камеры *A* попадает через калибровочные отверстия сопла *9* в зону *D* и далее вытекает в смесительную камеру *E*, обтекая в форме закрученной

струи наружную поверхность ускорительного сопла 4. Поток из камеры *D*, уменьшая дросселирующий эффект и влагообразование на внешней поверхности сопла 4, увеличивает скорость перемещения песковоздушной смеси из полости *E* в подсыпной рукав 8 без увеличения расхода сжатого воздуха в пескоподающей системе электровоза. В полости *B* снова происходит разделение на два потока, направляющиеся в рыхлительный канал *C* и в калибровочное отверстие ускорительного сопла 4. Часть объема воздуха, попадая через наклонный канал *C* диаметром 3 мм в полость *F*, взрыхляет верхний слой песка, приводя частицы кварцевого песка в движение, заставляя их витать в вихревом потоке в камере *F*. Песчинки из образованного песковоздушного облака затягивает в смесительную камеру *E* за счет разрежения, создаваемого скоростным потоком на срезе выходного отверстия сопла 4, который, сливаясь с дополнительным объемом воздуха из полости *D*, транспортирует песковоздушную смесь под колесо локомотива через горловину 7 корпуса форсунки песочницы 1 и присоединенный к ней подсыпной рукав 8. В нижней части корпуса 1 имеется отверстие 6, предназначенное для прочистки рыхлительного канала *C* и удаления из полости *S* сырого или смерзшегося песка при попадании в него влаги.

Как видно из рисунка 3.18, предлагается вариант конструкции, реализующей дистанционное плавное непрерывное управление количеством подаваемого песка [195, 196] на основе интегрированного в систему пескоподачи электромеханического устройства с электронным управлением для регулирования расхода сжатого воздуха, поступающего в корпус форсунки песочницы с целью забора и подачи кварцевого песка в зону контакта колес локомотива с рельсами. Монтаж устройства осуществляется на трубопроводе перед штуцером входного отверстия корпуса форсунки песочницы, позиция I рисунка. 3.18 [197, 198]. Элементом, управляющим дозированным расходом сжатого воздуха в пневматической системе пескоподачи локомотива, является вентиль с сервоприводом.

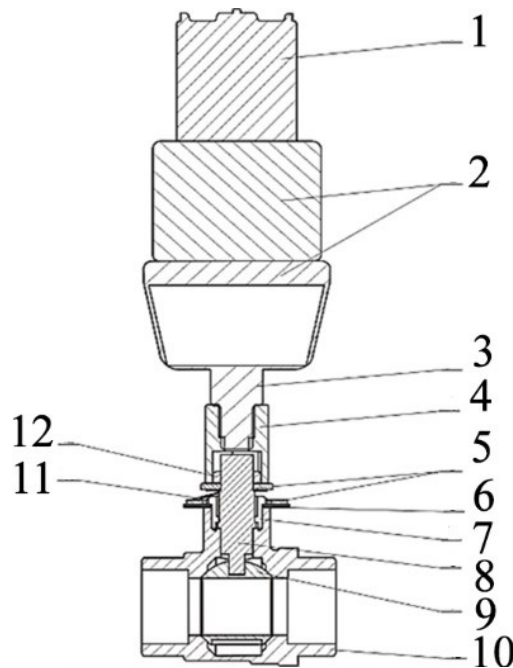
При выборе наиболее приемлемого типа вентиля был выполнен анализ существующих конструкций регулировочных вентиляей [199], которые могут быть

использованы в качестве дросселирующего устройства в рассматриваемой пневматической системе.

На основе анализа при сравнении основных технических характеристик различных конструкций вентиля были выявлены определенные достоинства, которыми обладает шаровый кран как регулирующее устройство. Шаровые краны имеют небольшие габаритные размеры, обладают необходимой быстротой срабатывания и малым гидравлическим сопротивлением. Из-за простой формы проточной части в них отсутствуют застойные зоны, в которых развивается такое негативное явление, как противодействие рабочей среды. Уплотнения и подшипники штока пробки выполнены из низкофрикционного тефлона, использование которого исключает необходимость применения каких-либо смазочных материалов, что способствуют длительному сроку службы и не требует дополнительного ухода в эксплуатации. Сферическая форма пробки и симметричность конструкции крана позволяют использовать вентиль для работы в обоих направлениях, а также его установку в любом пространственном положении при монтаже.

В предлагаемой конструкции, как уже отмечалось, в качестве дросселирующего устройства был выбран шаровый кран, соединенный через понижающий редуктор с валом двигателя постоянного тока (рисунок 3.19). На оси шарового крана закреплен датчик положения, считывающий угол поворота вентиля. Устройство монтируется на трубопровод диаметром 1/2 дюйма, имеет незначительные габаритные размеры и может быть установлено на место серийного электропневматического клапана, используемого в типовых системах пескоподачи локомотивов. Переоборудование локомотивов можно осуществлять в деповских условиях, что позволяет значительно снизить расходы на модернизацию и ускорить процесс внедрения предлагаемой системы. В сочетании с системами раннего распознавания боксования применение устройства для дозированной поосной подачи песка дает возможность сократить расход песка и управлять величиной сцепления колес с рельсами как для каждой колесной пары в

отдельности, так и для всего электровоза в целом. Более подробно особенности предлагаемого устройства изложены в [95, 166].



- 1 – двигатель постоянного тока;
- 2 – редуктор понижающий;
- 3 – вал;
- 4 – муфта соединительная;
- 5 – шайба диэлектрическая;
- 6 – шайба изолирующая;
- 7 – гайка упорная;
- 8 – ось;
- 9 – шар с калиброванным отверстием;
- 10 – корпус крана;
- 11 – контакт подвижный датчика положения;
- 12 – гайка корончатая

Рисунок 3.19 – Дросселирующее устройство с сервоприводом

Ядром данной системы управления служит программируемый микроконтроллер с согласующими устройствами. Данную систему автоматического управления (САУ) можно представить в виде структурной схемы, показанной на рисунке 3.20. В состав САУ входят персональный компьютер (ПК), система управления приводом (СУП) и исполнительное устройство (ИУ). В свою очередь СУП подразделяется на схему согласования – интерфейсную схему (СС/ИС), микропроцессор (МП), схему управления блоком ключей (СУБК) и блок ключей управления приводом (БКУП). Исполнительное устройство состоит из привода управляющего устройства (ПУУ), датчика положения (ДП) и управляющего устройства (УУ), что в совокупности и представляет собой регулирующий пневматический кран с сервоприводом.

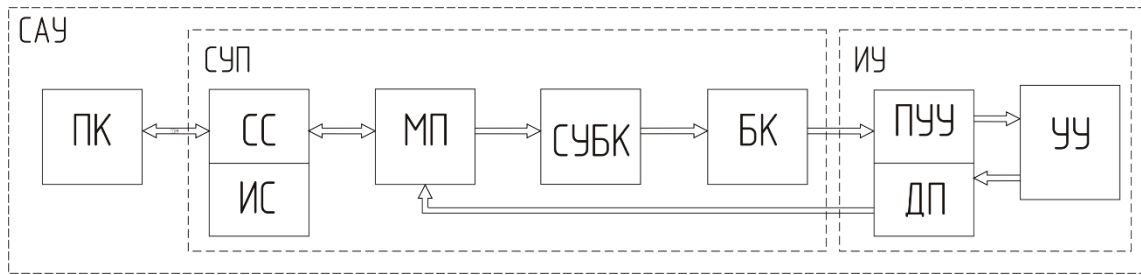


Рисунок 3.20 – Структурная схема системы управления сервоприводом

САУ работает следующим образом. С ПК или бортовых систем локомотива подается команда о величине угла открытия вентиля через СОМ-порт в СУП. Система управления приводом посредством СС/ИС преобразует уровни сигнала СОМ в уровни ТТЛ-логики. МП обрабатывает полученный сигнал и на основании показаний ДП по алгоритму «вшитой» микропрограммы принимает решение, посылая соответствующую команду в СУБК. Схема управления блоком ключей, обрабатывая команду, открывает необходимые ключи БКУП. Блок ключей управления приводом соответственно подает питание необходимой полярности на ПУУ. Привод управляющего устройства вращается в заданном полярностью питающего напряжения направлении, открывая или закрывая УУ. ДП считывает положения УУ и посылает в МП. Микропроцессор сравнивает значения, полученного значения угла открытия вентиля и датчика положения, и если значения не равны, то повторяются предыдущие пункты действия алгоритма до выполнения условия равенства, и тогда СУП приходит в рабочее положение и ожидает дальнейших команд на угол открытия вентиля.

Электрическая схема электронного блока управления углом поворота элемента системы автоматического управления расходом сжатого воздуха в системе пескоподдачи локомотивов приведена на рисунке В.1 приложения В и состоит из 36 электрических элементов, размещенных на двух печатных платах, которые расположены в металлическом корпусе с рабочими разъемами для подключения к управляющему и исполнительному устройствам. На данной стадии разработки такая схема позволила обеспечить проверку работоспособности и испытания регулирующего пневматического крана с сервоприводом в

лабораторных условиях. В дальнейшем предполагается ее усовершенствовать для полной адаптации к работе в системе пескоподдачи на локомотивах.

Рассмотренная система автоматического управления расходом сжатого воздуха, в свою очередь, является частью системы управления процессом подачи песка в зону контакта колеса с рельсом [200].

3.5. Экспериментальные исследования модернизированной системы пескоподдачи с плавным непрерывным регулированием количества песка

Для экспериментальных исследований возможности модернизации системы пескоподдачи серийных локомотивов с применением автоматической плавной непрерывной дозации количества песка из корпуса форсунки песочницы за счет угла открытия дроссирующего устройства с сервоприводом был разработан экспериментальный стенд [201], представляющий собой часть штатной системы подачи кварцевого песка под колеса локомотивов в реальном размере для одной форсунки песочницы (рисунок 3.21).

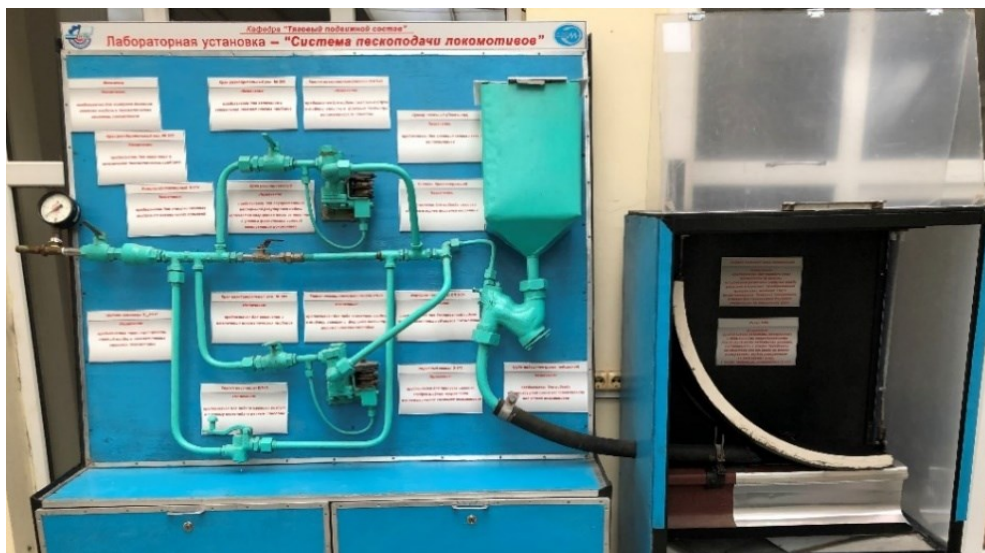


Рисунок 3.21 – Стенд для испытания модернизированной системы пескоподдачи
ЛОКОМОТИВОВ

Исследовательская установка включает в себя трубную арматуру необходимого диаметра, а также следующие основные элементы и пневматические

устройства: локомотивный компрессор КТ7; штатный редуктор понижающий с 0,9 МПа давления тормозной магистрали до 0,5 МПа – цепей управления; запорная арматура; воздушный фильтр; обратные клапаны; серийный электропневматический клапан КП1 и педаль машиниста; форсунка песочницы ОН 3-64 в сборе; песочный бункер; резиновый подсыпной рукав; рельс Р65; часть бандажа колеса грузового электровоза и установленный новый вентиль с сервоприводом и блоком управления.

Стенд позволяет осуществлять регулировку форсунки песочницы и проводить испытания по моделированию подачи песка под колесо локомотива различными способами: педалью (как из кабины машиниста), дистанционно с использованием штатного электропневматического клапана, так и с помощью предлагаемого вентиля на основе регулирования угла поворота шарового крана с сервоприводом.

Для проведения стендовых испытаний регулировочного вентиля было разработано программное обеспечение на языке программирования Delphi, при помощи которого реализовывалось дистанционное управление сервоприводом с возможностью задания угла открытия. Данное программное приложение позволяет имитировать автоматическую работу регулировочного вентиля в реальных эксплуатационных условиях путем задания в реальном времени угла открытия крана в диапазоне от 0 до 90 градусов, точность позиционирования которого ограничивается разрядностью микропроцессора, который установлен в блок управления.

Для проведения испытаний экспериментальная установка была подключена к пневматической магистрали, питающейся через четыре главных резервуара от локомотивного мотор-компрессора. На предварительном этапе проведения испытаний запускался компрессор и наполнялись ресиверы до момента срабатывания реле давления и отключения компрессорной установки. С помощью редуктора, расположенного перед входным разобцительным краном стенда, давление подводимого сжатого воздуха в пневматической магистрали выставлялось на значение 0,57 МПа. Далее в корпус песочного бункера засыпался

кварцевый песок, состав которого и состояние зерен отвечало требованиям технической эксплуатации подвижного состава. Регулировка форсунки песочницы была осуществлена на расход в 1500 г/мин, что соответствует максимальному расходу в зимний период эксплуатации в соответствии с «Технологической инструкцией по ремонту, уходу и содержанию песочниц на электровозах» [202]. Вентиль с сервоприводом подключался к промышленному компьютеру с программным обеспечением, и производилось его позиционирование в исходное рабочее состояние в автоматическом режиме. На выход подсыпного рукава надевался мешок для сбора песка.

Для проведения единичного эксперимента с промышленного компьютера через программное приложение задавалось значение угла открытия регулировочного вентиля, который отработывался схемой согласования и сервоприводом. Затем запускался таймер и открывался запорный кран на входе испытательного стенда, что инициировало подачу песка из корпуса форсунки через подсыпной рукав в мешок. По окончании временного интервала подача сжатого воздуха прекращалась перекрытием запорного крана. Мешок с накопленным песком взвешивался, и значение его массы фиксировалось. Песок ссыпался в песочный бункер. Эксперимент продолжался с изменением угла открытия регулировочного вентиля на необходимый. Таким образом, эксперимент повторялся необходимое количество раз, пока угол открытия не становился равным 90 градусов, что соответствует состоянию шарового крана как «полностью открытый». Для сбора и накопления необходимого количества данных полный цикл измерений повторялся многократно.

Конструкция испытательного стенда позволила также провести эксперимент по определению скорости истечения воздушной струи на срезе выходного сечения подсыпного рукава. Подготовительный этап и проведение эксперимента повторяет описанные выше, как для определения расхода количества песка системой пескоподачи. Отличием является то, что испытания проводились без подачи песка, а измерения осуществлялись посредством электронного термоанемометра DT-318 с удлиненной трубкой гибкого зонда привода крыльчатки. Особенностью данного

крыльчатого анемометра является диаметр крыльчатки диаметром 32 мм, что соответствует диаметру внутреннего сечения трубы подсыпного рукава. Данная особенность снижает вероятность погрешности измерения средней скорости истечения потока воздуха. Также программная особенность термоанемометра DT-318 позволяет определять и выводить на экран максимальные и минимальные значения, зафиксированные во время измерения. Основные технические характеристики термоанемометра приведены в таблице В.2 приложения В.

Результаты эксперимента по дистанционному плавному регулированию количества песка, подаваемого под колесо локомотива при помощи нового крана с сервоприводом, приведены на рисунках 3.22 и 3.23. В результате испытаний получены данные по массовому расходу \dot{M} песка на выходе из подсыпного рукава и скорости v истечения струи без подачи песка.

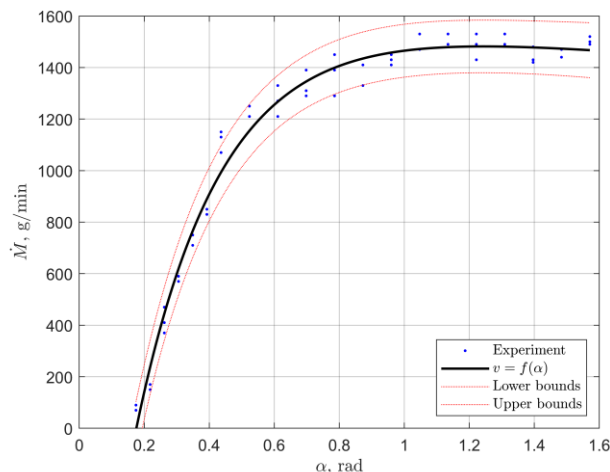


Рисунок 3.22 – Зависимость усредненного расхода подаваемого песка от величины угла поворота дросселирующего устройства с сервоприводом

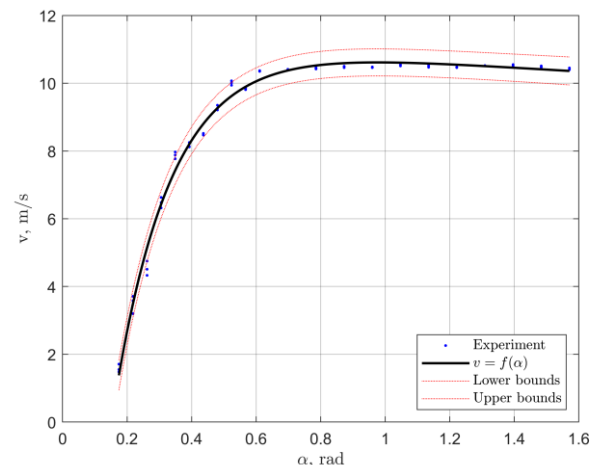


Рисунок 3.23 – Зависимость скорости истечения струи без песка от величины угла поворота дросселирующего устройства с сервоприводом

Как видно из графика, представленного на рисунке 3.22, количество песка зависит от угла поворота шарового затвора в вентиле. Кривая расхода песка имеет нелинейный характер, однако охватывает полный диапазон значений от 0 до 1500

г/мин с возможностью подачи необходимого количества песка в зависимости от условий эксплуатации.

Отметим, что формы кривых расхода и скорости истечения внешне похожи, поэтому для удобства при их дальнейшем использовании были построены уравнения регрессии вида

$$y = a \exp(bx) + c \exp(dx).$$

Коэффициенты этих уравнений определялись методом наименьших квадратов и сведены вместе девятидесятипроцентным доверительным интервалом в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Коэффициенты регрессии кривых расхода песка и скорости истечения струи без песка

Параметр	a	b	c	d
Массовый расход песка \dot{M} , г/мин	1649 (1410; 1889)	-0,07099 (-0,1742; 0,03218)	-3175 (-3389; -2960)	-3,798 (-4,488; -3,107)
Скорость струи v , м/с	11,33 (10,84; 11,82)	-0,05674 (-0,09172; -0,02176)	-26,3 (-28,03; -24,57)	-5,631 (-6,101; -5,161)

Сложность конструкции таких элементов, как форсунка песочницы, и наличие песквоздушной струи значительно затрудняют проведение стендовых испытаний. Из-за компактности расположения стендовых элементов, а также высокоабразивного износа частицами кварцевого песка практически невозможна установка дополнительных измерительных приборов без существенной модернизации пневматических устройств, которая может отрицательно повлиять на корректность результатов испытаний. Поэтому для более глубокого изучения аэродинамических процессов, происходящих в системе пескоподачи, была создана трехмерная твердотельная компьютерная модель в программном продукте SolidWorks (см. рисунок 3.18). SolidWorks имеет модуль для решения задач гидродинамики (CFD) Flow Simulation, в котором и проводились вычислительные эксперименты.

Результаты этих расчетов совместно с данными эксперимента показаны на рисунке 3.24.

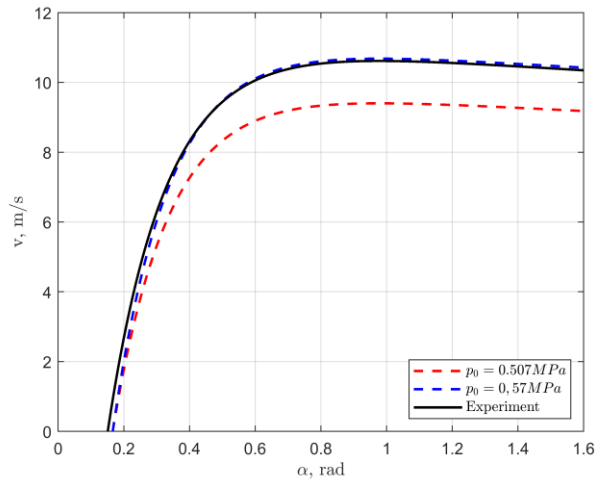


Рисунок 3.24 – Результаты CFD-моделирования совместно с экспериментальными данными по скорости истечения струи воздуха

Приведенная на рисунке 3.24 кривая, соответствующая давлению 0,507 МПа, позволяет оценить влияние начального давления p_0 на скорость воздушного потока. Кривые, описывающие среднюю скорость потока из подсыпного рукава в зависимости от угла открытия крана, при равных начальных условиях, как видно из графиков, практически совпадают, что свидетельствует о корректности компьютерной модели и возможности ее использования в дальнейших исследованиях, направленных на совершенствование предложенной конструкции системы пескоподачи.

Совокупность полученных результатов позволяет разработать систему управления дросселирующим устройством с учетом фактических условий эксплуатации подвижного состава. Это благоприятно скажется на сцепных свойствах локомотивов различного типа и назначения ввиду увеличения надежности пескоподающей системы и, как следствие, сокращения брака в эксплуатации.

3.6. Модернизированная штатная система пескоподдачи локомотивов с плавным непрерывным регулированием количества песка и увеличенной скоростью истечения песковоздушной смеси

Описанные выше мероприятия по модернизации штатных систем пескоподдачи магистральных локомотивов направлены на повышение эксплуатационной надежности процесса подачи песка под движущие колеса тягового подвижного состава. Внедрение таких устройств, как вентиль с сервоприводом, газоструйный инжектор и модернизированный болт с жиклерами, позволит осуществлять плавную непрерывную регулировку количества песка из корпуса форсунки с учетом фактических условий эксплуатации с повышенной скоростью истечения для реализации транспортировки песковоздушной струи устойчивой к сдуванию боковым ветром, а усовершенствованный болт упростит процесс регулировки максимального расхода форсунки песочницы. Схема модернизированной системы пескоподдачи и структурная схема алгоритма действия представлены на рисунках 3.25 и 3.26.

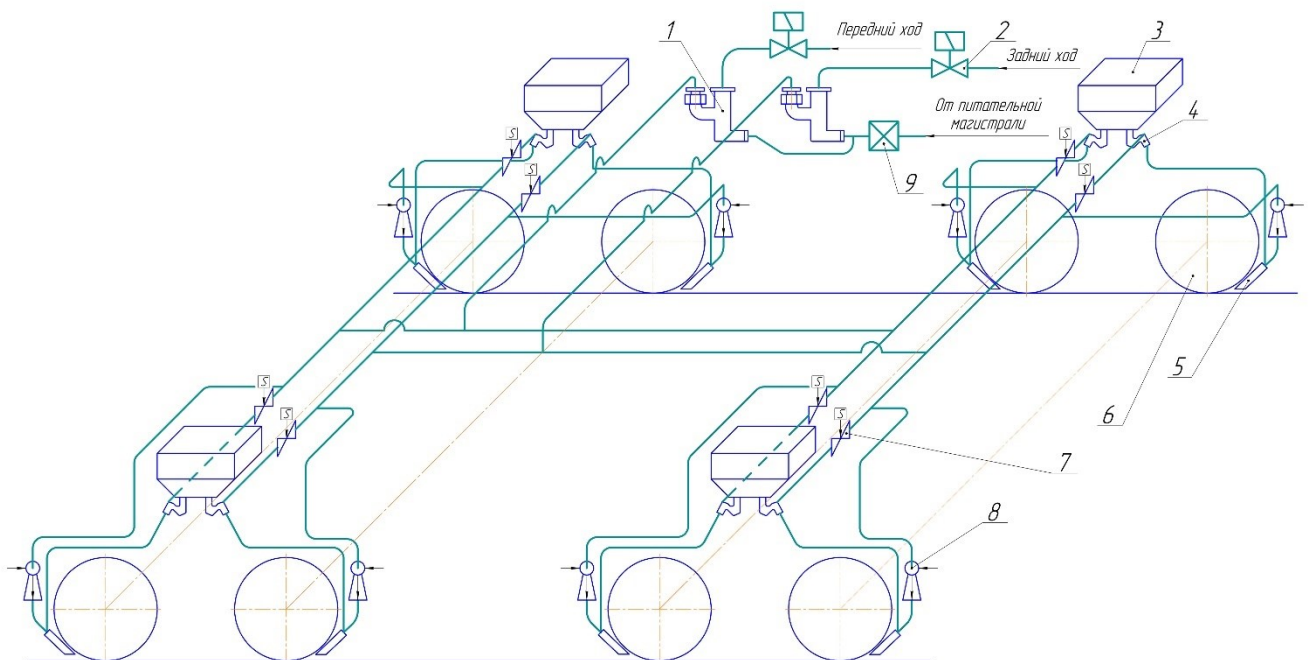


Рисунок 3.25 – Схема модернизированной системы пескоподдачи, оборудованной регулировочными кранами с сервоприводом и инжекторами

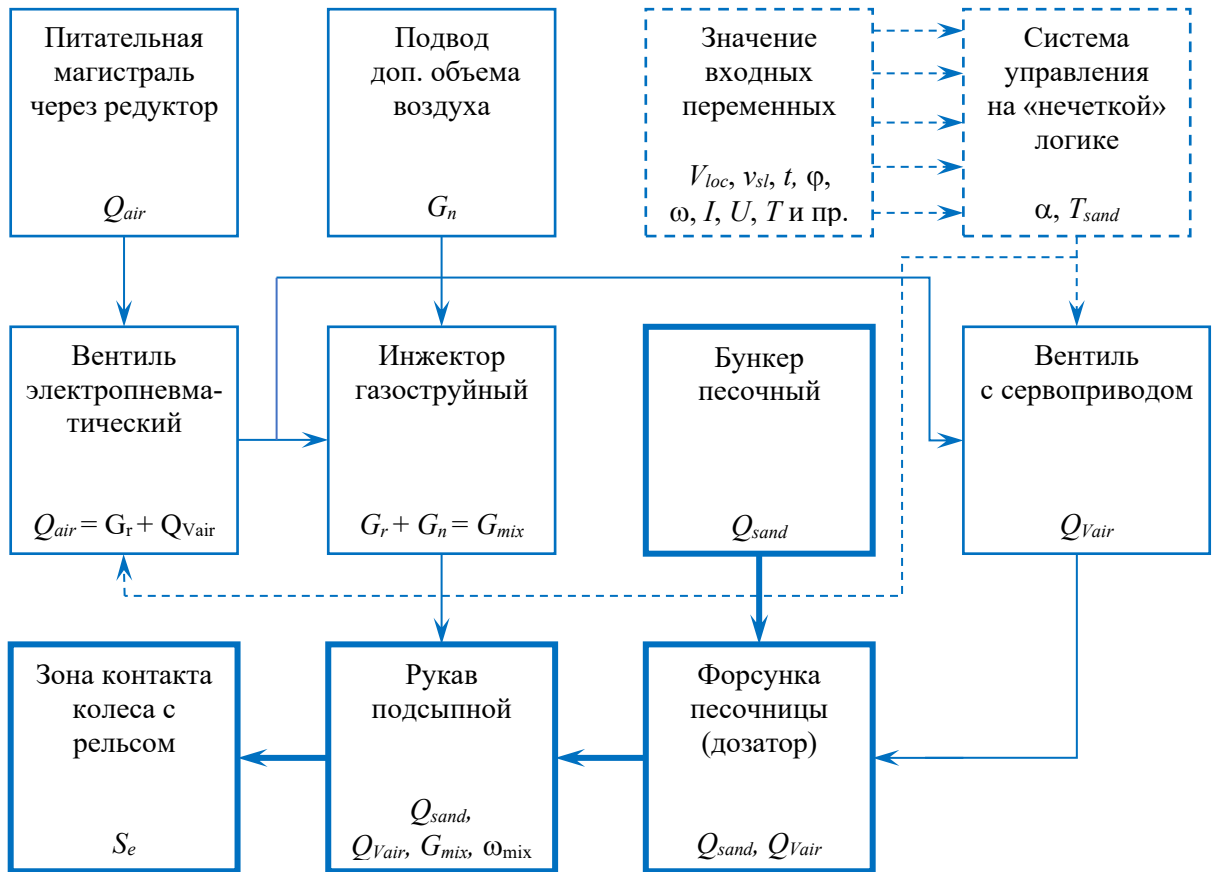


Рисунок 3.26 – Структурная схема модернизированной системы пескоподачи с сервоприводом

Принцип работы модернизированной системы пескоподачи основан на управлении углом открытия (α) регулировочного крана с сервоприводом 7 (см. рисунок 3.25) для регулирования подаваемого количества воздуха Q_{Vair} в корпус форсунки песочницы 4 для подачи необходимого количества песка Q_{sand} под колеса локомотива. Величина угла открытия α регулировочного вентиля с сервоприводом 7 задается блоком управления. Блок управления с помощью алгоритмов нечеткой логики принимает решение о величине угла открытия α на основе значений входных переменных с бортовых систем диагностирования локомотива для определения параметров текущего состояния и фактических условий эксплуатации, например таких, как скорость движения V_{loc} , температура воздуха t , влажность воздуха φ , величина относительного проскальзывания движущих колес v_{sl} , продолжительность работы системы распознавания избыточного скольжения

колес с рельсами T , угловая скорость вращения колесной пары ω , сила тока I и напряжение U на тяговых двигателях и прочие параметры, которые могут косвенным или прямым способом позволить определить или спрогнозировать фактические условия по сцеплению, например наличие осадков и их интенсивность или прогнозирование наледи на поверхности рельса.

Стоит обратить внимание, что блок управления непрерывно в реальном времени определяет необходимый угол поворота α , а сервопривод вентиля, в свою очередь, обрабатывает полученную команду независимо от того, необходимо подавать песок в данный момент времени или нет. Таким образом, система всегда готова для подачи необходимого количества песка под движущие колеса локомотива в зависимости от фактических условий эксплуатации и нагруженности локомотива по сцеплению. Подача песка осуществляется одним из возможных способов для конкретного типа и серии локомотива (ручной или автоматический), который предусмотрен конструкцией. Так, по команде блока управления пескоподачей открытием электропневматического вентиля 2 воздух Q_{air} из питательной магистрали через редуктор давления 9 разделяется на два потока. Один G_r направляется в рабочее сопло газоструйного инжектора 8, а второй поток Q_{Vair} через ventиль с сервоприводом 7 в корпусе форсунки песочницы 4 для рыхления и транспортировки – в подсыпной рукав 5 песковоздушной смеси Q_{sand} и Q_{Vair} . Таким образом приводится в действие система пескоподачи. В газовоздушном инжекторе 8 вылитый из рабочего сопла сжатый воздух G_r инициирует инжекцию дополнительного объема воздуха G_n в приемную камеру корпуса газоструйного аппарата, где эти два потока смешиваются G_{mix} и, достигая заданной скорости, устремляются к выходному сечению подсыпного рукава 5, подхватывая и направляя песковоздушную смесь с дозированным количеством частиц песка Q_{sand} и Q_{Vair} , вылетевших из корпуса форсунки песочницы 4, для транспортировки их в зону контакта колес 6 с рельсами. Особенностью модернизированной системы пескоподачи является то, что пескоподачу возможно реализовывать с плавным непрерывным регулированием количества песка с учетом фактических условий эксплуатации с увеличенной скоростью истечения

песковоздушной смеси, а также с реализацией продувки концевой насадки подсыпного рукава после прекращения и перед началом подачи песка. Для режима продувки блок управления отправляет сигнал на закрытие вентиля с сервоприводом 7, что перекрывает подачу воздуха в корпус форсунки песочницы 4, при этом через инжектор 8 скоростной поток продолжает вытекать из выходного сечения подсыпного рукава. Завершение процесса подачи песка и продувки пескопровода инициируется через блок управления перекрытием электропневматического вентиля 2. После чего, согласно алгоритму управления на основе алгоритмов «нечеткой логики», описанному в [174], система пескоподачи переходит в режим мониторинга сигналов от бортовых датчиков локомотива и ожидания следующего запуска подачи песка, для чего, по команде блока управления, регулировочный вентиль открывается на необходимый угол α .

В описанной системе пескоподачи алгоритмы принятия решения и управления основаны на нечеткой логике (Fuzzy Logic), проработанность зависимости угла открытия α от значений входных переменных является основой для правильного функционирования модернизированной системы пескоподачи.

3.7. Выводы по главе 3

1. Создана полноразмерная твердотельная трехмерная компьютерная модель системы пескоподачи для исследования газодинамических процессов во внутренних полостях и каналах трубопровода, форсунки песочницы и подсыпного рукава, в том числе с учетом движения зерен песка.

2. Получены аппроксимирующие зависимости, упрощающие подбор диаметра отверстия жиклера регулировочного винта, основываясь на скоростях потока воздуха в характерных сечениях.

Получены значения диаметров отверстий для наиболее распространенных значений количества подаваемого песка с учетом рекомендаций по сезонному расходу – 3,4; 3,1; 2,3 и 1,6 мм для 1500, 1200, 900 и 600 г/мин соответственно.

Для внедрения нового регулировочного винта на сети железных дорог потребуются незначительные изменения в конструкции серийной форсунки

песочницы – нарезка внутренней резьбы М12 вместо конического седельного канала с цилиндрической частью диаметром 10 мм и рассверливание отверстия с существующей резьбой М10.

Использование предложенной конструкции регулировочного винта позволяет исключить эффект самовывертывания и сократит время и затраты на регулировку форсунки в эксплуатации на перегоне и при проведении технических работ и ремонта.

2. Определены геометрические и газодинамические параметры инжектора, обеспечивающего увеличение скорости истечения песковоздушной смеси в рекомендованных пределах от 40 до 70 м/с за счет изменения диаметра рабочего сопла без изменения геометрических размеров газовоздушного газоструйного инжектора при существенной экономии сжатого воздуха на одну форсунку песочницы в сравнении со штатными схемами с подводом дополнительного воздуха при пескоподаче.

3. Разработаны компоновочные схемы расположения инжектора в штатной системе пескоподачи с возможностью увеличения скорости истечения песковоздушной смеси при двойном сокращении массового расхода сжатого воздуха из пневматической магистрали локомотивов относительно штатных систем пескоподачи при величине полного давления перед рабочим соплом 0,5 МПа.

4. Разработано дросселирующее устройство с сервоприводом для осуществления плавной непрерывной регулировки количества песка из корпуса форсунки песочницы в зависимости от фактических условий эксплуатации режимов нагруженности локомотива по сцеплению.

5. Установлена принципиальная возможность осуществить непрерывную регулируемую подачу песка в область контакта колеса с рельсом при помощи вентиля с сервоприводом, установленного перед форсункой.

Анализ конструкций вентиля и проведенные эксперименты показали, что характеристики шарового крана соответствуют требованиям по обеспечению регулирования массового расхода песка.

Разработан стенд, представляющий полноразмерную часть штатной системы подачи кварцевого песка под колеса локомотивов, что позволило провести исследования по совершенствованию и улучшению эксплуатационных показателей пневмосистемы путем плавного непрерывного регулирования количества песка из корпуса форсунки.

Создана твердотельная компьютерная модель для исследования газодинамических процессов в системе пескоподачи, в том числе с учетом движения зерен песка, которая показала удовлетворительную сходимость с результатами экспериментов.

6. Разработана структурная схема модернизированной системы пескоподачи с улучшенными эксплуатационными показателями за счет установки регулировочных вентилях с сервоприводом и газоструйных инжекторов для реализации плавного непрерывного управления дозированием количества песка из корпуса форсунок песочниц с учетом фактических условий эксплуатации и режимов нагруженности локомотивов по сцеплению при реализации устойчивой к сдуванию боковым ветров транспортировки частиц песка в зону контакта колес с рельсами при скорости истечения песковоздушной смеси из выходного сечения подсыпного рукава более 40 м/с.

4. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ПЕСКОПОДАЧИ ЛОКОМОТИВОВ С ПЛАВНЫМ НЕПРЕРЫВНЫМ ДОЗИРОВАНИЕМ КОЛИЧЕСТВА ПЕСКА

4.1. Физические свойства кварцевого песка систем пескоподачи локомотивов

Как указывалось выше, необходимо обеспечить подачу строго определенного количества песка на погонный метр рельсовой колеи в зависимости от таких факторов, как план и профиль пути, скорость движения локомотива, вес поезда, увлажненность поверхности катания рельса, температура окружающей среды, и других условий эксплуатации.

В связи с нормированием подачи песка на погонный метр пути требуется оценить распределение частиц кварцевого песка на поверхности рельса после прохождения локомотива и влияние полученных фракций на коэффициент трения в зоне контакта колеса с рельсом.

Для решения этой задачи были проведены натурные испытания, для которых был выбран трехсекционный грузовой электровоз переменного тока приписки депо Лиски, с новыми бандажами толщиной 90 мм и нулевым износом, что подтверждается записью в акте технического состояния локомотива [203].

Подача песка под колеса локомотива проводилась в теплую безветренную погоду на сухие, а также на специально замасленные и обильно смоченные водой рельсы и осуществлялась практически с момента трогания и непрерывно продолжалась до полной остановки электровоза. Пескоподача проводилась при условии проезда нескольких колес по одному участку рельса. Фотографии образованных частицами песка поверхностей представлены на рисунке 4.1.

В ходе натурального эксперимента установлено, что при пескоподаче на поверхность рельса после прохода колес локомотива песок представляет собой слой частиц, разделенный на две отличающиеся по плотности упаковки фракции (рисунок 4.1). В габарите дорожки катания движущих колес тягового подвижного состава по поверхности рельса кварцевый песок размалывается и уплотняется, а

ближе к внешним граням головки рельса слой песка имеет рыхлую структуру, с размером частиц, соответствующим диаметру зерен исходного песка, которые еще не попали в зону контакта «колесо – рельс».



Рисунок 4.1 – Распределение частиц кварцевого песка на поверхности сухого рельса

Из нормативной документации различных железных дорог мира установлено, что системы пескоподачи одинаковы по принципу действия и отличаются по конструкции основных элементов, а также по исходному размеру частиц применяемого кварцевого песка (таблица 4.1). Тем не менее общим требованием на различных железных дорогах мира к песку, используемому на локомотивах, является минимальное содержание глиняных составляющих при допустимой концентрации не более 1–3 %. В зависимости от качества песка концентрация кварца колеблется от 75 до 90 %, а количество пылеватых частиц менее 0,1 мм – не более 5–10 % [93]. Рекомендуется применять окатанный песок, добытый в карьерах, или речной; морской же не допускается из-за загрязнения солями. При этом частицы кварцевого песка имеют коэффициент сферичности более 0,83, что указывает на соответствие частиц форме, приближенной к шару [204, 205].

Таблица 4.1 – Размеры частиц кварцевого песка для локомотивов разных железных дорог мира

Страна	Минимальный размер частиц песка, мм	Максимальный размер частиц песка, мм
Россия и страны с колеей 1520 мм (Беларусь, Латвия, Литва, Украина, Монголия и др.)	0,1	2,0
Нидерланды	0,2	1,2
Великобритания (локомотивы)	0,15	1,25
Великобритания (электро- и дизель-поезда)	0,7	2,8
Великобритания (мотовозы)	0,18	0,85
Индия (локомотивы)	0,15	1,18
Индия (облегченный подвижной состав)	0,71	2,8
Франция	0,1	0,6
Германия	0,63	2,0
КНР	0,63	1,6
Польша	0,5	1,0
США и Канада	0,85	1,7
США и Канада (пригородные поезда, мотовозы)	0,18	0,85

В таблице 4.1 приведены данные о размере частиц кварцевого песка, применяемого на тяговом подвижном составе различных железных дорог. Особое внимание стоит обратить на размер фракций песка для железных дорог Индии и Великобритании, где применяется кварцевый песок двух диапазонов, меньшего для локомотивов и большего для облегченного подвижного состава – электропоезда и дизель-поезда [206]. Причем на облегченном подвижном составе песок

применяется преимущественно для эффективного безюзового торможения при неблагоприятных условиях по сцеплению, и к нему предъявляются повышенные требования по содержанию крупных и пылеватых частиц. А вот песок на локомотивах преимущественно используется для реализации повышения коэффициента сцепления между движущим колесом и рельсом в режиме тяги. Так, для электро- и дизельпоездов должно быть 90 % частиц размером 0,71–2,8 мм с содержанием частиц менее 0,71 мм не более 5 % и более 2,8 мм не выше 3 %, а для локомотивов концентрация частиц должна быть не менее 70 % в диапазоне от 0,15 до 1,18 мм при количестве частиц диаметром меньше 0,15 мм и больше 1,18 с концентрацией не более 15 %. При этом крупный кварцевый песок для моторвагонного состава рекомендуется применять окатанный неправильной формы, а более мелкий песок для локомотивов допускается использовать дробленый с острыми гранями. Причем песок с более крупными частицами для облегченного подвижного состава можно использовать для тяги и торможения локомотивов, но не допускается наоборот.

В [207, 161] указано, что кварцевый песок с размером частиц от 0,425 до 2 мм оказывал более высокое сопротивление сдвигу за счет увеличения числа эффективных контактов. Это доказывает, что прочность на сдвиг поверхности раздела не зависит от размера частиц при определенной плотности упаковки зерен, но зависит от количества эффективных контактов на единицу площади. В [207] также установлено, что максимальная прочность на сдвиг песков с аналогичными морфологическими характеристиками не зависит от размера частиц песка при одинаковой плотности упаковки сыпучего материала. Принято считать, что для пескоподачи необходимо использовать кварцевый песок с размером зерен диаметром не менее 0,5 мм и не более 2,5 мм, так как более мелкие песчинки, имея слишком малый вес, будут легко сдуваться боковым потоком ветра и не долетят в зону контакта колес с рельсами, а более крупные твердые частицы будут отскакивать от рельса, не попадая под колесо [104, 125, 165]. По результатам исследований [104], подтверждается, что использовать песок с размером зерен менее 0,4 мм нецелесообразно потому, что уже на расстоянии 200 мм от выходного

отверстия подсыпного рукава 50 % частиц сдуваются боковым потоком и не попадают в область контакта колеса с рельсом. Поэтому рекомендуется использовать кварцевый песок с размером частиц 2,5–0,63 мм [104, 208].

Существует теория [78], что при подаче под колеса локомотива частицы кварцевого песка подвергаются силовому воздействию, при котором можно выделить два характерных этапа [209]: предшествующий основному контакту, когда происходит внедрение твердых частиц в поверхность материалов контактирующих тел в микрозазоре колеса и рельса и их последующее разрушение непосредственно в зоне контакта с образованием слоя частиц округлой формы [210, 211] с повышенной поверхностной энергией за счет увеличения их удельной поверхности [212]. Было также установлено, что после подачи песка под колеса локомотива и дробления его зерен образованный слой измельченных дисперсных частиц абсорбирует жидкие фракции органических загрязнений и влагу на поверхности рельсов [213], а поверхностная энергия колес и рельсов при этом повышается [33].

На японских железных дорогах применяют смесь кварца и окиси алюминия – корунда, который по твердости близок к алмазу, с диаметром гранул не более 1,2 мм. Концентрация материалов колеблется в пределах 40–90 % окиси алюминия и от 60 до 5 процентов двуокиси кремния, что способствует увеличению коэффициента сцепления движущих колес с рельсами в 1,6–2,3 раза по сравнению с применением кварцевого песка [177].

В работах [4, 209] и в других исследованиях взаимодействия колес с рельсами установлено, что после прохода первого колеса по песку на поверхности рельса зерна кварца в зоне пятна контакта размалываются до частиц по форме близких к сферическим с усредненным значением диаметра около 100 микрометров. При этом измельченные зерна песка образуют слой дисперсных частиц с плотнейшей гексагональной упаковкой. В [85] также определено, что структура и свойства вновь образованного слоя кварцевых частиц не изменяются даже после прохода последующих колес подвижного состава. Из [31] также известно, что на сухих рельсах подача песка повышает коэффициент сцепления до 0,39, а на мокрых и

замасленных соответственно до 0,31 и 0,22. В работе [214] представлены результаты, указывающие на то, что при качении колес по зернам песка, размер которых соответствует исходному, подаваемым из корпуса форсунки системой пескоподачи, коэффициент сцепления может достигать 0,4. После прохода уже одной колесной пары песчинки размалываются, образуя слой дисперсных частиц размером около 10^{-3} м, и после прохождения следующих колес фракция не меняется [4], но при этом примерно вдвое теряются сцепные свойства при снижении коэффициента сцепления до 0,18 [214]. По результатам исследований [85] установлено, что после прокатывания колес локомотива по равномерно уложенному слою песка с диаметром частиц до 2 мм зерна, оставшиеся на поверхности рельса, возможно разделить по размеру на шесть типов фракций: I – более 0,5 мм; II – 0,5–0,21 мм; III – 0,02–0,11 мм; IV – 0,1–0,071 мм; V – 0,07–0,056 мм и VI – менее 0,056 мм. Причем более часто встречается процентная концентрация частиц фракции III, IV и VI, с наиболее вероятным размером зерен в дисперсной фазе в пределах 0,1–0,071 мм.

На рисунке 4.2 показано, что при подаче песка на замасленные рельсы под 1-ю и 7-ю колесные пары на десятиосном подвижном составе облегченного типа class 403 и class 417 Deutsche Band величина сцепления 1-го и 7-го колес по ходу движения состава значительно повышается, а потом снижается вдвое уже у 4-й и 10-й колесных пар. В работе [215] установлено, что при величине зазора в пределах 0,1–1,0 мм между металлическими роликами в форме дисков органические соединения, такие как масла и нефтепродукты, активно вытесняются из зоны контакта. Таким образом, при подаче на замасленные рельсы песка с наибольшей концентрацией частиц размером 0,2–2,0 мм при наезде движущих колес локомотива даже на монослой таких частиц в пятне контакта между колесом и рельсом образуется зазор, величина которого превышает значение в 0,1 мм. При таких условиях органические соединения с поверхности рельса адсорбируются частицами песка и эффективно выдавливаются вместе с песком из зоны контакта колес с рельсами даже при незначительных сдвиговых воздействиях со стороны колеса [215]. Удаление таким способом масляных пленок с поверхности рельса

иногда приводит к созданию поверхностей по своим свойствам близких к ювеноальным, что создает условия для образования большего числа захватов на контактной площадке и резкого изменения скорости скольжения колеса. Причем, согласно [216], образованное при этом третье тело, за счет коничности бандажей движущих колес локомотивов, вытесняется из зоны сцепления в сторону наружной грани головки рельса, тем самым очищая и осушая поверхность дорожки катания, что способствует повышению величины коэффициента сцепления.

