

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II»

*На правах рукописи*

Невзоров Данил Николаевич



ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОНВЕЙЕРНЫХ  
ПОЕЗДОВ ДЛЯ УСЛОВИЙ ПОДЗЕМНОЙ РАЗРАБОТКИ

Специальность 2.8.8. Геотехнология, горные машины

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
кандидат технических наук, доцент  
Труфанова И.С.

Санкт-Петербург – 2026

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ.....</b>	<b>5</b>
<b>ГЛАВА 1 АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ НАПРАВЛЕНИЙ РАЗВИТИЯ ТРАНСПОРТА НА ПОДЗЕМНЫХ ГОРНЫХ РАБОТАХ .....</b>	<b>11</b>
1.1 Процесс транспортирования полезных ископаемых .....	11
1.2 Анализ состояния традиционных видов транспорта.....	13
1.2.1 Рельсовый транспорт .....	13
1.2.2 Самоходные машины – шахтные самосвалы .....	14
1.2.3 Самоходные машины – погрузочно-доставочные машины.....	16
1.2.4 Конвейерный транспорт .....	18
1.2.5 Анализ и опыт эксплуатации систем конвейерных поездов .....	20
1.3 Геотехнологическое обоснование применения конвейерных поездов при вскрытии и подготовке рудного тела.....	23
1.4 Перспективы применения конвейерных поездов на подземных горных работах	28
1.5 Анализ патентной литературы .....	30
1.6 Выводы по Главе 1 .....	41
<b>ГЛАВА 2 МЕТОДОЛОГИЯ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ СИСТЕМАМИ КОНВЕЙЕРНЫХ ПОЕЗДОВ.....</b>	<b>43</b>
2.1 Взаимодействие колеса с опорной поверхностью .....	43
2.2 Передача сил и моментов от электродвигателя приводной станции к приводной шине.....	46
2.3 Силы сопротивления движению конвейерного поезда .....	53
2.4 Предлагаемая методика тягово-эксплуатационного расчета конвейерных поездов .....	58
2.5 Планирование эксперимента для исследования трения между приводным колесом и боковой пластиной тележки конвейерного поезда .....	69
2.5.1 Подготовка к эксперименту .....	70
2.5.2 Определение математической регрессионной модели.....	75
2.5.3 Предполагаемые экспериментальные данные.....	78
2.6 Выводы по Главе 2.....	79

<b>ГЛАВА 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФРИКЦИОННОГО ПРИВОДА СИСТЕМЫ КОНВЕЙЕРНЫХ ПОЕЗДОВ .....</b>	<b>80</b>
3.1 Обоснование типа приводных станций конвейерного поезда.....	80
3.2 Проведение эксперимента на испытательном стенде .....	82
3.3 Методика исследования .....	83
3.4 Определение коэффициента сцепления во фрикционном контакте .....	86
3.5 Сравнительный анализ полученных данных.....	87
3.6 Выявление зависимости между параметрами фрикционного контакта и коэффициента сцепления.....	94
3.7 Алгоритм определения уточненного коэффициента сцепления при расчете расстояния между приводными станциями.....	97
3.8 Обработка экспериментальных данных.....	99
3.9 Построение математической модели приводной шины и боковой пластины тележки.....	103
3.10 Количественная оценка методики расчета параметров конвейерного поезда с повышенным коэффициентом сцепления.....	111
3.11 Выводы по Главе 3.....	113
<b>ГЛАВА 4. РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ И ОПРОБОВАНИЕ АЛГОРИТМА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЛИЧЕСТВА ПРИВОДНЫХ СТАНЦИЙ КОНВЕЙЕРНЫХ ПОЕЗДОВ.....</b>	<b>116</b>
4.1 Рекомендации по интеграции фрикционной накладке конвейерного поезда. 116	
4.1.1 Анализ применения фрикционных материалов к несущим конструкциям конвейерных тележек.....	116
4.1.2 Обзор традиционных способов крепления фрикционного материала .....	118
4.1.3 Оценка прочности и долговечности различных методов .....	119
4.1.4 Анализ влияния способа крепления на эксплуатационные характеристики	120
4.1.5 Разработка технологии крепления рифленой резины к продольной балке .	121
4.1.6 Расчет прочности комбинированного соединения (клей + заклепки).....	123

4.1.7 Предлагаемая методика проведения испытаний при комбинированном креплении .....	126
4.2 Практическое внедрение научных исследований на предприятии .....	128
4.2.1 Внедрение результатов научных исследований на промышленном предприятии.....	128
4.3 Программная реализация алгоритма.....	130
4.3.1 Требования к программному продукту.....	130
4.3.2 Проектирование интерфейса пользователя .....	131
4.3.3 Реализация приложения.....	138
4.3.4 Тестирование программного продукта .....	139
4.3.5 Оценка параметров КП с помощью разработанного ПО .....	139
4.3.6 Сравнение с существующими программными средствами .....	142
4.4 Выводы по Главе 4.....	144
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....</b>	<b>145</b>
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....</b>	<b>147</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ А Патент на изобретение .....</b>	<b>165</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ Б Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ .....</b>	<b>166</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ В Акт внедрения ВК ГОК ТОО «Казцинк».....</b>	<b>167</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ Г Акт внедрения АО «Уралмеханобр» .....</b>	<b>168</b>

## ВВЕДЕНИЕ

### Актуальность темы исследования

Для геотехнологии подземной разработки рудных месторождений наличие таких горно-геологических условий, как значительная глубина заложения, пластообразная форма залежи и пологий тип рудного тела со средней мощностью, приводит к серьезным трудностям: усложняются схемы вскрытия и подготовки, возрастает объем горно-подготовительных работ и повышаются требования к транспортным системам. При подготовке рудных тел с размерами шахтного поля свыше 6 км и углом падения более  $3^\circ$  возникает необходимость проведения рудоспусков длиной свыше 350 м, причём увеличение угла падения на каждые  $2-3^\circ$  увеличивает их суммарную длину на 15%, что неблагоприятно сказывается на эффективности горных работ. Построение одного откаточного горизонта, повторяющего геометрию рудного тела, позволило бы решить проблему, однако традиционные виды горного транспорта не в полной мере соответствуют данному комплексу требований.

К примеру, в условиях Масловского месторождения значительное плечо откатки делает малоэффективным применение шахтных самосвалов и ПДМ. Применение конвейерного транспорта сталкивается с высокими рисками отказов по причине высокой абразивности горной массы, а также характеризуется низкой эффективностью при сложной топологии горных выработок. Локомотивная откатка требует применения двухпутевых выработок и не обеспечивает непрерывность потока отбитой руды.

В этих условиях приемлемым техническим решением является применение конвейерных поездов, однако их практическая эксплуатация в выработках с углом наклона более  $8-10^\circ$  выявила повышенную аварийность по причине некорректной расстановки приводных станций, приводящей к нарушению бесперебойности их работы. С увеличением угла наклона выработки аварийность конвейерного поезда возрастает, однако при этом повышается эффективность горных работ за счет сокращения объема подготовительных выработок.

Решение задачи обеспечения непрерывного безаварийного транспортирования отбитой руды по откаточному горизонту сложной гипсометрии возможно с применением эффективных приводных станций и их рациональной расстановки на всем пути транспортирования.

### **Степень разработанности темы исследования**

Большой вклад в изучение вопросов, связанных с исследованием конвейерных поездов, эксплуатирующихся при подземной разработке месторождений твердых полезных ископаемых, и их эффективности внесли ученые: Александров И.Б., Потапов М.Г., Комраков А.Н., Громов Е.В., Попов С.О., Малиновский Ю.А., Малиновская С.И., Едыгенов Е.К. и ряда других исследователей.

Результаты исследований упомянутых авторов обладают значительной теоретической и практической ценностью, однако вопрос обоснования параметров приводной станции конвейерных поездов для подземных рудников был решен не в полной степени, что требует дополнительных теоретических и экспериментальных исследований.

**Объект исследования:** процесс транспортирования горной массы конвейерным поездом на откаточном горизонте подземного рудника.

**Предмет исследования:** комплекс приводных станций конвейерного поезда.

**Цель работы** – сокращение объемов горных работ при подготовке и отработке пологозалегающих рудных тел с большими размерами шахтного поля.

**Идея работы** заключается в том, что для достижения поставленной цели необходимо увеличить допустимый угол наклона транспортной выработки за счет повышения коэффициента сцепления между приводным колесом и боковой пластиной тележки до значения, исключающего проскальзывание конвейерного поезда относительно приводной станции.

### **Задачи исследования**

1. Выполнить обзор и анализ существующих конструкций фрикционных приводов горных машин, эксплуатирующихся в подземных условиях, с определением основных факторов процесса передачи тягового усилия.

2. Разработать методику определения расстояния между приводными станциями с учетом режимов движения конвейерного поезда, транспортирующего горную массу на откаточном горизонте.

3. Установить закономерность влияния коэффициента сцепления на силу тяги конвейерного поезда с учетом силы прижатия и давления воздуха в приводном колесе для различных показателей твердости фрикционной накладки на основе экспериментального исследования, проведенного в условиях, приближенных к подземному руднику.

4. Провести компьютерное моделирование процесса передачи тягового усилия посредством фрикционного контакта между приводным колесом и боковой пластиной тележки конвейерного поезда с разными фрикционными накладками в условиях подземного рудника для подтверждения полученных экспериментальных данных.

5. Разработать алгоритм определения эксплуатационных характеристик конвейерного поезда для условий подземного рудника с рекомендациями по установке фрикционной накладки на боковую пластину тележки.

### **Научная новизна**

1. Установлена зависимость расстояния между приводными станциями конвейерного поезда от угла наклона транспортной выработки основного откаточного горизонта.

2. Установлена зависимость силы сцепления между приводным колесом и боковой пластиной тележки конвейерного поезда от силы прижатия приводной станции, давления воздуха в приводном колесе и твердости фрикционной накладки.

### **Соответствие паспорту научной специальности**

Полученные научные результаты соответствуют паспорту научной специальности 2.8.8. Геотехнология, горные машины по пункту 15. Методы и средства повышения эксплуатационных характеристик и надежности горных машин и оборудования, в том числе за счет обоснования рациональных режимов их функционирования на открытых и подземных горных работах.

## **Теоретическая и практическая значимость работы**

1. Сформулирована и математически обоснована методика определения расстояний между приводными станциями с учетом режимов движения, учитывающая горнотехнические условия откаточного горизонта, дополняющая теорию тягового расчета конвейерных поездов.

2. Получены регрессионные модели коэффициента сцепления между приводным колесом и боковой пластиной тележки для фрикционных накладок разной твердости адекватные экспериментальным данным для силы прижатия и давления воздуха в приводном колесе, расширяющие теорию фрикционного привода горных машин в условиях подземных рудников.

3. Разработано новое техническое устройство для измерения коэффициента сцепления с возможностью изменения факторов процесса и фрикционных накладок, применяемое при эксплуатации горного оборудования в подземных условиях, защищенное патентом на изобретение № 2809399 (Приложение А).

4. Разработана оригинальная программа для определения эксплуатационных параметров конвейерных поездов в условиях подземной разработки месторождений, защищенная свидетельством о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2025682821 (Приложение Б).

5. Результаты работы использованы в деятельности ВК ГОК ТОО «Казцинк» на руднике Долинный в качестве рекомендаций технических предложений для повышения эффективности работы транспортной системы Rail-Veyor при добыче твердых полезных ископаемых (акт внедрения № 01.08.005 от 19.03.2025, Приложение В).