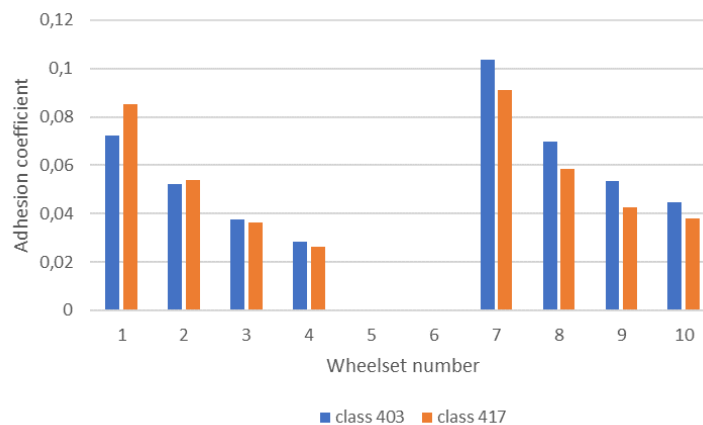


Рисунок 4.2 – Изменение величины трения при торможении на замасленных рельсах для 10-осного подвижного состава, по исследованиям Deutsche Band

В работе [33] указывается, что при попадании под колеса локомотива частицы песка активно измельчаются, что приводит к увеличению их удельной поверхности и поверхностной энергии, которая пропорциональна прочности материала и для кварца равна $\sigma = 980$ эрг/см². Согласно работе Э. Колбека (E. Kolbeck), Deutsche Band [125], если предположить, что сфера диаметром в $D_1 = 2$ мм преобразуется в число одинаковых по размеру сфер диаметром $D_2 = 0,1$ мм, то их количество Z получается из соотношения

$$Z = \frac{V_1}{V_2} = \frac{D_1^3}{D_2^3} = \frac{2^3}{0,1^3} = 8000 \text{ шт.}$$

Отсюда можно определить отношение суммарной поверхности образующихся малых сфер D_2 к поверхности исходной большой сферы D_1 :

$$\frac{\sum S_2}{S_1} = \frac{D_2^2 \cdot Z}{D_1^2} = \frac{D_2^2}{D_1^2} \cdot \frac{D_1^3}{D_2^3} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{20}{1}.$$

Это отношение означает, что аналогичным образом раздавленные зерна песка увеличивают поверхности исходных песчинок в 20 раз. По-видимому, не будет ошибочным предположить, что в процессе раздавливания за счет адсорбции и связывания в своем слое влаги и органических жидкостей высушивающая способность песка увеличивается в такой же степени.

Как указывалось выше, после нанесения частиц песка и прохода по нему движущих колес локомотива на поверхности рельса образуются две характерные и отличающиеся по плотности фракции частиц песка – рыхлая и плотно упакованная. Из физики твердого тела известно, что рыхлые системы сферических частиц могут образовывать так называемые «арки», то есть незамкнутые цепочки, когда соседние частицы могут не касаться друг друга (рисунок 4.3, а). Пористость неуплотненных слоев может превышать 70 % [217].

При рассмотрении слоя плотно упакованных измельченных зерен кварцевого песка стоит отметить, что известны два способа расположения и упаковки сферических частиц – плотный кубический и плотнейший гексагональный. Кубическая упаковка характеризуется тем, что каждый шар в слое имеет четыре точки касания с соседними, которые располагаются на осях симметрии сферических элементов, образуя квадрат из отрезков, соединяющих центры сфер (рисунок 4.3, б). При плотнейшей гексагональной упаковке шары сдвинуты относительно друг друга по сравнению с кубической системой таким образом, что контактируют с шестью соседними шарами в слое, и если соединить центры любых четырех соседних сфер, то образуется ромб с острыми углами равными 60° (рисунок 4.3, в) [217].

Разнообразные материалы имеют различную структуру в зависимости от степени уплотнения, которая характеризуется величиной заполнения пустотных полостей между частицами. Объемная задача по максимальному заполнению пространства сферическими частицами имеет бесконечное множество решений. Для сыпучих материалов наибольшее распространение получили две

пространственные модели расположения частиц. Так, при расположении плотнейшим образом второго слоя сыпучего материала его частицы необходимо расположить в полости между тремя соседними сферами первого слоя (см. рисунок 4.3, б–в). Для расположения частиц третьего слоя возможны два варианта, когда они располагаются в выемках трех соседних сфер при соосном размещении шаров третьего слоя с элементами первого и второй, когда шары третьего слоя размещены со смещением относительно частиц первого слоя (см. рисунок 4.3, б–в). Однако при различной симметрии расположения плотность заполнения пространства всех перечисленных вариантов одинакова и составляет 74,05% при пустотности немногим более 25% от общего объема [205].

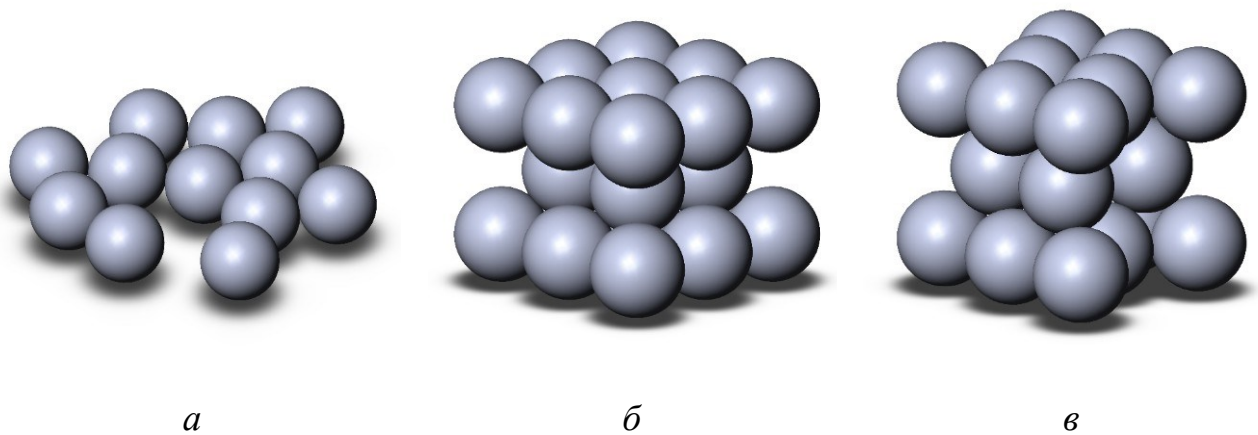


Рисунок 4.3 – Схема расположения сферических частиц при различной плотности упаковки:

a – рыхлая (неуплотненная); *б* – кубическая (плотная);

в – гексагональная (плотнейшая)

Пористость в системе уплотненных сферических частиц определяется по формуле и зависит от значений угла ромбоэдра [218]:

$$D_n = \frac{\pi}{6 \cdot (1 - \cos\theta) \sqrt{1 + 2\cos\theta}}$$

Таким образом, пористость для плотных кубической и гексагональной упаковок имеет диапазон значений в пределах от 0,524 до 0,741 соответственно.

Согласно теории механики грунтов приведенные значения плотности упаковок сферических частиц соответствуют величинам для реальных слоев мелкого окатанного кварцевого песка.

При определенном диапазоне значений θ возможно найти величину пустотности по формуле

$$m_n = 1 - D_n.$$

Согласно вышеуказанной формуле в диапазоне углов θ в пределах 60–90 градусов (рисунок 4.4) пустотность при различных видах упаковки частиц сыпучего материала находится в пределах $0,259 \leq m_n \leq 0,476$.

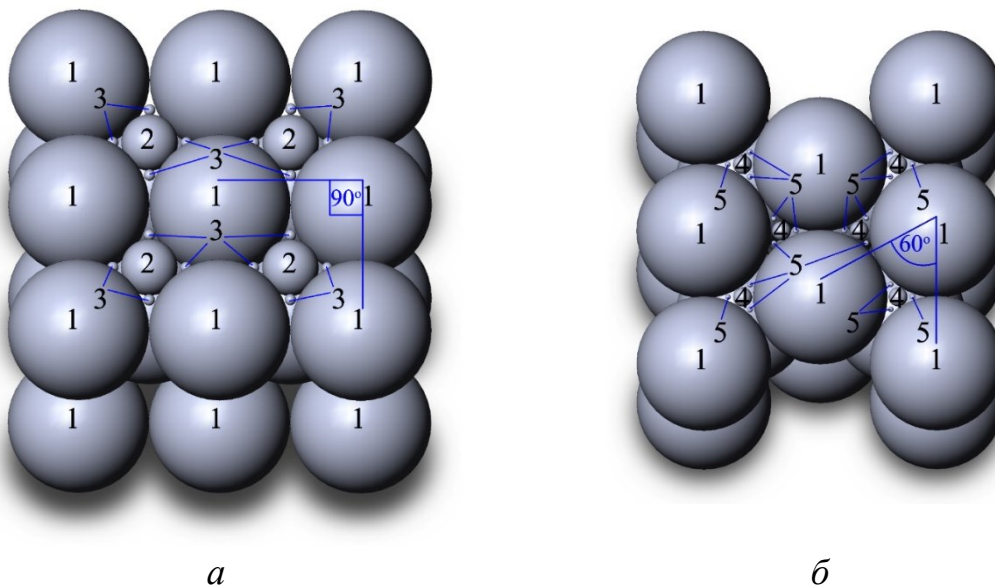


Рисунок 4.4 – Упорядоченная трехфракционная упаковка шаров различного диаметра: *a* – кубическая; *б* – гексагональная упаковки;
 1 – «основные» шары; 2 и 4 – «помещающиеся» шары;
 3 и 5 – «заполняющие» шары

Однако плотность упаковки реальных слоев частиц песка может достигать значений существенно больших, так как дисперсные фракции зерен кварца обычно имеют различный диаметр.

Плотность представленных на рисунке 4.3, *б* и *в* кубической и гексагональной упаковок возможно существенно увеличить за счет расположения без раздвижения в полости между крупными (основными) шарами 1 сфер меньшего размера (см.

рисунок 4.4). На рисунке 4.4 сферы 2 и 4, расположенные между основными 1, назовем «помещающимися», а шарики, имеющие еще меньший диаметр и помещенные в пространство между частицами 1 и 2 в кубической, а также 1 и 4 в гексагональной упаковках – «заполняющими» – 3 и 5 соответственно.

Для трехфракционных кубических плотных упаковок (рисунок 4.4, а) размер «помещающихся» шаров 2 примерно 2–2.5 раза меньше основных 1, а «заполняющих» 3 – в 5–6 раз меньше «помещающихся» 2 и около 12 раз меньше, чем основные 1 [205].

При принятом диаметре частиц основной фракции $d_1 = 0,1$ мм значение $D_1 = 0,524$, тогда получим

$$m_1 = 1 - D_1 = 1 - 0,524 = 0,476.$$

Внесем 0,476 объемных единиц помещающихся частиц кварцевого песка диаметром $d_2 = d_1/2,5 = 0,1/2,5 = 0,04$ мм, определим

$$m_2 = 0,476 \cdot 0,476 = 0,227,$$

$$D_2 = 1 - m_2 = 1 - 0,227 = 0,773.$$

Добавив в эту систему заполняющие сферические частицы диаметром $d_3 = d_2/5 = 0,04/5 = 0,008$ мм, получим

$$m_3 = 0,476 \cdot 0,227 = 0,108,$$

$$D_3 = 1 - m_3 = 1 - 0,108 = 0,892.$$

Для плотнейшей гексагональной упаковки зерен кварцевого песка (рисунок 4.4, б)

$$d_{(n-1)} = 0,156 \cdot d_n,$$

где d_n – диаметр сферических частиц основного размера;

$d_{(n-1)}$ – диаметр сфер меньшего размера, чем сферы основного диаметра.

При заполнении пустот между шарами большего диаметра меньшими за счет взаимодействия частиц между собой возникают силы трения, которые затрудняют их свободное проникновение в полости. Поэтому диаметр зерен песка каждой последующей фракции примем несколько меньше расчетного $d_{(n-1)} = d_n/7$.

Согласно данному выражению, можно сделать вывод, что диаметр шаров каждой следующей фракции уменьшается в 7 раз относительно предыдущей, а плотность гексагональной упаковки возрастает по прогрессивному закону $1/7$, $1/7^2$, $1/7^3$ и так далее.

Так для плотнейшей гексагональной упаковки зерен кварцевого песка основного диаметра $d_1 = 0,1$ мм при значении пористости $D_1 = 0,741$, определим величину пустотности m_1

$$m_1 = 1 - D_1 = 1 - 0,741 = 0,259.$$

Внесем 0,259 объемных единиц помещающихся сферических частиц кварцевого песка диаметром d_2 равным $d_2 = d_1/7 = 0,1/7 = 0,0143$ мм, определим пустотность m_2 и пористость D_2

$$m_2 = 0,259 \cdot 0,259 = 0,067,$$

$$D_2 = 1 - m_2 = 1 - 0,067 = 0,933.$$

Добавляя в данную систему сферических частиц заполняющие зерна диаметром d_3 равным $d_3 = d_2/7 = 0,0143/7 = 0,002$ мм, получим значения

$$m_3 = 0,259 \cdot 0,067 = 0,017,$$

$$D_3 = 1 - m_3 = 1 - 0,017 = 0,983.$$

После проведенных расчетов возможно определить объемное и процентное содержание сферических частиц в упаковке для каждой фракции

$$V_n = D_n - D_{(n-1)}.$$

Объемное и процентное содержание плотной кубической упаковки каждой фракции сферических частиц кварцевого песка при плотности упаковки $D_c = 0,892$ по определенной закономерности убывания диаметров шаров:

$$d_1 = 0,100 \text{ мм} \rightarrow V_1 = D_1 = 0,524 \text{ мм}^3 \text{ составляет } 58,74 \%;$$

$$d_2 = 0,040 \text{ мм} \rightarrow V_2 = D_2 - D_1 = 0,773 - 0,524 = 0,249 \text{ мм}^3 \text{ составляет } 27,91 \%;$$

$$d_3 = 0,008 \text{ мм} \rightarrow V_3 = D_3 - D_2 = 0,892 - 0,773 = 0,119 \text{ мм}^3 \text{ составляет } 13,34 \%.$$

Объемное и процентное содержание плотнейшей гексагональной упаковки каждой фракции сферических частиц кварцевого песка при плотности упаковки $D_g = 0,983$ по принятой прогрессии убывания диаметров шаров:

$$d_1 = 0,100 \text{ мм} \rightarrow V_1 = D_1 = 0,741 \text{ мм}^3 \text{ составляет } 75,45 \%;$$

$$d_2 = 0,014 \text{ мм} \rightarrow V_2 = D_2 - D_1 = 0,933 - 0,741 = 0,192 \text{ мм}^3 \text{ составляет } 19,55 \%;$$

$$d_3 = 0,002 \text{ мм} \rightarrow V_3 = D_3 - D_2 = 0,983 - 0,933 = 0,049 \text{ мм}^3 \text{ составляет } 5,0 \%.$$

Методика определения плотности кубической и гексагональной упаковок сферических зерен сыпучего материала, а также объемного и процентного содержания частиц применима для шаров с различным соотношением диаметров.

Проявление структурно-реологических свойств слоя измельченного кварцевого песка дает возможность объяснить механизм его действия с точки зрения увеличения площади фактического контакта за счет заполнения микровпадин микронеровностей шероховатых поверхностей материалов колеса и рельса частицами, размеры которых соизмеримы с минеральными частицами раздавленного в пыль кварца, обеспечивая высокие адгезионные и адсорбирующие свойства.

Для экспериментально-теоретического прогнозирования трибологических и адгезионно-адсорбирующих свойств кварцевого песка как активатора трения в контакте колес локомотива с рельсами [219] на основе натуральных и лабораторных испытаний потребовалось определить распределение размера зерен песка на поверхности рельса после прохождения локомотива и влияние полученных фракций на коэффициент трения в зоне контакта движущих колес тягового подвижного состава с рельсами. Для решения поставленной задачи были проведены натурные испытания, которые описаны выше.

Во время эксперимента кварцевый песок был собран с поверхности рельса для дальнейших лабораторных исследований по распределению фракционной концентрации частиц на поверхности сухого рельса, а также для проведения трибологических испытаний [217].

Просеянные частицы кварцевого песка через сита с ячейками 95 и 500 мкм были взвешены для определения процентного соотношения распределения фракционного состава песка на поверхности рельса после прохода колес электровоза. Общая масса собранного материала составила на участке рельса 768,58 г, частицы размером менее 0,1 мм весили 207,63 г (27 % от общей массы),

фракция в диапазоне более 0,1 мм и менее 0,5 мм – 485,01 г (63 %) и оставшиеся в сите с ячейкой 0,5 мм крупинки – 75 г (менее 10 %). Крупинцы размером более 0,5 мм представляли собой пластины, состоящие из плотно упакованных частиц кварцевого песка различных фракций, не разрушившихся о сито при просеивании, изображение которых при увеличении в 250 раз представлено на рисунке 4.5.

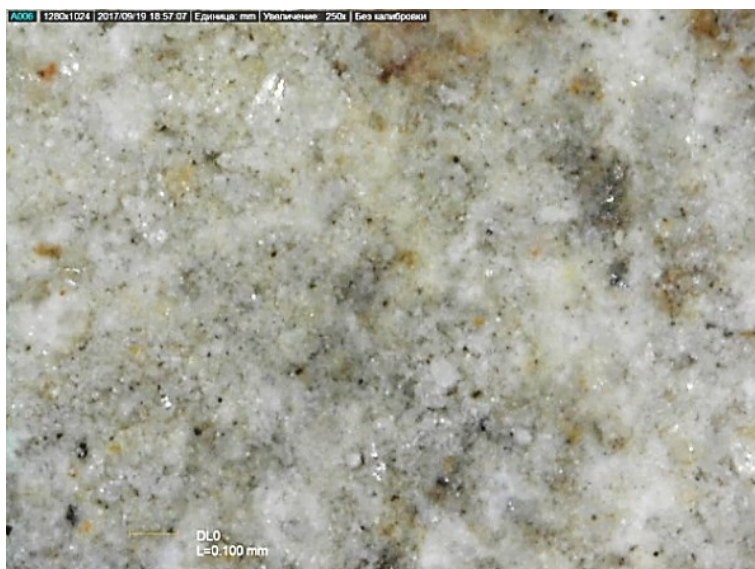


Рисунок 4.5 – Изображение поверхности плотно упакованных частиц кварцевого песка со средней части дорожки катания поверхности рельса (увеличение $\times 250$)

Экспериментальное исследование трибологических свойств образцов частиц кварцевого песка различных фракций как активатора трения проводилось на машине трения ИИ 5018 по схеме «ролик-ролик» с постоянной величиной проскальзывания равной 10 %. Определение величины коэффициента трения осуществлялось подачей частиц песка различного диаметра в зону фрикционного взаимодействия роликов при постоянной подаче материала под собственным весом и постоянным удельным давлением в зоне трения. Трибологические исследования проводились с применением роликов, изготовленных из стали 45 диаметром 40 мм и исходной твердостью 350 НВ, с заранее заданной частотой вращения нижнего ролика 300 об/мин и нормальной нагрузкой 980 Н. Результаты трибологических испытаний представлены на рисунке 4.6.

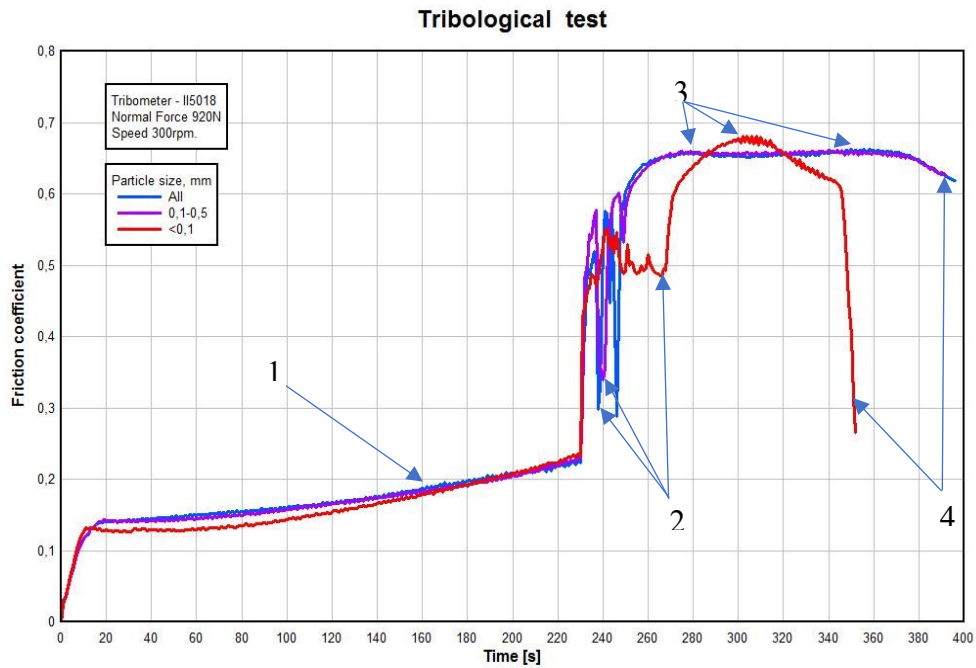


Рисунок 4.6 – Влияние размера частиц кварцевого песка на повышение и стабилизацию коэффициента трения:

1 – участок приработки материала роликов; 2 – участок срыва сцепления при подаче в зону трения частиц кварцевого песка; 3 – участок работы сил трения после прекращения подачи в зону трения частиц кварцевого песка; 4 – участок потери стабильности сил трения

Анализ трибологических испытаний показал, что частицы размеров менее 0,1 мм повышают коэффициент трения до 0,5. Существенным является относительная стабильность этой величины во время подачи сыпучего материала. В свою очередь, крупные исходные фракции песка и просеянные размером более 0,1 мм при попадании в зону контакта проявляют нестабильное повышение коэффициента трения.

После прекращения подачи материала наблюдалось повышение коэффициента трения до 0,7.

Представленные результаты натуральных испытаний и лабораторных трибологических исследований позволяют сделать выводы о том, что на поверхности рельса после подачи песка под колеса локомотива образуются две отличные фракции частиц – слой плотно упакованных частиц на центральной части

дорожки катания, представляет собой след от перемещения колеса по рельсу в габарите пятна контакта с размером зерен менее 0,1 мм, а также неуплотненный – соответствующий размеру частиц исходного песка от 0,1 до 0,5 мм, еще не участвовавших в процессе трения, располагающийся ближе к боковым граням головки рельса. Обе изучаемые фракции оказали положительное, хотя и неоднозначное влияние на повышение коэффициента сцепления, что может являться предметом дальнейших исследований.

По представленной методике были определены плотность и пористость реальных кубической и гексагональной упаковок для слоя частиц кварцевого песка после прохода колес подвижного состава, которые составили для системы сфер с плотной кубической упаковкой величины равные $D_c = 0,892$ и $m_c = 0,108$, а для плотнейшей гексагональной – $D_g = 0,983$ и $m_g = 0,017$.

Полученные результаты экспериментально-теоретического прогнозирования трибологических и адгезионно-адсорбирующих свойств частиц кварцевого песка как активатора трения в контакте колес локомотива с рельсами позволяют оценить структурно-реологические свойства слоя измельченного песка при проектировании системы пескоподачи с непрерывным плавным регулированием количества песка в зависимости от фактических условий эксплуатации.

4.2. Обоснование принципа подачи песка локомотивами

Известна зависимость коэффициента трения по дорожке катания поверхности рельса в широком диапазоне увлажнения [4], представленная на рисунке 1.5, на котором видно, что наименьшая величина коэффициента трения реализуется с момента насыщения воздуха парами воды в диапазоне от «точки росы» до наличия влаги 2 мг/см^2 , а также даны рекомендации по количеству песка на погонный метр рельса при характеристике увлажнения в зависимости от толщины эквивалентной водяной пленки. Так, в понятие «сухие рельсы» следует включать их увлажнение от нуля до появления на них «точки росы» или эквивалентного слоя воды толщиной 0,0001–0,01 мм, «слегка увлажненные» – с

толщиной слоя воды 0,01–0,12 мм, «сильно увлажненные» – при толщине слоя воды более 0,12 мм [82].

Предлагается утверждение о том, что необходимо переходить на понятие определения расхода подаваемого песка под колеса локомотива для стабилизации величины сцепления с рельсом в граммы на погонный метр рельса, так как существующая система определения расхода массы и объема песка в локомотивном хозяйстве (измеряемая в г/мин или кг/мин) удобна лишь для максимальной настройки форсунок песочницы в дискретных системах пескоподачи, используемых на подвижном составе, и не позволяет определять и регулировать количество песка с учетом фактических условий эксплуатации, таких как скорость движения поезда и степень увлажнения рельса.

Несмотря на то, что в попытке регулирования количества песка внедрялись системы с импульсной подачей, было установлено, что более эффективна непрерывная [196], а не импульсная подача песка, которая позволяет увеличить коэффициент сцепления до 70 % [15, 77]. Однако избыточная неконтролируемая подсыпка песка при разрегулированной системе пескоподачи приводит к его перерасходу и повышению сопротивления движению поезда до 20 %, не оказывая должного стабилизирующего эффекта [149]. Повышение сопротивления движению наблюдается и при штатной работе песочной системы. Это связано с тем, что после прохождения по кварцевому песку движущихся колес локомотива в режиме тяги и выполнения своей основной функции частицы абразивного материала, оставаясь на поверхности рельса, создают тормозящий эффект и увеличивают износ колес вагонов. Так, существующие системы подвода песка имеют избыточную пескоподачу при трогании поезда и низкой скорости движения и недостаточную – при скоростях движения уже свыше 30 км/ч. С целью реализации возможности плавной непрерывной подачи песка под колеса локомотивов предлагается усовершенствованная система пескоподачи с сервоприводом для регулирования количества песка, забираемого из корпуса форсунки, и подвода необходимого количества песка с учетом реальных условий эксплуатации [220].

По методике [85] определения необходимого количества песка при действии наибольших капиллярных сил с 23 %-м заполнением порового пространства для плотной кубической и плотнейшей гексагональной упаковок однородных сферичных дисперсных частиц кварцевого песка с диаметром 0,1 мм удалось построить зависимости (рисунок 4.7) количества песка на погонный метр пути при ширине дорожки трения колеса с рельсом 7 см от количества влаги.

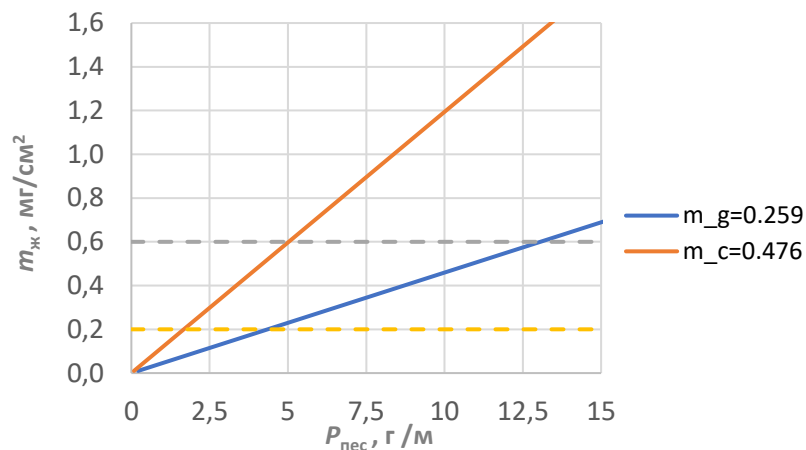


Рисунок 4.7 – Зависимость количества песка $P_{\text{пес}}$ на погонный метр пути при кубической (пористость $m_c = 0,476$) и гексагональной (пористость $m_g = 0,259$) упаковок сферических частиц от количества влаги $m_{\text{ж}}$ на единицу площади поверхности рельса в пересчете от толщины эквивалентной водяной пленки

Из [85] установлено, что наиболее плохое сцепление зафиксировано в том случае, когда на поверхности трения рельсов находится слой воды или масла в 0,2–0,6 мг/см². На полученной диаграмме (см. рисунок 4.7) видно, что для абсорбации количества влаги с наименьшим значением коэффициента трения 0,2, при толщине эквивалентной водяной пленки 0,005 мм, или 0,5 мг/см², необходимо разместить на поверхности рельса 10 г песка на погонный метр при плотнейшей гексагональной и около 4 г – при менее плотной кубической упаковке сферических частиц песка условным диаметром 0,1 мм, что хорошо укладывается в представленные выше интервалы рекомендуемого количества песка.

С целью определения зависимости необходимых расходных характеристик форсунок песочниц, измеряемых по принятой системе в г/мин или кг/мин, был произведен расчет количества песка на погонный метр в зависимости от скорости движения поезда (рисунок 4.8 и рисунки Г.1–Г.2 приложения Г) [221, 78].

На рисунке 4.8 представлены кривые, которыми описывается зависимость расхода песка на погонный метр рельсового пути от скорости движения локомотива при фиксированной настройке форсунки песочницы на производительность от 1000 г/мин до 4000 г/мин, откуда видно, что графики на рисунке 4.8 являются функциями типа $y = k \cdot x^{-1}$, где k – это некоторый коэффициент отличный от нуля. Так, например, для расхода песка в 1500 г/мин кривая описывается выражением $Q \approx 90 \cdot V_{loc}^{-1}$. Характер данной кривой подтверждает, что сезонная дискретная регулировка форсунок песочниц, приводит к избыточному количеству песка при трогании и низких скоростях движения и к недостаточному количеству песка в зоне контакта колес с рельсами на высоких скоростях движения при низких значениях сцепления при тяжелых условиях эксплуатации. Также подтверждается очевидность ограничения по прекращению подачи песка при скорости движения ниже 10 км/ч, так как для того же расхода форсункой песочницы в 1,5 кг/мин, согласно графикам на рисунке 4.8 и рисунке Е.2, расход песка на погонный метр пути при скорости ниже 9 км/ч превышает 10 г/м, а при дальнейшем снижении до нуля достигает запредельных значений свыше 80 г/м. А с тем же расходом песка при скорости более 30 км/ч достичь необходимого расхода в 3 г/м становится невозможным, при условии что расчетная скорость длительного режима для электрического подвижного состава различных серий находится в диапазоне 37–53 км/ч, где, согласно графику на рисунке Е.1, возможно реализовать только расход песка от 0,5 до 2 г/м.

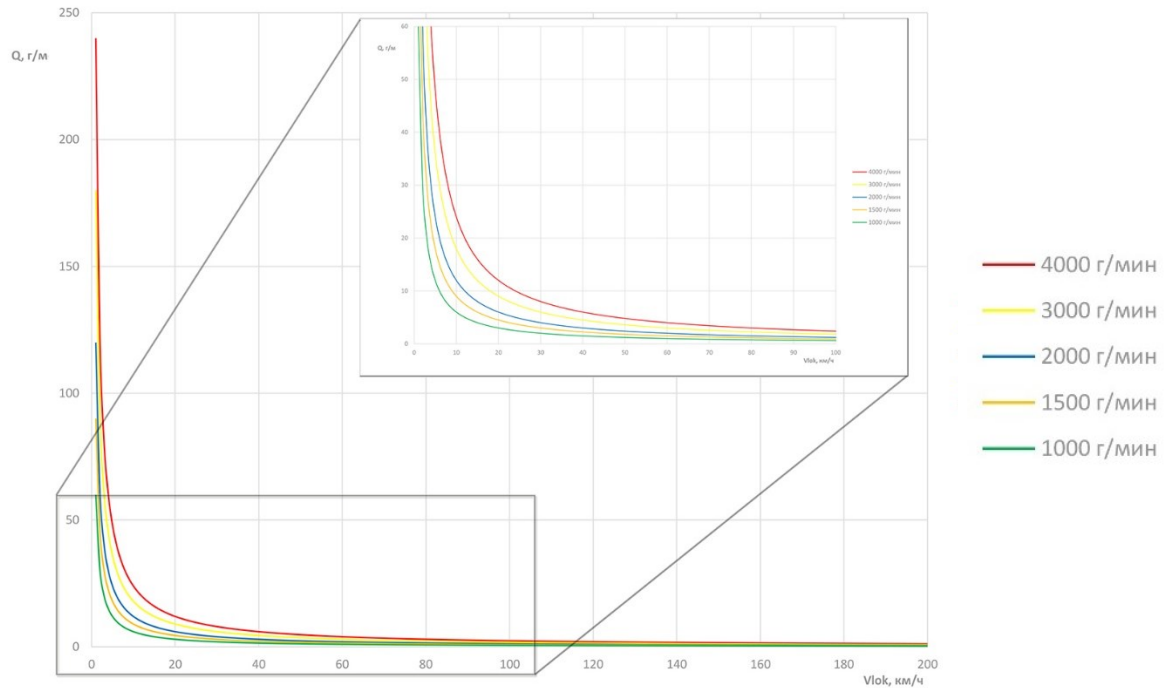


Рисунок 4.8 – Зависимость количества песка Q на погонный метр рельса от скорости движения локомотива $V_{лок}$ при различной настройке расхода форсунок песочницы

Из [78] известно, что 95 % случаев боксования в осенне-зимний период эксплуатации тепловозов серии 2ТЭ1116 зафиксированы в движении, причем 50 % из них – на скоростях от 20 до 40 км/ч при расчетной скорости локомотива равной 24,2 км/ч [222]. Поэтому на рисунке 4.9 построены зависимости количества песка Q на погонный метр рельса от скорости движения локомотива $V_{лок}$ при различном фиксированном расходе форсунок песочниц системы пескоподачи с обозначением диапазонов скоростей длительного режима для локомотивов различного типа и назначения. Так цифрами 1–3 на рисунке 4.9 выделены характерные диапазоны расчетных скоростей для маневровых и магистральных тепловозов, а также магистральных электровозов. Причем у тепловозов значения скоростных диапазонов для длительного режима существенно меньше и составляют для маневровых локомотивов 10,5–11,4 км/ч, а для магистральных грузовых и пассажирских – от 20,9 до 24,6 км/ч, тогда как для электрического подвижного состава диапазон значительно шире при более высоких скоростях 37–53 км/ч.

Представленные на рисунке 4.9 зависимости наглядно показывают, что для электровозов на расчетных скоростях движения при лимитированном значении максимального расхода песка в 1500 г/мин возможно реализовать подачу песка исключительно для нижнего предела рекомендованного расхода от 0,5 до 2 г/м. Тогда как для тепловозов, в стремлении к увеличению скорости истечения песковоздушной струи, осуществляли регулировку форсунок песочниц до 5 кг/мин, что позволяло осуществить подачу песка во всех необходимых диапазонах расхода для расчетных скоростей движения уже при регулировке форсунок на 4 кг/мин. Однако при такой регулировке, как видно из графиков рисунка 4.8, на низких скоростях движения при трогании с места под колеса подавалось сверхизбыточное количество песка – свыше 200 граммов на метр пути. По этой причине современные нормы регулирования расхода песка на одну форсунку песочницы существенно снижены [95] – в среднем для тепловозов до 2,5 кг/мин [97].

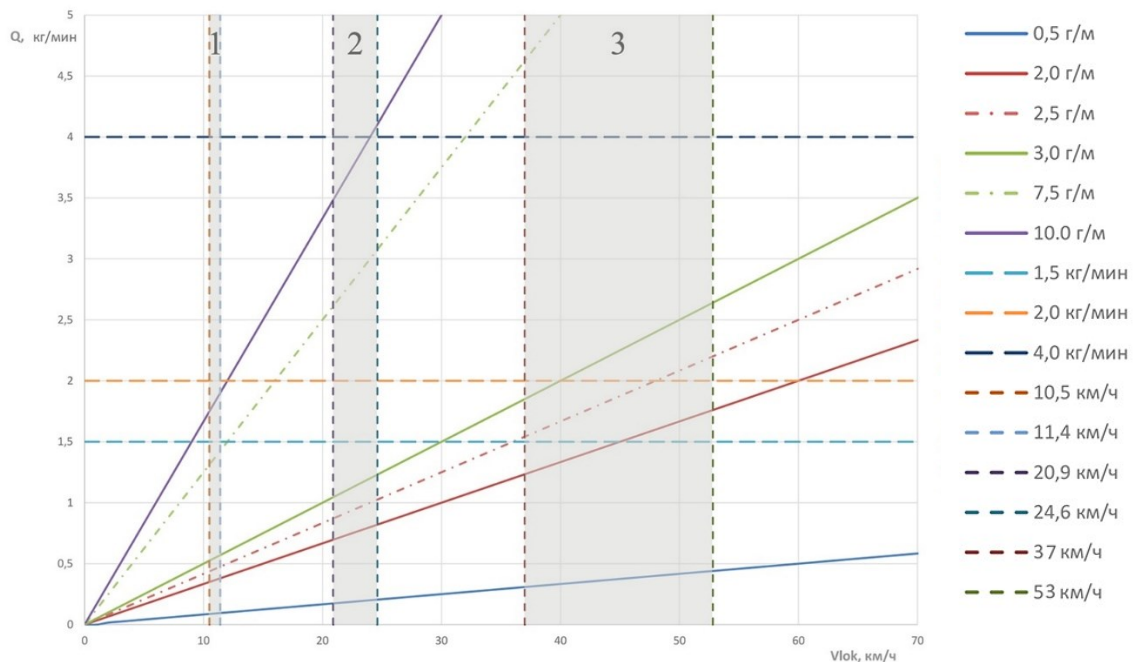


Рисунок 4.9 – Зависимость количества песка Q на погонный метр рельса от скорости движения локомотива V_{lok} при различном фиксированном расходе форсунок песочницы системы пескоподачи с обозначением диапазонов скоростей длительного режима для локомотивов различного типа и назначения
 1 – маневровые тепловозы; 2 – магистральные тепловозы; 3 – электровозы

Из представленных диаграмм видно, что реализовать подачу рекомендованного количества песка можно в строго определенных диапазонах скоростей движения локомотива при фиксированной регулировке расхода песка форсунками песочниц.

Из рисунка 4.9 можно сделать вывод, что при фиксированной регулировке расхода песка из корпуса форсунки имеются существенные ограничения по подаче необходимого количества песка в зону контакта колес с рельсами. Так, видно, что, для обеспечения подачи двух граммов песка на погонный метр пути с настройкой форсунки песочницы, например, на 1500 г/мин при удовлетворительных условиях сцепления, скажем, идет сильный дождь в теплое время года, и скорости движения состава 30 км/ч расход ее необходимо снизить до 1 кг/мин, иначе на рельс будет подаваться 3 г/м, что приведет к неоправданному перерасходу количества песка и может даже являться причиной снижения эффективности от пескоподачи за счет иррационально избыточного количества песка в зоне контакта колеса с рельсом и не только не привести к максимально возможному значению величины сцепления, но и, наоборот, существенно ее уменьшить и, как следствие, допустить избыточное проскальзывание движущих колес по рельсу. Данный факт подтверждает, что для подачи необходимого количества песка на поверхность рельса возникает необходимость осуществления непрерывной плавной регулировки количества песка в зависимости от фактических условий эксплуатации, таких как – в данном примере – погодно-климатические факторы и скорость движения локомотива.

4.3. Моделирование внешних условий работы систем пескоподачи локомотивов

Для определения подачи необходимого количества песка на погонный метр рельсового пути в зависимости от погодно-климатических условий эксплуатации [223] необходимо разработать модель для прогнозирования величины сцепления от состояния поверхности дорожки катания рельса. Величину увлажнения трущихся тел в области контакта колеса и рельса по относительной влажности u слоев воздуха, непосредственно прилегающих к рельсу и имеющих его температуру,

возможно получить, пересчитав относительную влажность воздуха в зоне железнодорожного полотна с учетом поверхностной температуры рельсов согласно зависимостям, рекомендованным Всемирной метеорологической организацией [173, 224], в следующем виде:

$$u = \frac{\varphi_a}{100} \cdot 10^n, \quad (4.1)$$

где n – показатель степени, зависящий от температур воздуха и рельса, а также от типа равновесных термодинамических систем: «вода – пар» или «лед – пар».

Для воды при температурах от -50 до 100 °С:

$$n = 10,79574 \cdot (\Delta_1 - \Delta_2) + 1,50475 \cdot 10^{-4} (10^{8,2969 \cdot (1-\Delta_1^{-1})} - 10^{8,2969 \cdot (1-\Delta_2^{-1})}) - 20135,028 \cdot \lg \Delta_3 + 0,42873 \cdot 10^{-3} \cdot (10^{4,76955 \cdot (1-\Delta_2)} - 10^{4,76955 \cdot (1-\Delta_1)}).$$

Для льда при температурах от -100 до 0 °С:

$$n = 9,09685 \cdot (\Delta_1 - \Delta_2) + 3,56654 \cdot \lg \Delta_3 + 0,87682 \cdot (\Delta_1^{-1} - \Delta_2^{-1}),$$

при

$$\Delta_1 = \frac{T_0}{t_r + T_0}; \Delta_2 = \frac{T_0}{t_a + T_0}; \Delta_3 = \frac{t_a + T_0}{t_a + T_0}.$$

где φ_a – относительная влажность воздуха, %;

t_a – температура воздуха, °С;

t_r – температура рельса, °С;

T_0 – температурная постоянная, $T_0 = 273,15$ °С.

Зависимость коэффициента трения от увлажнения рельса при положительных температурах показана на рисунке 4.10, *а* [173, 174].

В настоящее время исследований, которые бы с высокой степенью достоверности установили зависимость $\psi_0 = f(\mu)$ для различных локомотивов [4, 225], недостаточно, поэтому поступим следующим образом.

Примем, что интервал $0-0,3$ на рисунке 4.10, *а* соответствует $\psi_0 = 0,36$ [173]. Тогда возможна нормализация, результат которой показан на рисунке 4.10, *б*. Формально область определения $X_\mu = \{x \in R | \min \mu \leq x \leq \max \mu\}$, тогда $\mu_n: X_\mu \rightarrow Y_{\mu_n}$ где $Y_{\mu_n} = \{y \in R | 0,6812 \leq y \leq 1,415\}$.

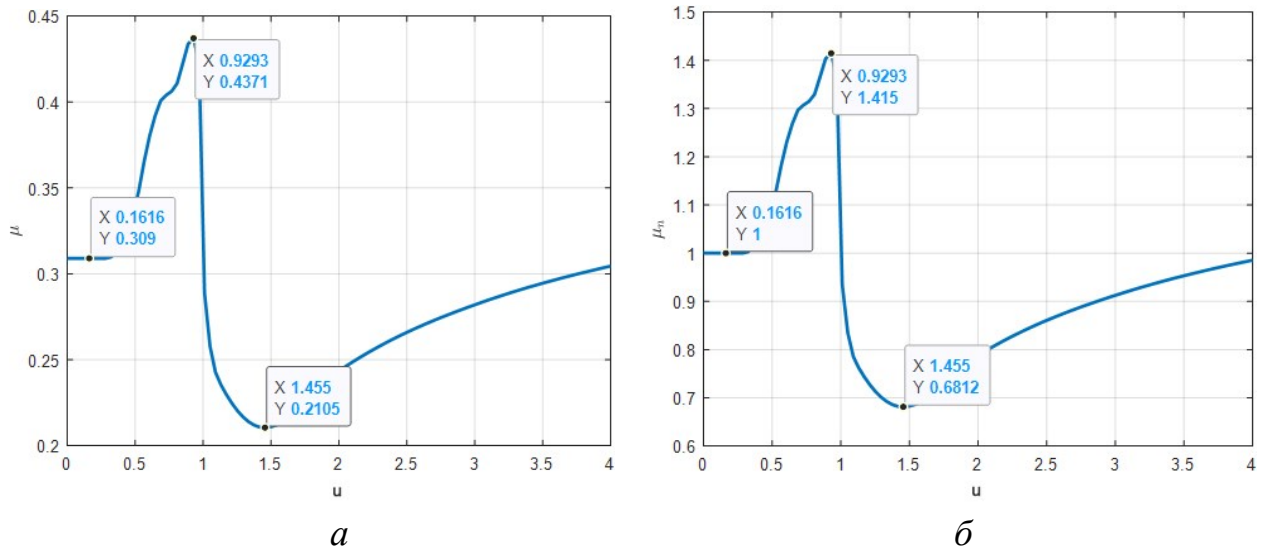


Рисунок 4.10 – Зависимость коэффициента трения от увлажнения рельса при положительных температурах (а) и результат нормализации коэффициента трения от увлажнения рельса (б)

Варьируя параметры в (4.1), получим изменение влагосодержания по пути следования локомотива, как показано на рисунке 4.11.

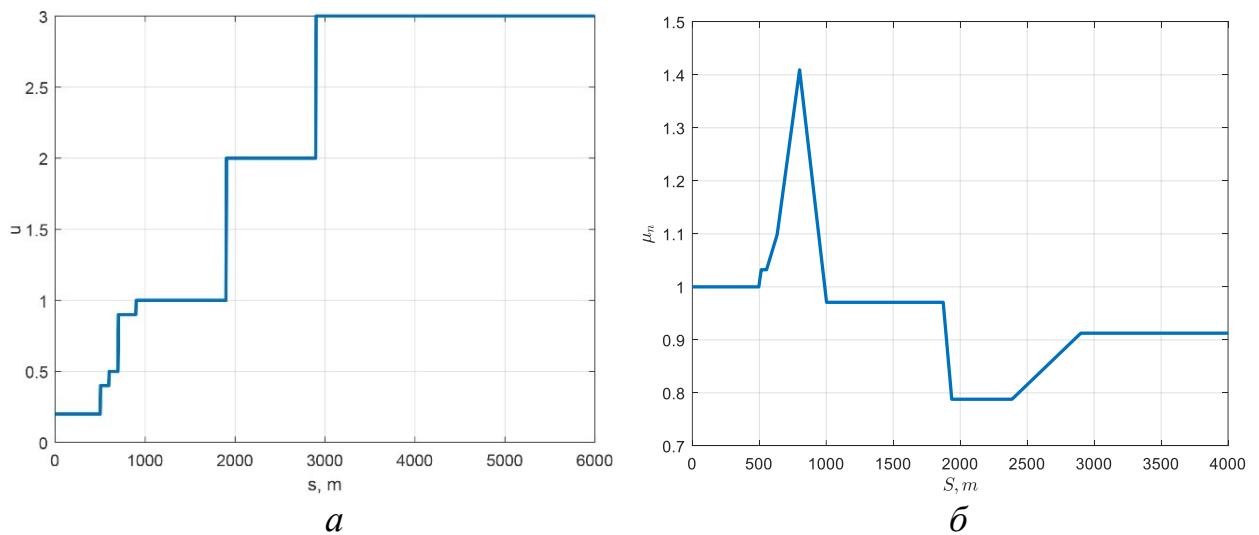


Рисунок 4.11 – Изменение влагосодержания (а) и коэффициента трения (б) по пути следования состава

Для прекращения наступившего процесса боксования и его предотвращения на тяговом подвижном составе применяют подачу кварцевого песка в струе сжатого воздуха под движущие колеса локомотива. По многочисленным данным

исследований и опыта эксплуатации железных дорог определено рекомендуемое количество песка, необходимое для подачи в зону контакта колес с рельсами в зависимости от различных условий эксплуатации, которое позволяет устойчиво реализовывать максимальные значения коэффициента сцепления. В таблице 4.2 указан рекомендуемый расход песка на погонный метр пути в зависимости от увлажнения поверхности катания головки рельса для обеспечения подачи в зону контакта колес с рельсом приведенного в таблице 4.2 количества песка (на погонный метр рельсового пути) с учетом фактического увлажнения поверхности рельса [226, 199].

Таблица 4.2 – Количество песка, необходимое для стабилизации сцепления в зависимости от увлажнения на поверхности рельса по дорожке катания [11, 174, 227]

Вид увлажнения	Количество влаги, мм	Показатели увлажнения	Количество песка, г/м
Сухие	–	взвешенные пары влаги в воздухе	0,5–2,0
Увлажненные («точка росы»)	$1 \cdot 10^{-4}$ –0,01	точка фазового перехода «пар – вода»	0,5–2,0
Влажные	0,01–0,12	следы влаги (иней, роса, изморозь)	3,0–10,0
Мокрые	0,12–1,2	слабые осадки	0,5–2,0
	1,2–15,0	сильные осадки	0,5–2,0
При температуре воздуха от 0 до –20 °С	наледь	слой льда	3,0–10,0
При температуре воздуха ниже –20 °С	наледь	слой льда (черный налет)	3,0–10,0 с подводом тепла

При этом нижние пределы значений пескоподачи, приведенные в таблице 4.2, относятся к наименее загрязненным поверхностям трения, что соответствует содержанию смазки в поверхностном слое до 5 % (по весу). Верхние пределы – начиная с 20 % и выше [150]. Данные рекомендации по верхним пределам интервалов можно соотнести с подачей указанного количества песка под первую

по ходу движения колесную пару, как работающую в наилучших условиях по сцеплению, а нижние – для остальных колес в составе локомотива.

4.4. Управление плавным непрерывным дозированием пескоподачи локомотивов на основе алгоритмов «нечеткой логики» (Fuzzy Logic)

Для реализации непрерывного плавного регулирования подачи необходимого количества песка в зону взаимодействия колес локомотивов с рельсами с учетом фактических условий эксплуатации и текущей обстановки в пути следования поезда построим систему управления на основе алгоритмов «нечеткой логики» (Fuzzy Logic).

Для составления уравнений движения воспользуемся уравнениями Лагранжа второго рода. Расчетная схема тягового электрического привода (ТЭД) и введенные обозначения показаны на рисунке 4.12.

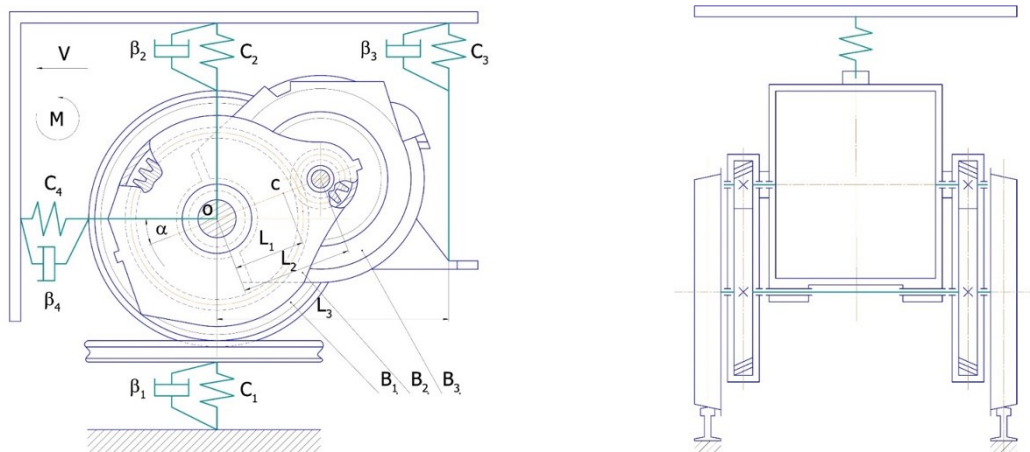


Рисунок 4.12 – Расчетная схема опорно-осевого тягового привода с двусторонней передачей грузового электровоза

На расчетной схеме, согласно рисунку 4.12, введены следующие обозначения: C_1 – вертикальная жесткость пути; β_1 – коэффициент демпфирования пути; C_2 – жесткость рессорного подвешивания; β_2 – коэффициент демпфирования рессорного подвешивания; C_3 – жесткость подвески ТЭД к раме тележки; β_3 – коэффициент демпфирования подвески ТЭД к раме тележки; C_4 – жесткость

продольной связи колесной пары с рамой тележки; β_4 – коэффициент демпфирования связи колесной пары с рамой тележки; o – центр инерциальной системы координат; c – центр тяжести ТЭД относительно оси колесной пары; L_1 – расстояние от оси колесной пары до центра тяжести ТЭД и якоря двигателя; L_2 – централь зубчатой передачи; L_3 – продольная база подвешивания ТЭД к раме тележки; α – угол наклона централи тяговой передачи к горизонтали; B_1, B_2 и B_3 – колесная пара, корпус ТЭД и якорь двигателя; M – положительное направление моментов.

В качестве обобщенных координат используем углы поворота колесной пары φ_1 , корпуса ТЭД φ_2 и якоря двигателя φ_3 , путь, пройденный поездом, x_p , вертикальные перемещения колесной пары x , горизонтальное перемещение колесной пары y . Имеется зависимость угла поворота якоря от угла поворота колесной пары и корпуса ТЭД при передаточном числе u :

$$\varphi_3 = -u\varphi_1 + (u + 1)\varphi_2.$$

Уравнения Лагранжа 2-го рода

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i,$$

где T – кинетическая энергия;

q_i – обобщенные перемещения;

\dot{q}_i – обобщенные скорости;

Q_i – обобщенные силы.

Кинетическая энергия системы

$$\begin{aligned} & \frac{J_1 \varphi_1^2}{2} + \frac{J_2 \varphi_2^2}{2} + \frac{J_3 (-u\varphi_1 + (u + 1)\varphi_2)^2}{2} + \frac{m_1 (\dot{x}^2 + \dot{y}^2)}{2} + \frac{m_p \dot{x}_p^2}{2} + \\ & + \frac{m_2 (l_1^2 \dot{\varphi}_2^2 + l_1 (-\sin(\alpha) \dot{x} + \cos(\alpha) \dot{y}) \dot{\varphi}_2 - l_1 \sin(\alpha) \dot{\varphi}_2 \dot{x} + l_1 \cos(\alpha) \dot{\varphi}_2 \dot{y} + \dot{x}^2 + \dot{y}^2)}{2}, \end{aligned}$$

J_1, J_2 и J_3 – моменты инерции колесной пары, корпуса ТЭД и якоря двигателя;

m_1, m_2 – масса колесной пары, масса корпуса ТЭД и двигателя.

Уравнения движения имеют вид

$$\left\{ \begin{array}{l} W - c_4(x - x_p) - \beta_4(\dot{x} - \dot{x}_p) + m_p \ddot{x}_p = 0, \\ c_4(x - x_p) - f_t + \beta_4(\dot{x} - \dot{x}_p) + m_1 \ddot{x} - m_2(l_1 \sin(\alpha) \ddot{\phi}_2 - \ddot{x}) = 0, \\ c_2 y - c_1(\eta - y) + c_3(l_3 \sin(\phi_2) + y) - \beta_1(\dot{\eta} - \dot{y}) + \beta_2 \dot{y} + \\ + \beta_3(l_3 \cos(\phi_2) \dot{\phi}_2 + \dot{y}) + m_1 \ddot{y} + m_2(l_1 \cos(\alpha) \ddot{\phi}_2 + \ddot{y}) = 0, \\ J_1 \ddot{\phi}_1 + J_3 u(u \ddot{\phi}_1 - (u + 1) \ddot{\phi}_2) = M_1 - M_3 u, \\ c_3 l_3(l_3 \sin(\phi_2) + y) \cos(\phi_2) + \beta_2 l_3(l_3 \cos(\phi_2) \dot{\phi}_2 + \dot{y}) \cos(\phi_2) + \\ + J_1 \ddot{\phi}_1 - J_3(u + 1)(u \ddot{\phi}_1 - (u + 1) \ddot{\phi}_2) + \\ + l_1 m_2(l_1 \ddot{\phi}_2 - \sin(\alpha) \ddot{x} + \cos(\alpha) \ddot{y}) = M_2 + M_3(u + 1), \end{array} \right. \quad (4.2)$$

где m_p – масса поезда;

W – сила сопротивления движению, Н:

$$W = (w'_o - i_c g)P + (w''_o + i_c g)Q.$$

Здесь Q – масса состава (вагонов), т; P – расчетная масса локомотива при 2/3 запаса песка, т; w'_o – основное удельное сопротивление движению электровоза (при движении с тягой), Н/т; w''_o – основное удельное сопротивление движению состава (вагонов), Н/т; g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$, м/с²; i_c – приведенный уклон, т. е. с учетом влияния кривой, ‰;

$$i_c = i \pm w_r.$$

Здесь i – уклон (подъем или спуск), знак «+» ставится при подъеме, а знак «-» при спуске, ‰; w_r – дополнительное удельное сопротивление движению подвижного состава при движении по кривой, Н/т.

В системе уравнений (4.2) M_1 , M_2 и M_3 – моменты, приложенные к колесной паре, корпусу ТЭД и якорю двигателя. Знак моментов выбирается в зависимости от направления движения поезда.

Опишем момент сцепления, руководствуясь [228]. Тогда

$$M_c = R \cdot P_o \cdot \psi \cdot k(\dot{\phi}_{kp}),$$

где R – радиус колеса, $R = 0,625$, м;

P_o – осевая нагрузка колес локомотива на рельс, кН;

ψ – расчётный коэффициент сцепления;

$\dot{\phi}_{kp}$ – скорость скольжения колеса, рад/с;

$k(\dot{\phi}_{kp})$ – безразмерная характеристика, показывающая отношение мгновенного коэффициента сцепления ψ' к его максимальному значению ψ для скорости движения локомотива.

Зависимости ψ представим в виде [229]

$$\psi = \psi_0 \frac{a + b \cdot v + c \cdot v^2}{d + e \cdot v},$$

где ψ_0 – безразмерный коэффициент сцепления при трогании локомотива с места [4, 173];

a, b, c, d и e – постоянные для данного типа и серии подвижного состава коэффициенты (таблица А.1 Приложения А).

В этом случае первый сомножитель будет отражать исходное фрикционное состояние пути и все основные регламентируемые трибологические особенности взаимодействия колеса и рельса, а второй сомножитель – характеризовать специфические свойства конструкций различных тяговых единиц.

Коэффициент сцепления согласно [173, 230]

$$\psi = 0,36 \frac{49 + 4,5v - 0,01v^2}{50 + 6v},$$

где v – скорость локомотива км/ч.

Безразмерную характеристику k можно описать зависимостью [219]

$$k(\omega_{sl}) = \frac{\omega_{sl}}{a\omega_{sl}^2 + b\omega_{sl} + c}, \quad (4.3)$$

где ω_{sl} – скорость скольжения колесной пары, рад/с;

a, b и c – безразмерные коэффициенты.

Скорость скольжения колесной пары

$$\omega_{sl} = \dot{\phi}_{sl} = \dot{\phi}_{kp} - \dot{x}_l/R,$$

где \dot{x}_l – скорость движения локомотива, м/с.

Коэффициенты a, b и c (4.3) находим из следующих условий $k(\omega_{sl}) = 1$,

$$\frac{d k(\omega_{sl})}{d \omega_{sl}} = k'(\omega_{sl}) = 0 \text{ при } \omega_{sl} = \omega_{cr} \text{ и } k(\omega_{sl}) = 0,3 \text{ при } \omega_{sl} = 10.$$

Были найдены аналитические решения для коэффициентов формулы (4.3)

$$a = \frac{70}{3(\omega_{cr}^2 - 20\omega_{cr} + 100)},$$

$$b = \frac{3\omega_{cr}^2 - 200\omega_{cr} + 300}{3\omega_{cr}^2 - 60\omega_{cr} + 300},$$

$$c = \frac{70\omega_{cr}^2}{3\omega_{cr}^2 - 60\omega_{cr} + 300}.$$

Графики $k(\omega_{sl})$ представлены на рисунке 4.13. Таким образом, в дальнейших расчетах полагаем, что момент сцепления зависит как от скорости скольжения колесной пары, так и от скорости движения локомотива.

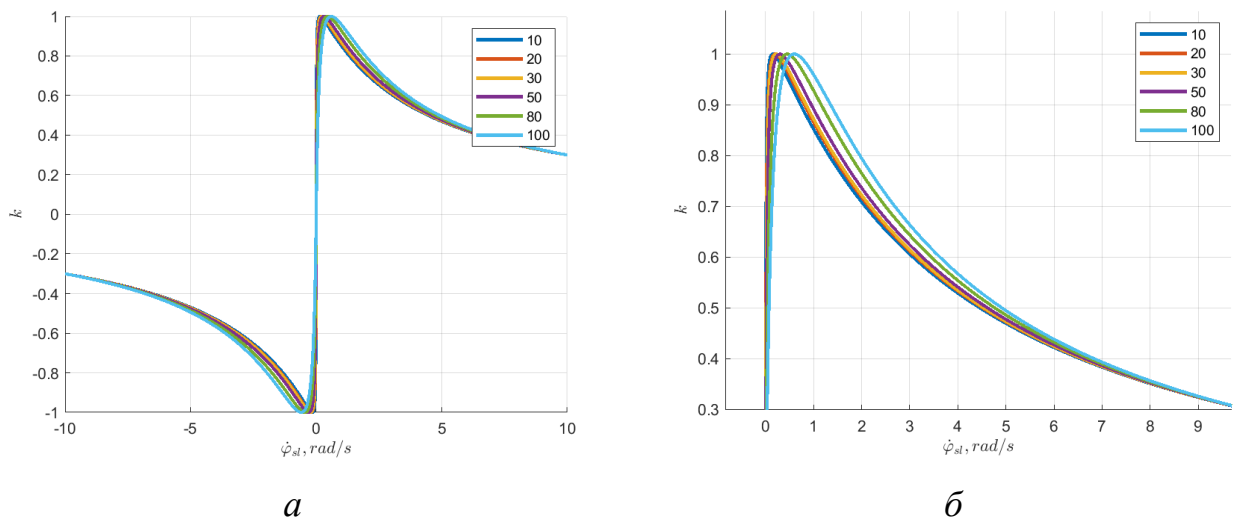


Рисунок 4.13 – График зависимости безразмерной характеристики $k(\omega_{sl})$ от скорости скольжения колеса (а) и ее правая часть (б) в увеличенном масштабе

Подачу песка и его влияние на момент сцепления опишем следующим образом. Примем количество подаваемого песка $M_s = m_s(u')$ в зависимости от увлажнения рельсов u' или $\{(u', m_s(u')) : u' \in X_u\}$, где X_u – область определения величины увлажнения поверхности рельса [219].

Количество песка, подаваемого приводом, зависит от угла поворота регулирующего вентиля и его динамических характеристик [199], но, ввиду того что главное назначение песка – это повышение коэффициента сцепления на

некоторую величину, целесообразно ввести функцию $S_e = \{(x, s_e(x)): x \in M_s\}$, которая задает соответствие между количеством песка M_s и изменением коэффициента сцепления. Положим, что $S_e = \{x \in R | 15 \leq x \leq 30\}$ и выражено в процентах.

Модель, представленная выше, нелинейная, поэтому требуются специальные подходы для синтеза системы управления пескоподачей. Чтобы избежать излишнего усложнения, воспользуемся нечеткой логикой с алгоритмом Е. Мамдани (E. Mamdani) [231, 232].

Вычислительные особенности теории Fuzzy Logic System для технических систем дают возможность обрабатывать большое количество входных данных с высоким быстродействием и точностью принятия решения в реальном времени. Структура программы, созданная для реализации алгоритмов принятия решения на основе «нечеткой логики», должна включать в себя следующие составляющие: блок приведения к нечеткости зависимости входных данных; «тело», где записываются правила взаимодействия входных и выходных функций принадлежности для анализа системы; блок дефаззификации – зависимость выходных данных для принятия решения и определения значения выходной функции – нечеткий вывод (алгоритм Mamdani) [231, 232].

Тогда, систему управления на основе нечеткой логики *fuzzySystem* запишем в виде

$$M'_s = \{(x, y, z, fuzzySystem(x, y, z)): x \in X_u, y \in v_{sl}, z \in q_2\}, \quad (4.4)$$

где v_{sl} – текущая скорость скольжения колеса относительно рельса;

q_2 – текущая скорость локомотива.

Перепишем (4.4) в удобном для оптимизации виде и оставим входным параметром только v_{sl} . Тогда

$$S'_e = \{(x, fuzzySystem(x, y, z)): x \in v_{sl}\}.$$

Момент сцепления под управлением (4.4)

$$M_{fc} = \mu_n M_c = \mu_n R P_o \psi_o k(\phi_{kp}) S'_e,$$

где M_c – момент сцепления;

μ_n – коэффициент трения по пути следования;

S'_e – определяется как $0,01 \cdot S_e + 1$.

Для исключения субъективного фактора в построении функций принадлежности на входах и выходах и выработке нечетких правил выполняется процедура глобальной оптимизации с использованием генетического алгоритма. В качестве целевой функции примем максимум пройденного расстояния локомотива S за время t_J .

$$J = \max S.$$

Исходные данные для моделирования движения и оптимизации приведены на рисунке 4.14. На рисунке 4.14, б показано изменение приведенных уклонов и параметров, влияющих на сцепление.

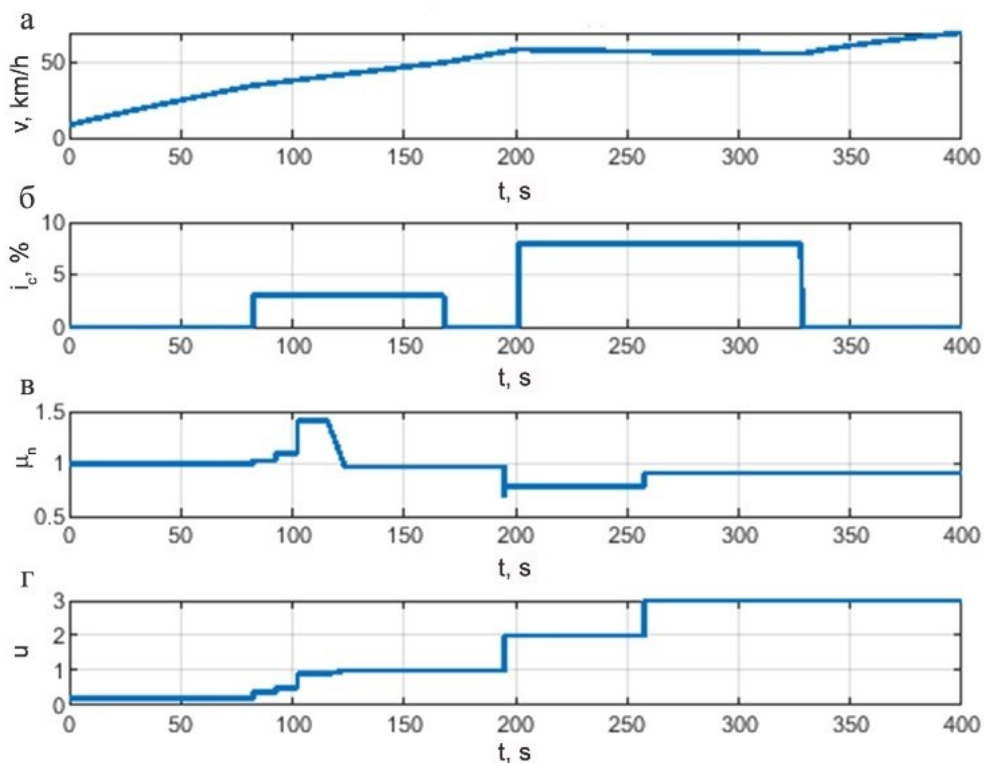


Рисунок 4.14 – Скорость движения поезда (а) и исходные данные по длине маршрута: приведенные уклоны (б), коэффициент трения (в) и увлажненность дорожки катания поверхности рельса (г)

Результатом оптимизации входных и выходных функций принадлежности и применения алгоритма нечеткого вывода Madman¹ являются графики зависимости избыточной скорости скольжения колес относительно рельса $v_sliding$ и эффективности пескоподачи $sand_effect$, согласно рисунку 4.15. По графику на рисунке 4.16, *а* видно, что, в зависимости от величины относительного проскальзывания колес требуемое повышения сцепления системой пескоподачи не превышает 28 % при установленном пределе в 30 % [4, 215].

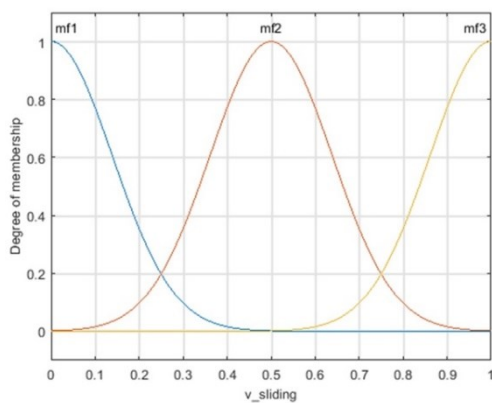
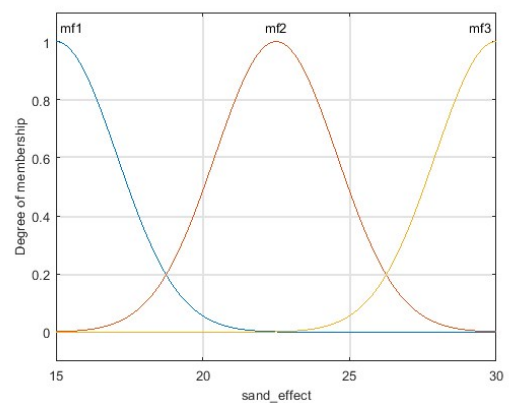
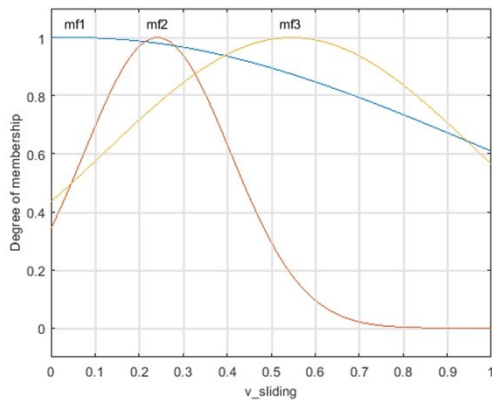
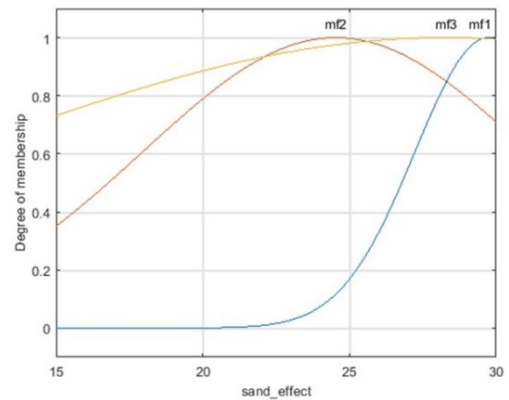
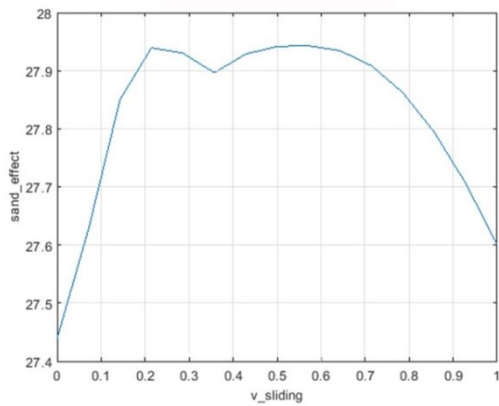
*а**б**в**г*

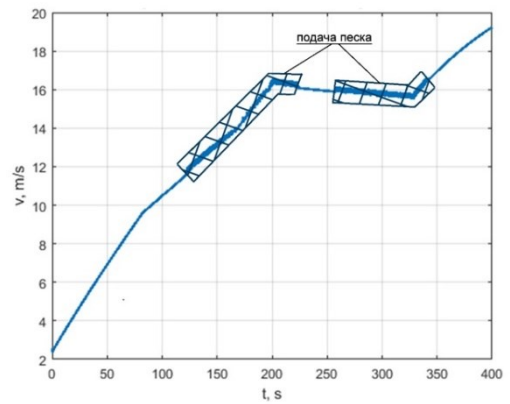
Рисунок 4.15 – Графики значений лингвистических функций принадлежности Гаусса: (*а*) входные и (*б*) выходные значения функций до оптимизации; (*в*) входные и (*г*) выходные значения функций после оптимизации.

Движение локомотива в условиях, показанных на рисунке 4.14, представлено на рисунке 4.16, *б*. Несмотря на снижение сцепления и подъем, получена скорость

движения, характерная для идеальных условий. Штриховкой показаны интервалы включения системы пескоподачи.



а



б

Рисунок 4.16 – Зависимость показателя эффективности подачи песка на величину коэффициента сцепления (а) от скорости скольжения колес и график изменения момента сцепления M_c и тягового момента M_t при подаче песка системой пескоподачи локомотива (б)

Более подробно процесс подачи песка показан на рисунке 4.17. Система была настроена на включение при скорости скольжения больше 0,4 м/с и выключалась по достижении скорости 0,1 м/с. Участки включения характеризуются подъемом и повышенной влажностью на поверхности рельса, которая приводит в итоге к снижению сцепления.

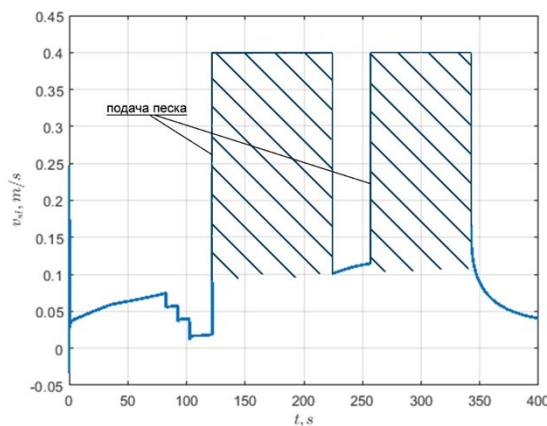


Рисунок 4.17 – График изменения скорости скольжения колес.

4.5. Выводы по главе 4

1. По результатам натурных испытаний установлено, что на поверхности рельса после подачи песка под колеса локомотива образуются две отличные фракции частиц – слой плотно упакованных частиц на центральной части дорожки катания, представляет собой след от перемещения колеса по рельсу в габарите пятна контакта с усредненным размером зерен менее 0,1 мм, а также неуплотненный – соответствующий размеру частиц исходного песка от 0,1 до 0,5 мм, еще не участвовавших в процессе трения, располагающийся ближе к боковым граням головки рельса.

2. В ходе натурального эксперимента и лабораторных исследований получено процентное соотношение концентрации частиц песка на поверхности головки рельса после прохода движущих колес локомотива, где менее 0,1 мм – 27 %, фракция в диапазоне более 0,1 мм и менее 0,5 мм – 63 % и оставшиеся в сите с ячейкой 0,5 мм зерна менее 10 %.

3. На основе экспериментальных данных получены значения плотности плотнейшей гексагональной упаковки дисперсных частиц в зоне контакта колеса с рельсом по дорожке катания после проката движущих колес локомотива по слою кварцевого песка, расположенному на поверхности головки рельса, равной $D = 0,983$ с пористостью $m = 0,017$.

4. В результате трибологического лабораторного исследования показано, что измельченные зерна песка, собранные с поверхности рельса в габарите пятна контакта взаимодействия колес с рельсами, диаметром менее 0,1 мм стабильно повышают коэффициент трения.

5. Установлено, что для абсорбции количества влаги с дорожки катания поверхности рельса с наименьшим значением коэффициента трения 0,2, при толщине эквивалентной водяной пленки 0,005 мм, или 0,5 мг/см², необходимо разместить на поверхности рельса 10 г песка на погонный метр при плотнейшей гексагональной и около 4 г – при менее плотной кубической упаковке сферических частиц песка условным диаметром 0,1 мм.

6. Определено, что фиксированная регулировка расхода песка из корпуса форсунки не позволяет подавать необходимое количество песка в зону контакта колес с рельсами, так как дискретное дозирование зависит от скорости движения локомотива при избыточном количестве песка на низких скоростях и недостаточном от скоростей выше 30–40 км/ч.

7. Построена математическая модель, которая учитывает наличие сил сопротивления движению поезда и динамические процессы в тяговом приводе. В модели отражены основные свойства сцепления колеса локомотива с рельсом, в том числе зависимость сцепления от величины относительного скольжения, профиля пути и погодных-климатических факторов, таких как температура воздуха и рельса, относительная влажность, а также движения поезда с использованием и без использования системы пескоподачи. Упрощена методика расчетов коэффициентов $k(\omega_{sl})$, для которых получены аналитические зависимости.

8. Показана возможность применения управления системой пескоподачи электровоза на базе алгоритмов нечеткой логики, которые легко включаются в разработанную динамическую модель движения локомотива.

9. В модель управления дозированием количества песка интегрированы алгоритмы нечеткой логики с применением синтеза правил нечеткой логики и глобальной оптимизации входных и выходных функции принадлежности на самообучающихся генетических алгоритмах, а в качестве целевой функции достаточно использовать максимум пройденного поездом расстояния.

5. РАЗРАБОТКА И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМ ПЕСКОПОДАЧИ ЛОКОМОТИВОВ С ДОЗИРОВАНИЕМ КОЛИЧЕСТВА ПЕСКА НА ОСНОВЕ НОВЫХ ФИЗИЧЕСКИХ ЭФФЕКТОВ

5.1. Совершенствование дозирования количества песка при пескоподаче на локомотивах с применением эффекта виброоживления слоя сыпучего материала

Для улучшения сцепных свойств локомотивов в режиме тяги и торможения при неблагоприятных условиях эксплуатации, таких как увлажнение поверхности рельсов, оледенение при отрицательных температурах воздуха, загрязнение дорожки катания нефтепродуктами и смазочными материалами, а также в сочетании с кривыми участками железнодорожного полотна и подъемами профиля пути, применяют подачу кварцевого песка в зону контакта движущих колес с рельсами. Подвод частиц кварцевого песка осуществляют пневматическим способом в струе сжатого воздуха. Для хранения, дозирования и транспортировки песка в зону сцепления колес с рельсами магистральный тяговой подвижной состав оборудован пневматической системой пескоподачи.

В предыдущих главах рассматривались различные способы регулирования дозирования количества песка. В настоящее время на локомотивах широкое применение получила относительно легко реализуемая импульсная подача песка. Однако среди специалистов существует мнение, что для этих целей более эффективна непрерывная подача под колеса локомотивов частиц кварцевого песка в струе сжатого воздуха. Ранее, в предыдущих главах, определено рекомендуемое количество песка на погонный метр пути с учетом скорости движения локомотива, обеспечивающее стабильное увеличение сцепления в различных погодноклиматических условиях эксплуатации [233]. В этом случае для обеспечения доставки необходимого количества песка в зону сцепления колес с рельсами требуется дозирование количества песка из корпуса форсунки песочницы путем непрерывной автоматической регулировки с достаточно высокой точностью.

Высокоточное дозирование пневматическим способом, который применяется в настоящее время на серийных локомотивах, осуществить достаточно сложно, а обеспечить подачу малого количества песка (менее 100 г/мин) вообще невозможно, так как данный расход песка, согласно действующим инструкциям по ремонту и эксплуатации песочниц, при полностью ввинченном регулировочном винте классифицируется как допустимые потери, обусловленные конструктивными особенностями серийных форсунок [24]. Поэтому возникла необходимость усовершенствования способа дозирования количества песка, подаваемого под движущие колеса тягового подвижного состава, за счет модернизации форсунки песочницы системы пескоподачи локомотивов.

Четкой классификации дозирующих устройств не существует ввиду большого разнообразия конструкций дозаторов и высоких требований к технологическому процессу и точности дозирования. Как представлено в [166], условно их можно разделить на классы – по структуре рабочего процесса, по принципу работы и по конструктивным признакам питателя. По структуре рабочего процесса дозаторы делятся на дискретные и непрерывного действия, а также непрерывно-циклические. По принципу работы – на объемное, весовое и массовое дозирование [234].

Анализ различных систем дозаторов позволил установить, что по конструкционным особенностям и массогабаритным параметрам питателей для решения поставленной задачи удовлетворяют лишь два типа – с вибрационным типом движения (приводы с электромагнитными и пневматическими питателями) и без движущихся рабочих органов (гравитационного и аэрационного типов) [175]. С учетом того, что система пескоподачи серийных магистральных локомотивов является пневматической, для усовершенствования способа дозирования кварцевого песка с высокой точностью в широком диапазоне рационально применить вибрационный пневматический питатель. В качестве приводного устройства возможно применить поршневой пневмопульсатор одностороннего действия с линейным перемещением рабочего органа. У данного устройства возможно легко изменять силу удара, частоту и амплитуду вибрации и подстраивать данные

параметры непосредственно в процессе работы. Конструктивные особенности за счет удлиненного штока поршня позволяют закрепить привод на корпусе форсунки и воздействовать через мембрану на слой кварцевого песка в корпусе форсунки с различной частотой и силой в зависимости от подведенного к пневмопульсатору давления сжатого воздуха. Под действием вибрации с определенной частотой слой кварцевого песка как бы вспенивается – псевдооживается, принимая свойства жидкости, и приходит в движение, «перетекая» в соседнюю камеру форсунки песочницы, где подхватывается потоком сжатого воздуха и транспортируется под колеса локомотива. Структурная схема усовершенствованной локомотивной системы пескоподачи приведена на рисунке 5.1.

Работа усовершенствованной системы пескоподачи в основном повторяет основные принципы структурной схемы модернизированной пескоподающей системы с сервоприводом на рисунке 3.26, основанной на управлении углом поворота α привода редуктора давления для регулирования подаваемого сжатого воздуха под давлением P в корпус пневматического пульсатора для управления амплитудой A , силой воздействия F и частотой f хода поршня, который через латексную мембрану, воздействуя на слой песка в корпусе форсунки песочницы, приводит его в псевдооживленное состояние. Величина угла поворота α привода редуктора задается блоком управления для реализации подачи необходимого количества песка (T_{sand}). Отличительной особенностью данной системы пескоподачи является отдельное питание газоструйного инжектора и пневмопульсатора на форсунке песочницы, которое позволяет реализовывать несколько режимов работы: подачу песка с увеличенной скоростью истечения песковоздушной смеси и продувку пескопровода без песка. Для реализации основного режима подачи песка через блок управления подаются сигналы на открытие электропневматических вентилях (ЭПВ) для подвода сжатого воздуха к газоструйному инжектору и вибропневматическому пульсатору в корпусе форсунки песочницы одновременно. В режиме продувки пескопровода открывается только один ЭПВ для подачи воздуха через инжектор.

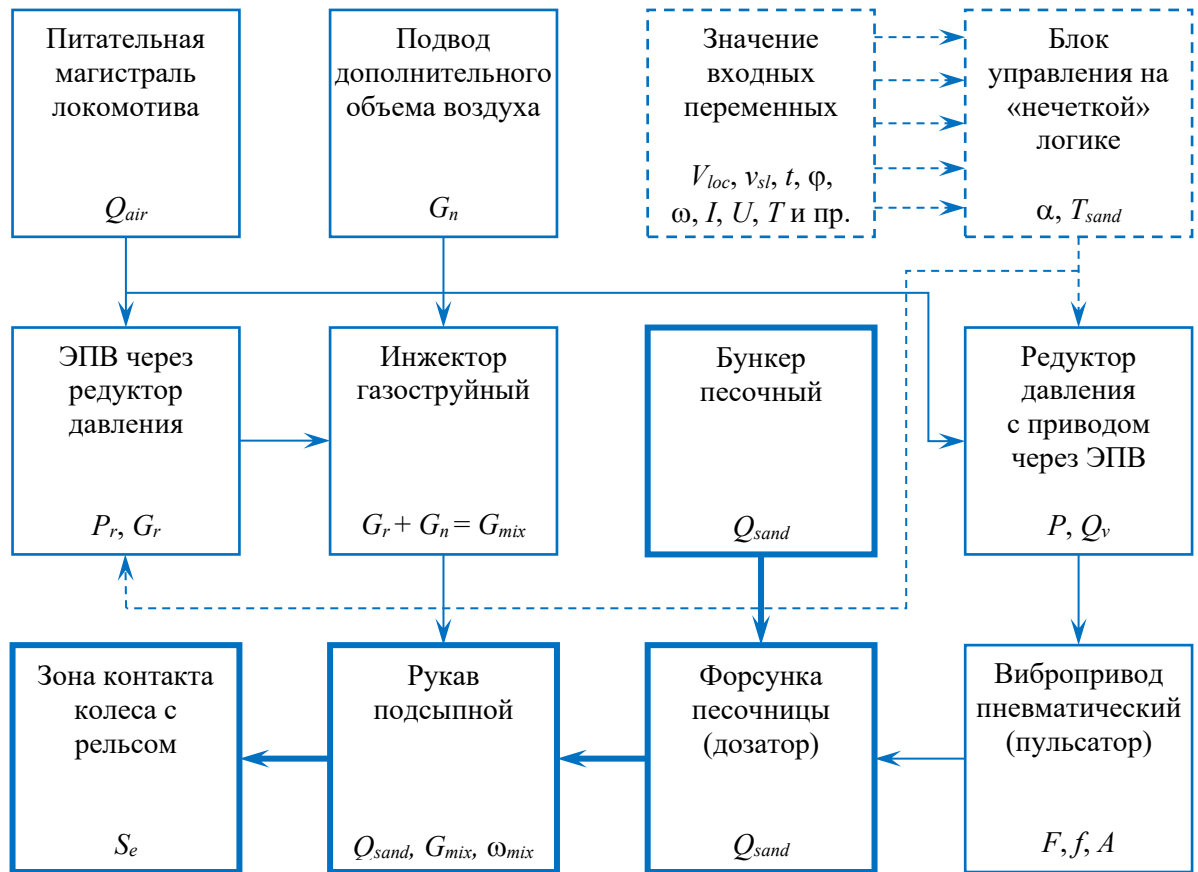


Рисунок 5.1 – Структурная схема усовершенствованной системы пескоподачи с пневматическим виброприводом

Таким образом, в данном разделе предложена концепция усовершенствованной системы пескоподачи, позволяющей на основе виброожижения плавно дозировать количество кварцевого песка и осуществлять управление сцеплением колес локомотива с рельсами при увеличенной скорости истечения песковоздушной смеси из подсыпного рукава за счет применения газоструйного инжектора.

5.2. Экспериментальные и теоретические обоснования применения эффекта виброоживления для непрерывного плавного дозирования кварцевого песка из корпуса форсунки песочницы

Целью данного раздела является обоснование возможности совершенствования системы пескоподачи тягового подвижного состава с использованием виброреологических свойств песка. Задачи исследования направлены на разработку физической модели системы пескоподачи локомотива путем проведения эксперимента по виброоживлению слоя песка в корпусе форсунки песочницы и осуществления непрерывного дозирования количества песка за счет изменения амплитуды и частоты вибрационного воздействия, а также предложение модели для описания процессов при определении частот, на которых система имеет наибольшую производительность.

Для реализации эксперимента по определению возможности непрерывного дозирования количества песка путем виброоживления слоя части песка в корпусе форсунки песочницы была разработан испытательный стенд, который представляет собой комплекс устройств, включающий в себя элементы, приведенные в таблице Д.1 приложения Д [235].

Лабораторная установка показана на рисунке 5.2.

Перед проведением эксперимента к корпусу электромагнитного вибропривода 2 с помощью крепежных элементов была жестко прикреплена имитационная модель полости форсунки песочницы 1, в корпусе которой была предварительно установлена латексная мембрана 4 с поршнем 5. Поршень 5 через удлиненный шток 6 соединяется с приводом вибростенда 2 для передачи на латексную мембрану 4 вибрационного возмущения. Вибростенд имеет симметричный двусторонний привод, что позволило с противоположной стороны от поршня 5 со штоком 6 закрепить интегральный акселерометр 3, подключенный к промышленному портативному компьютеру через последовательный интерфейс для регистрации и дальнейшего анализа данных о частотах вибрационного воздействия на слой песка в корпусе форсунки песочницы. Цифровой уровень

используется для установки угла наклона вибростенда. Особенности конструкции лабораторной установки позволяют изменять угол наклона электромагнитного вибропривода с последующей фиксацией его положения, что соответственно переориентирует жестко закрепленную имитационную модель форсунки песочницы.

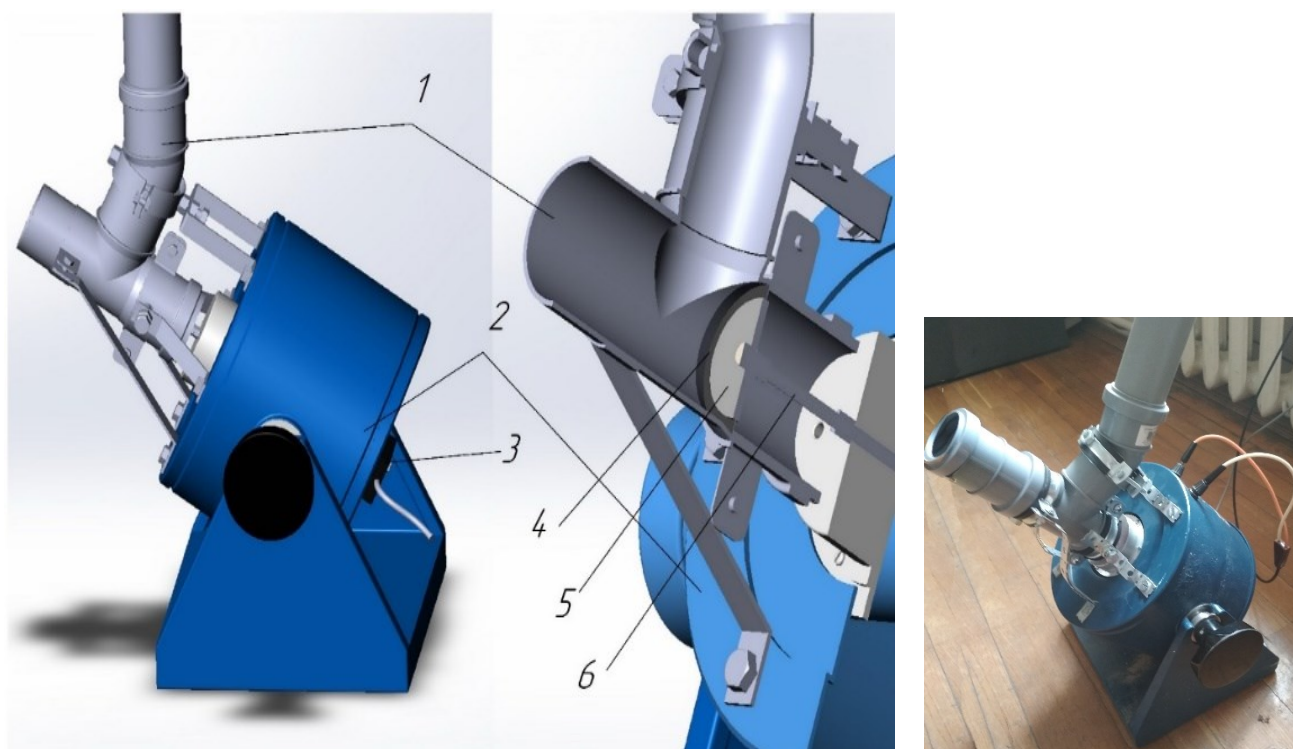


Рисунок 5.2 – Лабораторная установка:

1 – имитационная модель полости форсунки песочницы; 2 – электромагнитный вибропривод; 3 – интегральный акселерометр; 4 – латексная мембрана;
5 – поршень; 6 – шток

В данном разделе представлены результаты двух экспериментов по дозированию кварцевого песка: с фиксированным углом наклона имитируемой модели полости форсунки песочницы под углом 60 градусов относительно горизонтальной плоскости при изменении формы и частоты импульсов вибрационного воздействия, а также с изменением угла наклона установки при постоянной величине частоты вибрации поршня. Под собственным весом

кварцевый песок засыпается в верхнюю горловину имитационной модели форсунки песочницы до максимального уровня. Фракционный состав, используемого песка соответствует по распределению параметров размера и количества частиц описанному в разделе 2.1.

На первом этапе исследования по определению значений частоты вибрационного воздействия при постоянном угле наклона модели форсунки песочницы на генераторе выставляются фиксированные значения формы, частоты и амплитуды выходного сигнала. После чего осуществляется одновременный запуск таймера и включение лабораторной установки. Если силового воздействия поршня при данном значении выходных параметров сигнала с генератора достаточно, то слой частиц кварцевого песка переходит в псевдооживленное состояние и вытекает из полости модели форсунки песочницы в контейнер. По истечении заданного промежутка времени для единичного эксперимента генератор выключается и фиксируются значения на его табло. Затем масса песка внутри контейнера взвешивается на цифровых весах с учетом веса тары. Данные, полученные с акселерометра, автоматически сохраняются в файле с указанием даты и времени эксперимента. Описанный алгоритм проведения эксперимента повторяется необходимое количество раз с изменением значений частоты и формы выходных сигналов на генераторе.