6. Результаты работы использованы в деятельности АО «Уралмеханобр» в качестве методики по определению количества приводных станций конвейерного поезда по всей длине транспортирования горной массы на откаточном горизонте рудника «Масловский» (акт внедрения от 20.02.2026, Приложение Г).

## **Методология и методы исследований**

В ходе выполнения работы принят комплексный метод исследований фрикционного контакта, который включает в себя: анализ и обобщение

научно-технической и патентной информации; теорию колеса; теорию движения состава; планирование эксперимента; проведение экспериментальных исследований с помощью оригинального экспериментального стенда; обработку статистических данных.

### **Положения, выносимые на защиту**

1. Рекомендуемая схема расположения приводных станций конвейерного поезда в наклонных транспортных выработках основного откаточного горизонта при угле наклона до 12 градусов с расстоянием между станциями от 35 метров до половины длины состава, а также мощностью привода 75 кВт и грузоподъемностью тележки до 0,8 т, обеспечивает предотвращение аварий, связанных с проскальзыванием состава.

2. Непрерывная работа конвейерного поезда, используемого в транспортной выработке с углом наклона до 15 градусов, обеспечивается при величине коэффициента сцепления не менее 0,9 и расстоянии между приводными станциями 35 м.

### **Степень достоверности результатов исследования**

Научные положения, выводы и рекомендации, разработанные в диссертации, соответствуют классическим положениям теории колеса, теории движения состава и основам математического моделирования и подтверждены удовлетворительной сходимостью результатов теоретических и экспериментальных исследований.

**Апробация результатов диссертации.** Основные положения и результаты работы докладывались на 4 научно-практических мероприятиях с докладами: Международный научный симпозиум «Неделя горняка-2024» (г. Москва, 2024), 4-я международная конференция TECH MINING Сибирь (г. Красноярск, 2025), Международный научный симпозиум «Неделя горняка-2025» (г. Москва, 2025), 7-я специализированная международная конференция TECH MINING Россия (г. Москва, 2025).

**Личный вклад автора** состоит в постановке цели и задач исследования; проведении анализа научно-технических источников, посвящённых обоснованию рациональных параметров систем конвейерных поездов; выполнении

статистического анализа показателей транспортной системы горнодобывающих предприятий ТОО «Казцинк» и АО «Полиметалл»; разработке стенда для измерения коэффициента сцепления приводной станции, методики и программного обеспечения по определению рационального количества приводных станций транспортной системы по всей длине транспортирования; разработке рекомендаций по установке фрикционной накладки на боковую пластину тележки конвейерного поезда; формулировании научных положений; подготовке публикаций по теме исследований.

### **Публикации**

Результаты диссертационного исследования в достаточной степени освещены в 4 печатных работах (пункты списка литературы № 66, 67, 117, 118), в том числе в 2 статьях – в изданиях из перечня рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук (далее – Перечень ВАК), в 2 статьях – в изданиях, входящих в международные базы данных и систему цитирования Scopus. Получен патент на изобретение, а также свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ (пункты списка литературы № 73, 92) (Приложение А, Б).

**Структура работы.** Диссертация состоит из оглавления, введения, 4 глав с выводами по каждой из них, заключения, списка литературы, включающего 135 наименований, и 2 приложений. Диссертация изложена на 169 страницах машинописного текста, содержит 54 рисунка и 25 таблиц.

## ГЛАВА 1 АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ НАПРАВЛЕНИЙ РАЗВИТИЯ ТРАНСПОРТА НА ПОДЗЕМНЫХ ГОРНЫХ РАБОТАХ

### 1.1 Процесс транспортирования полезных ископаемых

Транспортирование - это комплекс технологических процессов, связанных с перемещением горной массы (руды, угля, породы), полезных ископаемых, материалов, оборудования и людей в пределах горного предприятия. Это один из ключевых элементов горного производства, связывающий между собой все звенья технологического процесса: от забоя до поверхности, обогатительной фабрики или склада готовой продукции. Горное производство представляет собой единый технологический комплекс, где все процессы тесно взаимосвязаны, и транспортирование играет в нем ключевую роль. Его эффективность напрямую определяет пропускную способность рудника в целом, поскольку именно на транспортирование приходится основной объем капитальных и эксплуатационных затрат, достигающий 40-70% себестоимости добычи. Технологическая схема транспортирования, включающая конвейерный транспорт, рельсовый транспорт, скиповый подъем или самоходные машины, определяется принятой геотехнологией (системой разработки, способом вскрытия) и в свою очередь накладывает ограничения на скорость ведения горных работ и производительность предприятия [56, 101].

На рисунке 1.1 представлена обобщенная схема технологического процесса транспортирования горной массы на подземном руднике.

В подземных рудниках традиционные виды транспортирования горной массы формируют многоуровневую систему, адаптированную к геометрии выработок и технологическому циклу. Данная система структурно разделяется на три основных этапа: забойное, откаточное и главное транспортирование [25, 26].

Забойное транспортирование осуществляется в непосредственной близости от очистного или проходческого забоя и предназначено для приема породы от выемочного оборудования и ее кратковременного перемещения к первой точке перегрузки. К классическим видам относятся: скреперная установка, погрузочно-доставочные машины (ПДМ) и самотечное движение.

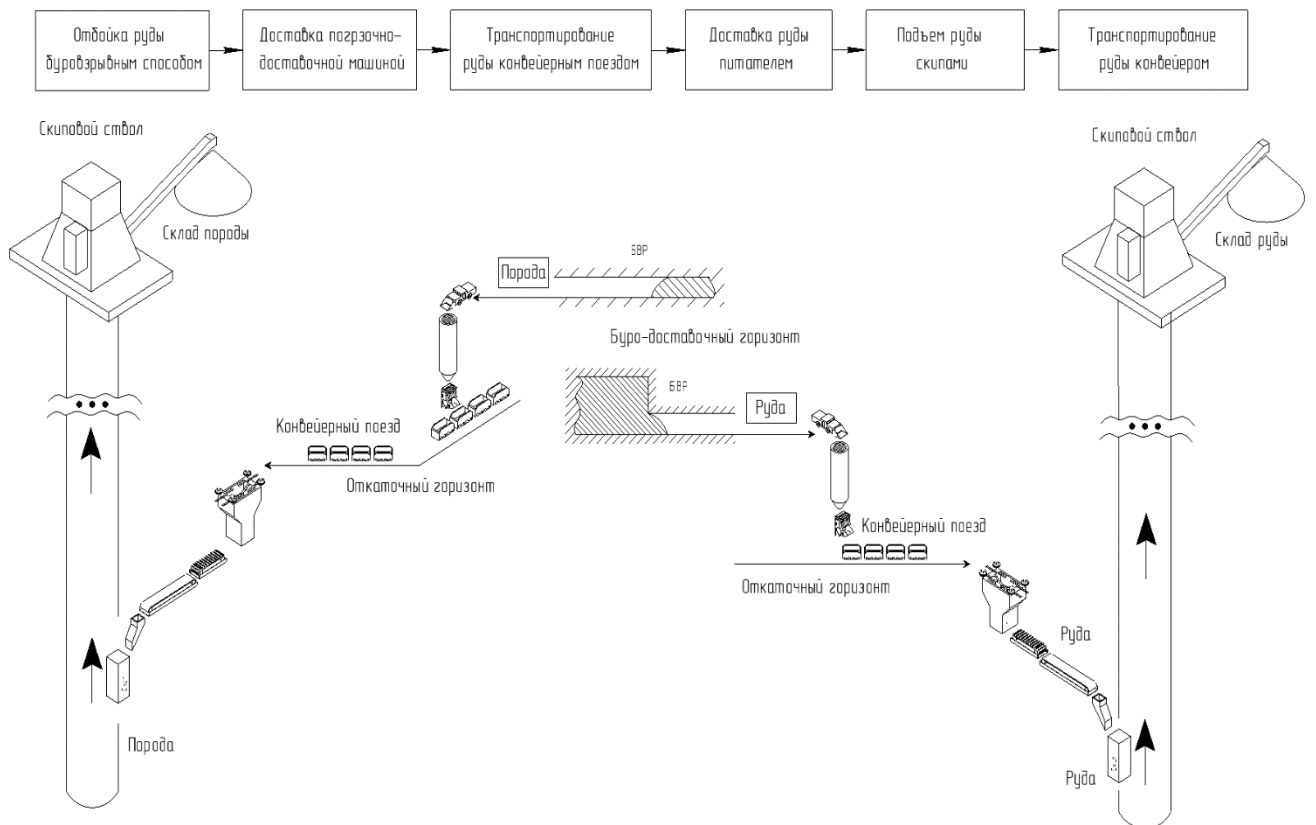


Рисунок 1.1 – Технологический процесс добычи полезного ископаемого  
[составлено автором]

Откаточное транспортирование обеспечивает перемещение грузов по горизонтальным или слабонаклонным выработкам откаточного горизонта на значительные расстояния. Традиционным и долгое время доминирующим видом является рельсовый транспорт. В его составе используются аккумуляторные электровозы, контактные электровозы или дизелевозы. Для канатной откатки на крутых уклонах применяются вагонетки, перемещаемые стальным канатом с помощью лебедочной установки. В угольных и некоторых рудных шахтах магистральную роль выполняет ленточный конвейерный транспорт.

Главное транспортирование решает задачу подъема горной массы с рабочих горизонтов на поверхность через стволы или наклонные выработки. Основным видом является скиповой подъем. Для спуска и подъема вагонеток, а также людей и материалов используется клетевой подъем, где в качестве подъемного сосуда выступает клеть. В наклонных стволах для подъема груза также может

применяться ленточный конвейер специальной конструкции с высокими углами наклона или, реже, вагонетки с канатной тягой [102].

Рассмотрим традиционные виды транспортирования горной массы на подземном руднике с определением основных технических характеристик, а также преимуществ и недостатков.

## **1.2 Анализ состояния традиционных видов транспорта**

Традиционные виды шахтного транспорта, такие как локомотивная откатка, ленточные конвейеры, погрузочно-доставочные машины (ПДМ) и шахтные самосвалы имеют свою определенную область применения. Она определяется горно-геологическими и горнотехническими условиями. Преимущества представленных видов транспорта следующие: высокая производительность, непрерывность работы и мобильность. Однако присутствуют и недостатки. Это высокие капитальные затраты, ограниченная гибкость маршрута, зависимость от качества дорожного полотна [89, 126].

Скиповой транспорт не конкурирует с конвейерными поездами по причине вертикальной транспортировки горной массы. Для месторождений с большой глубиной заложения конвейерные поезда не актуальны. При значительной глубине горных работ скиповой транспорт становится единственным технически возможным решением. Он обеспечивает подъем горной массы на поверхность там, где конвейеры ставить нецелесообразно экономически или конструктивно.

### **1.2.1 Рельсовый транспорт**

Рельсовый транспорт на подземных горных работах остается актуальным по причине высокой эффективности и производительности. Локомотивы быстро и надежно перевозят грузы на большие расстояния, что важно для горных предприятий. У данного вида транспорта, как и у других, есть проблемы, которые требуют научного решения.