Следующий этап исследования заключался в определении влияния угла наклона модели форсунки песочницы относительно горизонтальной плоскости при постоянной частоте вибрационного воздействия на расход количества песка. Каждый единичный эксперимент проводился при фиксированном значении импульса квадратной формы с частотой выходного сигнала 24 Гц и изменением угла наклона виброустановки относительно горизонтали с шагом равным 2 градуса в интервале от 30 градусов до значения, при котором расход песка из корпуса имитационной модели форсунки песочницы достиг бы 1500 г/мин, что является максимально необходимой величиной расхода для электрического подвижного состава железных дорог [95]. Алгоритм фиксации измерений аналогичен предшествующему эксперименту.

Собранные данные на каждом этапе экспериментов обобщались путем анализа и интерпретации полученных результатов, а также составления выводов, приведенных ниже в виде графиков и аналитической модели.

Результаты первого этапа эксперимента по определению массового расхода песка от вибрационного воздействия на слой песка в корпусе форсунки песочницы при различных частотах и формах сигнала, подаваемого на электромагнитный вибропривод, представлены на рисунках 5.3 и 5.4.

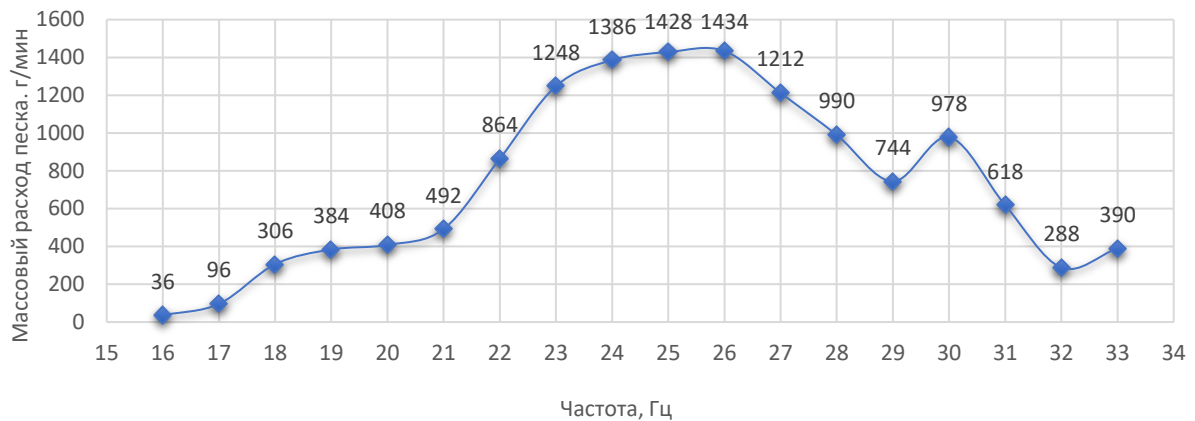


Рисунок 5.3 – Зависимость массового расхода песка при воздействии прямоугольных импульсов в зависимости от частоты колебаний генератора

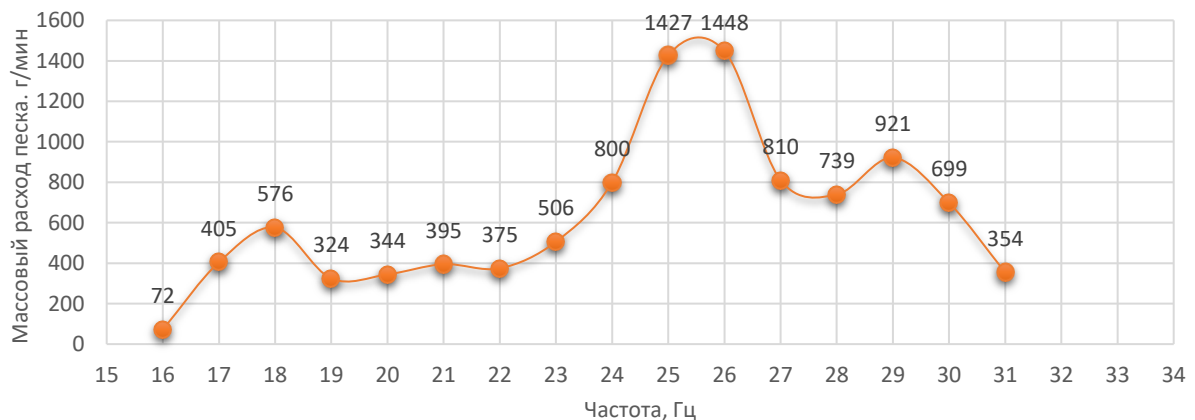


Рисунок 5.4 – Зависимость массового расхода песка при воздействии синусоидальных импульсов в зависимости от частоты колебаний генератора

Как видно из рисунков 5.3 и 5.4, подача генератором импульса прямоугольной формы демонстрирует более плавную кривую и отсутствие экстремума в диапазоне частот 17–18 Гц. Процесс возникновения экстремумов можно проследить с помощью спектральной мощности ускорений.

Рассмотрим колебания генератора на частотах 26 и 27 Гц. Частота 26 Гц соответствует точке максимума на рисунке 5.4, а частота 27 Гц близка к локальному минимуму. На рисунке 5.5 показана рассчитанная спектральная мощность процесса. Мы предполагаем, что оставшиеся частоты характеризуют собственные колебания системы; тогда совпадение возмущающей частоты с одной из собственных частот, очевидно, вызовет резонанс, который наблюдается в этом случае. Спектральная мощность ускорений при возмущающей частоте, равной 27 Гц, показана на рисунке 5.6. Возмущение вибропривода соответствует частоте 26,7 Гц, что, по-видимому, способствует возникновению колебаний на частоте 24 Гц. Однако, поскольку эти частоты относительно далеки друг от друга, резонанса не возникает.

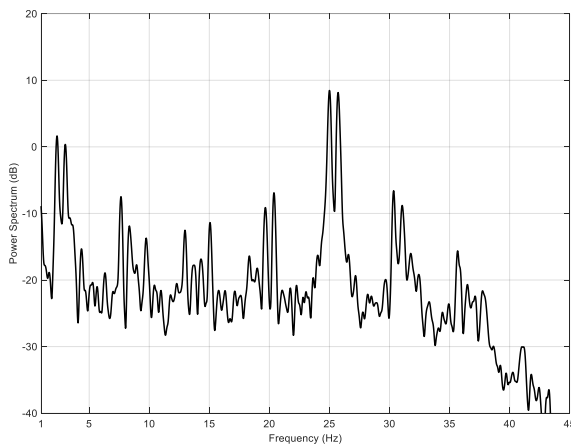


Рисунок 5.5 – Спектральная мощность ускорений при частоте 26 Гц

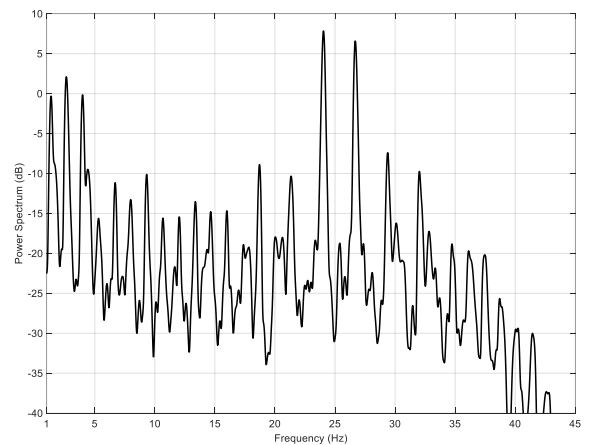


Рисунок 5.6 – Спектральная мощность ускорений при частоте 27 Гц

Таким образом, основываясь на полученных данных, мы можем сделать вывод, что резонанс способствует высокой производительности системы подачи песка, как показано на рисунке 5.6. Внешние вибрационные воздействия от

электромагнитного привода вызывают дополнительные частоты колебаний, которые зависят от частоты возмущения.

На рисунке 5.7 представлены результаты второго этапа эксперимента: зависимость массового расхода кварцевого песка из корпуса форсунки песочницы от угла наклона установки при постоянном вибрационном возмущении с частотой 24 Гц и квадратной формой импульса.

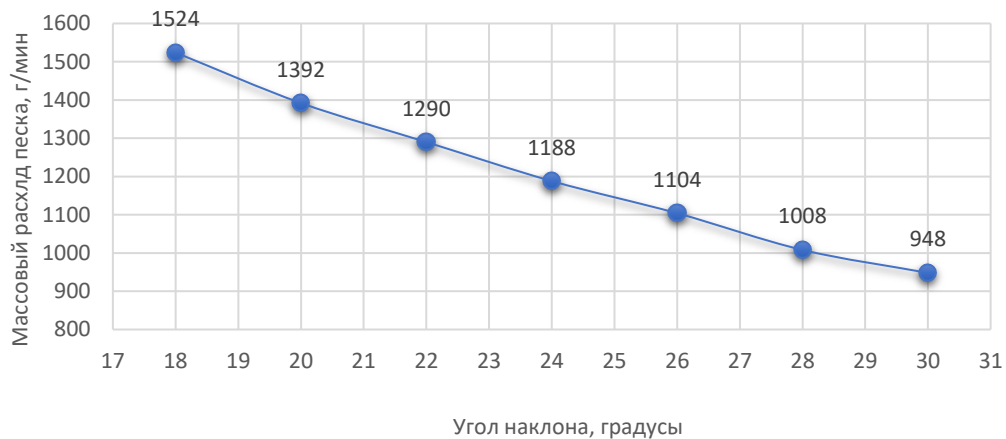


Рисунок 5.7 – Массовый расход песка в зависимости от угла наклона при постоянном вибрационном воздействии

Из рисунка 5.7 видно, что при уменьшении величины угла наклона установки с закрепленной на ней физической моделью внутренней полости форсунки песочницы при приложении вибрационного возмущения с постоянной частотой и амплитудой расход кварцевого песка увеличивается, а зависимость имеет четко выраженный прямолинейный характер

Теоретическую оценку полученных результатов выполним с использованием подходов, изложенных в [236].

В первом приближении динамические свойства системы могут быть описаны с помощью модели, полученной из расчетной схемы, изображенной на рисунке 5.8, который показывает, что массовый расход песка пропорционален расходу воздуха с коэффициентом $\rho S = \text{const}$.

$$\dot{m} = \rho S v,$$

где ρ – насыпная плотность песка;
 S – площадь поперечного сечения;
 v – расход воздуха.

Тогда смещение песка можно приблизительно представить как движение детерминированной массы с определенной скоростью. Мы предполагаем, что сила F_0 влияет на массу. Данная сила пропорциональна ускорению a , действующему на определенную массу m^* . Следовательно,

$$F_0 = m^* a \sin \omega t = m^* \ddot{\xi}.$$

Схема на рисунке 5.8, *а* соответствует классической механике, в то время как схема на рисунке 5.8, *б* коррелирует с механикой колебаний [236].

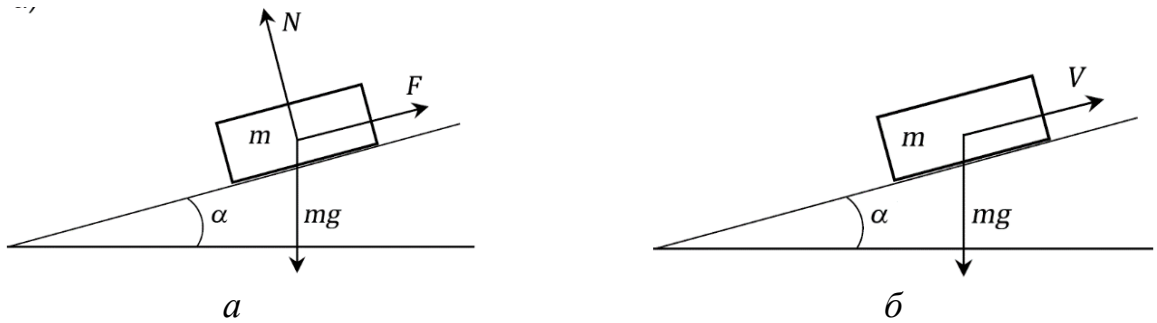


Рисунок 5.8 – Расчетная схема

Уравнение классической механики выглядит так:

$$m\ddot{x} = F(\dot{x}) + F_0 + T,$$

где $F(\dot{x})$ – сила трения в общем случае, зависящая от скорости перемещения, а $T = -mg \sin \alpha$.

$$F(\dot{x}) = \begin{cases} -f_+, & \text{если } \dot{x} > 0, \\ f_-, & \text{если } \dot{x} < 0, \end{cases}$$

$$-f_+ < F(\dot{x}) < f_- \text{ если } \dot{x} = 0,$$

где f_+ – удельная сила трения при движении в положительном направлении;
 f_- – удельная сила трения при движении в отрицательном направлении;
 m – масса вытесненного песка.

Уравнение вибрационной механики [236] записывается следующим образом:

$$m\ddot{X} = T + V,$$

$$m\ddot{\psi} = F(\dot{X} + \dot{\psi}) - \langle F(\dot{X} + \dot{\psi}) \rangle - m^*\ddot{\xi},$$

где $V = \langle F(\dot{X} + \dot{\psi}) \rangle$ – сила вибрации;

$\langle \dots \rangle = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \dots dt$ – оператор среднего значения.

Установившаяся скорость при $m = m^*$ имеет следующее решение:

$$\dot{X}_s = \frac{a}{\omega} \cos \frac{\pi(f_+ - T)}{f_+ + f_-}.$$

Представим решение в следующем виде

$$\dot{X}_s = a^* \cos \phi, \quad a^* = \frac{a}{\omega}, \quad \phi = \frac{\pi(f_+ - T)}{f_+ + f_-}.$$

Таким образом, скорость перемещения песка пропорциональна значению a^* . Чтобы сравнить экспериментальные данные с теоретической оценкой, нормализуем значения в соответствии с формулой $y = (x - x_{\min})(x_{\max} - x_{\min})^{-1}$. На рисунке 5.9 показано сравнение полученных результатов.

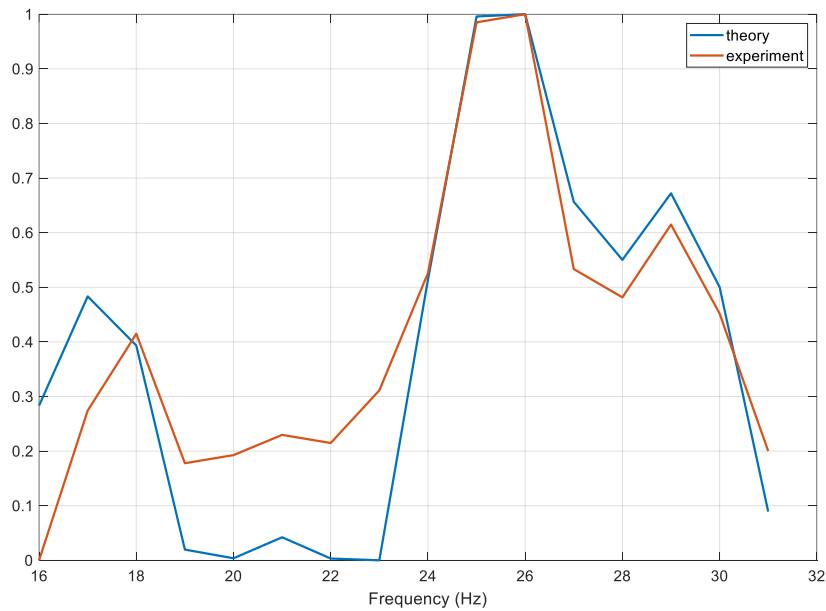


Рисунок 5.9 – Нормированный массовый расход и ускорения

Как видно из рисунка 5.9, теоретическая оценка и экспериментальные данные хорошо коррелируют друг с другом, особенно в области локальных максимумов. Различия в значениях в областях частот 20–21 Гц объясняются наличием дополнительных колебаний, отличных от частоты возмущения, как показано на рисунке 5.10.

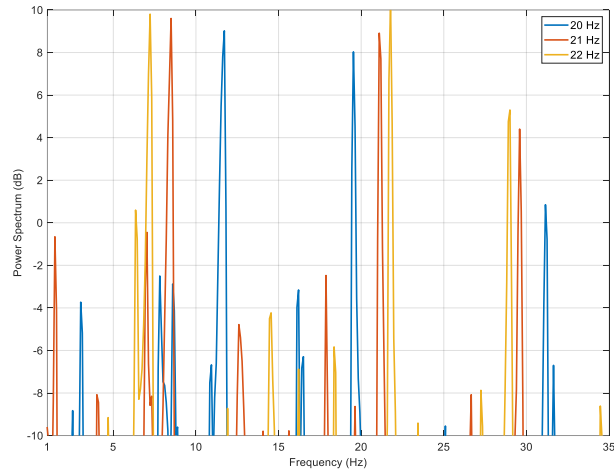


Рисунок 5.10 – Спектр мощности колебаний на частотах 20, 21 и 22 Гц

5.3. Стендовые испытания модели усовершенствованной форсунки песочницы с эффектом виброожижения при непрерывной плавной дозированной пескоподаче

В предыдущих главах показано, что для повышения сцепных свойств тягового подвижного состава целесообразно обеспечить непрерывную подачу песка в область контакта колеса с рельсом [199, 237]. Необходимо обеспечить производительность системы не только как массовый расход в единицу времени, но и как массовый расход на погонный метр пути [98, 233]. Кроме того, система пескоподачи должна быть управляемой по массовому расходу песка. В разделе 5.1 и работе [235] показано, что непрерывную и управляемую подачу песка можно обеспечить, используя эффект виброожижения. Установка, описанная в разделе 5.1 и в [235], позволила выявить основные закономерности ожижения песка [238] и

качественно исследовать процесс, однако она не позволяет судить о технической реализации форсунки системы пескоподачи.

В данном разделе выполнено физическое моделирование работы прототипа форсунки, использующей эффект виброоживления. В отличие от испытательной установки, описанной в разделе 5.1, в которой использовался электромагнитный вибростенд, для возбуждения колебаний в описанном ниже эксперименте будет использоваться сжатый воздух, так как на тяговом подвижном составе это распространенный ресурс и существующие системы пескоподачи используют именно его.

Испытательный стенд является лабораторной установкой (рисунок 5.11), состоящей из основных элементов, таких как компрессор воздушный, пульсатор пневматический, корпус прототипа форсунки песочницы, система датчиков ускорения с обвязкой, электропривод с эксцентриком и другие элементы – пневматическая арматура, регулирующие элементы и измерительная аппаратура [239]. Полный перечень оборудования представлен в таблице Д.2 приложения Д.

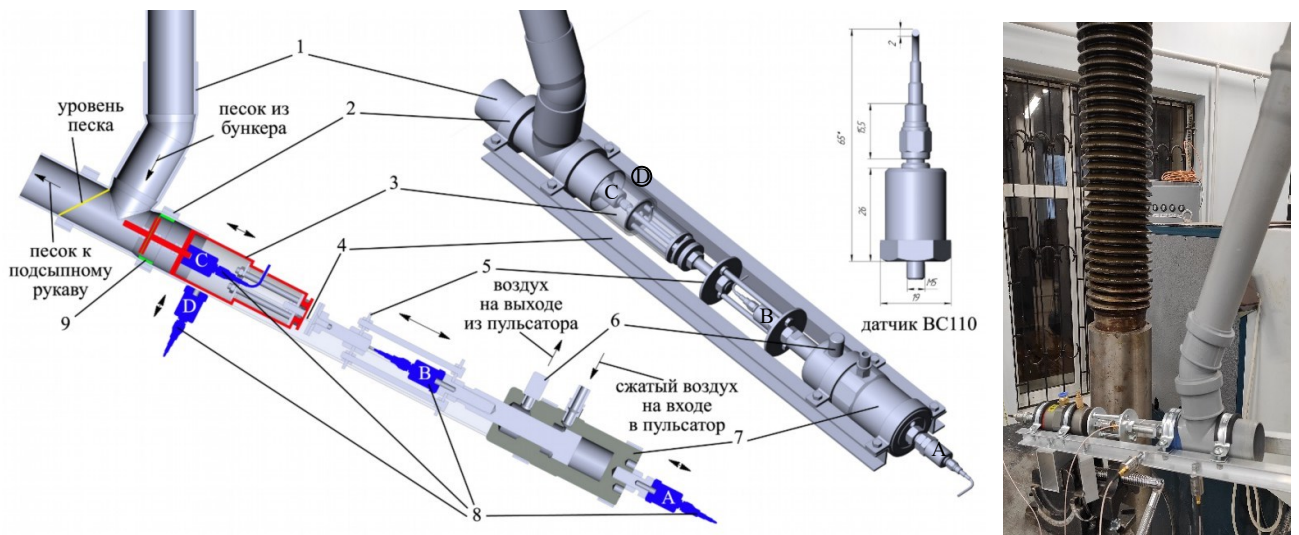


Рисунок 5.11 – Лабораторная установка:

- 1 – имитационная модель полости форсунки песочницы; 2 – хомут;
 3 – удлиненный поршень; 4 – направляющий каркас; 5 – удлиненный шток;
 6 – глушитель; 7 – пневматический вибропульсатор; 8 – акселерометр BC110;
 9 – мембрана со стопорным кольцом

Компрессор, оборудованный ресивером объемом 50 литров, способен обеспечить экспериментальную установку сжатым воздухом при диапазоне рабочего давления до 0,8 МПа и максимальном его расходе до 350 л/мин. Данного количества воздуха достаточно для обеспечения работы пневмопульсатора FAL-18 (7) при создании вибрационного воздействия на слой песка в корпусе прототипа новой форсунки песочницы 1 и подачи его с заданным расходом в емкость для дальнейшего взвешивания. Так, вырабатываемый сжатый воздух от компрессорной установки через редукционный клапан давления и разобщительный шаровый кран подводится к пневматическому вибропульсатору FAL-18. Особенности устройства и конструкции данного поршневого пневматического вибропривода одностороннего действия позволяют осуществлять ход поршня в прямом и обратном направлениях привода с подводом сжатого воздуха только в одной точке, что исключает применение пневмораспределителя. Вибропривод FAL-18 имеет возможность регулировки частоты перемещения рабочего поршня [238] в диапазоне частот, необходимом для виброожижения и подачи заданного количества песка из корпуса форсунки, определенном в [235, 238], за счет величины давления сжатого воздуха, подводимого в корпус пульсатора. Так, диапазон регулирования частоты FAL-18 в пределах рабочего давления от 1 до 6 бар достигает максимального значения 37,5 Гц при давлении сжатого воздуха 0,6 МПа и объемном расходе воздуха в 60 л/мин. Пневматический пульсатор FAL-18 имеет длину корпуса 117 мм и ход поршня 33 мм, а его основные технические характеристики представлены в таблице Д.3 приложения Д.

Для крепления вибродатчиков были сконструированы удлиненные поршень 3 и шток вибропривода 5 с расположенными на них монтажными площадками. С помощью разработанной конструкции установки стало возможным разместить четыре пьезоэлектрических вибродатчика ускорений 8, которые позволили произвести необходимые измерения. Датчики условно имеют маркировку *A*, *B*, *C* и *D* (см. рисунок 5.11) в зависимости от их расположения; так, *A* закреплен с торца вибропривода 7, *B* – на штоке 5 пульсатора 7, *C* – в удлиненном поршне 3 через шпильку М5 напрямую жестко связан с поршнем на латексной мембране 9,

который контактирует с частицами песка, а сенсор D установлен на каркасе 4 ортогонально предыдущим трем. Установка датчика D связана со спецификой характеристик акселерометров серии BC 110, которые могут проводить измерения только в одной плоскости. Основные параметры вибродатчиков приведены в таблице Д.4 приложения Д.

Акселерометры пьезоэлектрические BC110 имеют встроенный предусилитель стандарта ICP/IEPE, что позволяет напрямую подключать их к анализатору спектра ZET 038, который согласуется с промышленным ноутбуком. Программное обеспечение и блок анализатора фирмы ZetLab позволяют подключать одновременно до 8 датчиков. Данный комплекс сертифицирован в государственном реестре средств измерения. Технология опроса акселерометров TEDS позволяет анализатору спектра с применением электронных таблиц данных датчиков автоматически определить тип датчика и его чувствительность.

На предварительном этапе подготовки к проведению эксперимента включаем компрессорную установку. Ресивер наполняется сжатым воздухом до срабатывания реле давления и отключения компрессора. Далее на редукторе давления с приводом выставляется необходимое значение давления для единичного эксперимента. Величина давления варьируется в пределах от 0,1 до 0,6 МПа, что соответствует диапазону рабочего давления для пневматического вибропульсатора. Потом выполняем калибровку акселерометров через блок анализатора и программное обеспечение, которые за счет встроенных протоколов TEDS проводят опрос датчиков и в автоматическом режиме определяют их тип и необходимые поправочные коэффициенты для уменьшения погрешности измерений. После этого с помощью цифрового уровня выставляем модель форсунки песочницы за счет регулировки станины под углом к горизонтальной плоскости в 28 градусов, который характерен для форсунки ОНЗ-64. И наконец, для заполнения внутренней полости модели форсунки песочницы через вертикальную трубу самотеком засыпаем кварцевый песок.

На этапе проведения эксперимента активируем запись показаний датчиков в программном обеспечении на компьютере и запускаем таймер. Одновременно

открываем запорный вентиль для подачи сжатого воздуха в пневматический вибропульсатор. Под действием вибрационного воздействия через мембрану слой песка виброоживается, и его частицы, находясь в псевдооживленном состоянии, «вытекают» из корпуса модели форсунки песочницы в приемный лоток. По истечении времени единичного эксперимента перекрываем подачу сжатого воздуха к пневматическому пульсатору и останавливаем запись показаний датчиков ускорений. Песок, попавший в емкость во время эксперимента, взвешивается на электронных весах, и его масса фиксируется. Так, варьируя редуктором с приводом давление сжатого воздуха, подаваемого в пневматический вибропульсатор, меняем частоту вибрационного воздействия на слой песка в корпусе модели форсунки песочницы, проводим необходимое количество измерений. Собранные данные на каждом этапе эксперимента обобщались путем анализа и интерпретации полученных результатов.

В результате эксперимента определены значения частоты колебаний мембраны и расхода песка, которые представлены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Результаты эксперимента по определению количества расхода песка от величины вибрации пневматического вибропульсатора

Давление воздуха, атм	Масса песка (нетто), г	Частота, Гц
1	16	18,55
1,5	39	19,53
2	392	20,00
3	411	22,46
4	638	24,66
5	970	27,34
6	1055	30,02

Записи ускорений с датчиков позволяют подробно рассмотреть процессы при работе прототипа форсунки. На рисунке 5.12 показаны спектрограммы ускорений мембраны при давлении в пульсаторе 5 бар. Наблюдаются нестационарные колебания песка в форсунке с частотами до 2 Гц, которые с разными частотами продолжаются все время эксперимента.

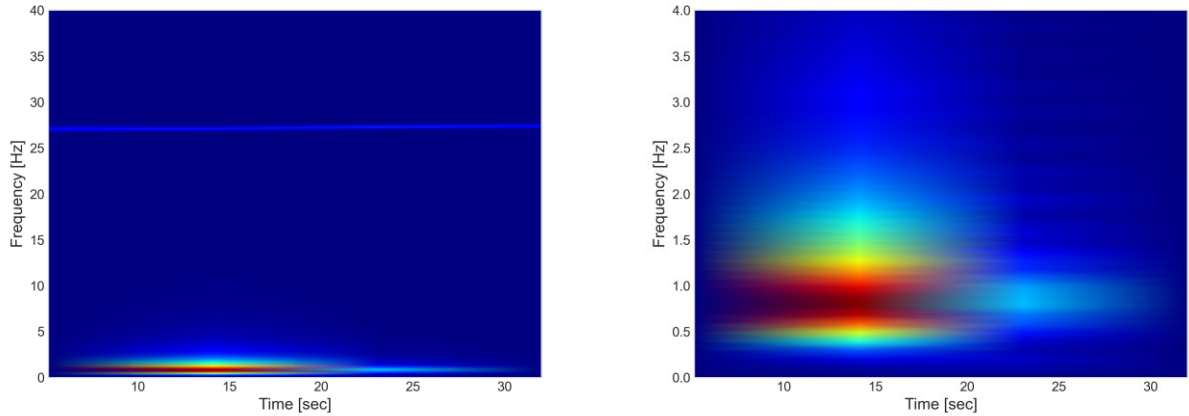


Рисунок 5.12 – Спектрограммы ускорений мембраны при давлении 5 бар

Спектры мощности ускорений мембраны и штока пульсатора показаны на рисунке 5.13.

Из графиков следует, что колебания на низких частотах не вызваны низкочастотными колебаниями штока.

Расход песка из форсунки зависит от частоты колебаний пульсатора, давления в пульсаторе, мощности колебаний мембраны. Представим расход от указанных параметров на графике (рисунок 5.14).

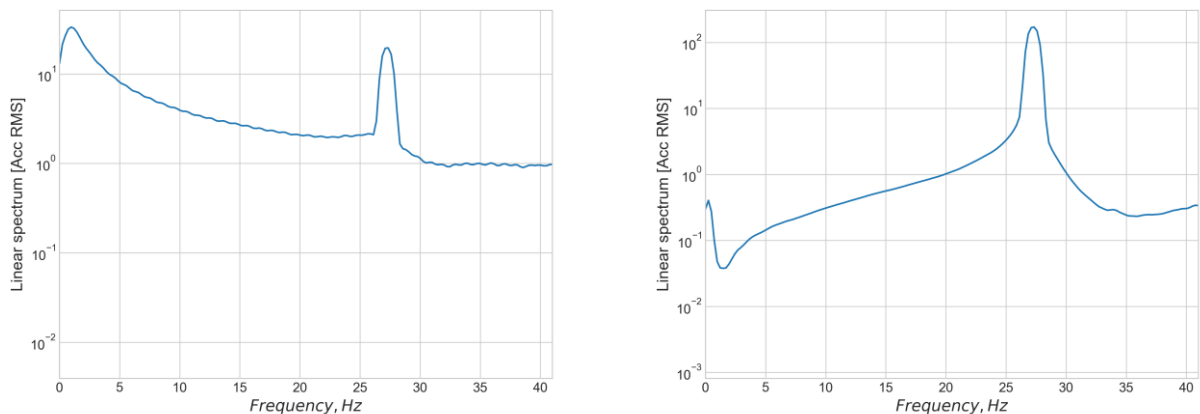


Рисунок 5.13 – Спектр мощности ускорений мембраны форсунки и штока пульсатора при давлении 5 бар

Модель форсунки в данном эксперименте обеспечивает возможность ударного воздействия на мембрану, что благоприятно сказывается на работе системы, когда по каким-либо причинам песок излишне уплотняется. Например, в

условиях эксплуатации такое уплотнение может быть вызвано увлажнением или частичным смерзанием песка.

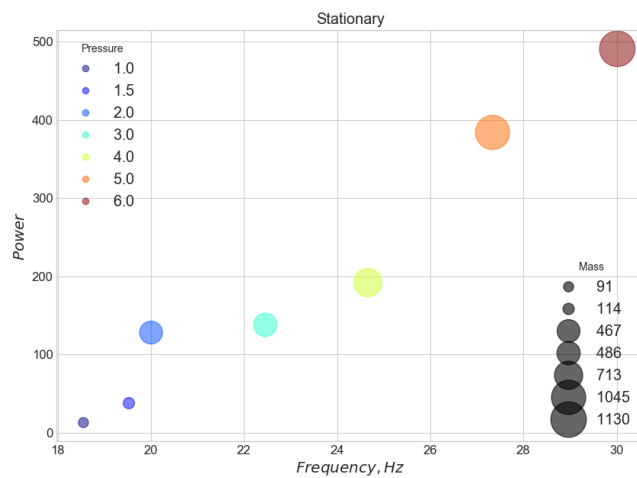


Рисунок 5.14 – Массовый расход песка в модели форсунки

Вибрационное воздействие на песок при давлениях в пульсаторе более 3 бар может сопровождаться колебаниями песка на низких частотах. Это явление, в первом приближении, можно описать, представив песок твердым телом, которое движется в форсунке под действием силы со стороны мембраны, такая модель рассматривалась в [240]. Отметим, что силового воздействия пульсатора с давлением от 3 бар оказывается достаточно, чтобы обеспечить выход песка из форсунки при любых условиях загрузки, и это значение можно считать нижней границей, с которой следует начинать управление непрерывной подачей песка.

Применение пневмопульсатора для виброожижения накладывает свои особенности на работу модели, которые проявятся и в реальных условиях. Прежде всего в данном эксперименте – это управление частотой вибраций и силой ударного воздействия штока с помощью давления в пульсаторе. Как показали эксперименты, здесь предпочтительно реализовать независимое управление.

Ввиду указанной выше особенности управления следует особое внимание уделить критерию, по которому отслеживается управляющее воздействие. На рисунке 5.14 представлены зависимости расхода от частоты и мощности колебаний на этой частоте и, если на частотах 20 Гц и 22,5 Гц мы имеем почти одинаковый

расход и создается впечатление о нечувствительности системы к изменению частоты, то, взглянув на мощность (см. рисунок 5.13), мы видим, что она практически не изменилась и хорошо коррелирует с расходом.

В данном разделе рассмотрена модель форсунки системы пескоподачи тягового подвижного состава, работа которой основана на эффекте виброожижения песка. В качестве источника вибрационного воздействия использовался пневматический вибропульсатор. Экспериментальные исследования показали, что такая конструкция позволяет обеспечить непрерывную регулируемую подачу песка в зависимости от давления сжатого воздуха, подаваемого в корпус пневмопульсатора для изменения частоты колебаний его поршня. В качестве критерия, характеризующего воздействие пульсатора на песок, можно использовать мощность колебаний мембраны форсунки на частоте возмущений от поршня пневматического пульсатора. Имеется близкая к линейной зависимость расхода песка от мощности колебаний.

В следующем разделе будут показаны исследования, направленные на выявление влияния внешних возмущений, имитирующих движение локомотива, на расход песка.

5.4. Стендовые испытания модели усовершенствованной форсунки песочницы с эффектом виброожижения при непрерывной плавной дозированной пескоподаче в условиях вибрации

В работах [235, 238, 241] и в предыдущих разделах 5.2 и 5.3 была определена возможность дозирования количества песка за счет применения эффекта виброожижения слоя сыпучего материала посредством изменения частоты и амплитуды возмущающего воздействия от вибропривода. В [235, 241] и в разделах 5.2 и 5.3 приведены результаты стендовых испытаний прототипа конструкции форсунки песочницы, реализующей возможность плавного непрерывного регулирования расхода количества песка с применением эффекта виброожижения слоя кварцевого песка. Источником вибрационного воздействия на слой кварцевых частиц в корпусе форсунки являлся пневматический поршневой пульсатор.

Пневматический вибропривод имеет широкий спектр регулирования величины частоты, амплитуды и силового воздействия, характеристики которого приведены в приложении Д и в [241].

В данном разделе приведены результаты экспериментального исследования возможности непрерывной плавной регулировки дозирования количества песка из корпуса прототипа новой форсунки песочницы, основанной на принципе виброоживления, описанной в предыдущем разделе и в [241], с учетом ее работы в условиях приложения внешних возмущений, моделирующих вибрационное воздействие на корпус форсунки песочницы с частотными характеристиками, которые имитируют возмущения при движении локомотива.

Для проведения эксперимента была разработана лабораторная установка. Схема испытательного стенда представлена на рисунке 5.15.

Испытательный стенд является лабораторной установкой (рисунок 5.15), состоящей из основных элементов, таких как описано в таблице Д.5 приложения Д и в [241] – компрессор воздушный, пульсатор пневматический, корпус прототипа форсунки песочницы, система датчиков ускорения с обвязкой и другие элементы типа пневматической арматуры, регулирующих элементов и измерительной аппаратуры. В качестве измерительных устройств используются пьезоэлектрические акселерометры ВС110, основные характеристик которых приведены в таблице Д.4. приложения Д и в [241]. Конструкция и способ жесткого закрепления акселерометров к элементам стенда описаны в разделе 5.3 и в [241]. Отличительной особенностью установки, приведенной на рисунке 5.15, является то, что из дополнительного оборудования добавлены электропривод переменного тока с закрепленным на оси эксцентриком и автотрансформатор регулируемый.

С целью создания имитации внешнего воздействия от движения подвижного состава по рельсам на форсунку песочницы в отличие от установки, описанной в разделе 5.3 и в [241], были сконструированы и смонтированы через электрический двигатель переменного тока два типа эксцентриков, которые позволяют создавать возмущения с необходимыми амплитудно-частотными значениями 4 мм и 2 Гц, а также 1,5 мм и 11 Гц, чему соответствуют при вращательном движении

эксцентриков 120 и 660 об/мин на оси электропривода соответственно [242]. Заданные значения вращения вала электродвигателя выставлялись с помощью регулируемого автотрансформатора и измерялись с достаточно высокой точностью оптическим бесконтактным цифровым тахометром модели DT2234C+, основные технические характеристики которого приведены в приложении Д (таблица Д.6).

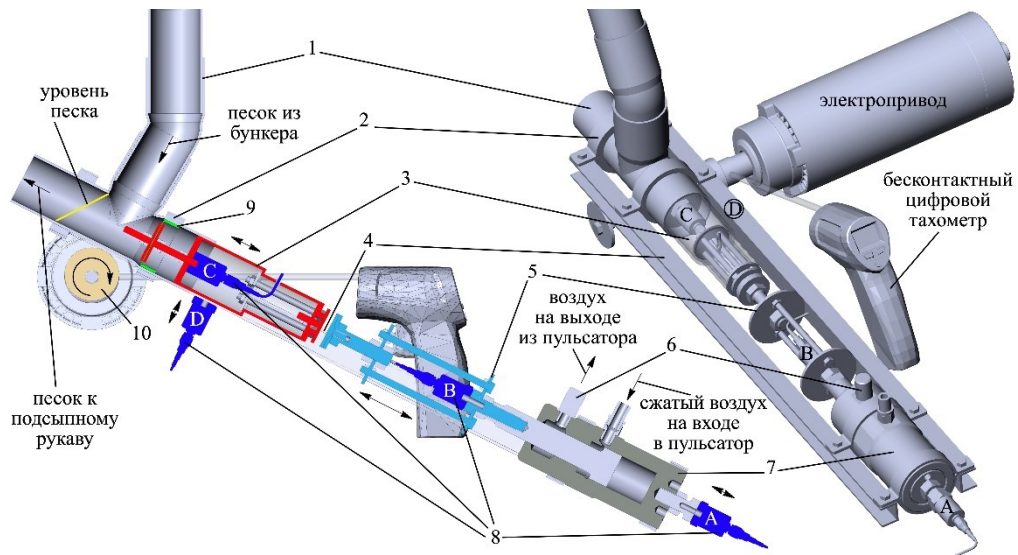


Рисунок 5.15 – Лабораторная установка:

- 1 – корпус прототипа форсунки песочницы; 2 – хомут; 3 – удлиненный поршень;
 4 – направляющий каркас; 5 – удлиненный шток; 6 – глушитель;
 7 – пневматический вибропульсатор; 8 – акселерометр BC110; 9 – мембрана со стопорным кольцом; 10 – эксцентрик с удлиненной осью

Предварительный этап подготовительных работ для проведения эксперимента по дозированию количества подачи песка из корпуса форсунки песочницы посредством виброожижения слоя частиц кварцевого песка при воздействии внешних вибраций соответствует описанному в разделе 5.3 и [241]. Отличием является дополнительный шаг, направленный на регулировку частоты внешних возмущений, имитирующих колебания от подвижного состава при движении по рельсам. Так, выставляем необходимую частоту оборотов на электроприводе с установленным на оси вращения эксцентриком. Подаем питание на электрический двигатель через латр. С помощью регулятора на

автотрансформаторе изменяем подаваемое на электромотор напряжение, при этом проводим измерения оборотов на оси эксцентрика либо зажимном патроне посредством бесконтактного оптического тахометра.

На этапе проведения эксперимента подаем питание и запускаем электропривод с эксцентриком, что создает внешние возмущения на направляющие каркаса установки, инициируя возникновение колебаний стенда с заданной частотой и амплитудой в вертикальной плоскости. Устанавливаем емкость для сбора частиц песка под выходную горловину корпуса форсунки песочницы. Далее начинаем запись сигналов с акселерометра в программном обеспечении и запускаем вибропульсатор открытием разобщительного крана и подачей сжатого воздуха во входной канал вибропривода. Испытание проводим в течение заданного интервала времени, по истечении которого перекрываем подачу сжатого воздуха к виброприводу и останавливаем запись данных. Емкость с собранным песком по окончании эксперимента устанавливаем на цифровые весы, чтобы определить и зафиксировать количество кварцевого песка, высыпавшегося из корпуса форсунки за счет виброожижения под действием силового воздействия от удлиненного поршня пневматического вибропульсатора.

Последующие эксперименты проводим в описанной последовательности, варьируя величину частоты вибрационного воздействия на слой кварцевого песка в корпусе форсунки песочницы за счет изменения давления сжатого воздуха, подводимого от компрессорной установки через редукционный клапан ко входному каналу вибропульсатора.

По окончании эксперимента полученные значения ускорений и массовый расход в зависимости от частоты колебаний штока вибропульсатора, которая определяется давлением в нем, и частоты возмущений установки обрабатываются и анализируются. Результаты полученных данных представлены в виде зависимости расхода от давления для частот возмущения 2 и 11 Гц на рисунке 5.16.

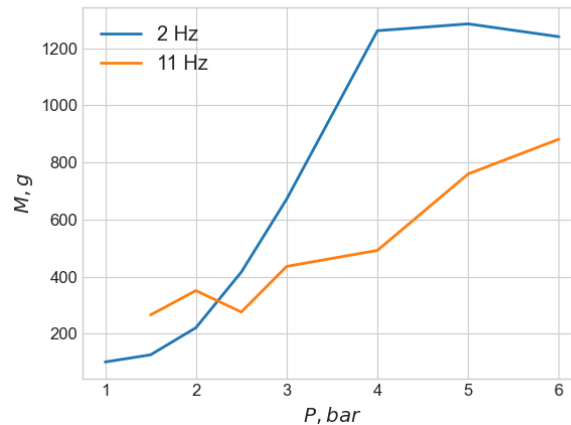


Рисунок 5.16 – Расход в зависимости от давления в вибропульсаторе и частоты возмущений

Рассмотрим ускорения с акселерометра, установленного на мембране, в частотной области. Спектр мощности для частот возмущений 4 и 11 Гц и давления 5 бар показаны на рисунке 5.17. Можно выделить экстремумы на частоте около 27 Гц, который соответствует воздействию вибропульсатора, и на частотах до 5 Гц.

На представленных графиках видно, что внешние возмущения не оказывают влияния на колебания мембраны, тем не менее возмущение проявляет себя при рассмотрении сигналов с других датчиков. Для сравнения на рисунке 5.18 показаны спектры мощности ускорений мембраны при давлении 5 бар и частоте возмущения 2 Гц и колебания установки с датчика, расположенного в позиции А.

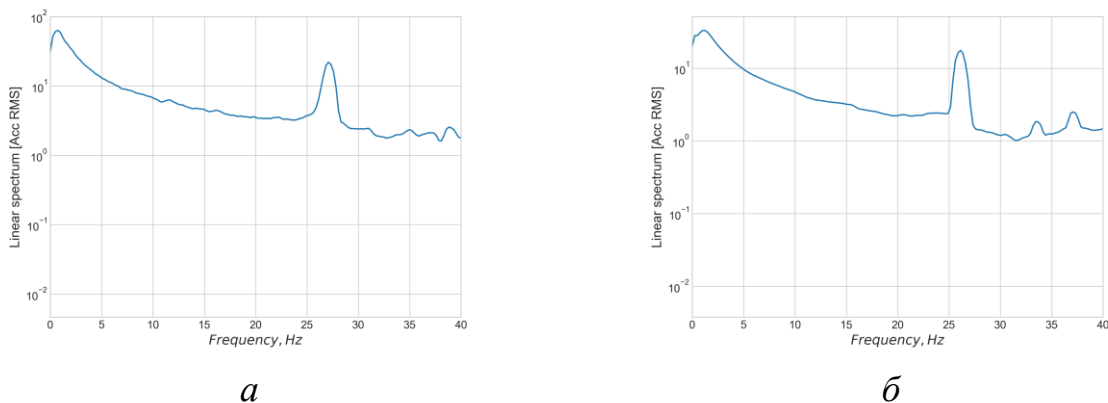


Рисунок 5.17 – Спектры мощности ускорений мембраны форсунки при давлении 5 бар и частотах возмущений 4 (*a*) и 11 (*б*) Гц

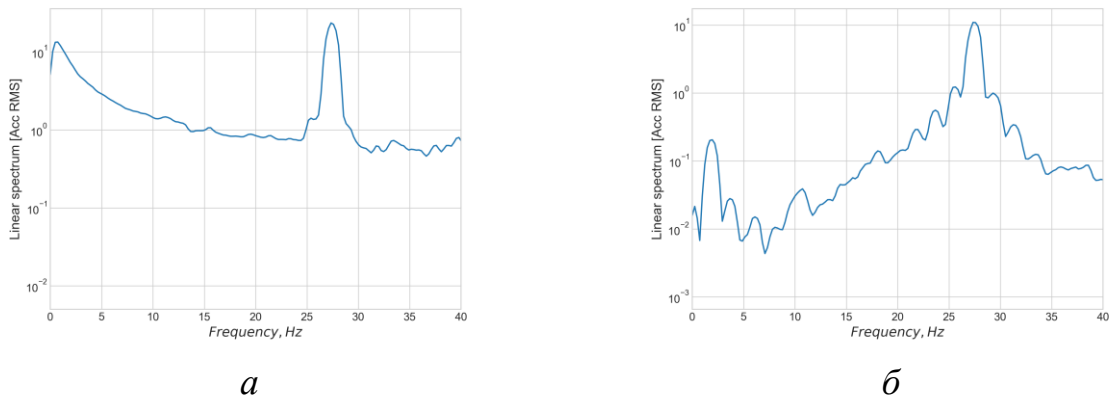


Рисунок 5.18 – Спектры мощности ускорений мембраны при давлении 5 бар и частоте возмущения 2 Гц (*a*) и колебания установки с датчика, расположенного в позиции А (*б*)

Природа возникновения экстремумов спектра мощности на низких частотах колебания мембраны уже рассматривалась в [241]. В данном случае следует сказать, что картина не претерпела значительных изменений, о чем свидетельствуют спектрограммы ускорений на рисунке 5.19.

Рассмотрим массовый расход в зависимости от давления в пульсаторе, частоты внешнего возмущения и его мощности на рисунке 5.20.

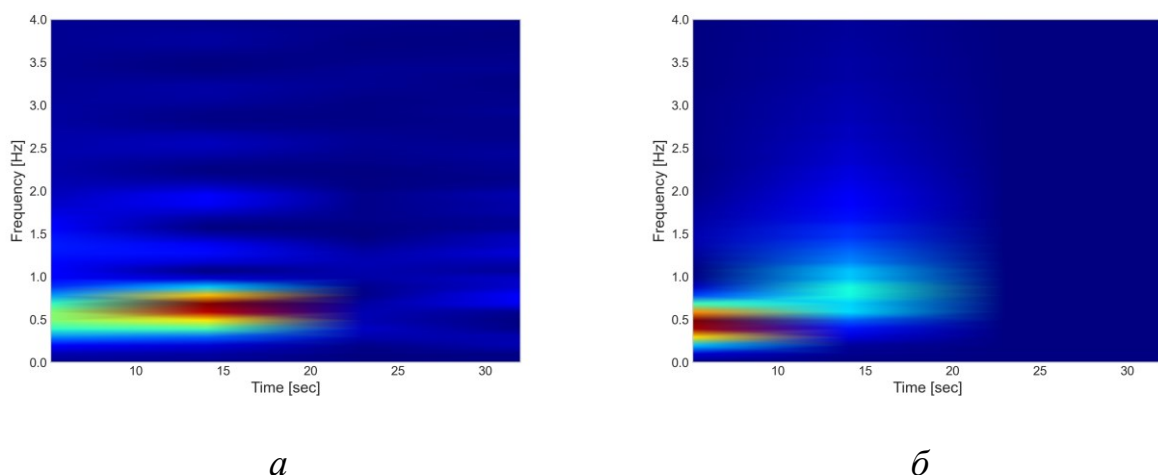


Рисунок 5.19 – Спектрограммы колебаний мембраны при частоте возмущений 4 Гц и давлении 5 бар (*a*), а также при частоте возмущении 11 Гц и давлении 6 бар (*б*)

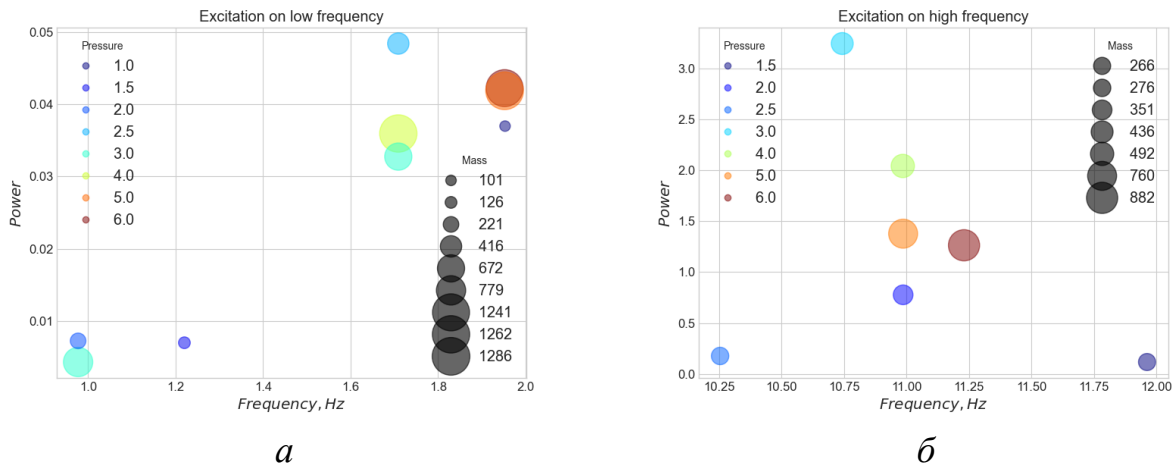


Рисунок 5.20 – Массовый расход песка в модели форсунки на частотах возмущения 2 (а) и 11 (б) Гц

В данном разделе рассмотрена перспективная модель форсунки привода системы пескоподачи тягового подвижного состава, которая обеспечивает непрерывную регулируемую подачу песка, основанную на эффекте виброожижения песка. Экспериментальные исследования подтвердили устойчивость ее работы при внешнем вибрационном воздействии, которое имитирует колебания рельсового экипажа. На частоте до 2 Гц, которая характерна для колебания кузова локомотива при движении в нормальных условиях эксплуатации, работа форсунки и ее производительность мало отличаются от стационарного режима, в котором большее значение давления в пульсаторе обеспечивает больший массовый расход песка.

Рассмотрен экстремальный режим с частотой возмущений 11 Гц, который характерен для колебаний конструктивных элементов как упругих тел, но на практике с такой интенсивностью, как в эксперименте, не встречается и подлежит устранению при появлении. В этом режиме форсунка обеспечивала необходимый расход при давлениях 5–6 бар. Следует отметить, что производительность штатных форсунок при таких вибрационных воздействиях не исследовалась, поэтому прямое сравнение в данном случае невозможно.

Экспериментально показано, что в некоторых случаях, в частности при плотной упаковке зерен песка в форсунке, возникают совместные низкочастотные колебания больших конгломераций, которые не оказывают особого влияния на расход при достаточно интенсивном воздействии со стороны пульсатора. Поэтому целесообразно в условиях вибронагружения форсунки обеспечивать минимальное давление в 4 бар или руководствоваться спектральной мощностью ускорений с его датчиков.

5.5. Усовершенствованная система пескоподачи с применением эффекта виброоживления для плавного непрерывного регулирования количества песка с повышенными эксплуатационными показателями

Опираясь на алгоритм работы усовершенствованной системы пескоподачи для магистральных локомотивов с применением эффекта виброоживления слоя песка в корпусе форсунки песочницы при плавном непрерывном регулировании количества песка, эффекта эжекции для увеличенной скорости истечения песковоздушной смеси (раздел 3.3) и производительности расхода количества песка из бункера [243], а также на основе результатов исследований, приведенных в предыдущих разделах, приведем на рисунке 5.21 твердотельную модель разработанной новой системы пескоподачи с картой распределения скоростей потоков внутренних полостей воздухопроводов. Фактически газоструйный инжектор, необходимый для увеличения скорости истечения песковоздушной смеси по пескопроводящим трубам, является элементом конструкции пескоподающей системы, который может находиться на удалении от форсунки песочницы. Основное требование для размещения газовоздушного аппарата 1 – расстояние от приемной камеры до форсунки песочницы 2 должно быть не менее 350 мм, так как данный отрезок трубопровода является смесительной камерой инжектора 1 и соблюдение данного размера необходимо для выравнивания профиля скоростей воздушного потока и стабилизации усредненного значения по площади поперечного сечения без создания дополнительных местных сопротивлений и потери производительности.

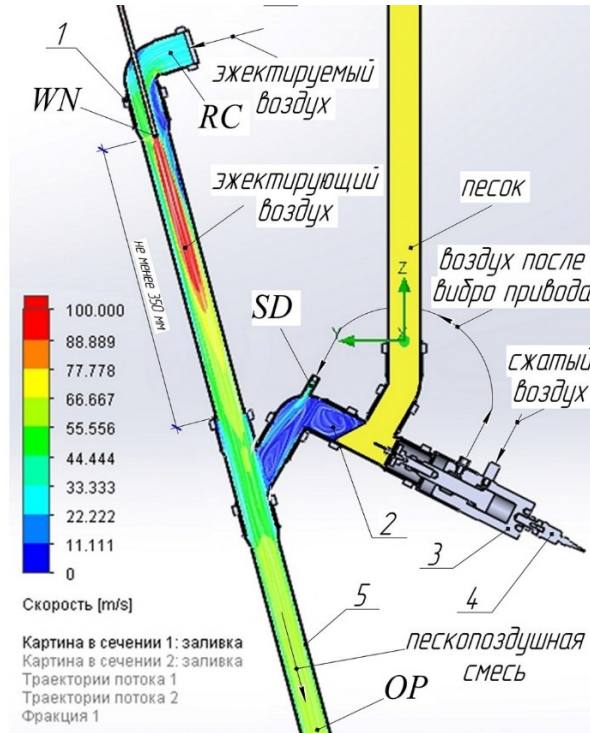


Рисунок 5.21 – Усовершенствованная система пескоподачи с применением эффекта виброоживления

и увеличением скорости истечения за счет эффекта эжекции:

1 – газоструйный инжектор; 2 – форсунка песочницы; 3 – пневматический вибропривод; 4 – датчик ускорений; 5 – подсыпной рукав

Особенностью данной системы пескоподачи является и то, что воздух, использованный для приведения в действие вибропульсатора 3, не выбрасывается в атмосферу сразу из вибропривода 3, а направляется в корпус форсунки 2 (на рисунке 5.21 трубопровод для наглядности не показан, а направление потока обозначено в виде стрелок) для более надежного перетекания частиц песка из форсунки в скоростной поток для дальнейшей транспортировки через подсыпной рукав 5 песковоздушной смеси в зону контакта колес с рельсами. Датчик ускорений 4 на торце пневматического вибропривода 3 необходим для получения обратной связи о величине частот вибрационного воздействия на слой песка в корпусе форсунки песочницы 2. На рисунке 5.21 приведена карта распределения скоростей воздушных потоков во внутренних полостях системы пескоподачи при расчетной

скорости истечения песковоздушной смеси равной 50 м/с, что отображено цветовой схемой.

На рисунке 5.21 новой системы пескоподачи локомотивов обозначены зоны, в которых после окончания расчета вычислительного эксперимента определялись необходимые для анализа параметры воздушного потока: SD – форсунка песочницы (sand distributor), WN – рабочее сопло инжектора (working nozzle), RC – приемная камера инжектора (receiving chamber) и OP – подсыпной рукав (outlet pipe). Для сравнения расхода сжатого воздуха со штатной системой пескоподачи с форсункой ОНЗ-64 и описанными в главе 3 с подводом дополнительного объема воздуха для увеличения скорости истечения песковоздушной смеси при использовании газоструйного инжектора приведены данные в таблице 5.2. Таблица 5.2 представляет собой таблицу 3.2, дополненную данными о расходе количества сжатого воздуха новой системой пескоподачи при дозировании песка виброожижением.

Из таблицы 5.2 видно, что при работе усовершенствованной системы пескоподачи с максимальной частотой вибропривода при наибольшем расходе воздуха в 60 л/мин, подводимого к вибропульсатору, общий массовый расход сжатого воздуха через форсунку песочницы (SD) и рабочее сопло инжектора (WN) в 2,4 и 1,8 раза меньше при тех же скоростях истечения потока из подсыпного рукава 51,2 и 71,8 м/с соответственно, чем у модернизированной системы пескоподачи со штатной форсункой песочницы ОНЗ-64 и инжектором, расположенным у концевой насадки подсыпного рукава, при тех же диаметрах рабочих сопел. Данный эффект экономии расхода воздуха объясняется отсутствием в усовершенствованной системе (см. рисунок 5.21) форсунки песочницы ОНЗ-64, которая потребляет 0,01 кг/с сжатого воздуха на рыхление и подачу частиц песка при регулировке форсунки на расход песка в 1500 г/мин. А при сравнении, например, пескоподачи с эффектом виброожижения песка пневматическим виброприводом со штатной системой без наддува при той же настройке расхода песка форсункой ОНЗ-64 на 1,5 кг/мин экономия сжатого воздуха составляет 1,6 раза при увеличении скорости истечения воздушного потока

практически в 5 раз или близко по расходу воздуха при увеличении скорости истечения песковоздушной смеси почти в 7 раз.

Таблица 5.2 – Результаты моделирования систем пескоподачи с различными способами дозирования и увеличения скорости истечения песковоздушной смеси

Зона определения величин на схеме	Штатная система					Усовершенствованная система			
	Без наддува	Диаметр сопла для наддува, мм				Диаметр сопла инжектора, мм		Диаметр сопла инжектора при дозировании песка виброожижением, мм	
		2,5	3,0	4,0	5,0	3,9	5,0	3,9	5,0
Массовый расход воздуха, кг/с									
(SD)	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010	0,001225*	0,001225*
(WN)	Нет	0,003	0,004	0,011	0,017	0,005	0,010	0,005	0,010
(RC)	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	0,033	0,048	0,033	0,048
(OP)	0,010	0,013	0,014	0,021	0,027	0,048	0,068	0,039225	0,059225
(SD) + (WN)	0,010	0,013	0,014	0,021	0,027	0,015	0,02	0,006225	0,011225
Скорость истечения песковоздушной смеси V_{oc} , м/с	10,5	17,2	17,4	20,9	27,7	51,2	71,8	51,2	71,8

Примечание: * – массовый расход сжатого воздуха через новую форсунку песочницы указан с учетом наибольшего потребления пневматическим пульсатором для дозированной подачи виброожижением слоя песка при максимальной величине, подводимого давления 0,6 МПа [241].

Приведенные в таблице 5.2 значения получены без учета потерь на местные сопротивления и на трение с учетом транспортировки песковоздушной смеси по длинным участкам пескопровода. В работе [244] представлены результаты вычислений по определению скорости истечения незапыленного воздушного потока и песковоздушной смеси с учетом потерь при транспортировке по длинному трубопроводу с криволинейными участками, где снижение скорости в выходном сечении подсыпного рукава не превышает 3–5 % и имеет значения выше 45 м/с, что позволяет сделать выводы об адекватности выбранных значениях предельных скоростей при расчете газоструйного инжектора для усовершенствованной системы пескоподачи.

Стоит обратить внимание, что в описанных в разделах 5.3 и 5.4 экспериментах при заданных амплитудно-частотных параметрах пневматического

вибропривода и расположения форсунки песочницы относительно горизонтальной плоскости 28–30 градусов максимальный расход песка составил 1100–1300 г/мин, что является недостаточным в качестве рекомендованного максимального расхода песка для электрического подвижного состава железных дорог [95]. Однако в разделе 5.2 была установлена зависимость расхода песка от угла наклона форсунки песочницы, которую можно описать выражением:

$$y = -1132 \cdot \ln(x) + 4789,1.$$

А с учетом корреляции экспериментальных данных расхода кварцевого песка, представленных в разделе 5.2, с углом наклона форсунки песочницы к горизонтальной плоскости в 28 градусов получим зависимость:

$$y = -1132 \cdot \ln(x) + 4911,1.$$

Результаты построения кривых значений расхода песка представлены на рисунке 5.22, где кривая 1 – экстраполяция данных для эксперимента с электромагнитным виброприводом, а 2 – для пневматического вибропульсатора без учета внешних возмущений, описанного в разделе 5.3.

По кривым на рисунке 5.22 можно сделать вывод, что для достижения необходимого максимального расхода песка в 1500 г/мин достаточно корпус новой форсунки песочницы сориентировать под углом в 20 градусов к горизонтальной плоскости, а для реализации расхода равного 2 кг/мин угол наклона должен быть равен 12 градусам. Стоит отметить, что современные форсунки песочницы, которые были разработаны и запатентованы за последние десятилетия, имеют средний угол наклона внутренней полости относительно горизонтальной плоскости в пределах 14–18 градусов [245, 246].

Схема усовершенствованной системы пескоподачи, основанная на применении эффекта виброоживления слоя песка в корпусе форсунки песочницы, с реализацией плавного непрерывного дозирования количества песка и транспортировки его частиц струей воздуха с увеличенной скоростью истечения песковоздушной смеси из подсыпного рукава в зону контакта колес локомотива с рельсами, приведена на рисунке 5.23. Представленная на рисунке 5.23 новая схема пескоподачи реализована в исполнении на одну секцию электрического

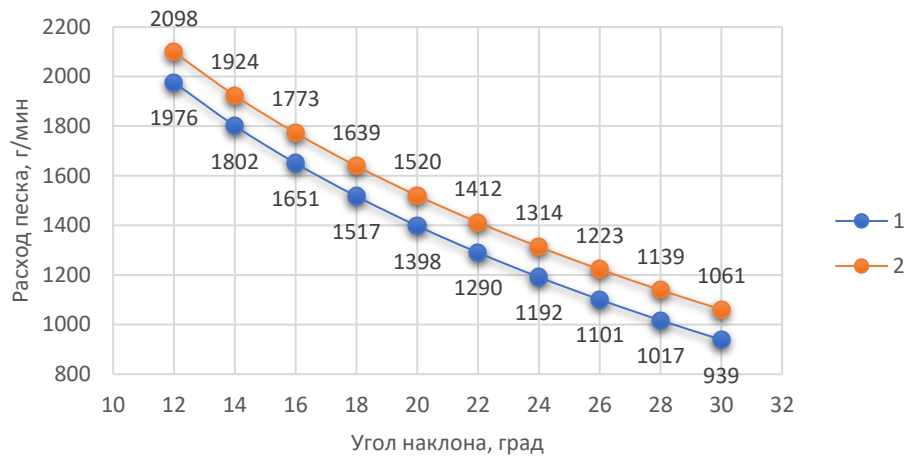


Рисунок 5.22 – Массовый расход песка в зависимости от угла наклона форсунки песочницы

подвижного состава. Как и все штатные системы пескоподачи локомотивов, новая схема реализует возможность подачи песка под движущие колеса в двух направлениях, а компоновка представленного оборудования на рисунке 5.23 позволяет обеспечивать подсыпку песка под все первые по ходу движения в каждой тележке колеса. Причем подача песка может осуществляться независимо под различные колесные пары при различном количестве песка, которое определяется блоком управления в зависимости от фактических условий эксплуатации. Дистанционное управление возможно как в ручном режиме, так и автоматически по команде бортовых систем локомотива, таких как противоюзовая или противобоксовочная. Количество песка определяется блоком управления (БУ) путем управления приводом редуктора давления для реализации необходимого вибрационного воздействия пневматическим вибропульсатором. Принятие решения о необходимом давлении сжатого воздуха, подаваемого в вибропульсатор, осуществляется на основе алгоритмов нечеткой логики путем обработки входных сигналов с бортовых систем диагностирования локомотива для определения параметров текущего состояния и фактических условий эксплуатации.

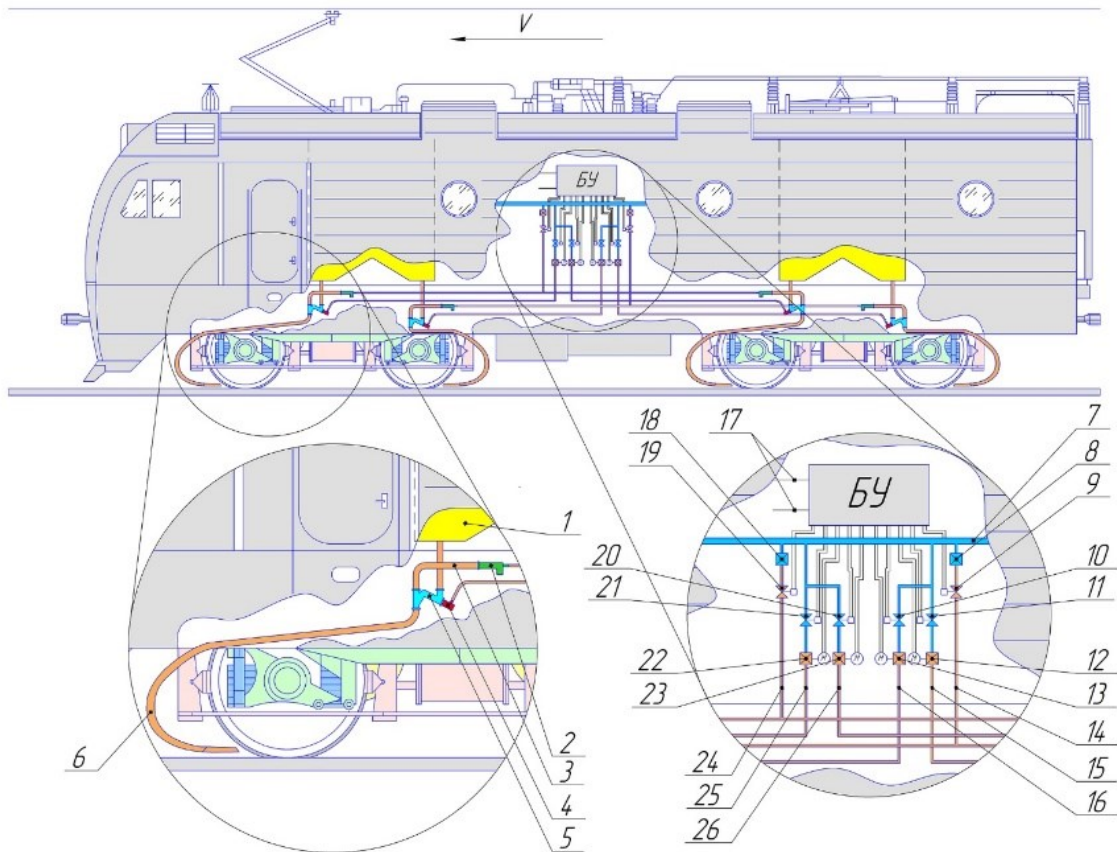


Рисунок 5.23 – Усовершенствованная система пескоподачи с реализацией дозирования песка пневматическим пульсатором с применением эффекта виброожижения и подвода дополнительного объема воздуха газоструйным инжектором для увеличения скорости истечения песковоздушной смеси:

1 – песочный бункер; 2 – газоструйный инжектор; 3 – гибкий шланг; 4 – пневматический вибропульсатор; 5 – корпус усовершенствованной форсунки песочницы; 6 – подсыпной рукав; 7 – питательная пневматическая магистраль; 8, 18 – пневматический редуктор; 9, 10, 11, 19, 20, 21 – электропневматический клапан; 12, 13, 22, 23 – пневматический редуктор с электроприводом; 14, 15, 16, 24, 25, 26 – трубопровод; 17 – электрический провода; БУ – блок управления

На рисунке 5.23 газоструйный инжектор 2 и привод вибропульсатора 4 имеют независимое питание сжатым воздухом по трубам 25 и 24 соответственно, для реализации режима продувки пескоподающих труб за счет активации только газовоздушного аппарата. Пневматические аппараты управления системой пескоподачи условно разделены на два блока для подачи песка при движении

локомотива в прямом (18–26) и обратном (7–16) направлениях. Управление системой пескоподачи осуществляется блоком БУ, в котором установлена вся необходимая электронная аппаратура для управления электропневматическими вентилями и редукторами с приводом, а также вычислительный блок, регистрирующий и анализирующий значения входных сигналов бортовых систем локомотива и на основе алгоритмов нечеткой логики, определяющий необходимый угол поворота сервопривода редукторов давления для осуществления подачи необходимого количества песка под движущие колеса локомотива с учетом фактических условий эксплуатации. Так, вычислительный блок в реальном времени анализирует получаемые данные и определяет необходимый угол поворота сервопривода независимо от того, необходимо сейчас подсыпать песок или нет. Таким образом, система всегда находится в готовности подать необходимое количество песка, причем количество песка может отличаться в зависимости от расположения колеса относительно направления движения локомотива. Например, как установлено в предыдущих разделах, под первую колесную пару обычно необходимо подавать большее количество песка, чем под последующие. Соответственно при необходимости подачи песка, либо вручную по нажатию кнопки машинистом, либо автоматически по команде систем защиты от избыточного проскальзывания бортовыми системами локомотива, блок управления инициирует открытие электромагнитных вентилей 19, 20 и 21. Сжатый воздух из питательной магистрали 7 через понижающий редуктор 18 и ЭПВ 19 по трубопроводу 24 подводится к газоструйному инжектору 2 для подачи скоростного потока через гибкий шланг 3 к форсунке песочницы 5, а далее в подсыпной рукав 6. Одновременно, открытием электропневматического вентиля 21, сжатый воздух из питательной магистрали 7 подается к редуктору давления с сервоприводом 22, где давление воздуха понижается до необходимой величины в диапазоне от 1 до 6 бар, в соответствии с давлением, заданным блоком управления, для реализации вибропульсатором 4 вибрационного возмущения нужной частоты для подачи необходимого количества песка из корпуса форсунки песочницы 5. «Вытекшее» необходимое количество песка из корпуса форсунки 5 подхватывается скоростным

потоком от инжектора 2 и далее транспортируется по подсыпному рукаву 6 под колеса локомотива для снижения избыточного скольжения путем повышения величины сцепления в зоне контакта колеса и рельса. Независимое раздельное питание инжектора 2 и пневматического вибропульсатора 4 позволяет осуществлять продувку подсыпных рукавов 6 без реализации подачи песка из корпуса форсунки песочницы 5, путем открытия электропневматических вентилей 9 и 19 при подаче сжатого воздуха из питательной магистрали 7 через понижающие редукторы давления 8 и 18 только к газоструйным аппаратам 2 до и после процесса пескоподачи, что в сочетании с плавной регулировкой количества песка с учетом фактических условий эксплуатации и нагруженности локомотива по сцеплению, а также повышенной скорости истечения песковоздушной смеси, устойчивой к сдуванию частиц песка боковым ветром, позволяет повысить эффективность и эксплуатационные показатели усовершенствованной системы пескоподачи за счет снижения вероятностей отказов, свойственных штатным системам подачи песка.

5.6. Выводы по главе 5

1. Предложена концепция и разработана структурная схема усовершенствованной системы пескоподачи, позволяющей осуществлять управление сцеплением колес локомотива с рельсами с применением алгоритмов нечеткой логики на основе плавного дозирования количества кварцевого песка виброожигением слоя частиц песка в корпусе форсунки песочницы при увеличенной скорости истечения песковоздушной смеси из подсыпного рукава за счет применения газоструйного инжектора.

2. На основе экспериментального исследования с применением электромагнитного вибростенда доказана возможность реализации плавного непрерывного дозирования количества песка изменением частоты, амплитуды и формы возмущающего ударного воздействия поршнем через латексную мембрану на слой частиц кварцевого песка путем виброожигения сыпучего материала.

3. Получены кривые расхода песка из корпуса форсунки песочницы в зависимости от частоты колебаний, формы импульса и угла наклона имитационной модели корпуса форсунки к горизонтальной плоскости.

4. Предложена аналитическая модель для описания эффекта виброперемещения в системе подачи песка с применением эффекта виброоживления слоя частиц песка. Установлено, что возмущающие воздействия вызывают колебания песка на множестве частот, совпадая с которыми возникают резонансные явления. На практике это означает увеличение расхода. Также определено, что уменьшение угла наклона оказывает положительное влияние на эффективность подачи количества песка.

5. Разработан стенд для проведения экспериментальных исследований модели форсунки песочницы с пневмоприводом вибропульсатора для дозирования количества песка на основе эффекта виброоживления. Плавное непрерывное регулирование количества песка за счет изменения частоты колебаний и силового воздействия поршня пневматического привода на слой песка осуществляется путем варьирования давлением сжатого воздуха, подводимого к пневматическому пульсатору.

6. Экспериментальные исследования подтвердили устойчивость работы при внешнем вибрационном воздействии, которое имитирует колебания рельсового экипажа. На частоте до 2 Гц, которая характерна для колебания кузова локомотива при движении в нормальных условиях эксплуатации, работа форсунки и ее производительность мало отличаются от стационарного режима, в котором большее значение давления в пульсаторе обеспечивает больший массовый расход песка.

7. Разработана усовершенствованная система пескоподдачи локомотивов с плавным непрерывным дозированием количества песка с использованием эффекта виброоживления слоя частиц сыпучего материала в корпусе форсунки песочницы и увеличенной скорости истечения песковоздушной смеси с повышенной надежностью транспортировки частиц песка устойчивой к их выдуванию при воздействии бокового ветра величиной до 20 м/с за счет эжекции дополнительного

объема воздуха газоструйным инжектором. В усовершенствованной системе пескоподачи с повышенными эксплуатационными показателями по сравнению со штатными системами пескоподачи, применяемыми на серийных локомотивах, снижено потребление сжатого воздуха из питательной магистрали, а также реализовано отдельное питание сжатым воздухом пневматического пульсатора и газоструйного инжектора, что позволяет реализовать продувку сжатым воздухом пескопроводящих труб без подачи песка.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Общие выводы

1. Впервые предложена классификация систем пескоподачи тягового подвижного состава на основе анализа конструкций и принципов действия пескоподающих систем локомотивов различного типа и назначения.

2. Определены эффективные угол наклона и схема расположения подсыпного рукава, а также скорость истечения песковоздушной смеси для реализации процесса пескоподачи с наибольшей эффективностью при сокращении потерь частиц кварцевого песка в процессе транспортировки в зону сцепления колес с рельсами при воздействии бокового ветра силой до 20 м/с. Установлено, что универсальная схема расположения подсыпного рукава и углов наклона его относительно поверхности рельса – «комбинированная» при углах $10+2^\circ$. Данное расположение песочных труб позволяет обеспечить гарантированную доставку зерен кварцевого песка в зону контакта колеса с рельсом в объеме не менее 90 % при условии, что скорость истечения песковоздушной смеси из выходного сечения будет реализована более 40 м/с.

3. Произведен инженерный расчет геометрических и газодинамических параметры, на основе которых предложена конструкция газовоздушного инжектора для увеличения скорости истечения песковоздушной смеси более 40 м/с за счет инжекции дополнительного объема воздуха при сокращенном расходе сжатого воздуха из питательной пневматической магистрали локомотивов на одну форсунку песочницы, по сравнению со штатными системами пескоподачи. Разработаны компоновочные схемы расположения инжектора для систем пескоподачи локомотивов с возможностью увеличения скорости истечения песковоздушной смеси и продувки пескопроводов без реализации подачи песка.

4. Разработан стенд, представляющий часть штатной системы пескоподачи локомотива, на котором экспериментально исследована система для реализации плавного непрерывного регулирования расхода количества песка из корпуса форсунки песочницы посредством установки дросселирующего устройства с

сервоприводом при повышении эксплуатационных показателей и надежности штатных форсунок песочниц путем замены регулировочного винта игольчатого типа на винт с набором жиклеров с калиброванными отверстиями, рассчитанными на максимальный расход песка. На основе трехмерной компьютерной модели в реальном масштабе основных элементов системы пескоподачи для исследования газодинамических процессов в системе пескоподачи, в том числе с учетом движения зерен песка, получены аппроксимирующие зависимости, упрощающие подбор диаметра отверстия жиклера регулировочного винта, основываясь на скоростях потока воздуха в характерных сечениях воздушных каналов.

5. В ходе натурных испытаний установлено, что на поверхности рельса после подачи песка под колеса локомотива образуются две отличные фракции частиц – слой плотно упакованных частиц на центральной части дорожки катания, представляет собой след от перемещения колеса по рельсу в габарите пятна контакта с размером зерен менее 0,1 мм, а также неуплотненный – соответствующий размеру частиц исходного песка от 0,1 до 0,5 мм, еще не участвовавших в процессе трения, располагающийся ближе к боковым граням головки рельса. По результатам лабораторных исследований, получено процентное соотношение концентрации частиц песка на поверхности рельса после прохода движущих колес локомотива, и также установлено, что зерна песка данных фракций оказали положительное влияние на повышение коэффициента трения.

6. Определен диапазон рекомендуемого расхода количества песка на погонный метр пути в зависимости от различных факторов с целью повышения и стабилизации сцепных свойств ТПС для предотвращения избыточного проскальзывания движущих колес с рельсами в режимах тяги и торможения, а также аналитически определена эффективность пескоподачи на основе математической модели движения поезда с учетом возможности плавного непрерывного регулирования количества песка на основе алгоритмов «нечеткой логики» в зависимости от фактических условий эксплуатации и нагруженности по сцеплению локомотива.

7. Предложен способ дозирования количества песка под колеса локомотива, основанный на применении эффекта виброоживления слоя частиц кварцевого песка для реализации плавного непрерывного дозирования количества песка за счет изменения частоты, амплитуды и величины возмущающего ударного воздействия на слой сыпучего материала в корпусе форсунки песочницы, а также на разработанных лабораторных установках экспериментально подтверждены эффективность и устойчивость работы данной системы пескоподдачи при внешнем вибрационном воздействии, которое имитирует колебания рельсового экипажа.

8. Разработана и подтверждена вычислительным экспериментом на основе трехмерного твердотельного моделирования конечными объемами усовершенствованная система пескоподдачи с эффектом виброоживления слоя частиц кварцевого песка для плавного непрерывного дозирования его количества из корпуса форсунки песочницы за счет изменения частоты вибрационного воздействия через латексную мембрану поршнем пневматического пульсатора в зависимости от давления сжатого воздуха, подводимого к пневмоприводу, при увеличенной скорости истечения песковоздушной смеси для обеспечения ее устойчивого истечения из выходного сечения подсыпного рукава путем эжекции дополнительного объема воздуха через газовоздушный инжектор, установленный перед форсункой песочницы, с возможностью реализации продувки пескопровода из-за обеспечения отдельного независимого питания пневматического вибропривода форсунки и газоструйного аппарата.

9. Результаты исследований испытаны и внедрены в ООО «ПК Новочеркасский электровозостроительный завод», Северо-Кавказской дирекции тяги – Дирекции тяги – филиале ОАО «РЖД», Ростовском электровозоремонтном заводе – филиале АО «Желдорремаш».

Рекомендации и перспективы дальнейших исследований по теме данной работы

Предложенные технические решения по совершенствованию систем пескоподдачи способствуют улучшению эксплуатационных показателей основных

пескоподающих устройств и системы в целом, а также положительно сказываются на повышении эффективности применения кварцевого песка для увеличения и стабилизации величины сцепления движущих колес с рельсами при сокращении расхода сжатого воздуха из пневматической питательной магистрали локомотива.

Плавное непрерывное регулирование количества песка из корпуса форсунки песочницы на основе алгоритмов «нечеткой логики» с применением такого физического явления, как виброожидание слоя частиц кварцевого песка, при дальнейших исследованиях имеет перспективу расширения функциональных возможностей алгоритмов управления при оборудовании подвижного состава комплексом датчиков для прогнозирования величины статического коэффициента трения на поверхности рельсов с учетом фактических условий эксплуатации, а также обладает потенциалом, направленным на оптимизацию конструкции пневматического привода вибропульсатора для его разработки и проектирования с техническими характеристиками, такими как частота и сила вибрационного воздействия на слой сыпучего материала, учитывающими требования, предъявляемые к расходу количества песка пескоподающими системами при динамично меняющихся условиях нагруженности по сцеплению и специфике локомотивов различного типа и назначения в режимах тяги и торможения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Нехаев, В. А. Совершенствование динамических и тяговых свойств электровозов нового поколения нелинейным рессорным подвешиванием / В. А. Нехаев, В. А. Николаев, М. Х. Минжасаров // Транспорт Урала. – 2015. – № 3 (46). – С. 60–66.
2. Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган ; под редакцией М.Ф. Вериго. – Москва : Транспорт, 1986. – 559 с.
3. Гарг, В. К. Динамика подвижного состава / В. К. Гарг, Р. В. Дуккипати ; перевод с английского под редакцией Н. А. Панькина. – Москва : Транспорт, 1988. – 391 с.
4. Лужнов, Ю. М. Нанотрибология сцепления колес с рельсами. Реальность и возможности / Ю. М. Лужнов. – Москва : Интекст, 2009. – 176 с.
5. Меншутин, Н. Н. Исследование скольжения колесной пары электровоза при реализации силы тяги в эксплуатационных условиях / Н. Н. Меншутин // Труды ЦНИИ МПС. – 1960. – Вып. 188. – С. 113–132.
6. Математическое моделирование динамики электровозов / А. Г. Никитенко, Е. М. Плохов, А. А. Зарифьян, Б. И. Хоменко ; под редакцией А. Г. Никитенко ; Новочерк. гос. техн. ун-т. – Новочеркасск : Набла, 1998. – 274 с.
7. Теория электрической тяги / В. Е. Розенфельд, И. П. Исаев, Н. Н. Сидоров, М.И. Озеров ; под редакцией И. П. Исаева – Москва : Транспорт, 1995. – 294 с.
8. Крагельский, И. В. Коэффициенты трения. Справочное пособие / И. В. Крагельский, И. Э. Виноградова. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – Москва : Машгиз, 1962. 220 с.
9. Попов, В. Л. Механика контактного взаимодействия и физика трения. От нанотрибологии до динамики землетрясений / В. Л. Попов. – Москва : ФИЗМАТЛИТ, 2013. – 352 с.
10. Бычковский, А. В. Измерение давления колеса на рельс при движении электровоза / А. В. Бычковский, Е. Ф. Михненко, И. И. Беспалов // Вестник Научно-

исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). – 1964. – № 6. – С. 3–16.

11. Andrews, H. J. Chemical methods of improving rail adhesion. Convention on adhesion. Paper 11 / H. J. Andrews. – London, 1963.

12. Николаев, А. Ю. Устройство и работа электровоза ВЛ80С : учебное пособие для учащихся образовательных учреждений железнодорожного транспорта, осуществляющих профессиональную подготовку / А. Ю. Николаев, Н. В. Сесявин ; под редакцией А. Ю. Николаева. – Москва : Маршрут, 2006. – 512 с.

13. Медель, В. Б. Подвижной состав электрических железных дорог: Конструкция и динамика : учебник для институтов железнодорожного транспорта / В. Б. Медель, – 4-е изд., перераб. – Москва : Транспорт, 1974. – 232 с.

14. Покровский, С. В. Потенциал эффективности грузовых электровозов с асинхронными тяговыми двигателями. Экспериментальная оценка тяговых свойств электровоза 2ЭВ120 / С. В. Покровский, С. Н. Прокофьев // Техника железных дорог. – 2018. – № 4 (44). – С. 82–88.

15. Мугинштейн, Л. А. Нестационарные режимы тяги (Сцепление. Критическая норма массы поезда) / Л. А. Мугинштейн, А. Л. Лисицын. – Москва : Интекст, 1996. – 176 с.

16. Патент RU2041315C1, МПК E01H 8/00. Устройство для очистки рельсовых путей / Н. И. Дроздов, Л. В. Поповнина. – № 4912754/11 ; заявл. 19.02.1991 ; опубл. 09.08.1995. – 5 с.

17. Колисниченко, Е. А. Совершенствование технологии очистки стрелочных переводов от твердых атмосферных осадков инфракрасным излучением : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.22.06 / Колисниченко Елена Александровна. – Иркутск, 2019. – 142 с.

18. Патент SU737554A1, МПК E01H 8/00. Устройство для очистки рельсов от загрязнений / Г. Н. Ульянов, В. Г. Величко, Н. З. Сагирашвили, В. А. Оноприенко, В. Г. Калинин. – № 2574405 ; заявл. 26. 01.1978 ; опубл. 30.05.1980, Бюл. № 20. – 4 с.

19. Коновалов, П. Ю. Вопросы снижения сил сопротивления движению поезда / П. Ю. Коновалов, И. В. Волков, А. А. Апанасов // В сб. : Труды Международной научно-практической конференции «Транспорт-2014». В 4 ч. Ч. 2. – Ростов-на-Дону, 2014. – С. 76–77.

20. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса / У. Дж. Харрис, С. М. Захаров, Дж. Ландгрэн [и др.] : перевод с английского под редакцией С. М. Захарова и В. М. Богданова. – Москва : Интекст, 2002. – 408 с.

21. Модификаторы трения : монография / В. В. Шаповалов, В. А. Могилевский, А. М. Лубягов, Ш. В. Кикичев. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2006. – 237 с.

22. Волков, И. В. Анализ эффективности работы электромагнитного устройства для стабилизации сцепления колес электровоза с рельсами / И. В. Волков, П. Ю. Коновалов, Ю. К. Санько // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2003. – № 2. – С. 47–51.

23. Электроискровые технологии восстановления и упрочнения деталей машин и инструментов: теория и практика / Ф. Х. Бурумкулов, П. П. Лезин, П. В. Сенин [и др.] ; Морд. гос. ун-т им. Н. П. Огарева. – Саранск : Красный Октябрь, 2003. – 504 с.

24. Каменев, Н. Н. Эффективное использование песка для тяги поездов / Н. Н. Каменев // Труды ВНИИЖТ. – Москва : Транспорт, 1968. – 88 с.

25. Асадченко, В. Р. Автоматические тормоза подвижного состава : учебное пособие для вузов железнодорожного транспорта / В. Р. Асадченко. – Москва : Маршрут, 2006. – 392 с.

26. Казаринов, В. М. Коэффициенты сцепления колес с рельсами при торможении / В. М. Казаринов, Л. А. Вуколов // Труды ВНИИЖТ. Вып. 212: Исследование автотормозной техники на железных дорогах СССР. – Москва : Трансжелдориздат, 1961. – С. 5–38.

27. Методика измерения уровня коэффициента сцепления колес вагонов с рельсами на эксплуатируемых участках дорог / В. В. Крылов, А. В. Казаринов, Б. Г.

Максимов [и др.] // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). – 2003. – № 4. – С. 17–23.

28. Особенности реализации сцепных свойств локомотивов в условиях эксплуатации / И. В. Волков, Ю. П. Булавин, П. Ю. Коновалов, В. Ю. Крутских // Транспорт: наука, образование, производство : сборник трудов Международной научно-практической конференции. Т. 3 : Технические науки. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2021. – С. 174–177.

29. Popov, V. L. Contact Mechanics and Friction. Physical Principles and Applications / Valentin L Popov. – Springer-Verlag, 2010. – 362 p. ISBN 978-3-642-10802-0.

30. Демкин, Н. Б. Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей / Н. Б. Демкин. – Москва : Наука, 1970. – 227 с.

31. Голубенко, О. Л. Сцепление колес с рельсом / О. Л. Голубенко. – 2-е изд., доп. и перераб. – Луганск : ВУГУ, 1999. – 476 с.

32. Домбровский, К. И. Пути снижения износа бандажей колес локомотивов / К.И. Домбровский // Повышение надежности тепловозов : научные труды Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – Москва : Транспорт, 1973. – Вып. 504. – С. 49–61.

33. Керопян, А. М. Развитие теории взаимодействия и обоснование рациональных параметров системы колесо – рельс карьерных локомотивов в режиме тяги : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук : 05.05.06 / Керопян Амбарцум Мкртичевич ; НИТУ. – Екатеринбург, 2015. – 233 с.

34. Сакало, В. И. Контактные задачи железнодорожного транспорта / В. И. Сакало, В. С. Коссов. – Москва : Машиностроение, 2004. – 496 с.

35. Воробьев, А. А. Контактное взаимодействие колеса и рельса / А. А. Бабичев // Вестник Иркутского государственного университета путей сообщения. – 2009. – № 3 (39) – С. 42–47.

36. Беляев, Н. М. Сопротивление материалов / Н. М. Беляев. – Москва : Глав. ред. физ.-мат. литературы, 1976. – 607 с.

37. Повышение эффективности фрикционной системы «колесо – рельс» / В. В. Шаповалов, П. Н. Щербак, В. М. Богданов [и др.] // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). – 2019. – № 78 (3). – С. 177–182. – DOI 10.21780/2223-9731-2019-78-3-177-182.

38. Ершков, О. П. Расчеты поперечных горизонтальных сил в кривых / Е. П. Ершков // Научные труды Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1966. – Вып. 301. – С. 236.

39. Куценко, С. М. К вопросу о сцеплении колес тепловоза с рельсами / С. М. Куценко, Т. Б. Гулякина, В. П. Игнатенко // Конструирование и производство транспортных машин : республиканский межведомственный научно-технический сборник. – Харьков : Выща школа, 1980. – Вып. 12. – С. 10–12.

40. Якушев, В. В. Исследование сил взаимодействия между колесом и рельсом и учет их в задачах боковых колебаний вагона : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.05.00 / Якушев Виктор Викторович. – Брянск, 1977. – 214 с.

41. Matsudaira, T. Hunting Problem of high-speed railway vehicles special reference to bogie design for the new Tokaido line / T. Matsudaira // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Series F. – 1965. – Vol. 180. – P. 58–66.

42. Вирабов, Р. В. Тяговые свойства фрикционных передач / Р. В. Вирабов. – Москва : Машиностроение, 1982. – 263 с.

43. Глушко, М. И. Реализация тангенциальных сил в зоне контакта колеса с рельсом / М. И. Глушко // Улучшение конструкции и системы технического обслуживания вагонов : научные труды Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – Москва : Транспорт. 1983. – Вып. 664. – С. 31–41.

44. Спектор, А. А. О зонах проскальзывания и сцепления на участке контакта катящегося упругого цилиндра и основания из того же материала / А. А. Спектор // Известия Академии наук Армянской ССР. Механика. – 1975. – Т. 28, № 6. – С. 60–66.

45. Горячева, И. Г. Механика фрикционного взаимодействия / И. Г. Горячева. – Москва : Наука, 2001. – 478 с
46. Моссаковский, В. И. О влиянии трения на микроскольжение / В. И. Моссаковский, В. В. Петров // Доклады Академии наук СССР. – 1976. – Т. 231, № 3. – С.603–606.
47. Петров, В. В. Экспериментальное исследование микроскольжения на контактных поверхностях : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук : 01.02.03 / Петров Валерий Васильевич. – Днепропетровск, 1976. – 17 с.
48. Haines, D. J. Contact Stress Distributions on Elliptical Contact Surfaces Subjected to Radial and Tangential Forces / D. J. Haines, E. Ollerton // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. – 1963. – Vol. 177. – No. 4.
49. Kalker, J. J. On the Rolling Contact of Two Elastic Bodies in the Presence of Dry Friction : Doctoral thesis / J. J. Kalker. – Delft University, 1967.
50. Pater de, A. D. The Geometrical Contact between Track and Wheelset / A. D. de Pater // Vehicle System Dynamics. – 1988. – Vol. 17, No. 3. – P. 127–140.
51. Результаты испытания тяжеловесных поездов / Е. П. Блохин [и др.]. – Москва : Транспорт, 1986. – 263 с.
52. Варава, В. И. Прикладная теория амортизации локомотивов и вагонов : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук : 05.05.01 / Варава Владимир Иванович. – Ленинград, 1982. – 36 с.
53. Вершинский, С. В. Динамика вагона / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, И. И. Челноков. – Москва : Транспорт, 1978. – 352 с.
54. Исследования динамики локомотивов / С. М. Голубятников, Л. К. Добрынин, А. И. Кокорев [и др.] // Научные труды Всесоюзного научно-исследовательского тепловозного института. – Коломна : ОНТИ, 1967. – Вып. 30. – С. 281–322.
55. Грачева, Л. О. Взаимодействие вагонов и железнодорожного пути / Л. О. Грачева // Научные труды Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – Москва : Транспорт, 1968. – Вып. 356. – С. 207.

56. Данович, В. Д. Пространственные колебания вагонов на инерционном пути : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук : 05.05.01 / Данович Виктор Данилович. – Днепропетровск, 1982. – 44 с.

57. Демин, Ю. В. Автоколебания рельсовых экипажей и методы стабилизации их движения : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук : 05.05.01 / Демин Юрий Васильевич. – Москва, 1986. – 32 с.

58. Евстратов, А. С. Динамические нагрузки экипажа тепловоза от колебаний необрессоренных частей и их уменьшение : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук : 05.05.01 / Евстратов Анатолий Семенович. – Москва, 1984. – 36 с.

59. Иванов, В. Н. Конструкция и динамика тепловозов / В. Н. Иванов. – Москва : Транспорт, 1974. – 336 с.

60. Бирюков И. В. Прогнозирование динамических свойств тяговых приводов электроподвижного состава : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук : 05.22.07 / Бирюков Иван Вячеславович. – Москва, 1974. – 45 с.