Одной из нерешённых проблем является оптимизация инфраструктуры рельсового транспорта в подземных выработках. Необходимо точное проектирование железнодорожных путей и корректное размещение стрелочных

переводов [17, 18]. Также необходимо учитывать горно-геологические условия, что в свою очередь повысит надёжность и снизит трудоёмкость эксплуатации.

Следующей научной задачей является разработка систем управления и координации движения. Условия эксплуатации рельсового транспорта зачастую стеснённые. Необходимо автоматизированное планирование маршрутов и внедрение цифровых технологий. Это важно для оптимизации расположения коммуникаций [22, 34].

Также актуальна проблема обслуживания и ремонта подвижного состава и путей. В данной труднодоступной среде внедряются системы мониторинга, прогнозирования износа, новые организационные модели [19, 46]. Это снижает затраты на содержание локомотивного хозяйства.

Перспективой развития является повышение пропускной способности. Например, внедрение систем непрерывного движения (которой обладают конвейерные поезда), что минимизирует простои [119]. Также повышение безопасности за счёт устойчивой конструкции путей и соблюдения нормативов [6, 84]. Ключевое направление - автоматизация, системы ИИ, дистанционное управление, что позволяет оптимизировать маршруты, снизить человеческий фактор и сэкономить ресурсы [32, 125]. В дополнение приоритетным направлением является снижение энергопотребления за счёт использования рекуперации, оптимизации электрооборудования и управления нагрузкой [75, 105].

Однако у рельсового транспорта имеются ограничения в эксплуатации. Допустимый уклон до 5‰ и цикличность работы, что снижает производительность и увеличивает эксплуатационные издержки [98].

### **1.2.2 Самоходные машины – шахтные самосвалы**

Шахтные автосамосвалы на подземных рудниках в настоящее время остаются востребованы. Они используются для перевозки горной массы и вспомогательных материалов. Однако есть нерешённые проблемы, которые ограничивают эффективность и безопасность их применения [101].

Основной проблемой эксплуатации является безопасность. Выработки узкие со сложной гипсометрией делают условия эксплуатации тяжёлыми: ограниченная

видимость, неровности дорожного полотна, риск обрушения породы. Необходимы особые меры предосторожности. В исследованиях [33, 122] предлагаются факторы для проектирования схем вскрытия глубоких горизонтов с использованием наклонных выработок. При внедрении таких решений требуется проходка выработок с максимально возможным сечением. Сечение должно соответствовать нормативам безопасности.

Перспективы связаны с автоматизацией и системами удалённого управления. Современные технологии позволяют точно контролировать движение самосвалов, что предотвращает аварии в труднопроходимых зонах [57, 116]. В работах [27, 58, 114] выделяются уровни автономности: от полного дистанционного управления до комбинированных и полностью автономных систем на базе ИИ. Причем последние демонстрируют наивысшую эффективность. При этом работа становится производительной и безаварийной.

Автосамосвалы актуальны по причине высокой грузоподъёмности и мобильности. Они сокращают время транспортировки и увеличивают объёмы перевозок. Производительность зависит от плеча откатки (оптимум 700–3000 м), уклона трассы, грузоподъёмности, а также от простоев. Преимущество перед рельсовым транспортом - способность работать на более крутых уклонах (до 80-120 ‰). В настоящее время активно повышается энергоэффективность, которая заключается в переходе от дизельных двигателей к электроприводу и альтернативным видам [15, 128].

В таблице 1.1 приведены основные технические и эксплуатационные характеристики шахтных автосамосвалов, используемых на отечественных предприятиях.

Несмотря на это, автомобильный транспорт в подземных условиях обладает существенными недостатками: цикличность работы, ограничения по максимальному уклону трассы и высокие капитальные затраты на строительство и поддержание широких транспортных выработок, что сдерживает его универсальное применение.

Таблица 1.1 – Основные технические и эксплуатационные характеристики шахтных автосамосвалов [составлено автором]

Показатель	Модель самосвала					
	Minetrack MT5020	Minetrack MT42	Sandvik TH320	МОА3-75840	Aramine 1601M	МК – А20
Габариты выработки, м	5,5 x 5,0	5,5 x 4,5	3 x 4,5	5,5 x 5,0	3 x 4,5	3 x 4,5
Грузоподъёмность, т	50	42	20	40	15	20
Емкость кузова, м <sup>3</sup>	21 - 28	17,5 - 21	10,2	16 - 20	6 - 9	10
Эксплуатационная масса, кг	43 000	35 000	26 500	36 600	17 000	18 955
Полная масса, кг	56 125	50 100	46 500	76 600		38 955
Общая длина, мм	10 180	8 650	9 093	10 300	8 596	9 417
Общая ширина, мм	3 200	3 050	2 210	3 100	3 430	2 200
Высота, мм	2 830	2 700	2 438	2 800	2 554	2 555
Дизельный двигатель	Cummins QSK19	Cummins QSX15	Mercedes OM 926	MTU S60	Duetz	Cummins QSB6.7
Мощность двигателя, л.с.	650	520	330	532	185	270
Совместим с ПДМ	ST14, ST1520	ST1030, ST14, ST1520	ST14, LH517, LH410	ST1030, ST14, ST1520	ST14, LH410	ST14, LH517, LH410
Шины, размер и тип	29.5 R25	29.5 R25	18.00 R25	29.5 R25	14.000 R24	16.0 R25

### 1.2.3 Самоходные машины – погрузочно-доставочные машины

На рудниках широкое распространение при погрузке и транспортировании груза получили погрузочно-доставочные машины с длиной транспортирования до 500 метров. В ряде случаев ПДМ используется в паре с автосамосвалами. Использование погрузочно-доставочных машин в подземных горных работах имеет множество преимуществ, но также имеет ряд нерешенных проблем, препятствующих их полной эффективности и безопасности [112].

Основными требованиями к погрузочно-доставочным машинам (ПДМ) в подземных работах являются мобильность, маневренность, высокая производительность и безопасность. Ключевыми параметрами, определяющими эксплуатационную производительность, являются грузоподъемность, продолжительность рабочего цикла и длина транспортирования [49,103]. На эффективность также напрямую влияют квалификация персонала, качество технического обслуживания и внедрение адаптивных систем ремонта.

Современное развитие направлено на повышение безопасности и экологичности. Современные ПДМ оснащаются системами контроля устойчивости и автоматического торможения [109,110]. Актуальным трендом является переход от дизельных двигателей к электрическим и гибридным силовым установкам, что снижает вредные выбросы и нагрузку на системы вентиляции, соответствуя целям устойчивого развития [7].

Внедрение автоматизации и роботизации представляет собой стратегическое направление. Автономные системы и дистанционное управление позволяют увеличить производительность за счет точного выполнения операций, снизить производственные затраты до 30% и, что наиболее важно, минимизировать риски для персонала, выводя рабочих из опасных зон [68, 86]. Развитие интеллектуальных систем управления и предикативной аналитики на основе данных позволяет прогнозировать отказы и оптимизировать процессы технического обслуживания [83, 129].

Повышение надежности и долговечности машин связано с применением новых материалов, таких как износостойкие сплавы и нанотехнологичные покрытия, для борьбы с интенсивным износом критических узлов, например, ковша и ходовой части, что снижает затраты на восстановление [87].

В таблице 1.2 приведены основные технические и эксплуатационные характеристики погрузочно-доставочных машин, используемых на отечественных предприятиях.

Таблица 1.2 – Основные технические и эксплуатационные характеристики погрузочно-доставочных машин [составлено автором]

Показатель	Модель ПДМ					
	R1700G	R2900G	ST14	ST1520	МОА3-4075	LH517
Габариты выработки	4,4 x 3,7	4,5 x 4,5	4,5 x 3,5	4,4 x 3,7	4,5 x 4,0	4,5 x 4,5
Грузоподъёмность, т	15	17,2	14	15	16	17
Вместимость ковша, м <sup>3</sup>	5,7 – 8,6	6,3 – 8,9	5,0 – 7,0	6,5 – 7,5	5,5 – 6,4	6,5 – 8,6
Эксплуатационная масса, кг	43 177	50 209	39 000	41 300	44 000	44 000
Полная масса, кг	62 739	70 350	55 420	63 150	60 000	63 200
Общая длина, мм	10 589	10 949	10 825	11 320	10 740	11 496
Общая ширина, мм	2 650	3 176	2 800	2 920	3 100	3 000
Высота, мм	2 557	2 886	2 550	2 650	2 500	2 750

*Продолжение таблицы 1.2*

Показатель	Модель ПДМ					
	R1700G	R2900G	ST14	ST1520	MOA3-4075	LH517
Дизельный двигатель	Cat C13	Cat C15	Cummins QSM11	Cummins QSM15	Cummins QSX15	Volvo TAD 1361VE
Мощность двигателя, л.с.	365	405	335	390	390	388
Шины, размер и тип	26.5 R25	29.5 R29	26.5 R25	29,5 R25	29.5 R25	29.5 R29
Совместимость в автосамосвалами	MT42, MT5020, MT620	MT5020, MT620, TH550	MT436B, MT42, MT5020	MT42, MT5020, MT620	MT436B, MT42, MT5020	MT5020, MT620, TH550

Имея высокую маневренность и автономность при использовании, ПДМ имеют существенные недостатки, заключающиеся в высоких капитальных и эксплуатационных затратах, маленькой длине транспортирования до 500м и низкой производительности.

#### **1.2.4 Конвейерный транспорт**

Широкое применение в горнодобывающей отрасли в части производственного процесса нашли ленточные конвейеры. Основной задачей ленточных конвейеров является транспортирование горной массы или других материалов в пределах рудника или на поверхность. Данный вид подземного транспорта обладает следующими преимуществами: высокая производительность, простота конструкции, надежность и большая длина транспортирования при низкой энергоемкости [91].

Основными приоритетными направлениями в области ленточных конвейеров являются увеличение скорости и прочности ленты, оптимизация управления приводом конвейера и повышение надежности системы в целом. В исследованиях [16, 39] представлены научные решения в области выбора рациональной формы грузонесущего полотна, использования перфорированных лент и интеграции автоматических систем управления скорости транспортирования. Фокус научных исследований заключен в разработке усовершенствованной конструкции ленточных конвейеров с целью увеличения углов поворота в горизонтальной плоскости, а также в повышении износостойкости грузонесущего органа для условий эксплуатации в подземных рудниках.

Внедрение автоматизации в ленточных конвейерах позволяет повысить эффективность всего производственного процесса, а также обеспечить мониторинг и синхронизацию всех частей технологической цепочки [56, 57]. Системы диагностики с использованием датчиков контролируют ключевые параметры (температура, вибрация, натяжение), что способствует оперативному выявлению проблем и предотвращению отказов [30, 64]. Важным аспектом является снижение энергопотребления. Этого достигают за счет регулировки скорости в соответствии с нагрузкой, применения энергоэффективных приводов и двигателей, а также использования регенеративного торможения, позволяющего повторно использовать энергию [29, 85].

Безопасность эксплуатации обеспечивается защитными ограждениями, аварийными кнопками останова, регулярным техническим обслуживанием и обучением персонала [21, 48]. Существуют различные модификации конвейеров (крутонаклонные, трубчатые, с промежуточным приводом), каждая из которых имеет свои преимущества и недостатки.

В таблице 1.3 приведены основные технические и эксплуатационные характеристики шахтных ленточных конвейеров, используемых на отечественных предприятиях.