61. Исаев, И. П. Случайные факторы и коэффициент сцепления / И. П. Исаев. – Москва : Транспорт, 1970. – 183 с.

62. Конструкция, расчет и проектирование локомотивов : учебник для втузов по специальности «Локомотивостроение» / А. А. Камаев, Н. Г. Апанович, В. А. Камаев [и др.] ; под редакцией А. А. Камаева. – Москва : Машиностроение, 1981. – 351 с.

63. Лазарян, В. А. Динамика транспортных средств : Избранные труды / В. А. Лазарян. – Киев : Наук. думка, 1985. – 528 с.

64. Михальченко, Г. С. Динамика ходовой части перспективных локомотивов / Г. С. Михальченко. – Москва : Моск, автомех. ин-т, 1982. – 100 с.

65. Павленко А.П. Прогнозирование динамических качеств и оптимизация параметров систем «экипаж – тяговый электропривод – путь» перспективных локомотивов : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора

технических наук : 05.05.01 / Павленко Альберт Прокофьевич. – Ленинград, 1981. – 42 с.

66. Савоськин, А. Н. Исследование влияния тягового привода на вертикальные колебания электровоза / А. Н. Савоськин, Г.П. Бурчак, Н. И. Доргачев // Проблемы динамики и прочности железнодорожного подвижного состава: межвузовский сборник научных трудов. – Днепропетровск, 1982. – С. 53–58.

67. Тибиллов, Т. А. Автоколебания в тяговом приводе электровоза при буксовании / Т. А. Тибиллов, Г. С. Фроянц // Научные труды Ростовского института инженеров железнодорожного транспорта. – Ростов-на-Дону, 1973. – Вып. 94. – С. 38–53.

68. Марков, Д. П. Трибология и ее применение на железнодорожном транспорте / Д. П. Марков // Труды ВНИИЖТ. – Москва : Интекст, 2007. – 408 с.

69. Джонсон, К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – Москва : Мир, 1989. – 510 с.

70. Гура, Г. С. Механика и трибология движения колесной пары в рельсовой колее : монография / Г. С. Гура. – Москва : ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2013. – 526 с. – ISBN 978-5-89035-600-0 (в пер.).

71. Bednorz, J. G. Possible high T_c superconductivity in the Ba-La-Cu-O system / J. G. Bednorz, K. A. Müller // Zeitschrift für Physik B Condensed Matter. – 1986. – Vol. 64. – P. 189–193.

72. Андреев, А. В. Расчет деталей машин при сложном напряженном состоянии / А.В. Андреев. – Москва : Машиностроение, 1981. – 216 с.

73. Koffman, J. Adhesion and Friction in Rail Traction / J. Koffman // Journal of the Institution of Locomotive Engineers. – 1948. – Vol. 38, No. 205, September-October. – P. 593–672.

74. Минов, Д. К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей / Д. К. Минов. – Москва : Транспорт, 1965. – 227 с.

75. Самме, Г. В. Фрикционное взаимодействие колесных пар локомотива с рельсами. Теория и практика сцепления локомотива : монография / Г. В. Самме. – Москва : ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2014. – 104 с. – ISBN 978-5-89035-706-9.

76. Moore, D. F. Principles and Applications of Tribology / D. F. Moore. – Amsterdam : Elsevier, 1998. – 400 p.

77. Лисунов, В. Н. Использование сил взаимодействия движущего колеса с рельсом в режимах тяги и электрического торможения : монография / В. Н. Лисунов. – Омск : ОмГУПС, 2003. – 160 с. – ISBN 978-5-94941-016-5.

78. Осенин, Ю. И. Фрикционное взаимодействие колеса с рельсом / Ю. И. Осенин, Д. Н. Марченко, И. А. Шведчикова. – Луганск : СУДУ, 1997. – 226 с.

79. Rappengluck W. Die Antriebskonzeption von Triebfahrzeugen für den Schnellverkehr / W. Rappengluck // Elektrische Bahnen. – 1978. – No. 12. – P. 306–320.

80. Барский, М. Р. Экспериментальное исследование процессов боксования и юза электровозов / М. Р. Барский, И. Н. Сердинова // В сб. : Проблемы повышения эффективности работы транспорта. Вып. 1. – Москва : Изд. АН СССР, 1970.

81. Barwell, F. J. Paper 9: The N.E.L. contribution to adhesion studies. Convention on adhesion / F. J. Barwell, R.G. Woolacot // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings. – London, 1963. – Vol. 177, No. 4. – P. 145–160.

82. Лужнов, Ю. М. Физические принципы классификации увлажнения поверхностей трения колес и рельсов / Ю. М. Лужнов // Физико-химическая механика сцепления : сборник трудов МИИТ. Вып. 445 / под общей редакцией профессора И. П. Исаева. – Москва, 1973. – С. 84–91.

83. Лужнов, Ю. М. Исследование трения на железнодорожных рельсах в интервале положительных температур / Ю. М. Лужнов, Р. Г. Черепашенец // Физико-химическая механика сцепления : сборник трудов МИИТ. Вып. 445 / под общей редакцией профессора И. П. Исаева. – Москва, 1973. – С. 13–24.

84. Патент SU770891A1, МПК В61С 15/10. Способ повышения сцепления колес локомотива с рельсами / Ю.М. Лужнов. – № 2641781 ; заявл. 07.07.1978 ; опубл. 15.10.1980, Бюл. № 38. – 4 с.

85. Лужнов, Ю. М. Механизм действия и расход песка на увлажненных рельсах. / Ю. М. Лужнов, Р. Г. Черепашенец // Физико-химическая механика сцепления : сборник трудов МИИТ. Вып. 445 / под общей редакцией профессора И. П. Исаева. – Москва, 1973. – С. 121–129.

86. Патент SU592645, МПК В61С 15/10, В60В 39/04. Устройство для подачи песка под колеса локомотива / Е. В. Горчаков, И. П. Исаев, Л. Г. Козлов [и др.]. – № 2401431 ; заявл. 14.09.76 ; опубл. 15.02.87, Бюл. № 6. – 5 с.

87. Патент RU65821U1, МПК В60В 39/04. Устройство импульсной подачи песка под колеса локомотива / Л. И. Монахов Лев Иванович, Л. А. Мугинштейн, В. И. Рахманинов. – № 2006133855/11 ; заявл. 17.11.2006 ; опубл. 27.08.2007. – 6 с.

88. Патент RU2347698С1, МПК В61С 15/10. Устройство для импульсной подачи песка под колеса локомотива / А. А. Дедов, В. Н. Ляпустин, В. П. Феоктистов. – № 2008105949/11 ; заявл. 20.02.2008 ; опубл. 27.02.2009, Бюл. № 6.

89. Исаев, И. П. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами / И. П. Исаев, Ю. М. Лужнов. – Москва : Машиностроение, 1985. – 238 с.

90. Railway Group Standard GM/RT2461. Sanding Equipment. December 2018. Issue 3 / published by Rail Safety and Standards Board Limited (RSSB). – URL:http://www.rgsonline.co.uk/Railway_Group_Standards/Rolling%20Stock/Railway%20Group%20Standards/GMRT2461%20Iss%201.pdf (дата обращения: 17.01.2023).

91. Lightoller, A. Low adhesion and sanders / A. Lightoller, L. Purcell // The journal PWI. – 2020. – Vol. 138, PT. 3. – P. 28–32.

92. Правила технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации» : [утверждены приказом Минтранса РФ от 23.06.2022 № 250] // Официальный интернет-портал правовой информации. – URL: www.pravo.gov.ru (дата обращения: 23.01.2023).

93. Временные технические требования «Песок для песочниц локомотивов» : [утверждены распоряжением ОАО «РЖД» от 04.12.2014 № 2851рп // ГАРАНТ. Информационно-правовое обеспечение. – URL: <https://base.garant.ru/72299258> (дата обращения: 03.02.2023).

94. Валинский, О. С. Итоги работы и задачи локомотивного комплекса / О. С. Валинский // Железнодорожный транспорт. – 2018. – № 2. – С. 48–51.
95. Перспективы развития систем подачи песка электровозов / И. В. Волков, Ю. П. Булавин, И. В. Больших, П. Ю. Коновалов // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2018. – № 4. – С. 25–29.
96. Тепловоз ТЭЗ / К. А. Шишкин, А. Н. Гуревич, А. Д. Степанов [и др.]. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : Транспорт, 1965. – 412 с.
97. Перспективы развития пневмоприводов систем подачи песка тепловозов / П. Ю. Коновалов, Ю. П. Булавин, И. В. Волков, Д. С. Бирюков // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2021. – № 1. – С. 23–28.
98. Коновалов, П. Ю. Улучшение противобуксовочных свойств транспортных машин на основе модернизации пневмопривода песочной системы / П. Ю. Коновалов, Ю. П. Булавин, И. В. Волков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2021. – № 1. – С. 8–19. – DOI 10.46973/0201-727X_2021_1_8.
99. Нотик, З. Х. Тепловозы ЧМЭЗ, ЧМЭЗТ : Пособие машинисту / З. Х. Нотик. – Москва : Транспорт, 1990. – 381 с.
100. Покровский, С. В. Улучшение сцепных свойств электровозов с бесколлекторными двигателями / С. В. Покровский. – Москва : Маршрут, 1998. – 357 с.
101. Электровозы 2ЭС10: преимущества очевидны! // Журнал «Локомотив». – 2013. – № 1. – С. 20–21.
102. Абрамович Г. Н. Теория турбулентных струй / Г. Н. Абрамович. – Репринтное воспроизведение издания 1960 г. – Москва : Эколит, 2011. – 720 с.
103. Вараксин, А. Ю. Турбулентные течения газа с твердыми частицами / А. Ю. Вараксин. – Москва : ФИЗМАТЛИТ, 2003. – 192 с. – ISBN 5-9221-0320-2.
104. Бугаєнко, В. В. Поліпшення тягово-економічних характеристик локомотивів шляхом підвищення коефіцієнту корисної дії системи подачі піску : Спеціальність 05.22.07 «Рухомий склад залізниць та тяга поїздів» : дисертація на

здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук / Бугаєнко Віктор Васильович ; Східноукраїнський Національний Університет імені Володимира Даля. – Луганськ, 2010. – 145 с.

105. Соболев, А. А. Движение частиц в воздушном потоке / А. А. Соболев, П. А. Мельников, А. О. Тютюнник // Вектор науки Тольяттинского государственного университета. – 2011. – № 3(17). – С. 82–86.

106. Коновалов, П. Ю. Влияние формы выходного сечения подсыпного рукава пневматического привода системы пескоподачи на эффективность транспортировки песковоздушной смеси / П. Ю. Коновалов, Ю. П. Булавин, И. В. Волков // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2020. – № 1 (50). – С. 42–48.

107. Patent CN103569139A. Sanding device for railway vehicles / Current Assignee CRRC Qingdao Sifang Rolling Stock Research Institute Co Ltd. – № CN201310588841.4A ; filed 19/112013 ; published 12.02.2014 (language Chinese).

108. Скоростной электропоезд ЭС1 «Ласточка» / А. Ю. Слизов, А. Г. Брагин, В. О. Иващенко, А. В. Ширяев, М. В. Матвеев. – Москва : ФГБУ ДПО «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2019. – 236 с. – ISBN 978-5-9070055.

109. Curtis, G. SmartSander Enhancement for Commuter Rail / G. Curtis // TRANSIT-IDEA Program Project Final Report. – Derby, United Kingdom : Transportation Research Board, February, 2008.

110. Козубенко, В. Г. Безопасное управление поездом: вопросы и ответы / В. Г. Козубенко. – Москва : Транспорт, 1992. – 254 с. – ISBN 5-277-01558-2.

111. Бусаров, В. Г. Пути повышения эффективности пескоподачи / В. Г. Бусаров // Локомотив. – 1999. – № 12. – С. 28–31.

112. Балановский, А. Е. Система колесо – рельс. В 3 ч. Ч. 1 : Конец системы колесо – рельс и вновь начало... / А. Е. Балановский. – Иркутск : ИрГТУ, 2011. – 1010 с.

113. Патент RU2721993 Российская Федерация, МПК В61К 3/02, С10М 125/10, F16N 15/00. Устройство активации трения и активатор повышенного трения

/ О. С. Валинский, А. Л. Выщепан, А. М. Лубягов, И. А. Майба. – № 2019117405 ; заявл. 04.06.2019 ; опубл. 25.05.2020.

114. Раков, В. А. Локомотивы отечественных железных дорог (1845–1955 гг.) / В. А. Раков. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Транспорт, 1995. – 564 с.

115. Патент RU2077436C1, МПК В61С 15/10. Устройство для подачи песка под колеса локомотива / И. П. Исаев, Ю.И. Осенин. – № 5049261/11 ; заявл. 22.06.1992 ; опубл. 20.04.1997.

116. А.с. SU1418133 А1, МПК В61С 15/10. Песочница локомотива / Ю. И. Осенин, А. Л. Голубенко, В.П. Ткаченко [и др.]. – № 4200809 ; заявл. 26.02.1987 ; опубл. 23.08.1988, Бюл. № 31. – 2 с.

117. Patent CN103072584A, Int. C. В61С 15/10. Sand spreading system for light rail vehicle / 南车株洲电力机车有限公司. – № CN201310015577.5 ; filed 16.01.2013 ; published 01.05.2013. – 10 p.

118. Патент RU2504492A1, Российская Федерация. Способ увеличения сцепления колеса с рельсом / А.М. Керопян, Ю.М. Лужнов. – № 2012124483 ; заявл. 14.06.2012 ; опубл. 20.01.2014, Бюл. № 2.

119. Патент SU1070045A1. Устройство для предотвращения боксования колес локомотива / А. А. Андреев, А. Л. Голубенко, Н. И. Горбунов [и др.]. – № 3519516; заявл. 08.12.1982 ; опубл. 30.01.1984, Бюл. № 4.

120. Патент SU1479341A1. Сопло песочницы рельсового транспортного средства / П. В. Олиферовский, В. И. Гнатюк. – № 3833925 ; заявл. 28.12.1984 ; опубл. 15.05.1989, Бюл. № 18.

121. Моделирование движения песка в системе «форсунка песочницы – рельс» / Н. И. Горбунов, А. И. Костюкевич, А. Л. Кашура [и др.] // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2010. – № 5 (147) – Ч. 1. – С. 20–27.

122. Трубецкой, В. А. Паровозы узкоколейных железных дорог СССР / В. А. Трубецкой. – Москва : Транспечать НКПС, 1929. – 195 с.

123. Американские железнодорожные энциклопедии. Т. 1. Локомотивы : перевод с английского / под редакцией бригады Научно-исследовательского

института железнодорожного транспорта. – Москва : Трансжелдориздат, 1938. – 667 с.

124. Barkhoff, R. Einföhrung in die Technik der Dampflokomotive / R. Barkhoff // M+F journal – 1978. – Vol. 1. – P. 52–55.

125. Kolbeck, E. Die Sandstreueinrichtungen für Schienenfahrzeuge / E. Kolbeck // ETR. – 1981. – Vol. 6 (30). – P. 503–508.

126. Американская железнодорожная энциклопедия. Тепловозы, электровозы, турбовозы, ремонтные мастерские, депо : сокращенный перевод с английского / под редакцией А. В. Сломянского. – Москва : Трансжелдориздат, 1960. – 304 с.

127. Patent US2949326A. Sand trap / John A Lucas. – № US686164A ; filed 25.09.1957 ; published 16.08.1960.

128. Американские железнодорожные энциклопедии. Том 2. Локомотивы : перевод с английского / под редакцией бригады Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – Москва : Трансжелдориздат, 1940. – 508 с.

129. Patent US1854994A. Sand trap / Ralph A. Light, Jr Joseph W. Price. – № US536172A ; filed 09.05.1931 ; published 19.04.1932.

130. Chapelon, A. La Locomotive a Vapeur [English edition] / A. Chapelon ; translated by G. W. Carpenter. – Camden Miniature Steam Services, Bath, 2000.

131. Rogers, H. B. C. Chapelon – Genius of French Steam / H. B. C. Rogers ; published by Ian Allan Ltd London, 1972. – 170 p. – ISBN 7110-0281-9.

132. Patent DE102016216018A1. Sandstreuanlage und Schienenfahrzeug mit einer solchen Sandstreuanlage / Hans-Joachim Gronau, Wilfried Stelzle. – DE102016216018.4A ; filed 25.08.2016 ; published 01.03.2018.

133. Porta, L. D. Advanced Steam Locomotive Development. Three Technical Papers / L. D. Porta ; published by Camden Miniature Steam, 2006. – 104 p. – ISBN 978-0-9547131-5-7.

134. А. с. 197664 СССР, МПК В 61 с. Форсунка песочницы для локомотивов / Н. Н. Каменев, Л. М. Пахомов ; заявитель и патентообладатель ВНИИЖТ. – № 920281/27-11 ; заявл. 10.09.64 ; опубл. 09.06.67, Бюл. № 13. – 2 с.
135. Калихович, В. С. Эффективнее расходовать песок / В. С. Калихович // Электрическая и тепловозная тяга. – 1978. – № 8. – С. 18–19.
136. Патент SU1507619A1. Устройство для подачи песка под колеса локомотива / Ю. М. Лужнов. – № 3663119 ; заявл. 20.09.1983 ; опубл. 15.09.1989, Бюл. № 34. – 4 с.
137. Patent GB2258640A. Locomotive sander / Ju. I. Osenin, A. N. Konyaev, A. L. Golubenko [et al.]. – № GB9117455A ; filed 01.08.1991 ; published 28.09.1994.
138. Patent CN202138383U. Locomotive sand sprayer / Current Assignee NINGBO GUOCHUANG LOCOMOTIVE EQUIPMENT CO., LTD. (language: Chinese). – № CN201120238699U ; filed 08.07.2011 ; published 08.02.2012.
139. Прозоров, Н. К. Паровозы: Устройство, работа и ремонт : учебник для технических школ железнодорожного транспорта / Н. К. Прозоров, М. Б. Вигдорчик, Э. К. Гребенкин. – Москва : Транспорт, 1986. – 368 с.
140. Теория и конструкция локомотивов : учебник для вузов железнодорожного транспорта / Г. С. Михальченко, В. Н. Кашников, В. С. Коссов, В. А. Симонов ; под редакцией Г. С. Михальченко. – Москва : Маршрут, 2006. – 584 с.
141. Тепловоз М62 / П. Ф. Степанов [и др.]. – Москва : Транспорт, 1977. – 280 с.
142. Игнатъев, О. Л. Форсунка песочницы с регулируемой подачей песка под колеса локомотива / О. Л. Игнатъев. – Москва : Транспорт, 2015. – С. 202–204.
143. Trains Around the World. – Hong Kong : Mandarin Publishers Limited, 1975. – 148 p.
144. Патент RU80810U1, МПК В61С 15/10. Форсунка песочницы локомотива / Г. Г. Антюхин, В. К. Клевакин, О. Н. Назаров [и др.] . – № 2008139790/22 ; заявл. 08.10.2008 ; опубл. 27.02.2009.

145. Патент SU1770188A1, МПК В61С 15/10. Песочница локомотива / Н. Н. Горбунов, Е. В. Михайлов, А.Л. Кашура [и др.]. – № 4890808 ; заявл. 17.10.1990 ; опубл. 23.10.1992, Бюл. № 30. – 5 с.

146. Корсаков, Н. В. Разработка устройства дистанционного контроля уровня песка в бункере электровоза / Н. В. Корсаков, А. О. Линьков // Молодая наука Сибири. – 2021. – № 2(12). – С. 17–23.

147. Стратегия научно-технологического развития холдинга РЖД на период до 2025 года и на перспективу до 2030 года (Белая книга) : [утверждена распоряжением ОАО «РЖД» от 17.04.2018 № 769/р. – URL: http://cipi.samgtu.ru/sites/cipi.samgtu.ru/files/belaya_kniga.pdf (дата обращения: 28.02.2023)

148. Волков, И. В. Анализ расхода систем пескоподачи локомотивов для стабилизации величины коэффициента сцепления / И. В. Волков, Ю. П. Булавин, П. Ю. Коновалов // Механика и трибология транспортных систем (МЕХТРИБОТРАНС-2016) : сборник докладов Международной научной конференции. В 2 т. Т. 1. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2016. – С. 101–106.

149. Деев, В. В. Тяга поездов : учебное пособие для вузов / В. В. Деев. – Москва : Транспорт, 1987. – 264 с.

150. Исаев, И. П. Физико-химическая механика сцепления / И. П. Исаев // Труды МИИТа. – Москва : МИИТ, 1973. – 190 с.

151. Оценка параметров распределения размера частиц кварцевого песка для песочниц локомотивов с пневматическим приводом / Ю. П. Булавин, П. Ю. Коновалов, И. В. Волков, И. В. Больших // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2020. – № 1 (50). – С. 8–14.

152. Волков, И. В. Основы статистической обработки данных в локомотивном хозяйстве : учебное пособие / И. В. Волков, Ю. П. Булавин. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2003. – 96 с.

153. A New – Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows – Model Development and Validation / Т.-Н. Shih, W. W. Liou, A Shabbir., Z. Yang, J. Zhu // Computers Fluids. – 1995. – Vol. 24(3). – P. 227–238.

154. Kader, B. Temperature and Concentration Profiles in Fully Turbulent Boundary Layers / B. Kader // *Int. J. Heat Mass Transfer*. – 1981. – Vol. 24(9). – P. 1541–1544.
155. Gosman, A. D. Aspects of computer simulation of liquid fuelled combustors / A. D. Gosman, E. Ioannides // *J. Energy*. – 1983. – Vol. 7(6). – P. 482–490.
156. Morsi, S. A. An Investigation of Particle Trajectories in Two-Phase Flow Systems / S. A. Morsi, A. J. Alexander // *J. Fluid Mech.* – 1972, September 26. – Vol. 55(2). – P. 193–208.
157. Dennis, S. C. R. The steady flow due to a rotating sphere at low and moderate Reynolds numbers / S. C. R. Dennis, S. N. Singh, D. B. J. Ingham // *Fluid Mech.* – 1980. – Vol. 101. – P. 257–279.
158. *Multiphase Flows with Droplets and Particles* / C. Crowe, J. D. Schwarzkopf M. Sommerfeld, Yutaka Tsuji. – CRC Press, 1998. – 496 p.
159. Oesterle, B. Experiments on the lift of a spinning sphere in a range of intermediate Reynolds numbers / B. Oesterle, T. Bui Dinh // *Exp. Fluids*. – 1998. – Vol. 25. – P. 16–22.
160. Luo, D. Analytical solution on Magnus wind turbine power performance based on the blade element momentum theory / 南车株洲电力机车有限公司 Dahai Luo, Diangui Huang, Guoqing Wu // *Journal of Renewable and Sustainable Energy*. – June 2011. – Vol. 3(3). – DOI 10.1063/1.3588039.
161. Ishizaka, K. The low adhesion problem due to leaf contamination in the wheel/rail contact: Bonding and low adhesion mechanisms / K. Ishizaka, S. R. Lewis, R. Lewis // *Wear*. – 2017. – Vol. 378–379. – P. 183–197.
162. *Optimisation of a Railway Sanding System, Part 2 : Adhesion Tests* / S. Lewis, S. Riley, D. I. Fletcher [et al.] // 10th Int. Conf. Contact Mech. Wear Rail/Wheel Syst. (CM-2015), August 30th – Sept. 3rd, Color. Springs, Color. USA, 2015.
163. *Optimisation of a railway sanding system for optimal grain entrainment into the wheel – rail contact* / S. Lewis [et al.] // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. – 2018. – Vol. 232 (1). – P. 43–62. – DOI 10.1177/0954409716656220.

164. Техническое обслуживание электровозов и тепловозов в эксплуатации: Технологическая инструкция (ЦТ-814). – Москва : ОАО «РЖД», 2014. – 80 с.

165. Optimisation of a railway sanding system for optimal grain entrainment into the wheel–rail contact / S. Lewis, S. Riley, D. I. Fletcher [et al.] // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. – 2018. – Vol. 232 (1). – P. 43–62.

166. Анализ выходных характеристик пневмопривода системы пескоподачи транспортных машин / И. В. Волков, Ю. П. Булавин, П. Ю. Коновалов, И. А. Яицков // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2020. – Вып. 3. – С. 242–253.

167. Чен, К. MATLAB в математических исследованиях / К. Чен, П. Джиблин, А. Ирвинг. – Москва : Мир, 2001. – 346 с.

168. Применение пакета MathCAD при расчете механической части локомотивов : учебное пособие / И. В. Волков, В. Г. Рубан, А. М. Матва, Р. Х. Уразгильдеев – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2000. – 64 с.

169. Герц, Е. В. Расчет пневмоприводов. Справочное пособие / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. – Москва : Машиностроение, 1975. – 272 с.

170. Допуски и посадки. Справочник. В 2 ч. Ч. 2 / В. Д. Мягков, М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. – 6-е изд., перераб. и доп. – Ленинград : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. – 448 с.

171. Волков, И. В. Повышение регулировочной способности форсунки песочницы локомотива / И. В. Волков, А. А. Замыцкий, П. Ю. Коновалов // Транспорт-2012 : Труды Всероссийской научно-практической конференции. В 3 ч. Ч. 2 / Ростовский государственный университет путей сообщения. – Ростов-на-Дону, 2012. – С. 355–357.

172. Особенности пескоподающих систем локомотивов нового поколения И. В. Волков, Ю. П. Смачный, П. Ю. Коновалов, А. С. Киревнин // Транспорт-2013 : Труды Международной научно-практической конференции / Ростовский государственный университет путей сообщения. – Ростов-на-Дону, 2013. – С. 130–132.

173. Волков, И. В. Вопросы прогнозирования и особенности реализации сцепных свойств тягового подвижного состава : монография / И. В. Волков, Ю. П. Булавин, П. Ю. Коновалов. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2007. – 110 с.

174. Волков, И. В. Учет различных факторов при разработке системы непрерывной дозированной подачи песка / И. В. Волков, Ю. П. Булавин, П. Ю. Коновалов // Транспорт: наука, образование, производство: сборник трудов Международной научно-практической конференции. Т. 3. Технические науки. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2019. – С. 261–265.

175. Коновалов, П. Ю. Расширение функциональных возможностей форсунки песочницы пневматической системы пескоподдачи локомотивов / П. Ю. Коновалов, Ю. П. Булавин, И. В. Волков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2020. – № 1. – С. 75–82.

176. ОСТ 107.460091.014–2004 Стандарт отрасли. Соединения резьбовые. способы и виды предохранения от самоотвинчивания. Технические требования. – Москва : ОАО «ЦНИИРЭС», 2004. – 48 с.

177. Анисимов, В. А. Тяговые расчеты : монография / В.А. Анисимов, В.В. Анисимов. – Хабаровск, 2013. – URL: <https://sites.google.com/site/tagapoezd/monografia> (дата обращения: 13.01.2023).

178. Improving the pneumatic actuator of the locomotive sand feeding system by increasing the outlet flow velocity / Yu. P. Bulavin, P.Yu. Konovalov, I. V. Volkov, O. N. Bessarabova // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 971. – P. 042032. – DOI 10.1088/1757-899X/971/4/042032.

179. Дейч, М. Е. Техническая газодинамика / М. Е. Дейч. – 2-е изд., перераб.– Москва ; Ленинград : Госэнергоиздат, 1961. – 671 с.

180. Александров, В. Ю. Оптимальные эжекторы (теория и расчет) / В. Ю. Александров, К. К. Климовский. – Москва : Машиностроение, 2012. – 136 с. – ISBN 978-5-94275-638-3.

181. Вакина, В. В. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов / В. В. Вакина, И. Д. Денисенко, А. Л. Столяров – Киев : Вища шк. Головное изд-во, 1986. – 208 с.

182. Соколов, Е. Я. Струйные аппараты / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. – 3-е изд., перераб. – Москва : Энергоатомиздат, 1989. – 352 с. – ISBN 5-283-00079-6.
183. Успенский, В. А. Струйные вакуумные насосы / В. А. Успенский, Ю. М. Кузнецов. – Москва : Машиностроение, 1973. – 144 с.
184. Аркадов Ю. К. Новые газовые эжекторы и эжекционные процессы / Ю. К. Аркадов. – Москва : Изд-во Физико-математической литературы, 2001. – 336 с. – ISBN 5-94052-025-1.
185. Analysis of the pneumatic actuator of traction machines sand feeding system when the sand-air mixture flows out / P. Yu. Konovalov, Yu. P. Bulavin, I. V. Volkov, I. A. Yaitskov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Ser. 4. International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment, ICMTME 2020. Bristol, England, 2020. – P. 042031. – DOI 10.1088/1757-899X/971/4/042031.
186. Механика жидкости и газа : учебное пособие для вузов / под редакцией В. С. Швыдкого. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : ИКЦ «Академкнига», 2003. – 464 с.
187. Патент SU867736A1, МПКВ61В 12/04. Подвеска вагона подвесной канатной дороги / Ш. Г. Надирадзе. – № 2853590 ; заявл. 17.12.1979 ; опубл. 30.09.1981, Бюл. № 36.– 4 с.
188. Патент SU887317 , МПК В61С 15/10. Устройство для подачи песка под колеса рельсового транспортного средства / А. И. Гольдштейн. – № 2878301 ; заявл. 17.12.1979 ; опубл. 07.12.1981, Бюл. № 45. – 5 с.
189. Konovalov, P. Yu. Increasing the outlet flow velocity of the locomotive sand feeding system using ejecting / P. Yu. Konovalov, Y. P. Bulavin // AIP Conference Proceedings. – 2022. – Vol. 2503. – P. 050032. – DOI 10.1063/5.0099759.
190. Патент UA12599C1, МКИ В61С 15/10. Форсунка пісочниці локомотива / В. А. Смородин, Л. А. Гузик. – № 94086698 ; заявл. 17.08.1994 ; опубл. 28.02.2000.
191. Патент RU122622 РФ, МКИ В61С 15/10. Форсунка песочницы / В. Н. Коноплев. – № 2012131661/11 ; заявл. 24.07.2012 ; опубл. 10.12.2012.

192. Patent CN109910923 CN, МКИ В61С 15/10. A kind of sand sprayer suitable for rail traffic vehicles / X. Song, M. Li, Q. Li, G. Wei. – № 201910194889/4 ; заявл. 14.03.2019 ; опубл. 21.06.2019.

193. Патент SU1138335A, МПК В60В 39/10, В60L 3/10. Система регулирования подачи песка под колеса локомотива В. К. Бурлаков. – № 3469741 ; заявл. 14.07.1982 ; опубл. 07.02.1985, Бюл. № 5

194. Patent CN202213581U, Int. C. В61С 15/10. Vehicle sand-spraying device of railway locomotive / 武汉铁路安通机车电器配件有限公司. – № CN2011200210618U ; filed 24.01.2011 ; published 09.05.2012. – 6 p.

195. Патент SU151377, МПК В61С 15/10, В61С 17/00. Устройство для подачи песка из песочниц локомотивов / И. П. Беспалов, А. В. Бычковский, В. Н. Чистяков. – № 743803/27-11 ; заявл. 01.09.1961 ; опубл. 31.10.1962, Бюл. № 21.

196. Коновалов, П. Ю. Повышение сцепных свойств локомотивов на основе непрерывной дозированной подачи песка в зону контакта колеса с рельсом / П. Ю. Коновалов // Тенденции развития науки и образования. – 2020. – № 66-2. – С. 11–14.

197. Коновалов, П. Ю. Обоснование технических требований к размещению управляемого пневматического вентиля с сервоприводом в модернизируемой системе пескоподдачи локомотива / П. Ю. Коновалов // Тенденции развития науки и образования. – 2020. – № 60-1. – С. 45–48.

198. Коновалов, П. Ю. Снижение вибрационного воздействия на управляющее устройство модернизированной пневматической системы локомотива / П. Ю. Коновалов // Наука сегодня: проблемы и пути решения : материалы Международной научно-практической конференции. – Вологда, 2020. – С. 20–21. – ISBN 978-5-907341-01-2.

199. Коновалов, П. Ю. Совершенствование пневматической системы пескоподдачи электровозов внедрением дросселирующих устройств с сервоприводом / П. Ю. Коновалов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2020. – № 1. – С. 25–33.

200. Волков, И. В. Управление сцеплением колес локомотива с рельсами на основе дозированной подачи песка / И. В. Волков, Ю. П. Булавин, П. Ю. Коновалов // Транспорт: наука, образование, производство : сборник научных трудов Международной научно-практической конференции. – Ростов-на-Дону, 2020. – С. 294–297.

201. Волков, И. В. Стенд для моделирования и отладки системы пескоподдачи локомотива с элементами модернизации с целью дозированной подачи песка в зону контакта колес локомотива с рельсами / И. В. Волков, П. Ю. Коновалов // Транспорт-2004 : Труды Всероссийской научно-практической конференции : в 3 . / Ростовский государственный университет путей сообщения. – Ростов-на-Дону, 2004. – С. 163–164.

202. Ремонт, уход и содержание песочниц на электровозах. Технологическая инструкция. ПКБ ЦТ.25.0093 : [утверждена 29.11.2011 ОАО «РЖД»]. – 26 с. – Текст : электронный // ProЛокомотив.ru. – URL: <https://prolokomotiv.ru/instrukcii> (<https://disk.yandex.ru/d/4RZJINkwiYiMG>) (дата обращения: 17.01.2023).

203. Оценка влияния распределения частиц кварцевого песка на величину коэффициента трения в зоне контакта колеса локомотива с рельсом / И. В. Волков, Ю. П. Булавин, Д. С. Мантуров, П. Ю. Коновалов // Современное развитие науки и техники : сборник научных трудов Всероссийской национальной научно-практической конференции. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2017. – С. 197–200.

204. Ухов, И. С. Новая методика определения окатанности песчаных кварцевых зерен / И. С. Ухов // Ярославский педагогический вестник. – 2013. – Том III (Естественные науки), № 4. – С. 284–289.

205. Компьютерная реализация решения научно-технических и образовательных задач : учебное пособие / В. В. Белов, И. В. Образцов, В. К. Иванов, Е. Н. Коноплев. – Тверь : ТвГТУ, 2015. – 108 с.

206. Arias-Cuevas, O. Field investigations on the adhesion recovery in leaf contaminated wheel-rail contacts with locomotive sanders / O. Arias-Cuevas, Z. Li // Proc IMechE, Part F: J Rail Rapid Transit. – 2011. – Vol. 225. – P. 443–456.

207. Vangla, P. Influence of particle size on the friction and interfacial shear strength of sands of similar morphology / P. Vangla, G. M. Latha // *Int. J. Geosyn. Ground Eng.* – 2015. – Vol. 1 (6). – P. 1–12.

208. Gorbunov, N. Simulation model of abrasive material motion / Nicholay Gorbunov, Maksim Kovtanets, Rostislav Demin // *ТЕКА. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture.* – 2014. – Vol. 14, No.1. – P. 60–72.

209. Lewis, R. Wear at the wheel/rail interface when sanding is used to increase adhesion / R. Lewis and R. S. Dwyer-Joyce // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit.* – 2006. – Vol. 220. – P. 29–41.

210. Тененбаум, М. М. Сопротивление абразивному изнашиванию / М. М. Тененбаум. – Москва : Машиностроение. 1976. – 271 с.

211. Хайнике, Г. Трибохимия : перевод с английского / Г. Хайнике. – Москва : Мир. 1987. – 584 с.

212. Ходаков, Г. С. Физика измельчения / Г. С. Ходаков. – Москва : Наука, 1972. – 307 с.

213. Лужнов, Ю. М. О механизме образования слоев загрязнений на поверхностях трения железнодорожных колес и рельсов / Ю. М. Лужнов, Р.Г. Черепашенец // *Физико-химическая механика сцепления : сборник трудов МИИТ.* Вып. 445 / под общей редакцией профессора И. П. Исаева. – Москва, 1973. – С. 33–38.

214. Keropyan, A. Investigation of the Process of Controlled Starting of the Open-pit Locomotive for Ensuring the Maximum Adhesion Coefficient at the Starting / A. Keropyan, Yu. Babichev, P. Sizin // *MATEC Web of Conferences. ICMТMTE 2018.* – 2018. – Vol. 224. – P. 02026. – DOI 10.1051/matecconf/201822402026.

215. Ляпушкин, Н. Н. Прогнозирование сцепных свойств локомотивов с различными типами тяговых электродвигателей : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук : 05.22.07 / Ляпушкин Николай Николаевич ; Московский государственный университет путей сообщения. – Москва, 2013. – 258 с.

216. Казаринов, А. В. Повышение эффективности тормозных средств грузовых поездов при оптимальном использовании сцепления колес с рельсами : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.22.07 / Казаринов Александр Валентинович. – Москва, 1984. – 198 с.

217. Оценка физических свойств частиц кварцевого песка при его подаче в зону контакта колеса локомотива с рельсом / И. В. Волков, Ю. П. Булавин, Д. С. Мантуров, П. Ю. Коновалов // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2017. – № 4. – С. 21–25.

218. Ахвердов, И. Н. Основы физики бетонов / И. Н. Ахвердов. – Москва : Стройиздат, 1981. – 464 с.

219. Коновалов, П. Ю. Моделирование локомотивной системы дозированной подачи песка на основе нечеткой логики с учетом работы тягового привода в различных условиях эксплуатации / П. Ю. Коновалов, Ю. П. Булавин, И. В. Волков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2020. – № 3. – С. 8–20. – DOI 10.46973/0201–727X_2020_3_8.

220. Волков, И. В. Усовершенствование системы пескоподдачи локомотивов / И. В. Волков, П. Ю. Коновалов // Механика и трибология транспортных систем (МЕХТРИБОТРАНС-2011) : сборник докладов Международной научной конференции / Ростовский государственный университет путей сообщения. – Ростов-на-Дону, 2011. – С. 170–172.

221. Усовершенствование способа работы песочной системы локомотива в стрелочном переводе / М. В. Ковтанец, Н. М. Найш, Е. А. Кравченко, С. В. Кара // Луганск. Вестник ЛНУ им. В. Даля. – 2011. – № 4. – Ч. 1. – С. 74–77.

222. Руководство по техническому обслуживанию и текущему ремонту тепловозов 2ТЭ116 : ТЭ116 ИО : [утверждено распоряжением ОАО «РЖД» 31.12.2004]. – Москва : ОАО «РЖД», 2004. – 278 с.

223. Волков, И. В. Анализ статистических характеристик погодноклиматических факторов районов эксплуатации тягового подвижного состава / И. В. Волков, П. Ю. Коновалов // В сб. : Юбилейный сборник научных трудов электромеханического факультета к 75-летию РИИПС-РИИЖТ-РГУПС / МПС

России ; Ростовский государственный университет путей сообщения. – Ростов-на-Дону, 2004. – С. 53–58.

224. Берлинер, М. А. Измерение влажности / М. А. Берлинер. – Москва : Энергия, 1973. – 400 с.

225. Волков, И. В. Применение метода Монте-Карло для анализа сцепных свойств электровозов на основе погодно-климатических данных / И. В. Волков, П. Ю. Коновалов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – Ростов н/Д, 2012. – № 2(46). – С. 57–66.

226. Волков, И. В. Прогнозирование сцепных свойств локомотивов на основе метода статистических испытаний / И. В. Волков, П. Ю. Коновалов // В сб. : Юбилейный сборник научных трудов электромеханического факультета к 75-летию РИИПС-РИИЖТ-РГУПС / МПС России ; Ростовский государственный университет путей сообщения. – Ростов-на-Дону, 2004. – С. 58–63.

227. Патент SU770891. МПК В61С 15/10. Способ повышения сцепления колес локомотива с рельсами / Ю. М. Лужнов. – № 2641781 ; заявл. 07.07.1978; опубл. 15.10.2980, Бюл. № 38. – 4 с.

228. Коропец, П. А. Динамические процессы в тяговом приводе электровоза ЭП20 в режиме боксования / П. А. Коропец, С. А. Хачкинаян, А. В. Кашуба // Известия Транссиба. – 2018. – № 1 (33). – С. 38–48.

229. Волков, И. В. Преобразованные зависимости расчетного коэффициента сцепления от скорости / И. В. Волков, П. Ю. Коновалов // Транспорт-2006 : Труды Всероссийской научно-практической конференции. В 3 ч. Ч. 3. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2006. – С. 49.

230. Правила тяговых расчетов для поездной работы : [утверждены распоряжением ОАО «РЖД» от 12.05.2016 № 867р в редакции распоряжения ОАО «РЖД» от 09.02.2018 № 182/р]. – Екатеринбург : Уралюриздат, 2018. – 516 с.

231. Mamdani, E. H. An experiment in linguistic synthesis with a fuzzy logic controller / E. H. Mamdani, S. Assilian // International Journal of Man-Machine Studies. – 1975. – Vol. 7. – № 1. – P. 1–13.

232. Nursikuwagus, A. A Mamdani fuzzy model to choose eligible student entry / A. Nursikuwagus // *Telkomnika*. – 2017. – № 15 (1). – P. 365–372. – DOI 10.12928/telkomnika.v15i1.4893.

233. Волков, И. В. Учет различных факторов при разработке системы непрерывной дозированной подачи песка / И. В. Волков, Ю. П. Булавин, П. Ю. Коновалов // *Транспорт: наука, образование, производство : сборник трудов Международной научно-практической конференции. Т. 3 : Технические науки.* – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2019. – С. 261–265.

234. Рогинский, Г. А. Дозирование сыпучих материалов / Г. А. Рогинский ; под редакцией Б. И. Мордкович. – Москва : Химия, 1978. – 176 с.

235. Konovalov, P. Yu. Analysis of granular materials vibrorheology of a railway sanding system / P. Yu. Konovalov, Yu. P. Bulavin, I. V. Volkov // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. – 2020. – Vol. 709(2). – P. 033093.

236. Блехман, И. И. Вибрационная механика: нелинейные динамические эффекты, общий подход, приложения / И.И. Блехман. – Сингапур : World Scientific, 2000. – С. 509.

237. Bulavin, Yu. P. Models of locomotive traction drives for the improvement of sand feeding system / Yu. P. Bulavin, P. Yu. Konovalov, I. V. Volkov // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. – 2021. – Vol. 666. – P. 042089. – DOI 10.1088/1755-1315/666/4/042089.

238. Блехман, И. И. Вибрационная механика и вибрационная реология (теория и приложения) / И. И. Блехман. – Москва : ФИЗМАТЛИТ, 2018. – 752 с. – ISBN 978-5 9221-1750-0.

239. Bulavin, Yu. P. Modeling of a Railway Sanding System Using Vibration Fluidization / Yu. P. Bulavin, P. Yu. Konovalov // *MATEC Web of Conferences. ICMTMTE 2021*. – 2021. – Vol. 346. – P. 03059. – DOI 10.1051/mateconf/202134603059.

240. Konovalov, P. Yu. Analysis of granular materials vibrorheology of a railway sanding system / P. Yu. Konovalov, Yu. P. Bulavin, I. V. Volkov // *IOP Conference*

Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 709(2). – P. 033093. – DOI 10.1088/1757-899X/709/3/033093.

241. Булавин, Ю. П. Стендовые испытания модели модернизированной форсунки песочницы с эффектом виброожижения при непрерывной дозированной пескоподаче / Ю. П. Булавин, П. Ю. Коновалов, И. В. Волков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2021. – № 2. – С. 25–31. – DOI 10.46973/0201–727X_2021_2_25.

242. Булавин, Ю. П. Экспериментальное исследование работы модернизированной форсунки песочницы в условиях вибрации / Ю. П. Булавин, П. Ю. Коновалов, И. В. Волков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2022. – № 1. – С. 8-15. – DOI 10.46973/0201-727X 2022 1 8.

243. Булавин, Ю. П. Определение параметров истечения песка из бункера привода системы пескоподачи электровоза / Ю. П. Булавин, П. Ю. Коновалов, И. В. Волков // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2020. – № 4. – С. 15–19.

244. Коновалов, П. Ю. Исследование особенностей транспортировки песковоздушной смеси с учетом местных сопротивлений трубопровода / П. Ю. Коновалов, Ю. П. Булавин // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2022. – № 2. – С. 29–39. – DOI 10.46973/0201–727X_2022_2_9.

245. Патент RU2677739C1, МПК В61С 15/10. Форсунка песочницы локомотива / Г. Г. Антюхин, С. В. Аркадсков, В. К. Клевакин, П. В. Чернышев. – № 2017139777 ; заявл. 15.11.2017 ; опубл. 21.01.2019, Бюл. № 3. – 8 с.

246. Патент RU2761161C1. Форсунка песочницы локомотива / А. В. Литвиненко, Д. С. Южалин, Г. Г. Антюхин [и др.]. – № 2021113012 ; заявл. 05.04.4041 ; опубл. 06.12.2021, Бюл. № 34. – 8 с.

247. Режимы работы магистральных электровозов / О. Некрасов, А. Лисицын, Л. Мугинштейн, В. Рахманинов ; под редакцией О. А. Некрасова. – Москва : Транспорт, 1983. – 231 с.

248. Волков, И. В. Сравнительный анализ тягово-энергетических характеристик современного электроподвижного состава / И. В. Волков, П. Ю. Коновалов // Транспорт-2014 : Труды Международной научно-практической конференции. : в 4 ч. Ч. 2. – Ростов-на-Дону, 2014. – С. 32–33.

249. Пойда, А. А. Тепловозы: Механическое оборудование: Устройство и ремонт / А. А. Пойда, Н. М. Хуторянский, В. Е. Кононов – Москва : Транспорт, 1988. – 320 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

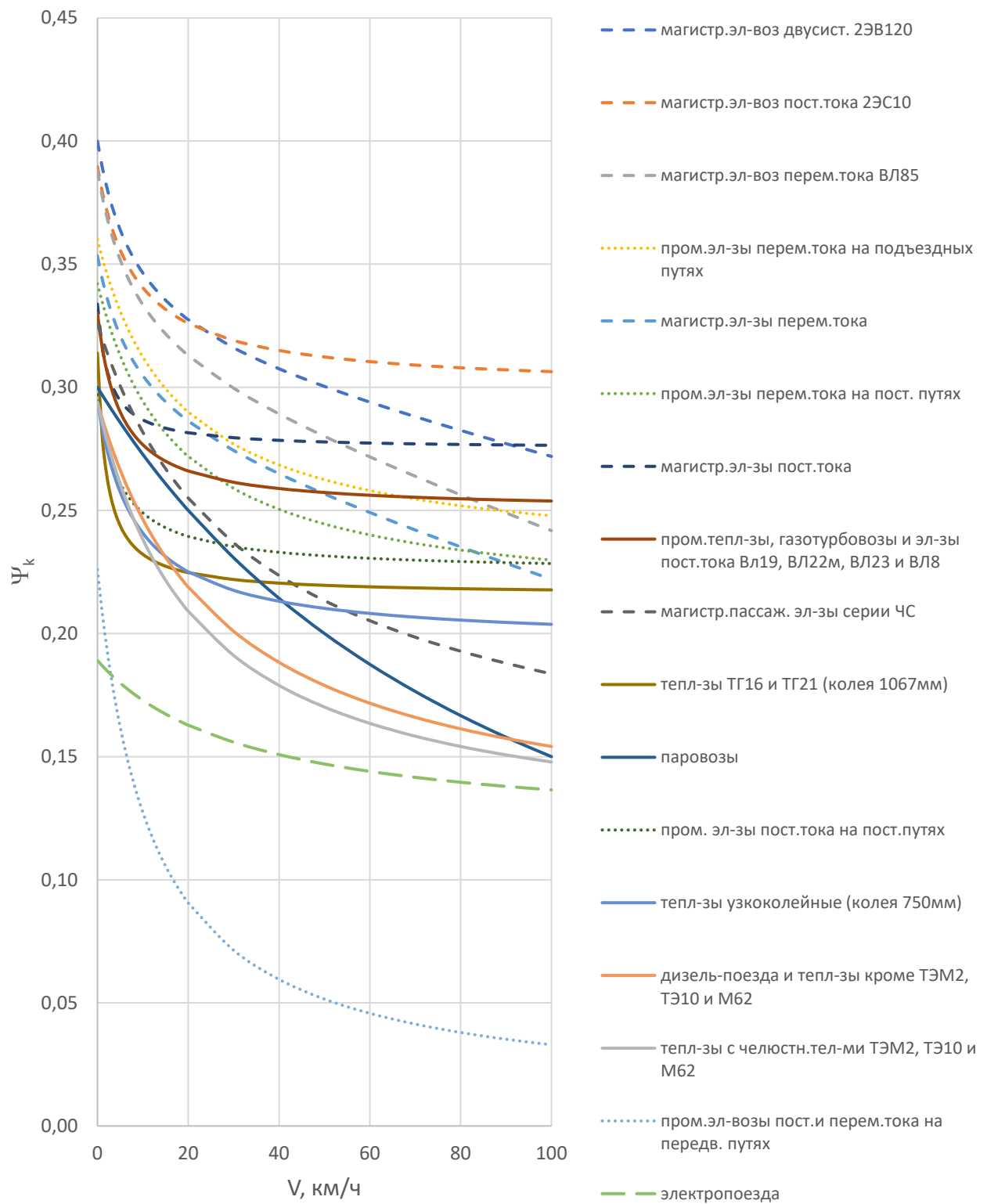


Рисунок А.1 – Зависимость расчетного коэффициента сцепления Ψ_k от скорости движения поезда для различных типов подвижного состава

Таблица А.1 – Эмпирические зависимости расчетного коэффициента сцепления движущих колес локомотивов с рельсами от скорости движения тягового подвижного состава различного типа и назначения

№	Серия локомотива	Значения эмпирических коэффициентов					Ψ_0
		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>f</i>	
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Магистральный грузовой электровоз двойного питания 2ЭВ120	0,31	4,5	0,5	6	0,0006	0,40
2	Магистральный грузовой электровоз постоянного тока 2ЭС10	0,3	4,513	0,5	6	0,000589	0,39
3	Магистральный грузовой электровоз переменного тока ВЛ85	0,3	0,734	0,0833 3	1	0,00065	0,38 8
4	Промышленные электровозы переменного тока на подъездных путях	0,228	7	0,53	3	0	0,36
5	Магистральные электровозы переменного тока	0,275	3,92	0,5	6	0,00059	0,35 3
6	Промышленные электровозы переменного тока на постоянных путях	0,21	7	0,53	3	0	0,34 2
7	Магистральные электровозы постоянного тока	0,275	2,94	0,5	20	0,00069	0,33 4
8	Тепловозы промышленного транспорта, путевые машины, газотурбовозы и электровозы постоянного тока серии С, Си, ВЛ19, ВЛ22, ВЛ22м, ВЛ23 и ВЛ8	0,25	8	1	20	0	0,33

Продолжение таблицы А.1

1	2	3	4	5	6	7	8
9	Магистральные пассажирские электровозы серии ЧС (ЧС6, ЧС7, ЧС200, ЧС8)	0,154	5,15	0,3	1	0,0001	0,326
10	Тепловозы серии ТГ16 и ТГ21, (колея 1067 мм)	0,2158	9,81	1	50	0	0,314
11	Паровозы	0	30	1	1	0	0,30
12	Промышленные электровозы постоянного тока на постоянных путях	0,225	7,2	1	20	0	0,297
13	Тепловозы узкоколейные, (колея 750 мм)	0,1962	9,81	1	12	0	0,294
14	Магистральные тепловозы кроме ТЭ10, ТЭМ2, 2ТЭ10Л и М62	0,1157	4,9	0,275	1	0	0,294
15	Тепловозы с челюстными тележками ТЭ10, ТЭМ2, 2ТЭ10Л и М62	0,1157	3,92	0,22	1	0	0,294
16	Дизель-поезда	0,1158	4,905	0,275	1	0	0,294
17	Промышленные электровозы постоянного и переменного токов на передвижных путях	0,01	54	2,5	21	0	0,226
18	Электропоезда	0,119	2,3331	0,333	1	0	0,189

Примечание: ψ_0 – расчетный коэффициент сцепления при трогании локомотива с места.

На рисунке А.1 построены зависимости расчетного коэффициента сцепления ψ_k от скорости движения поезда для различных типов тягового подвижного состава. Данный коэффициент, учитывающий конструкционные и технические

особенности подвижного состава, полученный путем обобщения множества данных, зафиксированных при опытных поездках в различных эксплуатационных условиях, может быть определен на основе формулы

$$\Psi_k(V) = a + b/(100 \cdot c + d \cdot V) - e \cdot V,$$

где a , b , c , d и e – эмпирические коэффициенты, приведенные в таблице А.1 для подвижного состава различного типа и назначения [230, 247].

Коэффициенты, представленные в таблице А.1, получены для неблагоприятных условий движения подвижного состава по влажным рельсам с применением песка [247]. Расчетный коэффициент сцепления в режиме трогания с места ψ_0 при $V = 0$ имеет наибольшее значение и снижается при увеличении скорости движения поезда. Коэффициент ψ_0 также называют потенциальным, так как величина его текущего значения равна коэффициенту трения покоя и отражает исходное фрикционное состояние поверхности рельса, а также трибологические особенности взаимодействия пары трения «колесо – рельс».

Из опыта эксплуатации тягового подвижного состава на железных дорогах известно, что локомотивы различного типа обладают конструктивными и техническими отличиями в зависимости от своего назначения [248]. Так, если принять расчетный коэффициент сцепления [230] при трогании с места у электровозов нового поколения, оборудованных наклонными тягами и в составе тягового привода использующих асинхронные электрические двигатели с поосным регулированием тягового момента, за 100 % при значении около 0,39, то у магистральных электровозов переменного и постоянного тока со шкворневыми узлами этот коэффициент на 10 и 15 % меньше, что составляет 0,35 и 0,33 соответственно. Сцепные свойства тепловозов хуже, чем у электрического подвижного состава, так как коэффициент сцепления при трогании в среднем равен 0,3, что на 10 % меньше в сравнении с электровозами постоянного тока [97]. Объяснением этому являются мягкие тяговые характеристики, увеличенная база тележек, меньший диаметр колес, вынужденное менее рациональное размещение тяговых двигателей в трехосных тележках (встречное и рядное), односторонняя зубчатая передача и др.

Таблица А.2 – Качественная характеристика режимов нагруженности локомотивов по сцеплению [15, 230]

Режим	Описание режима
Экономный	График движения без сбоев из-за высоких показателей технического состояния подвижного состава и пути при низких затратах на содержание инфраструктуры
Рациональный	Удовлетворительное обеспечение графика движения из-за несколько худших показателей технического состояния подвижного состава и пути при повышенных затратах на содержание инфраструктуры
Интенсивный	График движения с частыми сбоями из-за большого числа отказов и повреждений подвижного состава при больших затратах на содержание инфраструктуры
Недопустимый	Большое количества брака при организации движения из-за работы на пределе по условиям сцепления, когда при незначительном изменении внешних факторов эксплуатации величина относительного проскальзывания развивается лавинно вплоть до разносного боксования

При движении поезда на пологих или равнинных участках профиля пути, то есть по участкам с легким профилем, где поддерживать скорость движения поезда возможно без применения высоких показателей силы тяги и нет необходимости использовать максимальную силу трения колеса о рельс, то в таких случаях характер взаимодействия движущих колес локомотива с рельсами возможно оценивать по коэффициенту тяги k_T , представляющему собой отношение реализуемой в данных момент силы тяги локомотива F_T к вертикальной силе N , приложенной к ним, которая образуется от осевой нагрузки $P_{сц}$.

Таблица А.3 – Обобщенные показатели проскальзывания колес грузовых электровозов на лимитирующих подъемах при различных режимах эксплуатации

Режим	Тип	$T_{л}, \%$	$T_{п}, \%$	$F_{л}/P_{л} = k_{т}$	Режимы боксования
Экономный	Пост.	< 4	<30	< 0,12	Случайные срывы (крип)
	Перем.	< 30		< 0,12	
Рациональный	Пост.	4–8	30–50	0,12–0,17	Прерывистое боксование
	Перем.	30–35		0,12–0,18	
Интенсивный	Пост.	8–25	50–80	0,17–0,21	Интенсивное боксование
	Перем.	35–40		0,18–0,26	
Недопустимый	Пост.	> 25	> 80	>0,21	Разносное боксование
	Перем.	> 40		>0,26	

Примечание:

$T_{л}$ – отношение среднего времени относительного проскальзывания движущих колес тягового подвижного состава (боксования) к общему времени работы локомотива в указанном режиме. Данная величина качественно описывает уровень использования тяговых возможностей локомотива с учетом нагруженности по сцеплению;

$T_{п}$ – отношение продолжительности подачи песка под колеса локомотива к общему времени движения поезда в указанном режиме. Данная величина качественно описывает уровень тяги локомотива, необходимый для ведения поезда;

$F_{т}$ – сила тяги локомотива;

$P_{сц}$ – сцепной вес локомотива;

$k_{т}$ – коэффициент тяги локомотива.

Таблица А.4 – Расчетный коэффициент сцепления железных дорог разных стран для режимов тяги и при торможения, а также при трогании с места

Страна	Коэффициент сцепления					
	В режиме тяги					В режиме торможения
	Электрический подвижной состав постоянного тока		Электрический подвижной состав переменного тока		Тепловозы	
	Ψ_0	Ψ_k	Ψ_0	Ψ_k	Ψ_0	
1	2	3	4	5	6	7
Россия	0,34–0,39	0,252	0,36–0,40	0,266–0,323	0,30	0,13
Япония	0,256	0,207–0,288	0,326	0,252–0,287	–	–
Швейцария	–	–	0,26–0,29	0,19–0,25	–	–
Великобритания	–	–	0,24	0,142	–	0,09–0,12
Испания	0,27	0,20	0,33	–	0,22–0,29	0,12
Франция	0,25	0,184	0,33	0,235	0,285	–
Нидерланды	0,23	0,169	–	–	–	0,07–0,12
Чехословакия	–	0,20	–	–	–	0,14
Норвегия	–	–	0,24	0,176	–	0,15
Швеция	–	–	0,30	0,22	–	0,15
Германия	–	–	0,33	0,243	0,3	0,15
Австрия	–	–	–	0,19–0,23	–	0,12
Бельгия	–	0,20	–	–	–	–
Италия	0,25–0,30	0,18–0,19	–	–	–	–
Финляндия	–	–	0,27	0,198	–	0,15
Польша	0,30	0,229	–	–	–	–

Продолжение таблицы А.4

1	2	3	4	5	6	7
Венгрия	–	–	–	0,16– 0,27	–	–
Югославия	–	–	0,25– 0,28	0,16– 0,19	–	–
США	–	–	0,45	–	0,24–0,45	0,12
Австралия	0,29	0,22	0,33	0,22	0,22	0,12
Индия	0,3		0,4			0,18

Примечание:

ψ_0 – расчетный коэффициент сцепления при трогании с места;

ψ_k – расчетный коэффициент сцепления в режиме тяги;

ψ_{kb} – расчетный коэффициент сцепления в режиме торможения.

Наибольшие значения коэффициента трения при трогании с места ψ_0 , приведенные в таблице А.4, соответствуют перспективным локомотивам нового поколения:

– тепловоз с электрической передачей EMD SD90MAC – 0,45 [68]

– грузовой электровоз дøyного питания 2ЭВ120 – 0,40 [14]

– грузовой электровоз постоянного тока 2ЭС10 – 0,39 [98]

В [4, 247] приведены формулы для вычисления усредненных значений расчетного коэффициента сцепления ψ_k в зависимости от скорости движения локомотивов, используемые в тяговых расчетах на железных дорогах различных стран.

Известно, что локомотивы с групповым приводом движущих колес имеют большее значение коэффициента сцепления ψ_k на 10 и более процентов в сравнении с тяговыми единицами подобного типа при индивидуальном приводе. В таблице А.4 значения коэффициента сцепления для локомотивов с мономоторным приводом не приведены, однако эти значения для железных дорог некоторых стран представлены в [549].

Для определения расчетного коэффициента сцепления в режиме торможения ψ_{kb} расчетно-графическим способом используют выражение [25]:

$$\psi_{kb} = [0,17 - 0,00015(q - 50)] \cdot f(v),$$

где q – осевая нагрузка колесной пары на рельс, кН

$f(v)$ – функция скорости, который зависит от типа подвижного состава [25].

Таблица А.5 – Исходные данные и результаты расчетов параметров в пятне контакта для серийных грузовых электровозов переменного тока ВЛ80С и 2ЭС5К

Наименование величин	Значени е
1	2
N – сила полного нормального давления, Н	$115 \cdot 10^3$
R_W – главный радиус качения колеса, м	0,625
$R_{GW} = R_{GR}$ – главный радиус поперечной кривизны профиля колеса и рельса в точке контакта	0
R_R – главный радиус катания рельса в точке контакта, м	0,3
$\sigma_W = \sigma_R$ – коэффициенты Пуассона для материалов колеса и рельса	0,3
$E_W = E_R$ – модули упругости Юнга для материалов колеса и рельса, кН/м ²	$2 \cdot 10^8$
ψ – угол между нормальными плоскостями главных кривизн $1/R_W$ и $1/R_R$	0
$K_1 = K_2$ – безразмерный коэффициент	$1,448 \cdot 10^{-12}$
K_3 – безразмерный коэффициент	2,46
K_4 – безразмерный коэффициент	12,16
θ – угол, зависящий от n и m	70,1
n – безразмерный коэффициент	1,28
m – безразмерный коэффициент	0,8
a – большая полуось эллиптического пятна контакта, м	0,0088
b – малая полуось эллиптического пятна контакта, м	0,0054
S – площадь эллиптической площадки пятна контакт, м ²	0,00015

Продолжение таблицы А.5

1	2
σ_{\max} – максимальное нормальное давление в центре пятна контакта, кН/м ²	11,56·10 ⁵
τ_{\max} – максимальное касательное напряжение, кН/м ²	3,58·10 ⁵
k_{\max} – максимальный коэффициент крипа, кН	21 440
k_{\min} – минимальный коэффициент крипа, кН	10 465
k_x – коэффициент продольного крипа	19 190
k_y – коэффициент поперечного крипа	13 990
$k_{y\omega}$ – коэффициент, характеризующий взаимосвязи поперечного крипа и спина	60,9
k_{ω} – коэффициент вращающего момента (спина)	0,18

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Таблица Б.1 – Регламентированные расстояния для регулировки положения подсыпного рукава

Тип подвижного состава	Расстояние от поверхности головки рельса по дорожке катания, мм	Расстояние от обода колеса по оси круга катания, мм	Примечание
Паровозы	50–65	15–20	Общее требование для паровозов различных серий
Тепловозы	50–60	25–50	Литературный источник [249]
ТУ10, ТГМ23	50–55	25–30	Плоскость среза резиноканевого наконечника должна быть параллельна головке рельса
ТГК2	20	25	Плоскость среза резиноканевого наконечника должна быть параллельна головке рельса
ТЭП70	45–50	15–20	Плоскость среза резиноканевого наконечника должна быть параллельна головке рельса
М62	50–60	20–40	Плоскость среза резиноканевого наконечника должна быть параллельна головке рельса
РА	65–75	15–25	Общее требование для всех серий
ЭД9М	70±5	Наименьшее удаление не касаясь	Расстояние от края рукава до пятна контакта 350+10 мм
ТЦ 339 тепловозы	50–65	Не должен касаться бандажа	С челюстными буксами при угле наклона 30°
	50–65	Не должен касаться бандажа	С бесчелюстными буксами при угле наклона 15°
ЦТ 34 тепловозы	45–65	Не должен касаться бандажа	Памятка локомотивной бригаде по недопущению боксования колесных пар локомотивов 2013год
ЦТ 34 электровозы	30–50	15–35	
ТИ60 электровозы	25±5	15±5	С резиновым наконечником
	50±5	35±5	С металлическим наконечником
ТЦ 814 электровозы	30–50	15–35	Инструкция по подготовке к работе и техническому обслуживанию электровозов в зимних и летних условиях, 2014 год
ПКБ ЦТ 25.00093 электровозы	50±5	35±5	Со специальными наконечниками или резиновым рукавом со срезанным рабочим краем под углом 45°

Результаты моделирования концентрации частиц в зоне контакта колес с рельсами в зависимости от различных факторов эксплуатации приведены на рисунках Б.1–Б.22.

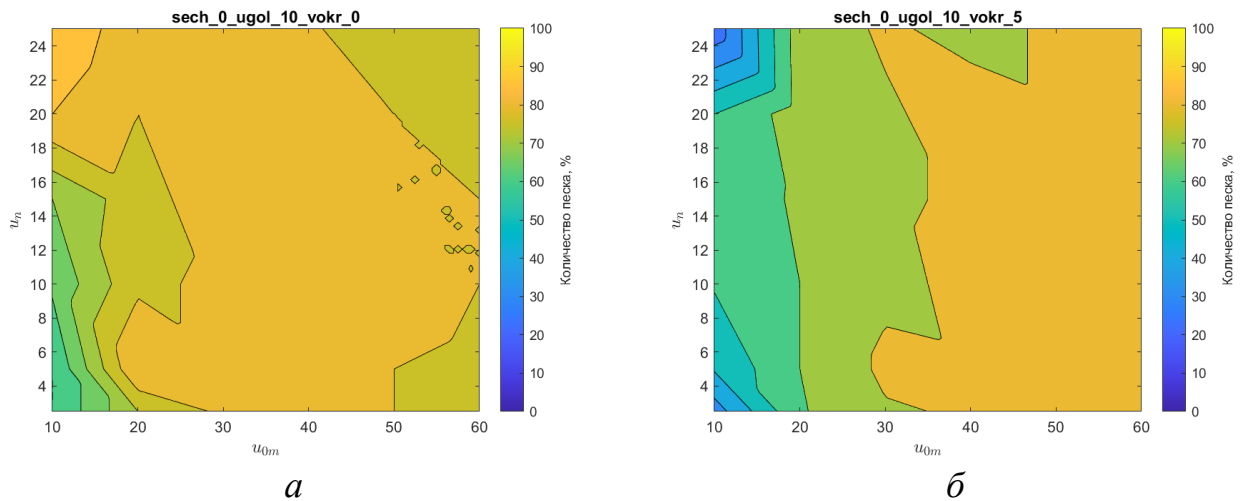


Рисунок Б.1 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 0 м/с (а) и 5 м/с (б) («тепловозная» схема – угол $\alpha = 10^\circ$)

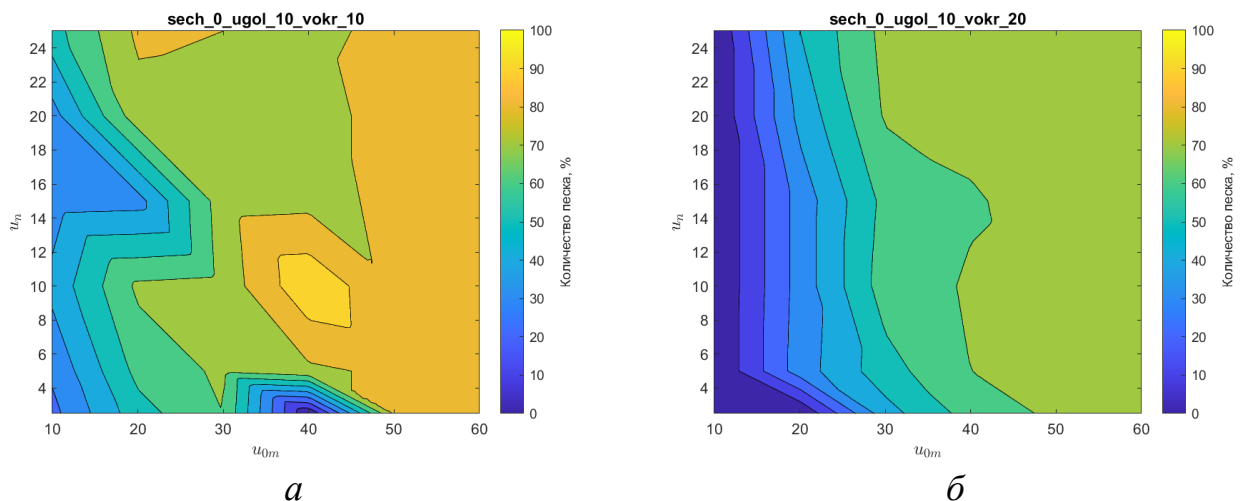


Рисунок Б.2 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 10 м/с (а) и 20 м/с (б) («тепловозная» схема – угол $\alpha = 10^\circ$)

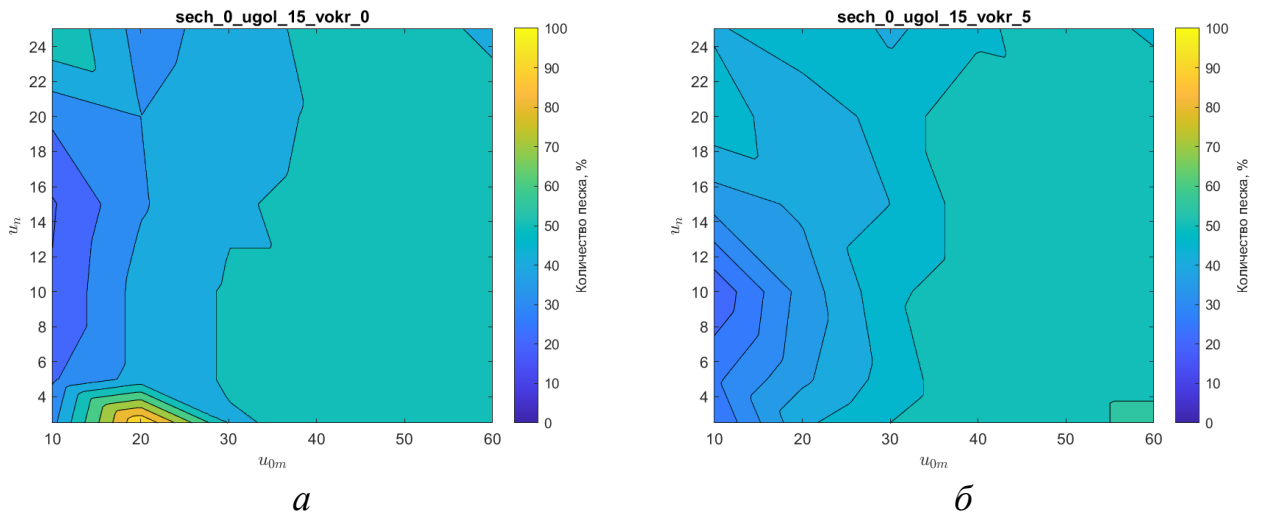


Рисунок Б.3 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 0 м/с (a) и 5 м/с ($б$) («тепловозная» схема – угол $\alpha = 15^\circ$)

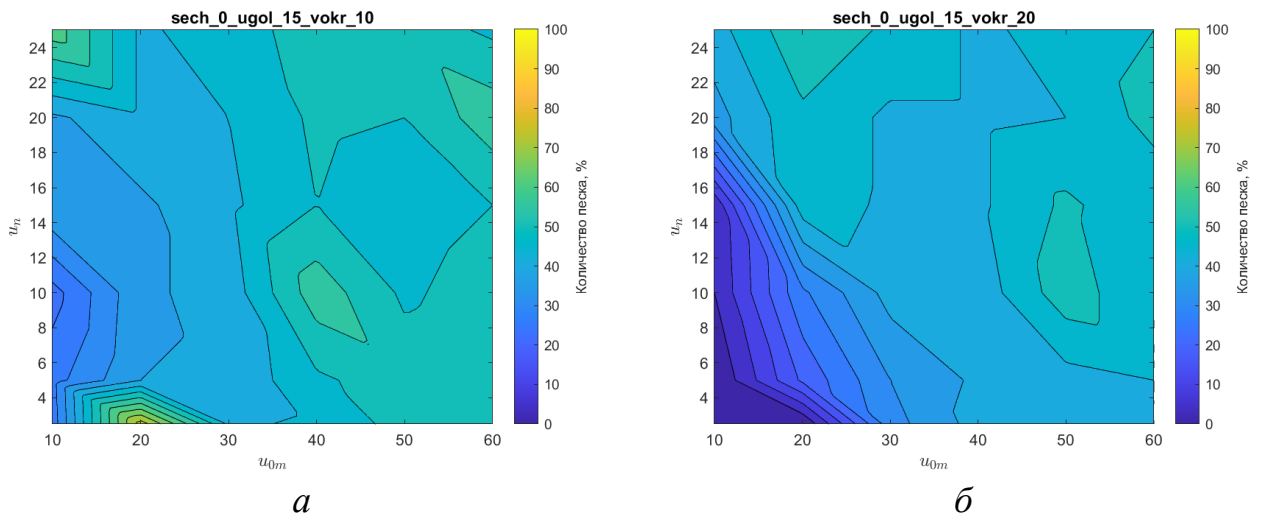


Рисунок Б.4 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 10 м/с (a) и 20 м/с ($б$) («тепловозная» схема – угол $\alpha = 15^\circ$)

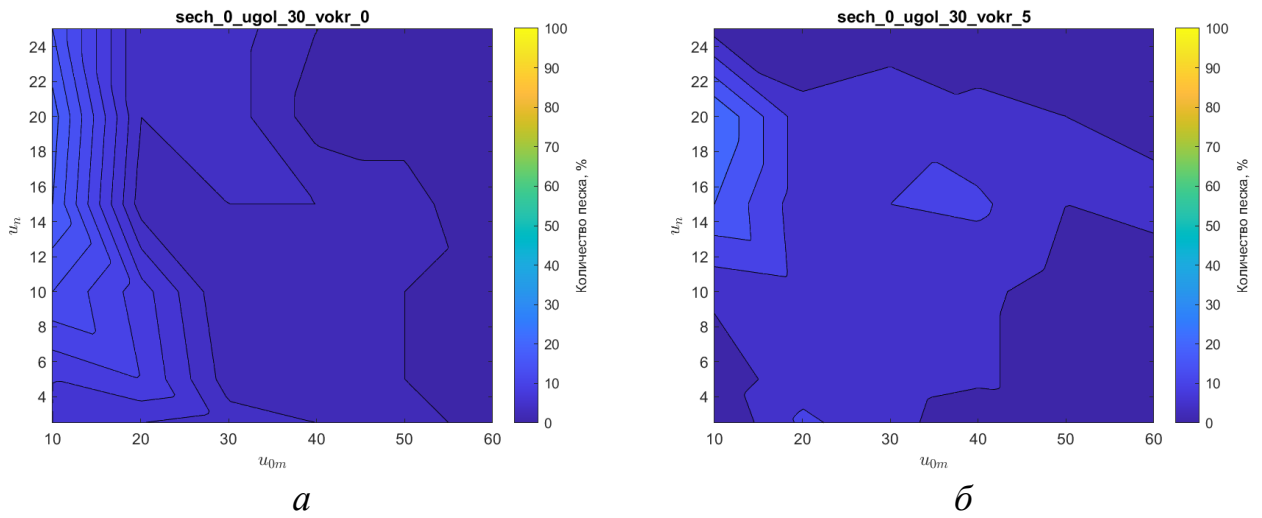


Рисунок Б.5 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 0 м/с (*а*) и 5 м/с (*б*) («тепловозная» схема – угол $\alpha = 30^\circ$)

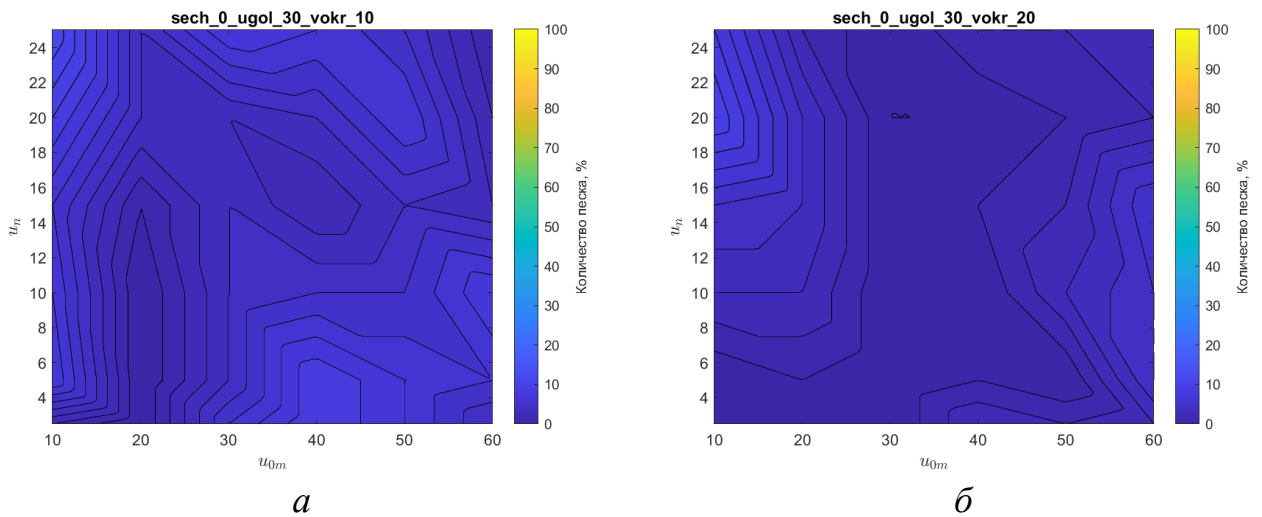


Рисунок Б.6 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 10 м/с (*а*) и 20 м/с (*б*) («тепловозная» схема – угол $\alpha = 30^\circ$)

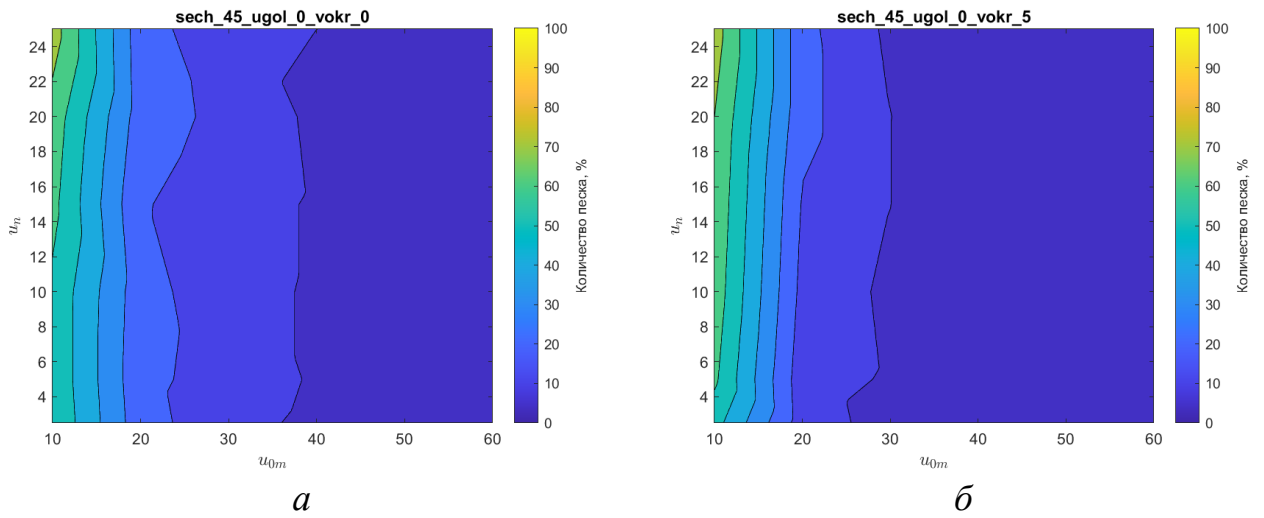


Рисунок Б.7 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 0 м/с (а) и 5 м/с (б) («электровозная» схема – угол $\alpha = 0^\circ$)

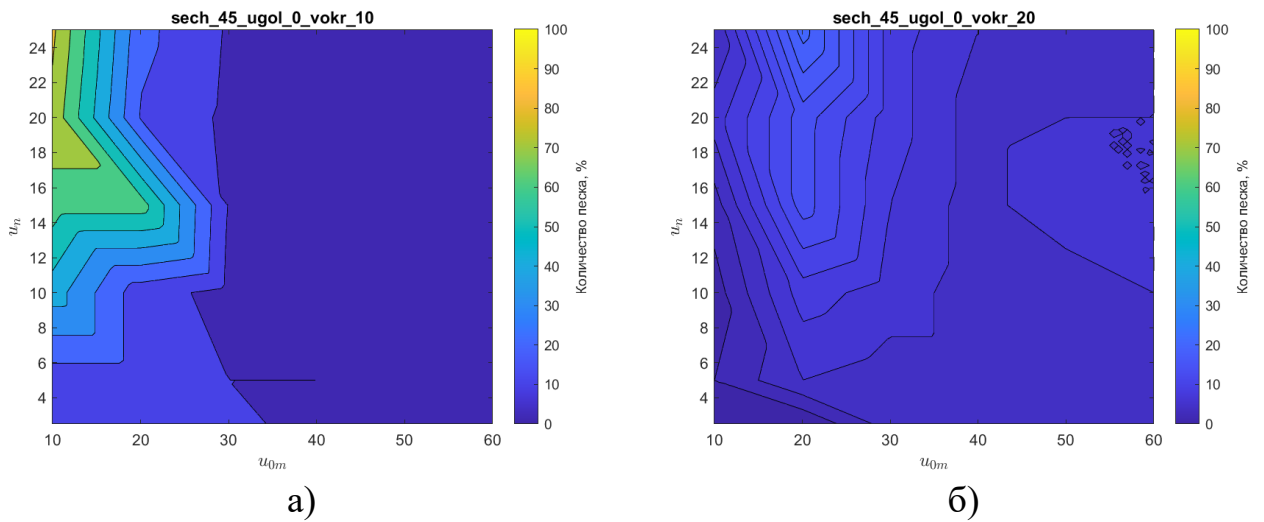


Рисунок Б.8 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 10 м/с (а) и 20 м/с (б) («электровозная» схема – угол $\alpha=0^\circ$)

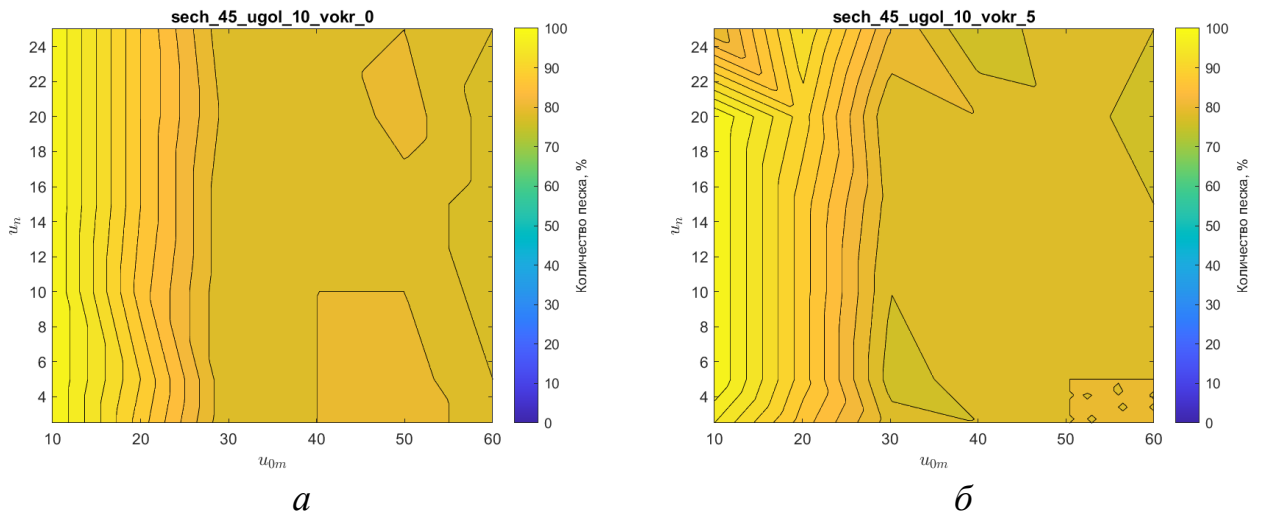


Рисунок Б.9 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 0 м/с (*а*) и 5 м/с (*б*) («электровозная» схема – угол $\alpha = 10^\circ$)

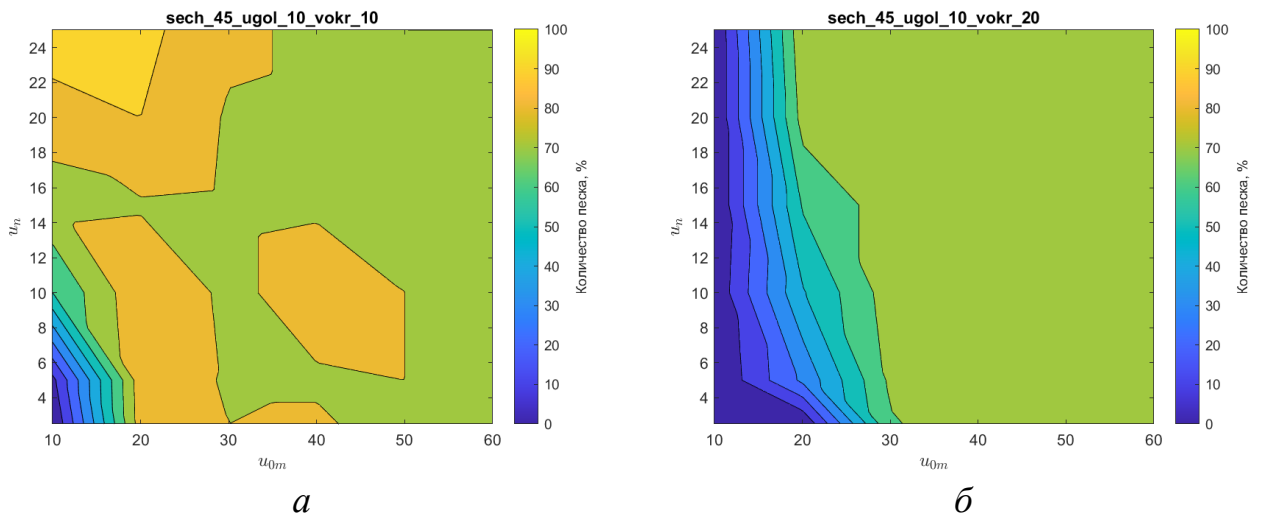


Рисунок Б.10 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 10 м/с (*а*) и 20 м/с (*б*) («электровозная» схема – угол $\alpha = 10^\circ$)

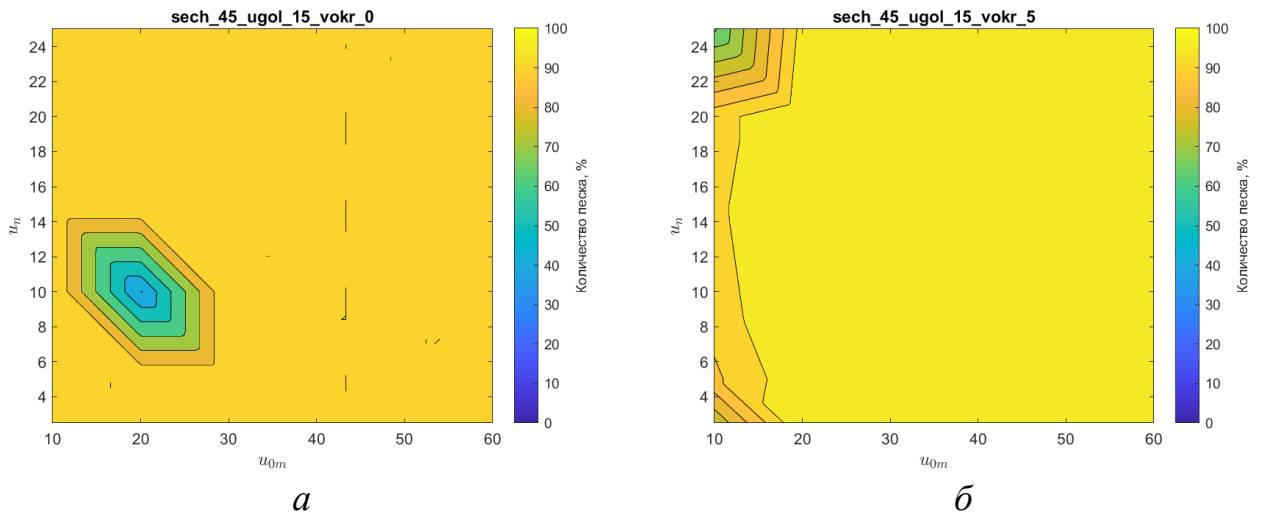


Рисунок Б.11 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 0 м/с (а) и 5 м/с (б) («электровозная» схема – угол $\alpha = 15^\circ$)

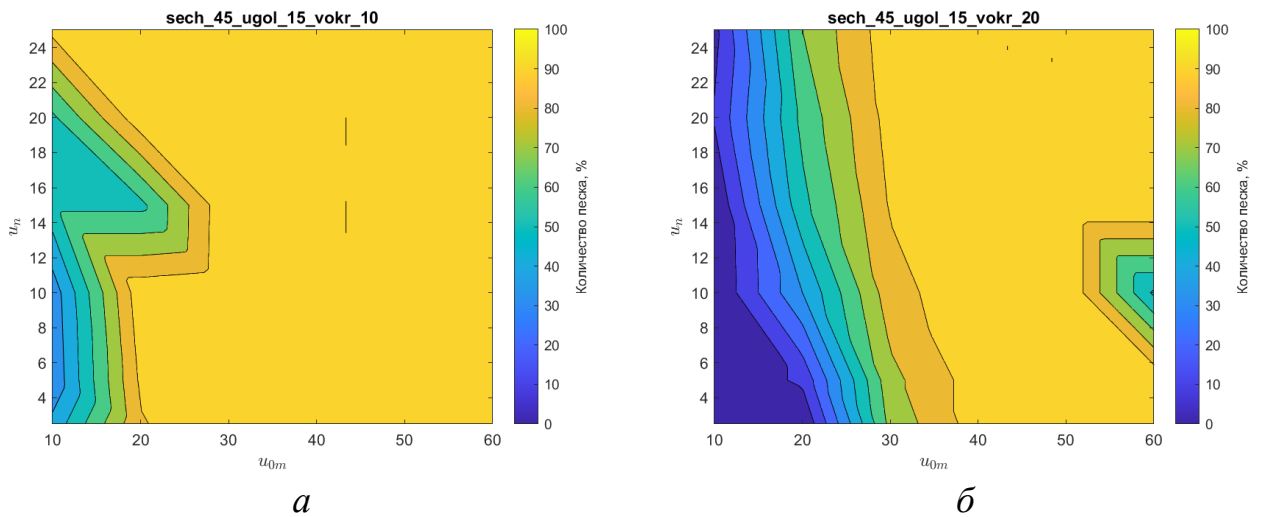


Рисунок Б.12 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 10 м/с (а) и 20 м/с (б) («электровозная» схема – угол $\alpha = 15^\circ$)

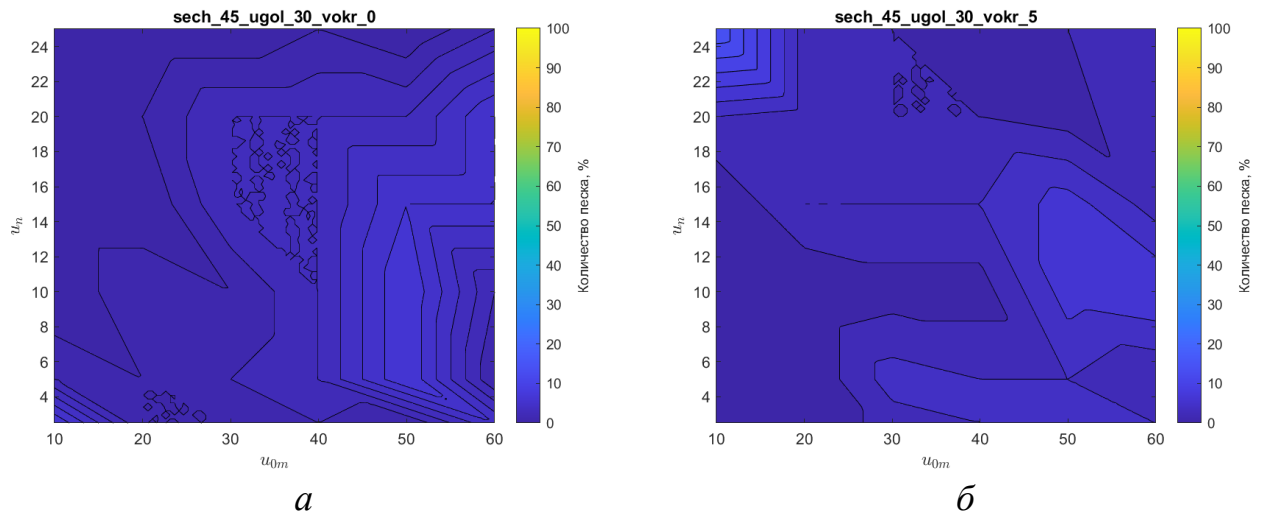


Рисунок Б.13 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 0 м/с (а) и 5 м/с (б) («электровозная» схема – угол $\alpha = 30^\circ$)