Таблица 1.3 – Основные технические и эксплуатационные характеристики шахтных ленточных конвейеров

Показатель	Модель шахтного конвейера					
	1Л80У	2Л80У-01	1Л1000А	2ЛТ100У	«Гварек» 1000	«Пиома» 1000
Максимальная производительность, т/ч	420	520	710	850	650	650
Скорость движения ленты, м/с	2,0	2,5	2,0	2,5	2,0	2,0
Приемная способность, м <sup>3</sup> /мин	8,2	10,2	14,0	16,8	11,2	10,8
Ширина лент, мм	800	800	1000	1000	1000	1000
Суммарная мощность привода, кВт	55	3x55	2x55	2x110	4x132	3x250
Крупность кусков, мм	300	300	500	500	500	500
Угол наклона, град	-10/+10	-16/+18	-10/+10	-10/+16	-14/+16	-14/+12

Однако применение ленточных конвейеров на подземных рудниках может быть ограничено в условиях транспортировки абразивных твердых пород, а также

при сложной геометрии выработок с большими углами поворота в горизонтальной плоскости.

### **1.2.5 Анализ и опыт эксплуатации систем конвейерных поездов**

Канадская компания Rail-Veyor, работающая с 1999 года, проектирует и производит полностью автономные конвейерные поезда для бесшумной и безэмиссионной транспортировки материалов на подземных и открытых горных работах. По утверждению производителя, система способна сокращать до 80% эксплуатационных затрат и практически исключает выбросы CO<sub>2</sub> по сравнению с традиционными решениями. Каждая система создаётся индивидуально под конкретный объект для максимальной эффективности и безопасности. Установки Rail-Veyor эксплуатируются в Северной и Южной Америке, Казахстане и других регионах [118].

Первой в мире производственной системой стал проект для южноафриканской компании Harmony Gold в 2000-х годах, предназначенный для перевозки 180 000 тонн руды в месяц по трассе с шестью поворотами и уклонами. Знаковыми стали последующие внедрения: на руднике Copper Cliff компании Vale (Канада, 2012 г.) для транспортировки медной руды, что позволило удвоить темпы добычи; проект Goldex Deep компании Agnico Eagle (Канада, 2017 г.) протяжённостью 3 км с производительностью 600 т/ч, снизивший затраты на вентиляцию; а также системы для транспортировки нефтяного кокса в Венесуэле (2017 г.) и на золотодобывающих рудниках в США (Casteel, 2018 г.) и Канаде (Monarch Gold, 2019 г.) [81].

Важным этапом стало соглашение с казахстанской компанией «Казцинк» в 2020 году для внедрения системы на руднике «Долинный» (рисунок 1.2). Система включает четыре состава, циркулирующих по 6-километровой трассе с тремя уникальными разгрузочными петлями и проектной производительностью 300 т/ч. Производство оборудования велось в России на АО «Уралэлектромедь» [117]. В 2021 году контракты были подписаны с Polymetal International в Казахстане и ПАО «Сухая Балка» в Украине, что подтверждает растущий интерес к технологии.



Рисунок 1.2 – Разгрузочные петли RVTG на руднике Долинный  
[составлено автором]

Ключевыми преимуществами системы Rail-Veуor являются её способность преодолевать сложный рельеф (уклоны до 22%, малые радиусы поворота от 15 м), низкое энергопотребление за счёт распределённого привода, причём низкий расход электричества обеспечивается тем, что при движении конвейерного поезда работают только те приводные станции, с которыми он находится в зацеплении, а на отрицательных уклонах осуществляется рекуперация энергии. Также транспортная система обладает высокой степенью автоматизации, универсальностью и сокращением капитальных затрат на строительство выработок благодаря компактности [132].

Однако эксплуатация выявила и существенные недостатки, приводящие к авариям (рисунок 1.3). Проблемными узлами являются разгрузочные петли (низкая жесткость конструкции, отсутствие очистки рельсов), приводные станции (проскальзывание из-за недостаточного сцепления или ошибок в проектировании их количества), стрелочные переводы нестандартной конструкции, приводящие к сходу тележек, а также питатели (неэффективная геометрия, сложность обслуживания). Частыми причинами аварий также становятся проектные ошибки:

использование гравийного основания вместо бетонного, неверный расчёт сечения выработок, недостаточная прочность желобов и подшипниковых узлов тележек. Дополнительные сложности создают несоответствие электрооборудования местным стандартам и недостаточная квалификация обслуживающего персонала для работы со сложной автоматикой и частотными преобразователями [131].



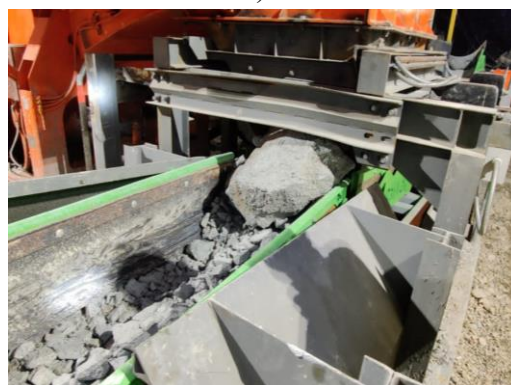
а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.3 – Аварийные ситуации конвейерного поезда (Rail-Veyor);  
а – авария на байпасе, б – авария на стрелочном переводе, в – авария между ПС,  
г – авария на питателе [составлено автором]

По результатам производственной стажировки на предприятии ТОО «Казцинк» проведён сбор и анализ эксплуатационных данных конвейерных поездов. На основании полученной информации построена диаграмма распределения причин отказов (рисунок 1.4). Установлено, что наиболее часто отказы конвейерных поездов обусловлены неисправностями приводной станции. Под отказом приводной станции в данном случае понимается любой простой транспортной системы, связанный с приводной станцией. Прочие причины имеют существенно меньшую долю в общем распределении отказов.



Рисунок 1.4 – Диаграмма распределения причин отказов конвейерных поездов

Несмотря на значительный потенциал и явные преимущества в производительности, экономии и экологичности, повсеместному внедрению системы Rail-Veyor препятствует высокий уровень аварийности, вызванный конструктивными и проектными недоработками. Для широкого распространения этой перспективной технологии необходимы глубокие исследования и решения выявленных инженерных проблем, направленные на повышение надёжности и адаптацию системы к разнообразным горно-геологическим и эксплуатационным условиям [132].

### 1.3 Геотехнологическое обоснование применения конвейерных поездов при вскрытии и подготовке рудного тела

Геотехнология ведения горных работ, представляющая собой совокупность научно обоснованных методов, способов и порядка разработки месторождения полезных ископаемых, является первичным и определяющим фактором для всей логистической системы рудника. Она формирует технологический процесс, в рамках которого проектируется, организуется и функционирует процесс транспортирования. Это влияние носит комплексный, детерминирующий характер и проявляется на всех уровнях: от стратегического выбора вида транспорта до конкретных технических решений [1].

Процесс разработки месторождения полезных ископаемых подземным способом представляет собой последовательную, научно обоснованную совокупность стадий, каждая из которых решает определенные задачи и создает инфраструктурные и технологические предпосылки для следующего этапа. В соответствии с классической горной наукой и действующими нормативными документами выделяются следующие основные стадии [96, 99].

1. Вскрытие месторождения. Это первая стадия собственно горных работ, целью которой является создание первоначального доступа с поверхности к полезному ископаемому и обеспечение возможности начала подготовки и очистной выемки. Вскрытие осуществляется проведением капитальных горных выработок: вертикальных или наклонных стволов, слепых стволов, штолен, а также капитальных уклонов или гезенков. Выбор схемы вскрытия (центральная, фланговая, кольцевая, смешанная) зависит от конфигурации месторождения, рельефа местности и принятой технологии.

Несмотря на существование значительного количества вариантов вскрытия месторождений, включая наклонные стволы, штольни и их комбинации, наиболее распространённой в мировой практике для глубоких и средних глубин является классическая схема вскрытия двумя вертикальными стволами, обеспечивающая разделение грузопотоков и соблюдение требований безопасности по наличию двух независимых выходов на поверхность. Количество и тип стволов определяются комплексом горно-геологических и технологических факторов: глубиной залегания и углом падения рудного тела, его морфологией и размерами, газоносностью массива, а также проектной мощностью рудника и принятой системой транспортирования. Ключевым преимуществом конвейерных поездов является отсутствие вредных выбросов в атмосферу, так как система работает в рамках «зеленых» технологий, что в свою очередь может минимизировать сечение выработок и, в перспективе, количество вентиляционных стволов, тем самым сокращая общие капитальные затраты на строительство и эксплуатацию подземной инфраструктуры. На рисунке 1.5 представлена вертикальная схема вскрытия Северного участка рудного тела на примере месторождения

«Масловское», характеризующегося сложной морфологией залежи. Размеры рудного тела составляют 6,5 км по простиранию и 0,6–1,3 км вкрест простирания. Отмечается постепенное поднятие рудного тела с абсолютной отметки минус 750 м до отметки минус 300 м. [4].

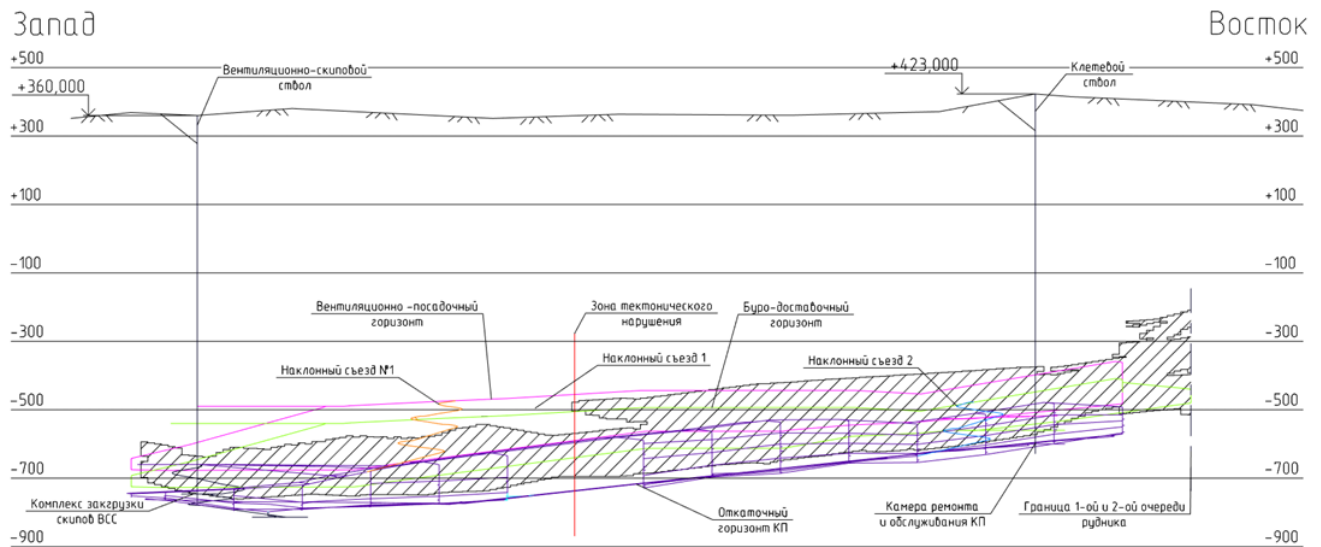


Рисунок 1.5 – Схема вскрытия и подготовки рудного тела со сложной морфологией залежи [составлено автором]

Подготовка месторождения. На этой стадии создается сеть выработок, которая делит месторождение или его часть на отдельные, технологически самостоятельные единицы – подготовительные (выемочные) блоки, панели или этажи. К подготовительным выработкам относятся: откаточные и вентиляционные штреки, орты, восстающие, квершлагги, гезенки. Подготовка может быть панельной, этажной, блочной и т.д., в зависимости от применяемой системы разработки [104].