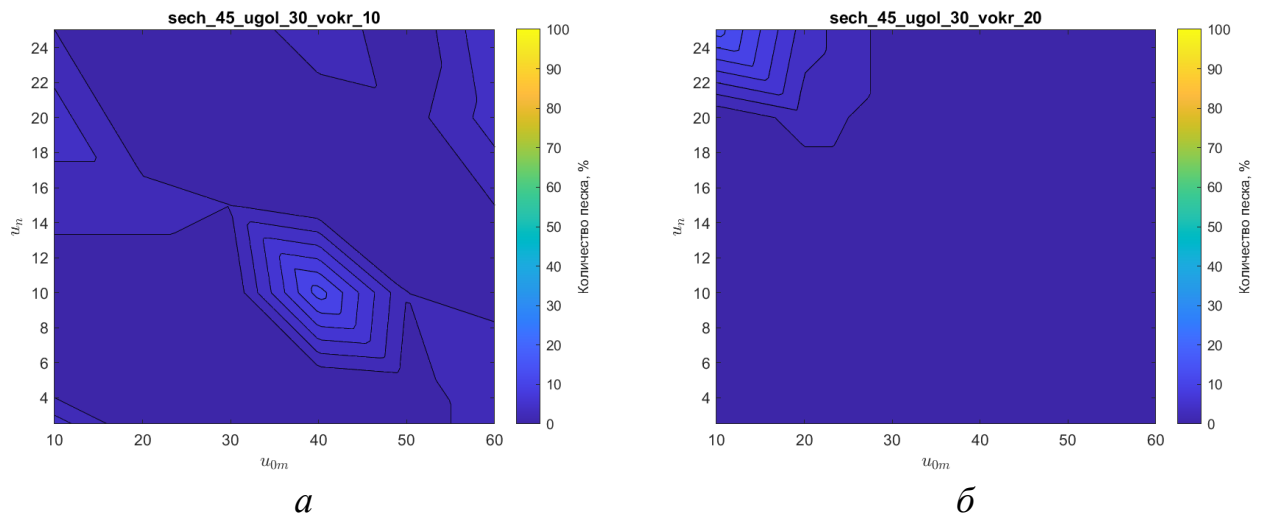


Рисунок Б.14 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 10 м/с (а) и 20 м/с (б) («электровозная» схема – угол $\alpha = 30^\circ$)

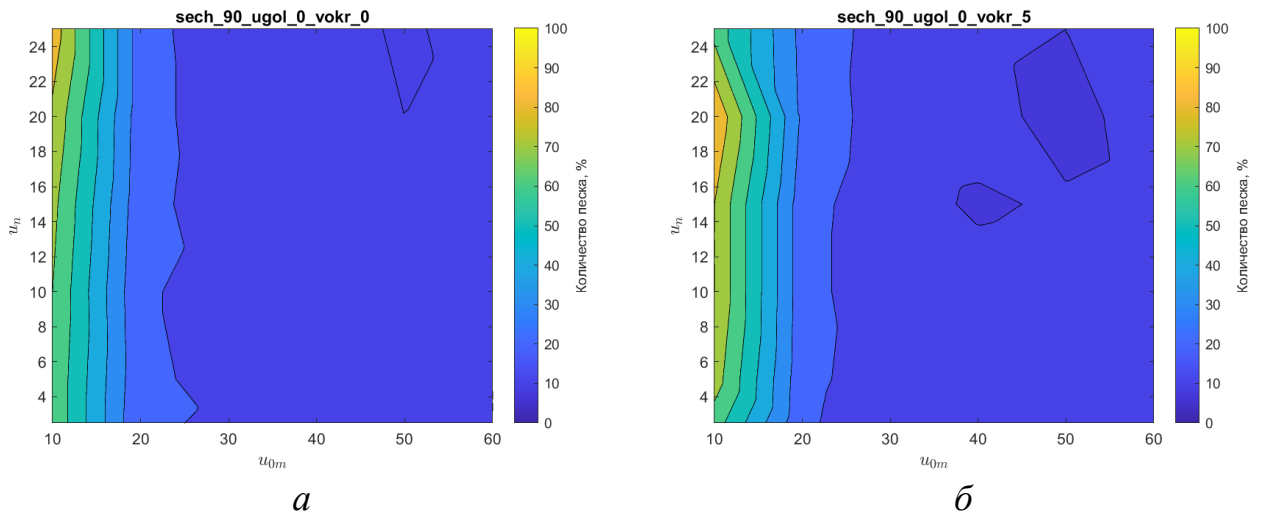


Рисунок Б.15 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 0 м/с (*а*) и 5 м/с (*б*) («комбинированная» схема – угол $\alpha = 0^\circ$)

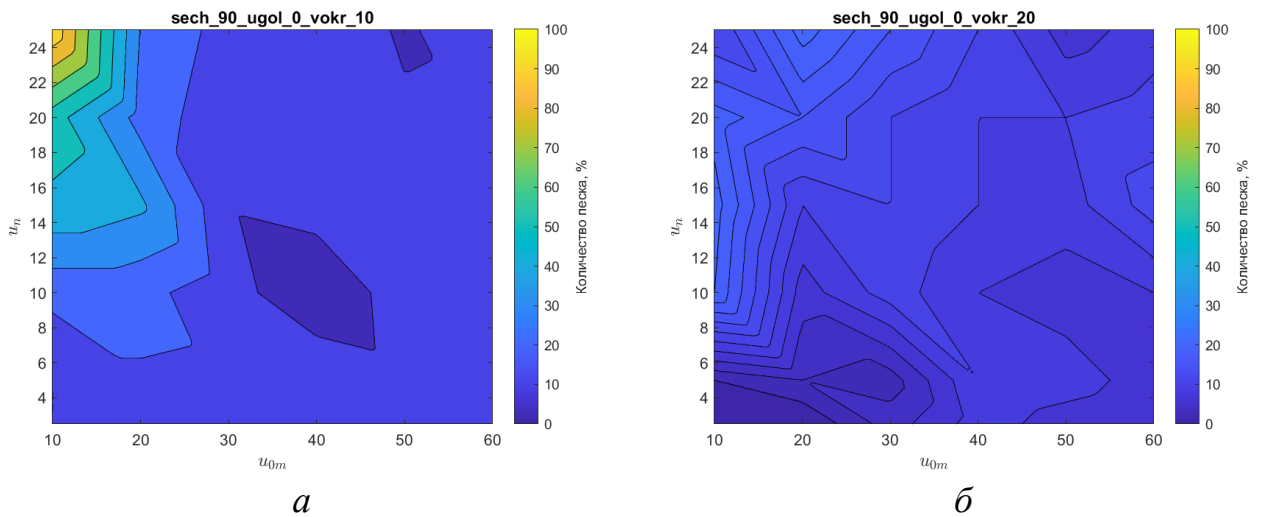


Рисунок Б.16 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 10 м/с (*а*) и 20 м/с (*б*) («комбинированная» схема – угол $\alpha = 0^\circ$)

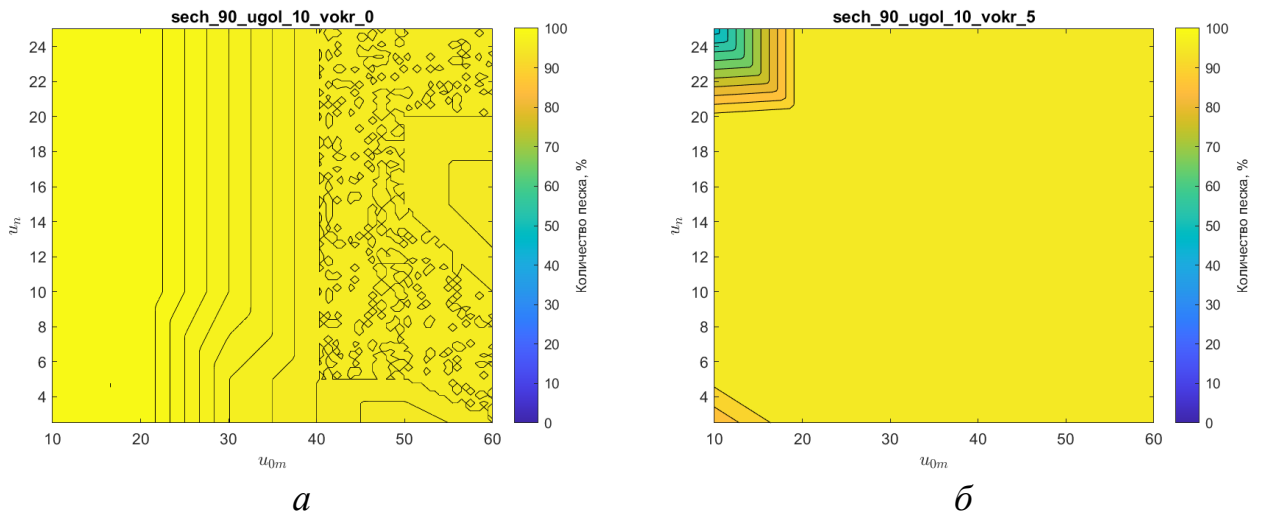


Рисунок Б.17 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 0 м/с (а) и 5 м/с (б) («комбинированная» схема – угол $\alpha=10^\circ$)

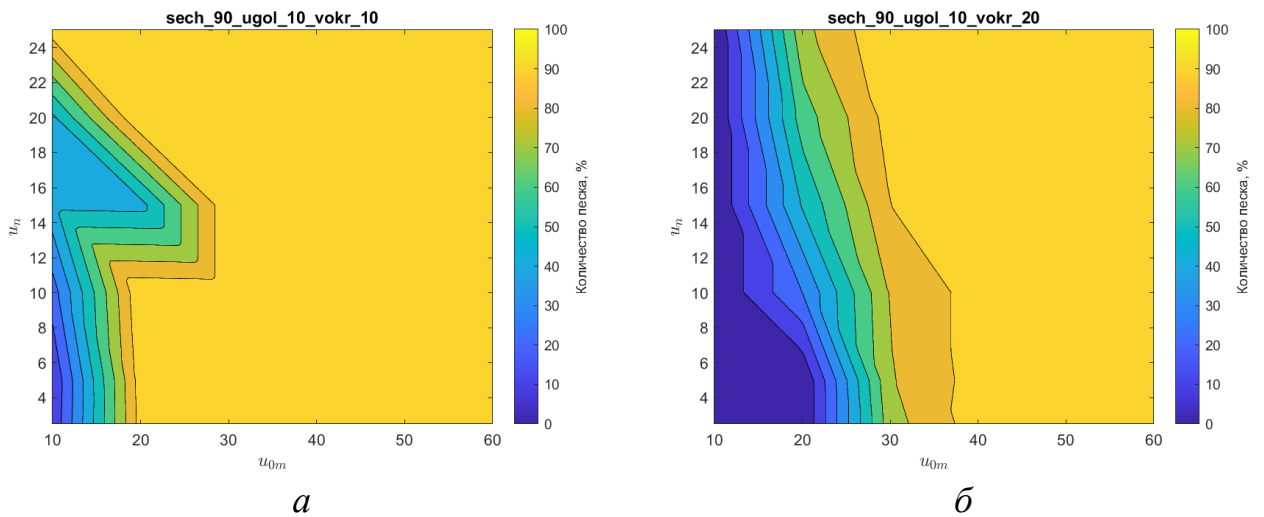


Рисунок Б.18 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 10 м/с (а) и 20 м/с (б) («комбинированная» схема – угол $\alpha = 10^\circ$)

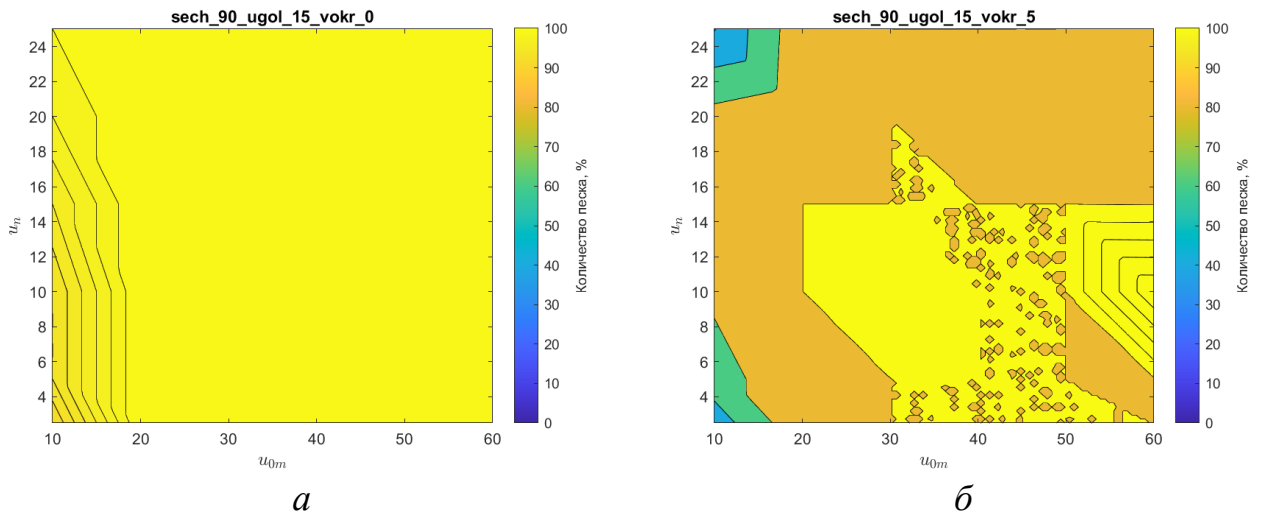


Рисунок Б.19 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 0 м/с (*а*) и 5 м/с (*б*) («комбинированная» схема – угол $\alpha = 15^\circ$)

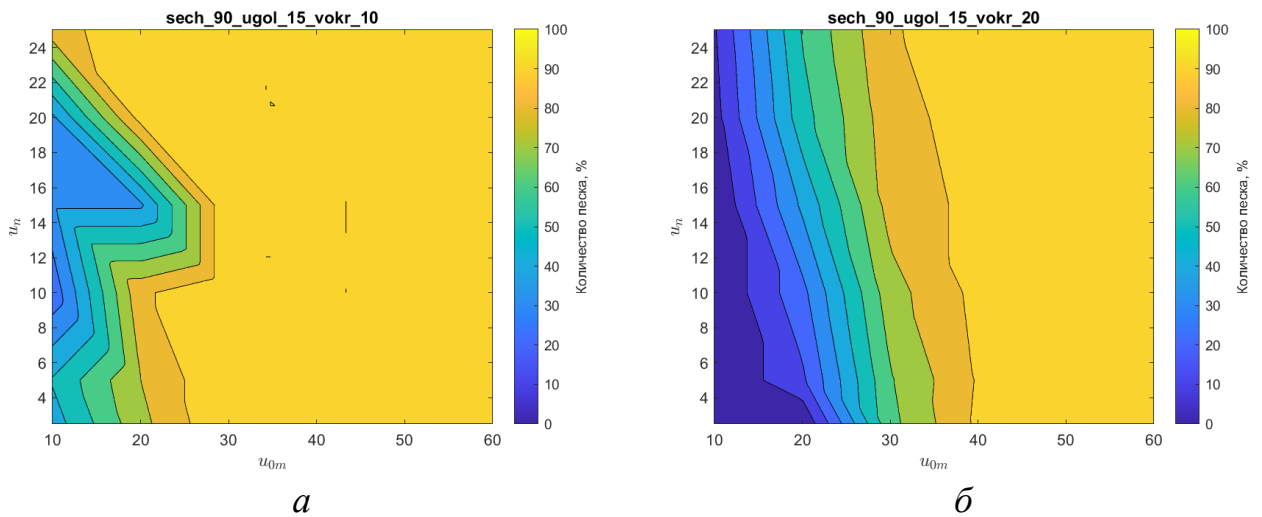


Рисунок Б.20 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 10 м/с (*а*) и 20 м/с (*б*) («комбинированная» схема – угол $\alpha = 15^\circ$)

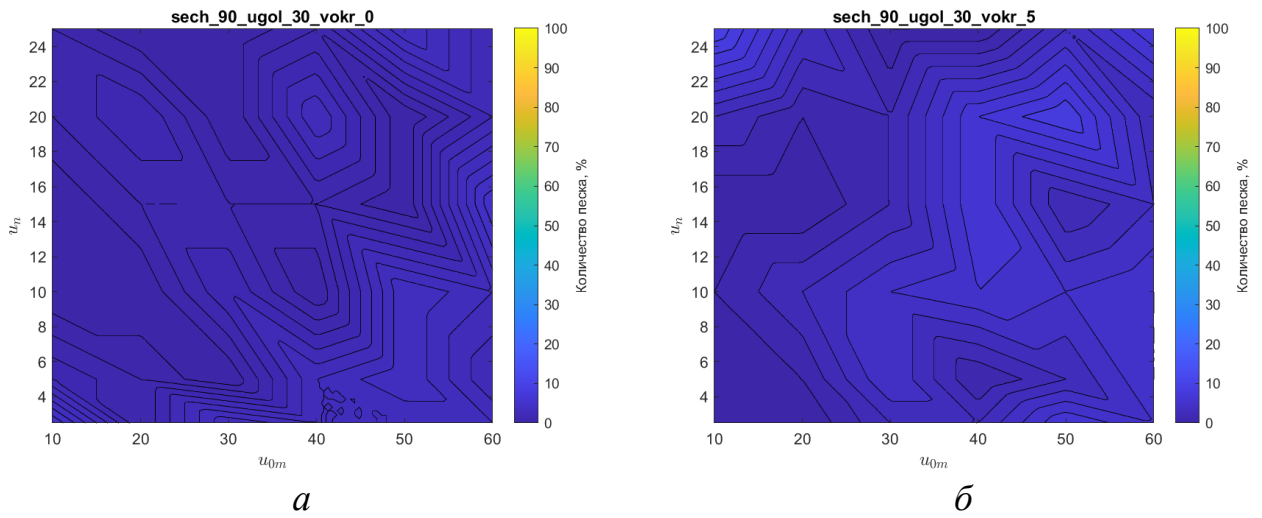


Рисунок Б.21 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 0 м/с (*а*) и 5 м/с (*б*) («комбинированная» схема – угол $\alpha = 30^\circ$)

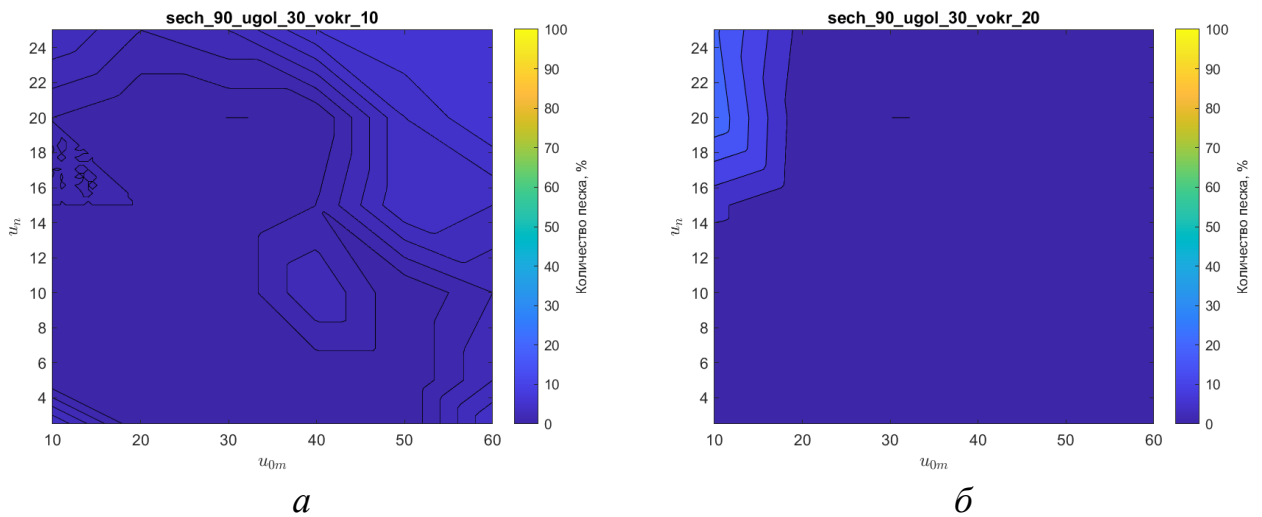


Рисунок Б.22 – Концентрация количества сферических частиц в зоне сцепления колес локомотива с рельсами s при скорости бокового потока 10 м/с (*а*) и 20 м/с (*б*) («комбинированная» схема – угол $\alpha = 30^\circ$)

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Таблица В.1 – Особенности схем подвода дополнительного объема воздуха для тепловозов

Количество точек подвода	Осевая формула локомотива (секции)	Примечание
4	3_0-3_0	ЧМЭЗ, ЧМЭЗТ, ТМЭ1 и ТМЭ2 все точки на прямом участке пескоподающего трубопровода
3	3_0-3_0	ТЭ1, ТЭ3, 2ТЭ10(В/Л/М/У), ТЭ10, ТЭМ1, 2ТЭ70, 2ТЭ25А, 2ТЭ116(У), ТЭМ2, ТЭМ5, ТЭМ7, ТЭМ14, ТЭМ18(ДМ), ТЭМ28, ТЭМ21, ТЭМ24, ТЭ7, ТЭП10, 2ТЭ40 и ТЭП70БС две точки по длине прямого участка и одна к концевому насадку подсыпного рукава (диаметры 4, 3 и 2,5 мм)
3	$2_0+2_0-2_0+2_0$	ТЭ8 две точки по длине прямого участка и одна к концевому насадку подсыпного рукава (диаметры 5, 3 и 2,5 мм)
2	3_0-3_0	М62 (2М62, 3М62) одна точка по длине прямого участка и одна к концевому насадку подсыпного рукава
1	3_0-3_0	ТЭП70, ТЭП75 и ТЭП150 точка расположена на прямом участке пескоподающего трубопровода ближе к форсунке песочницы. Начиная с 1973 г., после увеличения проходного сечения ускорительного сопла форсунки песочницы ПЗ2-149 с 2,5 до 4 мм, на тепловозах серии ТЭМ2 одна точка подвода к концевому насадку подсыпного рукава
-	2_0-2_0	Отсутствуют длинные горизонтальные участки пескоподающего трубопровода

Таблица В.2 – Основные технические характеристики термоанемометра DT-318

Параметр	Значение
Датчик температуры	Термистор
Питание	Автономное
Диапазон измерения скорости воздушного потока	1–30 м/с
Разрешение	0,01 м/с
Погрешность измерения	3 %
Диапазон измерения температуры воздушного потока	–10 – +60 °С
Длина трубки гибкого зонда привода крыльчатки	280 мм
Диаметр привода крыльчатки	32 мм

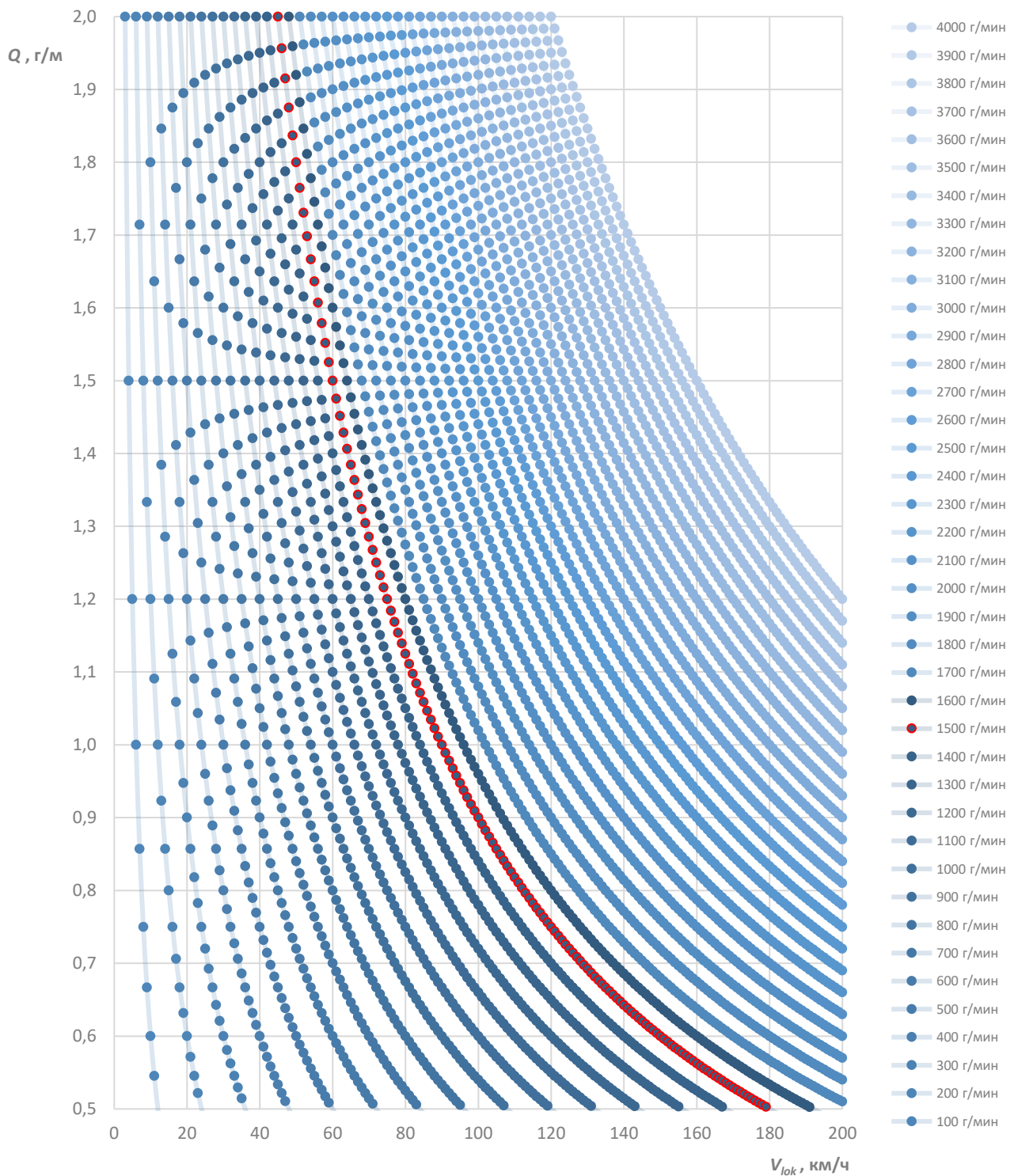


Рисунок Г.1 – Зависимость количества песка Q на погонный метр рельса от скорости движения локомотива V_{lok} при различном расходе системы пескоподачи с учетом возможности плавного регулирования забора песка из корпуса форсунки песочницы при максимальном расходе 4000 г/мин и минимальном 100 г/мин масштаб для подачи песка от 0,5 до 2 г/м

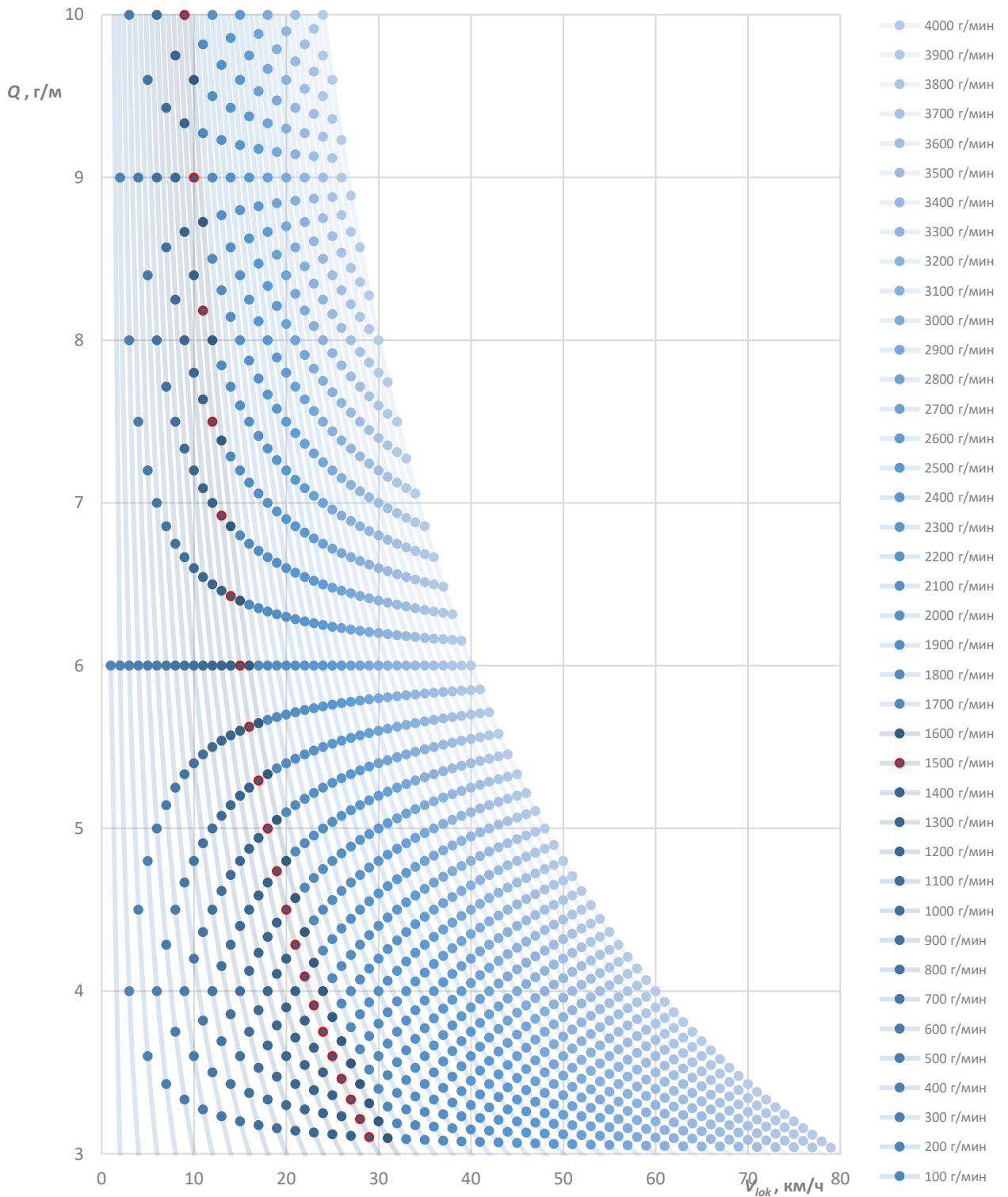


Рисунок Г.2 – Зависимость количества песка Q на погонный метр рельса от скорости движения локомотива V_{lok} при различном расходе системы пескоподачи с учетом возможности плавного регулирования забора песка из корпуса форсунки песочницы максимальном расходе 4000 г/мин и минимальном 100 г/мин

масштаб для подачи песка от 3 до 10 г/м

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Таблица Д.1 – Перечень оборудования испытательного стенда для реализации эксперимента по определению возможности непрерывного дозирования количества песка путем виброожижения слоя частиц песка в корпусе форсунки песочницы с применением электромагнитного вибропривода

№ п/п	Название элемента
1	Электромагнитный вибростенд VEB Robotron-Meßelektronik «Otto Schön» Dresden, type 11077 (ese 221)
2	Генератор импульсов, который задает амплитуды, частоты и формы выходных сигналов
3	Интегральный акселерометр с блоком согласования на базе микроконтроллера AVR
4	Программное обеспечение для регистрации показаний датчика ускорения
5	Промышленный портативный компьютер
6	Электронные весы
7	Имитационная модель полости форсунки песочницы с мембраной диаметром $D_u = 40$ мм
8	Поршень с латексной мембраной
9	Цифровой уровень
10	Цифровой хронометр
11	Лоток для приема песка
12	Крепеж (перфорированная металлическая монтажная лента и метизы)
13	Высококачественный железнодорожный кварцевый песок: содержание кварца 95 %, размер частиц 0,1–2 мм

Таблица Д.2 – Перечень оборудования лабораторной установки для реализации эксперимента по определению возможности непрерывного дозирования количества песка путем виброожижения слоя частиц песка в корпусе форсунки песочницы с применением пневматического вибропривода

№	Наименование оборудования	Количество
1	Компрессор воздушный	1
2	Редукционный клапан давления	1
3	Вентиль шаровый запорный	1
4	Вибропульсатор пневматический поршневой FAL-18	1
5	Прототип полости новой форсунки песочницы	1
6	Станина с изменяемым углом наклона	1
7	Акселерометр пьезоэлектрический BC110	4
8	Анализатор спектра ZET 038	1
9	Программное обеспечение	1
10	Компьютер портативный промышленный	1
11	Электронные весы	1
12	Емкость для приема песка	1
13	Уровень электронный	1

Таблица Д.3 – Основные технические характеристики пневматического поршневого пульсатора одностороннего действия FAL-18

Давление воздуха, атм	Частота, Гц	Сила, Н	Момент, кг·м	Расход воздуха, л/мин
2	26,7	60	0,0045	20
4	31,7	140	0,0054	40
6	37,5	205	0,0054	60

Таблица Д.4 – Основные технические характеристики пьезоэлектрического акселерометра ВС 110

Наименование параметра	Значение
Чувствительность	100 мВ/г
Частотный диапазон	0,5–10000 Гц
Относительная поперечная чувствительность	$\leq 5 \%$
Амплитудный диапазон	± 50 г
Собственные шумы, СКЗ	$< 0,5$ мг
Масса	30 г

Таблица Д.5 – Перечень оборудования лабораторной установки для реализации эксперимента по определению возможности непрерывного дозирования количества песка путем виброожижения слоя частиц песка в корпусе форсунки песочницы с применением пневматического вибропривода при внешних возмущениях, имитирующих вибрации при движении локомотива

№	Наименование оборудования	Количество
1	2	3
1	Компрессор воздушный	1
2	Редукционный клапан давления	1
3	Вентиль шаровый запорный	1
4	Вибропульсатор пневматический поршневой FAL-18	1
5	Прототип полости новой форсунки песочницы	1
6	Электропривод переменного тока	1
7	Автотрансформатор регулируемый	1
8	Тахометр бесконтактный цифровой	1
9	Эксцентрик с удлиненной осью	2
10	Станина с изменяемым углом наклона	1

Продолжение таблицы Д.5

1	2	3
11	Акселерометр пьезоэлектрический ВС110	4
12	Анализатор спектра ZET 038	1
13	Программное обеспечение	1
14	Компьютер портативный промышленный	1
15	Электронные весы	1
16	Емкость для приема песка	1
17	Уровень электронный	1

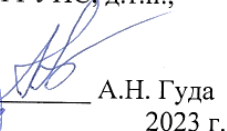
Таблица Д.6 – Основные технические характеристики цифрового бесконтактного тахометра DT2234C+

Наименование параметра	Значение
Диапазон измерения	2,5–99 999 об/мин
Шаг измерения	0,1 об/мин (от 2,5 до 999,9 об/мин) 1,0 об/мин (свыше 1000 об/мин)
Точность измерения	±0,05 %
Частота дискретизации	0,8 с (свыше 60 об/мин)
Выбор диапазона измерений	Автоматический
Сохранение результатов измерений в памяти	Последнее значение, максимальное значение, минимальное значение
Расстояние до объекта измерений	50–200 мм: светодиод 50–500 мм: лазер
Температура эксплуатации	0–50 °С
Габаритные размеры (Д×Ш×В)	131×70×29 мм
Масса нетто	160 г (с источником питания)

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по научной работе
ФГБОУ ВО РГУПС, д.т.н.,
профессор




А.Н. Гуда
« 20 » 01 2023 г.

УТВЕРЖДАЮ
Технический директор
ООО «ПК «НЭВЗ»»




В.В. Кинжигазиев
« 20 » 01 2023 г.

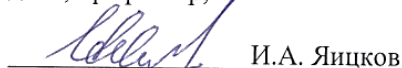
ТЕХНИЧЕСКИЙ АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Настоящий акт составлен в том, что сотрудниками ФГБОУ ВО РГУПС старшим преподавателем кафедры «Тяговый подвижной состав» Коноваловым П.Ю., д.т.н., профессором Яицковым И.А. разработана методика определения необходимого количества песка при реализации плавного непрерывного дозирования кварцевых частиц из корпуса форсунки песочницы для повышения и стабилизации величины сцепления в зоне контакта колес локомотива с рельсами с учетом фактических условий эксплуатации и режима нагруженности по сцеплению локомотивов на основе математической модели, которая учитывает наличие сил сопротивления движению поезда и динамические процессы в тяговом приводе. Модель позволяет легко интегрировать алгоритмы нечеткой логики для управления плавным непрерывным дозированием количества песка в реальном времени.

В математической модели отражены основные свойства сцепления колеса локомотива с рельсом, в том числе зависимость сцепления от величины относительного скольжения, профиля пути и погодных-климатических факторов, таких как температуры воздуха и рельса, относительная влажность, а также движения поезда с использованием и без использования системы пескоподдачи. В модель интегрирована реализация управления регулировочным вентилем на основе алгоритмов нечеткой логики, где применен синтез правил нечеткой логики и глобальная оптимизация входных и выходных функций принадлежности на самообучающихся генетических алгоритмах с использованием в качестве целевой функции максимума пройденного пути.

Предложенная методика определения необходимого количества песка для подачи в зону контакта колес локомотивов с рельсами может применяться для системы управления плавным непрерывным дозированием количества песка с учетом фактических условий эксплуатации при высоконагруженных режимах эксплуатации локомотивов по сцеплению, так как результатами моделирования подтверждена эффективность пескоподдачи по предотвращению и снижению величины относительного проскальзывания движущих колес локомотива с рельсами.

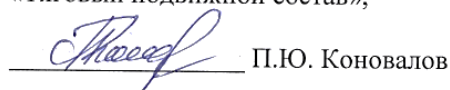
От ФГБОУ ВО РГУПС
Декан факультета
«Электромеханический»,
д.т.н, профессор,


И.А. Яицков

От ООО «ПК «НЭВЗ»»
Главный специалист по электровозам
переменного тока


В.Л. Задорный

От ФГБОУ ВО РГУПС
Старший преподаватель
кафедры
«Тяговый подвижной состав»,

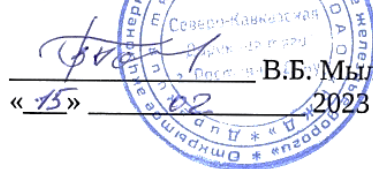

П.Ю. Коновалов

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по научной работе
ФГБОУ ВО РГУПС, д.т.н.,
Профессор



А.Н. Гуда
«15» _____ 2023 г.

УТВЕРЖДАЮ
Первый заместитель начальника
Северо-Кавказской дирекции тяги –
Дирекция тяги – филиал ОАО «РЖД» (ЦТ)



В.Б. Мильников
«15» _____ 2023 г.


ТЕХНИЧЕСКИЙ АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Настоящий акт составлен в том, что сотрудниками ФГБОУ ВО РГУПС старшим преподавателем кафедры «Тяговый подвижной состав» Коноваловым П.Ю., д.т.н., профессором Яицковым И.А. разработаны и испытаны инженерные решения по плавному непрерывному регулированию количества песка из корпуса форсунки песочницы в реальном времени с учетом фактических условий эксплуатации и нагруженности локомотива по сцеплению.

Инженерные решения по плавному непрерывному регулированию количества песка из корпуса форсунки песочницы включают: регулирование расхода количества кварцевого песка, подаваемого в зону сцепления, осуществляется путем установки регулировочного вентиля с сервоприводом на участке трубопровода перед форсункой песочницей для изменения количества сжатого воздуха, подаваемого в форсунку для забора и транспортировки частиц песка. Установка газоструйного инжектора и подвод дополнительного объема воздуха в подсыпной рукав позволило реализовать истечения песковоздушной смеси при различной концентрации дисперсных частиц с увеличенной скоростью более 40 м/с, что существенно снизило вероятность выдувания зерен кварцевого песка при транспортировке на участке от выходного сечения концевой насадки до зоны сцепления колес с рельсами.

Усовершенствование за счет внедрения предложенных инженерных решений по плавному непрерывному регулированию количества песка с учетом фактических условий эксплуатации и нагруженности по сцеплению локомотивов при увеличенной скорости истечения песковоздушной смеси позволят снизить расход кварцевого песка и существенно повысить эксплуатационные показатели систем пескоподдачи и их надежность.

От ФГБОУ ВО РГУПС
Декан факультета
«Электромеханический»,
д.т.н., профессор,


И.А. Яицков

От Северо-Кавказской дирекции тяги –
Дирекция тяги – филиал ОАО «РЖД» (ЦТ)
Главный инженер


О.В. Павлов

От ФГБОУ ВО РГУПС
Старший преподаватель кафедры
«Тяговый подвижной состав»,


П.Ю. Коновалов

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по научной работе
ФГБОУ ВО РГУПС, д.т.н.,
профессор



А.Н. Гуда
2023 г.

УТВЕРЖДАЮ
Главный инженер Ростовского-на-Дону
электровозоремонтного завода (РЭРЗ) –
филиал АО «ЖЕЛДОРРЕММАШ»



Р.М. Мустафин
2023 г.

ТЕХНИЧЕСКИЙ АКТ ИСПЫТАНИЙ

Настоящий акт составлен по итогам стендовых испытаний системы пескоподачи с плавным непрерывным регулированием количества песка из корпуса форсунки песочницы. Стенд, разработанный сотрудниками ФГБОУ ВО РГУПС старшим преподавателем кафедры «Тяговый подвижной состав» Коноваловым П.Ю., д.т.н., профессором Яицковым И.А., представляет собой полноразмерную модель части пневматической системы пескоподачи для реализации подсыпки песка под одно колесо электровоза и позволят осуществлять регулирование количества песка за счет угла открытия регулировочного вентиля с сервоприводом, установленного на трубопроводе перед входным ниппелем форсунки песочницы.

Регулировочные возможности испытательного стенда по дозированию количества песка, подаваемого из корпуса форсунки песочницы ОНЗ-64 находился в пределах от 0 до 1500 г/мин в зависимости от величины открытия проходного сечения шарового вентиля с сервоприводом. Согласно действующим инструкциям по ремонту и эксплуатации песочниц электровозов при фиксированной настройке расхода количества песка, максимальный расход форсунками песочницами на электрическом подвижном составе не должен превышать 1,5 кг/мин для наихудших условий по сцеплению – первая колесная пара в зимний период эксплуатации, а минимальное значение в 100 г/мин при полностью ввинченном регулировочном винте и подаче сжатого воздуха классифицируется, как допустимые потери, обусловленные конструктивными особенностями серийных форсунок ОНЗ-64.

По результатам стендовых испытаний были получены характеристики расхода количества песка и скорости истечения песковоздушной смеси от угла открытия регулировочного вентиля с сервоприводом. Предложенная система дистанционного плавного регулирования расхода кварцевого песка показала эффективности дозирования количества песка. В сочетании с бортовыми системами контроля и диагностики, а также соответствующей системы управления сервоприводом в реальном времени, данное усовершенствование системы пескоподачи может применяться для дозирования количества песка с учетом фактических погодных-климатических условий эксплуатации и различных режимах нагруженности локомотивов по сцеплению.

От ФГБОУ ВО РГУПС
Декан факультета
«Электромеханический»,
д.т.н., профессор,

 И.А. Яицков

От Ростовского-на-Дону
электровозоремонтного завода (РЭРЗ) –
филиал АО «ЖЕЛДОРРЕММАШ»
Главный технолог

 И.С. Волков

От ФГБОУ ВО РГУПС
Старший преподаватель
кафедры
«Тяговый подвижной состав»,

 П.Ю. Коновалов



РОСЖЕЛДОР
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Ростовский государственный университет путей сообщения»
(ФГБОУ ВО РГУПС)

пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2, г. Ростов-на-Дону, 344038
 Тел. (863) 245-06-13, Факс (863) 255-32-83, 245-06-13, E-mail: up_del@rgups.ru
 ОКПО 01116006, ОГРН 1026103709499, ИНН/КПП 6165009334/616501001

Утверждаю
 Первый проректор,
 к.ф.н., доцент
 М.А. Кравченко
 «04» 04 2023 г.

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы
 на соискание ученой степени кандидата технических наук
 Коновалова Павла Юрьевича
 на тему «Совершенствование пневматических систем пескоподачи локомотивов и
 улучшение их эксплуатационных показателей»

Комиссия в составе: председатель комиссии - декан Электромеханического факультета, д.т.н., профессора И.А. Яицков, члены комиссии: зав. кафедрой «Тяговый подвижной состав», к.т.н., доцент А.Е. Богославский, зав. кафедрой «Вагоны и вагонное хозяйство», д.т.н., доцент О.А. Ворон, настоящим актом установила, что в образовательном процессе по специальности 23.05.03 - «Подвижной состав железных дорог» и специализациям: «Локомотивы», «Электрический транспорт железных дорог» и «Высокоскоростной наземный транспорт» используются результаты диссертационного исследования П.Ю. Коновалова.

Теоретические и практические исследования, изложенные в диссертационной работе, внедрены в образовательный процесс указанных специализаций подготовки очной и заочной форм обучения в виде:

Учебных и учебно-методических пособий:

1. Общий курс подвижного состава и железных дорог. Часть 2 (учебно-методическое пособие по проведению лабораторных работ) / И. В. Волков, А. А. Резниченко, П. Ю. Коновалов, Е. С. Мишихина, Д. В. Глазунов. - Ростов н/Д : РГУПС, 2017, 40 с.
2. Механическая часть электрического подвижного состава / И. В. Волков, Ю. П. Булавин, В. Г. Рубан, П. Ю. Коновалов ; Ростовский государственный университет путей сообщения. – Ростов-на-Дону : Ростовский государственный университет путей сообщения, 2007. – 92 с. – EDN WETWJN.

3. Волков, И.В. Вопросы прогнозирования и особенности реализации сцепных свойств тягового подвижного состава : монография / И.В. Волков, Ю.П. Булавин, П.Ю. Коновалов. – Ростов н/Д : РГУПС, 2007. – 110 с.

Разработка действующего лабораторно-испытательного стенда для проведения лабораторных и практических занятий, который представляет собой часть пневматической системе пескоподачи локомотивов в натуральном масштабе для реализации подсыпки песка под одно колесо. Данная установка позволяет изучить общий вид и конструкцию основных элементов систем пескоподачи локомотивов, а также приобрести навыки по регулированию форсунки песочницы ОНЗ-64 на расход различного количества песка в зависимости от различных условий эксплуатации.

Использование указанных учебных и учебно-методических пособий, а также результаты диссертационного исследования и разработок П.Ю. Коновалова способствуют качественной подготовке выпускников с учетом современных достижений в науке и технике, а также к их эффективному взаимодействию с субъектами профессиональной деятельности, что обеспечивает повышение их конкурентоспособность на рынке труда.

Председатель комиссии:

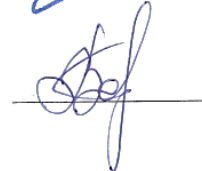


И.А. Яицков

Члены комиссии:



А.Е. Богославский



О.А. Ворон

«07» 02 2023 г.