Применение конвейерных поездов, характеризующихся повышенными до 10–12° рабочими углами транспортирования, оказывает существенное влияние на технологию подготовки месторождения. При отработке крутопадающих и наклонных залежей традиционная схема подготовки, основанная на поэтажном расположении горизонтальных откаточных выработок с перегрузкой руды через рудоспуски, требует создания многочисленных горизонтов. Способность конвейерного поезда преодолевать значительные уклоны в режиме непрерывного транспорта позволяет объединить несколько горизонтов в один основной

откаточный горизонт, тем самым сокращая объём горно-капитальных работ и снижая суммарную длину рудоспусков. На рисунке 1.6 представлена упрощенная схема вскрытия и подготовки месторождения «Масловское», которая показывает сравнение в проведении откаточного горизонта для локомотивной откатки (синяя линия) и для конвейерных поездов (фиолетовая линия). Важно отметить, что при увеличении угла наклона рудного тела на каждые  $2-3^\circ$  увеличивает суммарную длину рудоспусков (красная линия) на 15%, что неблагоприятно сказывается на эффективности горных работ. Проведение основного откаточного горизонта, повторяющего гипсометрию рудного тела на примере месторождения «Масловское» позволяет сократить длину рудоспуска до 120м.

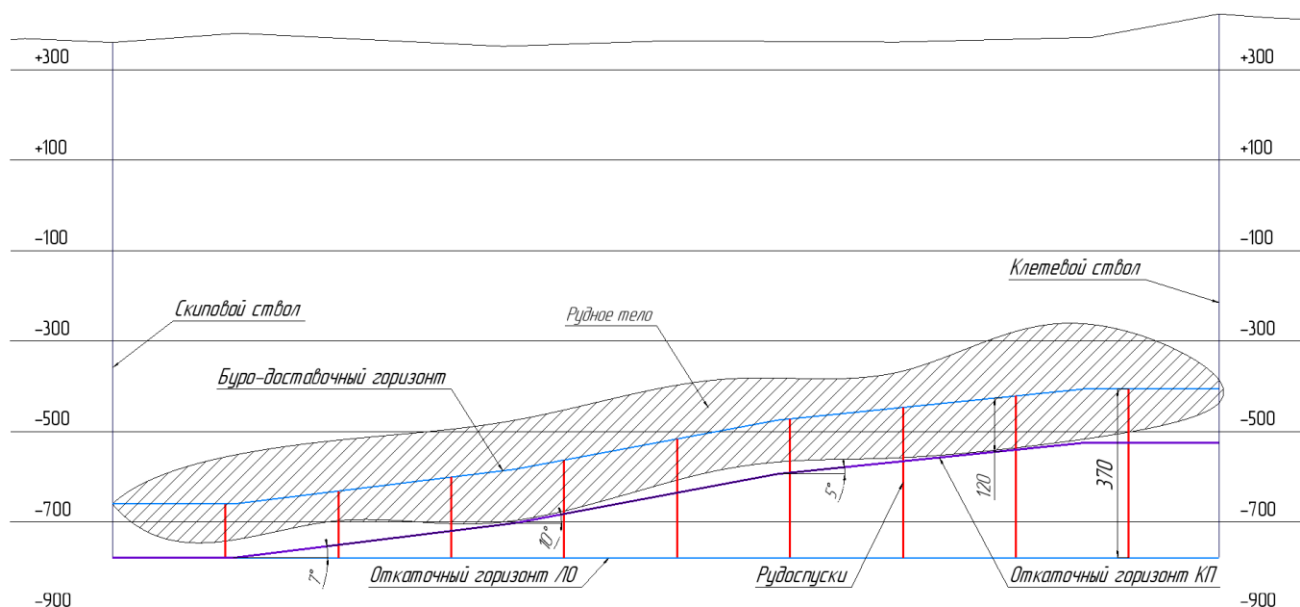


Рисунок 1.6 – Сравнительная схема вскрытия и подготовки рудного тела на примере месторождения «Масловское» [составлено автором]

В дополнение к сниженной суммарной длине рудоспусков применение конвейерного поезда позволяет уменьшить сечение транспортной выработки за счет маленьких габаритов транспортной системы в поперечном сечении по сравнению с шахтными самосвалами и ПДМ. Данный технологический эффект позволяет снизить объем горно-капитальных затрат при проходке выработок, а также уменьшить затраты на поддержание и крепление. Применение конвейерного поезда в транспортной выработке основного откаточного горизонта представлено на рисунке 1.7.

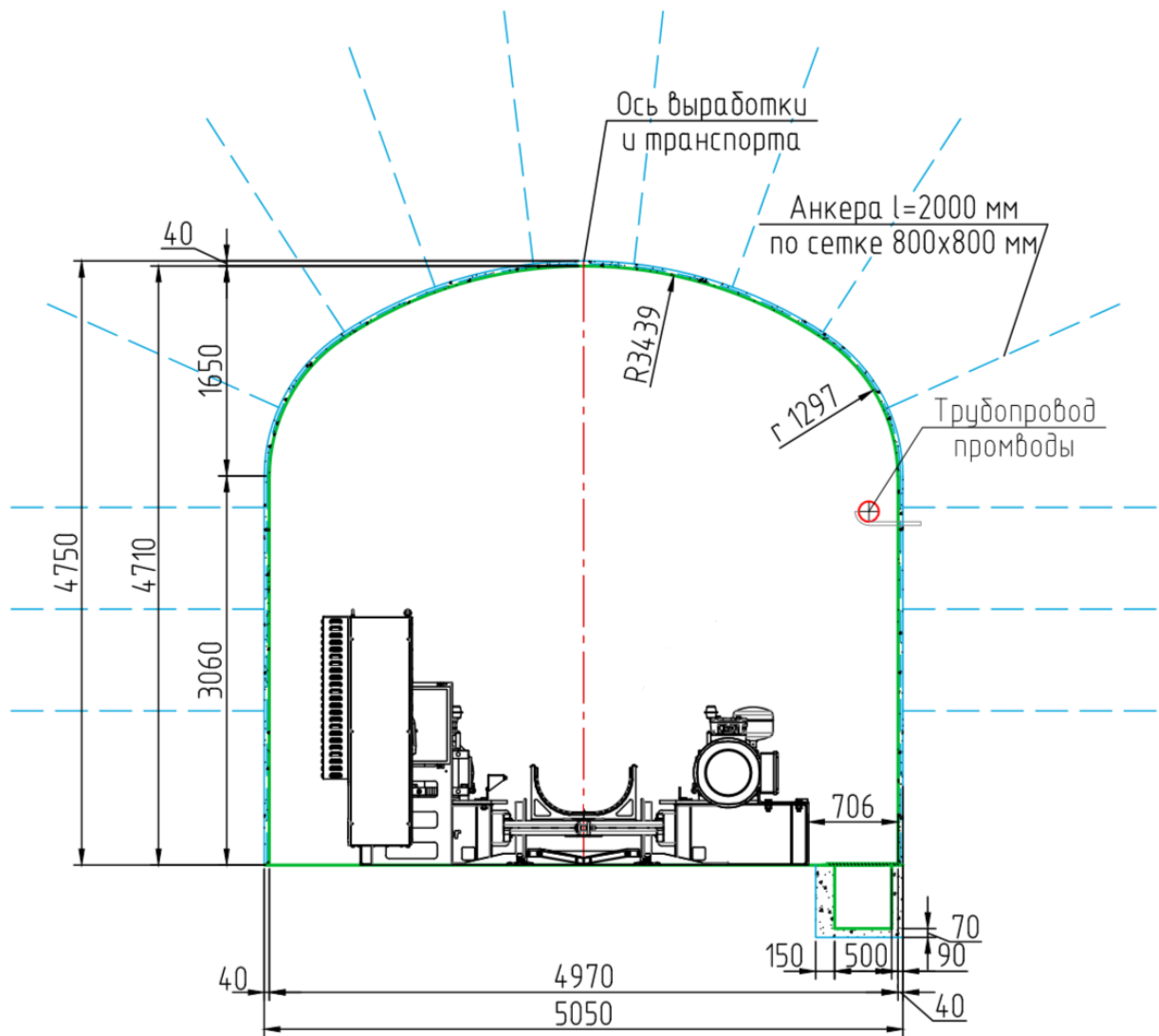


Рисунок 1.7 – Сечение горной выработки прямоугольно-сводчатой формы при использовании конвейерного поезда [составлено автором]

Возможность транспортирования недробленной горной массы с размерами куска до 1,2 м конвейерными поездами позволяет исключить стадию дробления на откаточном горизонте, что повышает в свою очередь эффективность ведения гонных работ. Отсутствие дробильного комплекса в производственном цикле позволяет исключить необходимость в сооружении дробильных камер, что повлечет за собой снижение ГКР, энергопотребления и упрощение инфраструктуры подземного рудника, повышая общую эффективность и надежность технологического процесса.

## **1.4 Перспективы применения конвейерных поездов на подземных горных работах**

Использование конвейерных поездов на подземных горных работах позволяет существенно повысить эффективность горных работ за счет высокой производительности, повышенных углов транспортирования в вертикальной плоскости и автоматизации процесса. Распределенные по всей длине транспортирования приводные станции способствуют снижению эксплуатационных затрат благодаря эффективному использованию энергии. Также распределенный привод обладает низкими затратами на обслуживание и ремонт [61]. В настоящее время научное внимание уделено снижению безопасности при эксплуатации конвейерных поездов, включая усовершенствование конструкции состава с целью исключения схода с рельс и снижению просыпей с грузонесущего полотна во время транспортирования, что в свою очередь снижает риск аварийных ситуаций всей транспортной системы.

Конвейерные поезда обладают высокой адаптивностью и гибкостью на подземных горных работах, что позволяет использовать их под различные условия ведения горных работ. Ключевым преимуществом в области энергоэффективности являются приводные станции, которые увеличивают пропускную способность, скорость перемещения и тяговые характеристики. Транспортная система является полностью автоматизированной, что оптимизирует процесс транспортирования горной массы, увеличивая коэффициент технического использования за счет эффективного управления. Использование электрических приводных станций снижает негативное воздействие на окружающую среду, что соответствует современным экологическим стандартам.

При выборе подземного транспорта руководствуются областью применения, которая характеризуется в основном производительностью и длиной транспортирования. Применение рельсового транспорта является экономически выгодным при производительности 5-6 млн. т/год и длине транспортирования 5-15 км, однако требуются высокие капитальные затраты. Автомобильный транспорт (АТ) целесообразен на рудниках с годовой производительностью 0,3-0,6 млн. т/год

и плечом откатки 1,5-3 км, однако характеризуются короткими сроками эксплуатации. Ленточные конвейеры являются непрерывным видом транспорта с высокой производительностью 5-10 млн. т/год при расстояниях транспортирования до 10-15 км, но их применение ограничено сложной гипсометрией откаточного горизонта и сложными физико-механическими свойствами горной массы. Важно отметить, что такая длина транспортирования на подземных рудниках возможна при последовательной цепи из нескольких конвейеров.

Сочетать достоинства непрерывного и циклического видов транспорта способны только конвейерные поезда, которые вправе занять определенную нишу при использовании подземного транспорта. Наибольшей эффективностью конвейерные поезда обладают при производительности подземного рудника 2-7 млн. т/год и длине транспортирования более 5-10 км, особенно в условиях сложной гипсометрии откаточного горизонта с большими радиусами кривизны и углами в вертикальной плоскости. Область применения перспективных видов подземного транспорта представлена на рисунке 1.8. Производительность конвейерных поездов обеспечивается за счет изменения длины состава.

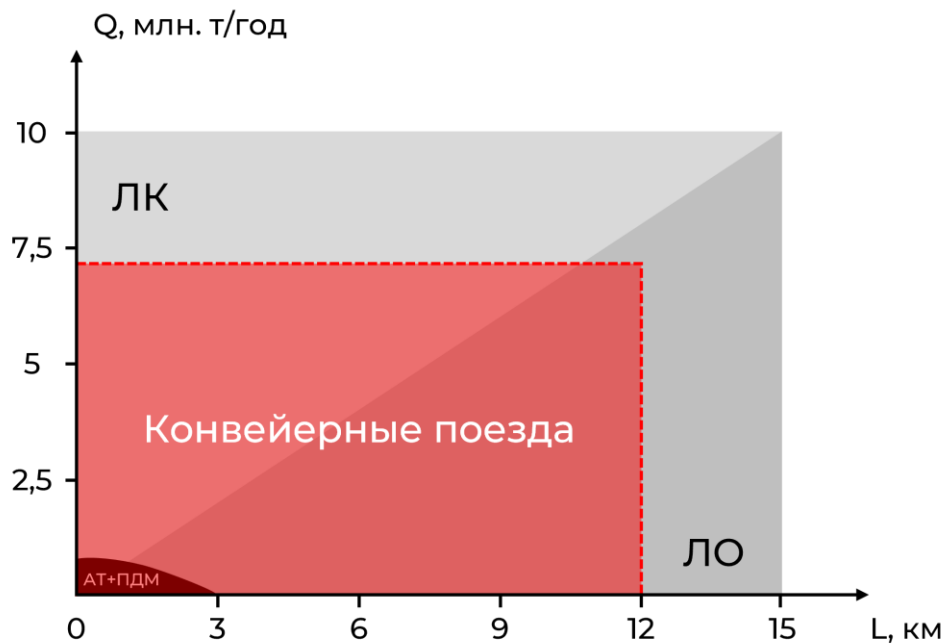


Рисунок 1.8 – Область применения подземного транспорта [составлено автором]

АТ – автомобильный транспорт; ПДМ – погрузочно-доставочные машины;

ЛК – ленточные конвейеры; ЛО – локомотивная откатка

Таким образом, конвейерные поезда являются оптимальным решением для транспортировки горной массы в сложных горно-геологических условиях, где применение традиционных видов транспорта затруднено или неэффективно. Наиболее эффективным решением для многих предприятий часто становится комбинация нескольких видов транспорта, например, зачастую на буро-доставочном горизонте используют погрузочно-доставочные машины, а на откаточном горизонте - локомотивную откатку.

### **1.5 Анализ патентной литературы**

Для проведения патентных и научных исследований использовались специализированные информационно-поисковые системы. Поиск патентной документации осуществлялся через официальные базы ФИПС (Роспатент) и Открытый реестр Роспатента. Для обнаружения научных публикаций и диссертаций используются базы РИНЦ ([eLibrary.ru](http://elibrary.ru)) и международные индексы Scopus и Web of Science, доступ к которым предоставляется через подписку ведущих научных организаций.

Актуальность развития конвейерных поездов как высокопроизводительного непрерывного транспорта напрямую вынуждает к их технологическому совершенствованию. Опыт эксплуатации указывает на наличие системных проблем от нестабильности фрикционного сцепления и проскальзывания в приводных станциях до складывания состава и схода с рельс. Причиной аварийных ситуаций является некорректная методика расчета количества приводных станций по всей длине транспортирования, которая не учитывала проверку по условию торможения.

Таким образом, в задачи диссертационного исследования входит анализ патентной и научной литературы с целью определения основных факторов процесса передачи тягового усилия от приводного колеса непосредственно на боковую пластину тележки конвейерного поезда. Наиболее подробно следует уделить внимание изучению фрикционного контакта с целью уточнения методики определения количества приводных станций. Таким образом, целью анализа является формирование методологического фундамента, необходимого для

построения точной расчётной модели, которая позволит определить тяговые и эксплуатационные характеристики с высокой точностью и эффективностью для всех режимов движения состава.

В представленной статье [80] автор С. О. Попов с соавторами рассматривает особенности тяговых расчётов для конвейерных поездов со стационарными приводами. Работа посвящена инженерному анализу этого перспективного вида транспорта, предназначенного для глубоких рудников и карьеров.

Основное содержание статьи сконцентрировано на описании двух типов приводов для конвейерных поездов: фрикционной системы «Sekkam» (с приводными пневматическими колесами) и системы с линейным асинхронным двигателем (ЛАД). Ключевой инженерный вывод автора заключается в том, что расчёт силовых параметров конвейерного поезда имеет принципиальную особенность. Стационарный привод делит подвижной состав на две динамически изменяющиеся зоны – растянутую и сжатую. Соотношение длины и нагрузки этих зон постоянно меняется во времени по мере движения поезда. Поэтому классические методики расчёта тягового усилия, основанные на статическом рассмотрении всего состава как единого целого, являются недостаточными. Автор предлагает инженерную методику, которая учитывает это разделение, а также переменное количество вагонеток, одновременно находящихся в режимах тяги и толкания. Методика включает формулы для определения производительности одного состава ( $Q_{\Gamma}$ , т/ч) (1.1) [80]:

$$Q_{\Gamma} = 0,36q_{\Gamma}l_cK_H/(T_1, K_B, K_{\Gamma}) \quad (1.1)$$

где  $q_{\Gamma}$  - погонный вес груза, (Н/м);

$l_c$  – длина поезда, м;

$K_H, K_B, K_{\Gamma}$  – коэффициенты соответственно неравномерности ( $T_H = 1,2$ ), использования по времени ( $K_B = 0,8 - 0,9$ ), готовности системы ( $K_{\Gamma} = 0,9 - 0,95$ );

$T_1$  – время цикла, с.

Приведена формула требуемой мощности приводной станции и тягового усилия ( $F_{\Gamma}$ , Н), которое должно преодолевать сопротивление в обеих зонах, силы инерции, уклоны и криволинейные участки пути (1.2) [80]:

$$F_T = (G_T + G_{гр}) \left[ w_p k + \int_h^n w_c x_j d_j + w_{кр} \pm i \pm \frac{\delta \alpha}{g} \right] \quad (1.2)$$

где  $G_T$  – вес тележки состава; Н;

$G_{гр}$  – вес груза в тележке, Н;

$w_p$  – основное удельное сопротивление движению растянутой части поезда, Н/кН;

$w_c$  – основное удельное сопротивление движению сжатой части поезда, Н/кН;

$w_{кр}$  – основное удельное сопротивление для  $m$  тележек, находящихся на криволинейном участке трассы, Н/кН;

$j$  – текущий номер тележки в сжатой части состава;

$k$  – кол-во вагонеток растянутой части поезда;

$i$  – уклон пути, %;

$\delta$  – коэф., учитывающий инерцию вращающихся масс;

$\alpha$  – ускорение (замедление) состава,  $m/c^2$ .

Основное удельное сопротивление движения ( $w_c$ , Н/кН) конвейерного поезда определяют по следующей формуле (1.3) [60]:

$$w_c = \frac{G_T + G_{гр}}{2} w_p (n - k) \left( 1 + \frac{w_{co}}{w_p} \right), \quad (1.3)$$

где  $w_{co}$  – наибольшее значение основного удельного сопротивления движению (для тележки из сжатой части состава).

Основным недостатком исследования является отсутствие расчетов сопротивления состава от разгона, инерции и подъема, которые в большей мере влияют на тяговую силу.

В научном труде [52] автор проводит углублённое исследование сопротивления движению конвейерных поездов, делая акцент на режиме толкания, который создаёт максимальную нагрузку на состав. Основная цель статьи заключается в разработке детальной инженерной методики для расчёта силовых параметров, что является критически важным для точного определения требуемой мощности приводных станций. Автором представлена формула по расчет основного удельного сопротивления движению ( $w_{i2}$ , Н/кН) в режиме толкания (1.4) [52]:

$$w_{i2} = \mu \frac{d}{D} + \frac{2k}{D} + (A_i - B_i w_0 - D_i) f_p \frac{2h}{D} + f \sin \delta + bU + cU^2, \quad (1.4)$$

где  $\mu$  – коэффициент сопротивления трения шейки оси в подшипниках роликов;  $d$  – диаметр оси ходового колеса, м;

$D$  – диаметр ходового колеса, м;

$k$  – количество тележек растянутой части состава;  $i$  – порядковый номер тележки;

$U$  – скорость движения состава, м/с;

$b, c$  – постоянные коэффициенты, соответственно пропорциональные первому и второму степеням скорости движения подвижного состава;

$f$  – коэффициент трения обода колеса по рейке;

$\delta$  – угол перекоса оси тележки;

$h$  – плечо силы трения в точке касания реборды ходового колеса и рейкой относительно мгновенного центра вращения, м;

$A_i$  – функция тяги (толкания) привода;

$B_i$  – функция угла разворота и геометрических параметров тележки;

$D_i$  – функция момента трения в шарнире, веса и геометрических параметров тележки.

В дополнение к формуле удельного сопротивления движению представлены практические номограммы для быстрого определения суммарного сопротивления в зависимости от количества тележек в составе и угла разворота (рисунок 1.9).

Таким образом, автор разработал расширенную и детализированную модель сопротивления движению, которая является значительным шагом вперед по сравнению с предыдущими подходами. Тем не менее, в исследовании [51] не учтены режимы движения конвейерного поезда, а именно разгона и торможения, что напрямую влияет на сопротивление движению, а также отсутствует влияние температуры и влажности на коэффициент сцепления между приводным колесом и боковой пластиной тележки.

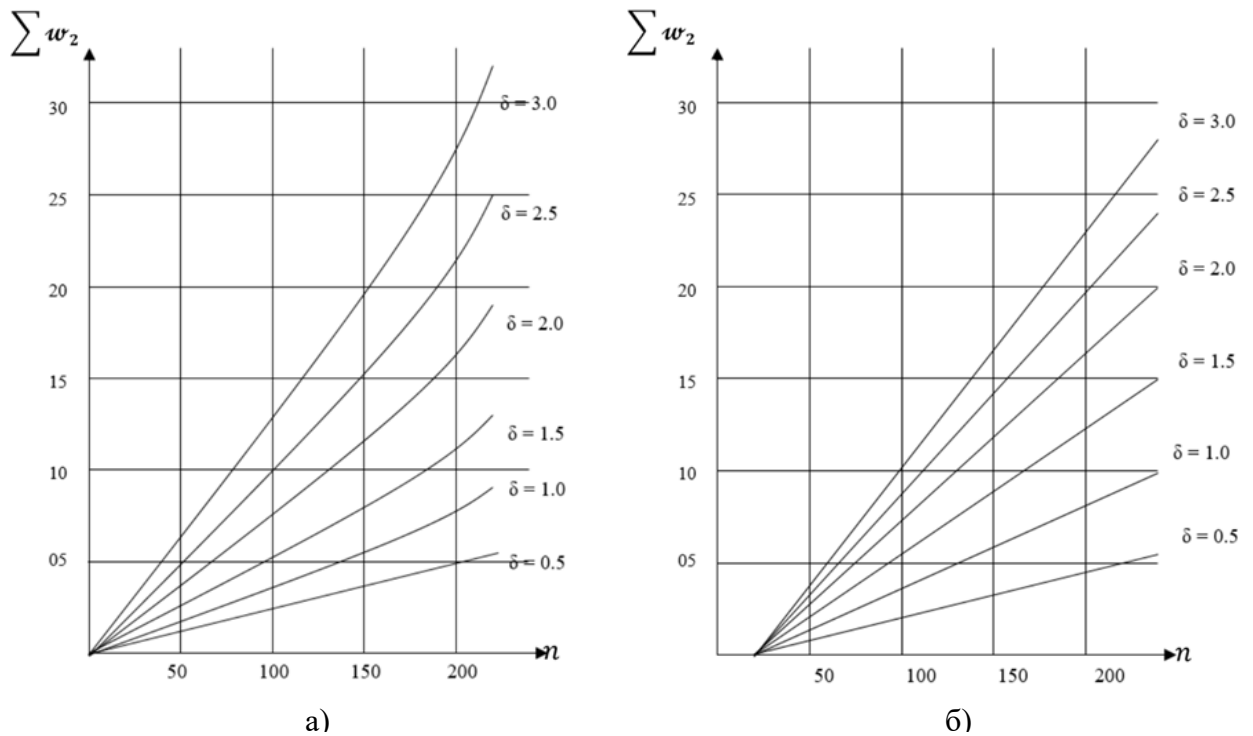


Рисунок 1.9 – Номограмма определения суммарных удельных сопротивлений движению конвейерного поезда в зависимости от количества тележек ( $n$ ) и угла разворота ( $\delta$ ) [52]

В научном труде [131] рассматриваются вопросы устойчивости отдельной тележки конвейерного поезда при движении по железнодорожным путям сложной геометрии. Результат работы направлен на предотвращение аварийных ситуаций, происходящих по причине продольного и поперечного схода с рельсов. Автор исследования не рассматривает методики расчета количества приводных станций, мощности приводов и сопротивления движению. За основу исследования взяты классические методы статического и динамического расчета твердого тела. По результатам работы выведена формула (1.5) максимального допустимого ускорения конвейерного поезда ( $a_x$ , м/с<sup>2</sup>) [131]:

$$a_x = \frac{g}{h} (L_R \cos\theta - h \sin\theta), \quad (1.5)$$

где  $h$  – расстояние от зубчатого колеса до контакта колеса с рельсом, м;

$L_R$  – расстояние между осью колеса и осью зубчатого колеса, м;

$\theta$  – уклон трассы, %.

Максимальная скорость ( $v_{\max}$ , м/с), достигаемая при равноускоренном движении с места на подъеме заданной длины ( $s$ ) без потери контакта (1.6) [131]:

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{2sg}{h} (L_R \cos\theta - h \sin\theta)}, \quad (1.6)$$

В целях исключения аварийной ситуации по причине схода с рельс на кривых участках трассы используется критерий Надаля, который определяется из соотношения боковой силы к вертикальной ( $L/v$ ) с учетом угла контакта гребня колеса и коэффициента трения. На основе этого критерия определяются максимально допустимые скорости прохождения поворотов разного радиуса. Скорость безопасного прохождения увеличивается с ростом радиуса поворота и угла наклона гребня колеса.

Практическим результатом является набор конкретных числовых ограничений движения (таблица 1.4), которые могут быть использованы для разработки безопасного графика движения, выбора маршрута и определения требуемых характеристик двигателя.

Таблица 1.4 – Максимально допустимые значения ускорения и замедления [131]

Допустимое значение	Порожняя тележка	Груженная тележка
Уклон – 0 %		
Ускорение, м/с <sup>2</sup>	31,14	16,6
Скорость, м/с	17,65	12,91
Замедление, м/с <sup>2</sup>	30,53	16,31
Скорость, м/с	17,47	12,77
Уклон – 20 %		
Ускорение, м/с <sup>2</sup>	19,64	7,86
Скорость, м/с	14,02	8,86
Замедление, м/с <sup>2</sup>	19,14	7,57
Скорость, м/с	13,84	8,70

Данная работа дополняет ранее проанализированные исследования. Если в статье о сопротивлении движению была построена силовая модель для расчёта мощности привода, то здесь представлена кинематическая модель для определения безопасных границ применения этой мощности. Однако между ними существует разрыв: силовая модель не учитывает ограничения по устойчивости, а кинематическая модель не учитывает реальное распределение сил в составе. Для полного исследования необходима объединённая динамическая модель, которая бы учитывала и переменное сопротивление в сжатой зоне, и условия контакта

колёс с рельсом для каждой тележки в составе при различных режимах работы привода.

В представленном исследовании [134] ключевым объектом анализа является зависимость продольного сцепления шины от внутреннего давления воздуха. Основная гипотеза заключается в предположении, что снижение давления в шине увеличивает площадь её пятна контакта с твердой поверхностью, что, в свою очередь, должно привести к росту силы трения и сокращению тормозного пути. Для проверки этой зависимости был проведен комплекс экспериментов, включавший в себя стендовые тормозные испытания с различным давлением в шинах (в диапазоне от 1.0 до 2.4 бар).

В рамках данного исследования экспериментально установлено, что изменение внутреннего давления в шине в диапазоне от 1.0 до 2.4 бара оказывает статистически незначимое влияние на силу трения. Ключевые результаты, показывают, что средний тормозной путь колеблется в узком диапазоне (83.2–86.7 м) без выраженной монотонной зависимости от давления.

В исследовании [134] определение силы трения от давления воздуха в шине производилось без учета остальных значимых факторов, таких как сила прижатия, влажность и температура, механические свойства приводного колеса и твердого покрытия. Анализ влияния силы трения не учитывал запыленность покрытия. В совокупности все неучтенные факторы дают сильное влияние на процесс передачи тягового усилия приводного фрикционного колеса. Таким образом, полученные выводы о пренебрежимо малом влиянии давления справедливы для конкретного частного случая, но не отменяют его потенциальной значимости в более широком спектре реальных ситуаций и режимов работы.

В научной статье [133] проведен комплексный анализ физических механизмов, определяющих сцепление пневматической шины с твердой поверхностью. Ключевым выводом является то, что трение резины, а значит и общее сцепление шины, носит нелинейный характер и существенно зависит от нормальной нагрузки, что противостоит классическому закону Амонтона-Кулона. Эта зависимость формируется двумя основными компонентами: гистерезисным

трением, обусловленным вязкоупругими потерями при деформации резины на микронеровностях покрытия, и адгезионным трением, связанным с молекулярным взаимодействием в реальной площади контакта.

Автором выведена формула эффективного коэффициента трения (1.7) [133]:

$$\bar{\varphi} = \frac{F_x}{F_N} = \varphi_C + \varphi_D, \quad (1.7)$$

где  $F_x$  – сила трения скольжения, Н;

$F_N$  – сила прижатия, Н;

$\varphi_C$  – коэффициент трения, учитывающий механизм рассеивания энергии в зоне контакта;

$\varphi_D$  – коэффициент трения, учитывающий вязкоупругое рассеивание энергии из-за деформации элементов протектора.

При взаимодействии пневматического колеса с сухой твердой поверхностью адгезия вносит дополнительный существенный вклад в тягу шин, который зависит от реальной площади контакта  $A_c$ , зависящей от нагрузки (1.8) [133]:

$$\varphi_{\text{адг}} = \frac{F_{\text{адг}}}{F_N} = \frac{\sigma_s A_c}{\sigma_0 A_0}, \quad (1.8)$$

где  $F_{\text{адг}}$  – адгезионная сила, Н;

$\sigma_s$  – истинное касательное напряжение в реальной зоне контакта, возникающее в результате механизмов молекулярного рассеивания энергии резины контактных участках, Па;

$\sigma_0$  – расчетное касательное напряжение в реальной зоне контакта;

$A_c$  – реальная площадь контакта от нагрузки, м<sup>2</sup>;

$A_0$  – расчетная площадь контакта, м<sup>2</sup>.

В рамках проведенного исследования доказано, что составляющая трения и, как следствие, общий коэффициент сцепления пневматической шины с твердой поверхностью находятся в существенной зависимости от силы прижатия. Важным аспектом, не учтенным в представленной модели, является прямое влияние внутреннего давления в пневматической шине на характеристики сцепления. В работе анализ зависимости коэффициента трения от силы прижатия проводится в рамках контактной механики уже сформированного пятна контакта. Однако

внутреннее давление является первичным параметром, определяющим саму геометрию, жесткость и распределение контактного давления в этом пятне.

Рассмотрим несколько вариантов фрикционных приводов конвейерного поезда. Патент [2] предлагает конструкцию фрикционного привода для конвейерного поезда, предназначенную для саморегулирования усилия прижатия приводного пневмоколеса к боковой пластине тележки без использования внешних устройств или самостоятельного источника прижимной силы (рисунок 1.10).

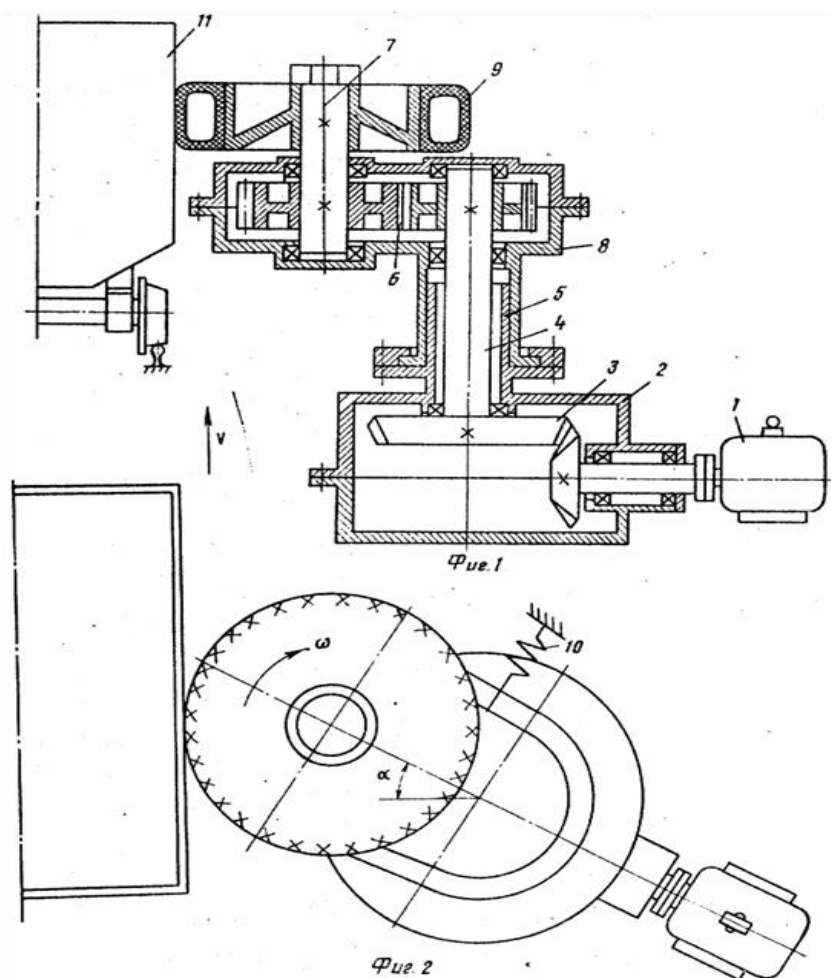


Рисунок 1.10 – Фрикционный привод конвейерного привода [2]

1 – двигатель; 2 – неподвижный корпус; 3 – входная ступень конической передачи; 4 – вертикального вала; 5 – шарнир; 6 – механическая передача; 7 – выходной вал  
8 – корпус; 9 – пневмоколесо; 10 – пружина; 11 - тележка

Анализ недостатков предлагаемой конструкции фрикционного привода показывает существенные ограничения для её промышленного применения. Основным недостатком данной конструкции является узкий диапазон

регулирования, а также надежность механизма прижатия при скачкообразных изменениях сопротивления движению конвейерного поезда. Низкая надежность механизма регулирования способна привести к снижению коэффициента сцепления, что привлечет за собой снижения тяговой силы.

В настоящее время существует патент [3], в котором представлена конструкция приводной станции конвейерного поезда, применяющегося на подземных горных работах (рисунок 1.11). Принцип работы приводной станции данной конструкции заключается в установке двух пневматических колес сбоку относительно движущегося состава. Крепление приводных колес осуществляется на одной стационарной платформе, которая установлена под железнодорожными путями на катках. Благодаря установке приводной станции на катках у нее есть возможность перемещения в поперечном направлении с целью неизменной нагрузки на боковую пластину тележки, тем самым при входе конвейерного поезда в станцию происходит центрация его относительно приводных колес. Это позволяет исключить поперечные колебания состава и компенсировать разницу в силах прижатия приводных колес, а также давление воздуха в шинах.

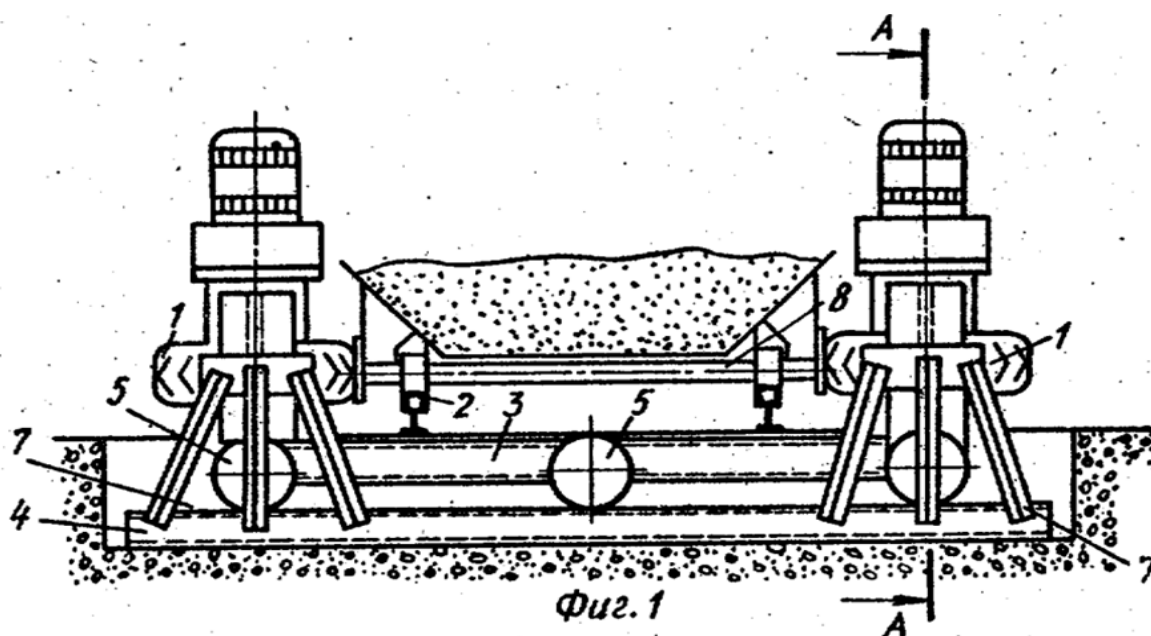


Рисунок 1.11 – Фрикционный привод конвейерного привода [3]

1 – пневмоколесо; 2 – рельсовый путь; 3 – платформа; 4 – рама; 5,6 – катки; 7 – упоры; 8 – тележка.

Имея рациональную идею пассивного самоцентрирования состава, конструкция обладает рядом недостатков. Первым и основным недостатком является сложность и металлоёмкость конструкции, что увеличивает сложность монтажа и обслуживания, а также повышает общую стоимость изготовления и эксплуатации. В условиях подземных рудников, высокой запыленности и повышенной влажности система катков приводной станции подвержена загрязнению и скорейшему выходу из строя, что негативно скажется работоспособность системы в целом. При эксплуатации конвейерного поезда возникают боковые толчки, которые оказывают влияние на платформу, находящуюся на колеса, приведя ее к колебаниям и ударам о боковые опоры, создавая динамические нагрузки, влияя на плавность работы транспортной системы. Следовательно, идея данной конструкции направлена на саморегулирование боковой нагрузки на тележку состава, однако ее сложность снижает надежность механизма и эффективность системы в целом.

Наиболее перспективным решением в направлении приводных станций конвейерного поезда является патент [74] компании Rail-Veyor Technologies, представленный на рисунке 1.12. Транспортная система Rail-Veyor используется для транспортирования сыпучей горной массы в составах, состоящих из последовательно соединенных тележек.

Принцип работы приводной станции компании Rail-Veyor Technologies заключается в передаче тягового усилия посредством фрикционного контакта между приводным колесом и боковой пластиной тележки. Основным отличием от предыдущих конструкций является разъединение тягового момента и усилия прижатия колеса к пластине. Прижатия приводного колеса осуществляется с помощью пружинного элемента независимо от работы привода. Разделение позволило приводу перемещаться в плоскости, параллельной рельсовому пути, обеспечивая саморегулирование и постоянство фрикционного контакта.

В данной конструкции в качестве приводного колеса используется пневматическая шина с пенонаполнением, что при небольшом износе требует дополнительного контроля и регулирования. Сложность конструкции,

включающей шарнирные соединения, повышает требования к точности изготовления и качеству обслуживания.

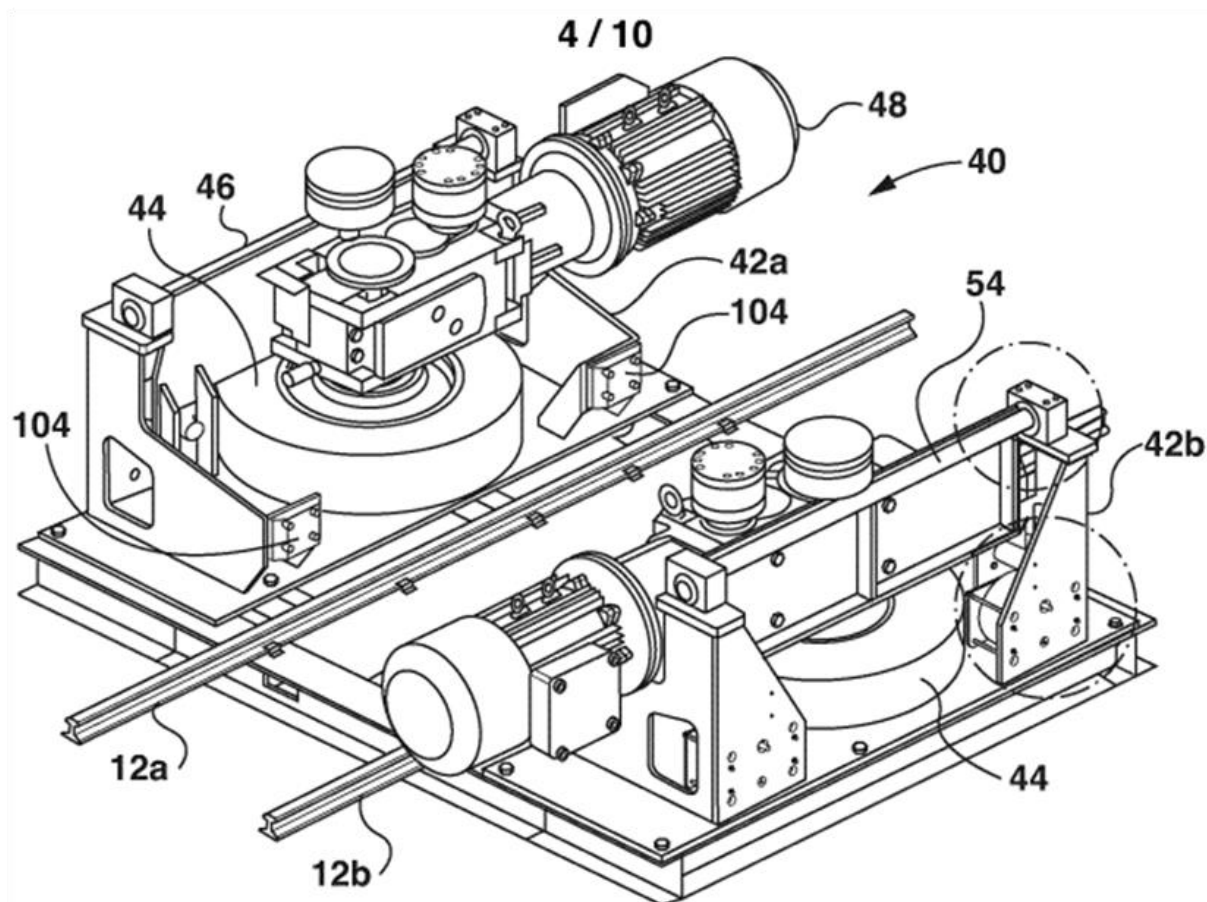


Рисунок 1.12 – Фрикционный привод конвейерного привода [74]

Конструкция приводной станции компании Rail-Veyor Technologies получила широкое распространения в конвейерных поездах за счет надежности конструкции, ремонтпригодности и адаптивности к условиям эксплуатации. Данная приводная станция решает проблему постоянного надежного фрикционного контакта между приводным колесом и боковой пластиной тележки, а также вопросы обслуживания и ремонта. Однако вопрос, связанный с динамикой работы конвейерных поездов и расчета мощности привода приводной станции, является актуальным.

## 1.6 Выводы по Главе 1

Анализ сравнения традиционных видов подземного транспорта и конвейерных поездов позволил выявить ключевые преимущества и недостатки их применения. Основными ограничениями являются: гипсометрия откаточного

горизонта, включая длины и уклоны транспортных выработок, цикличность работы, капитальные и эксплуатационные затраты. Конвейерные поезда являются наиболее конкурентоспособным видом транспорта, способным преодолевать повышенные уклоны до 22% и малыми радиусами кривизны до 20 м. Однако опыт эксплуатации на примере рудника Долинный показал, что транспортная система имеет ряд существенных недостатков, приводящих к аварийным ситуациям, таким как проскальзывания состава в приводной станции и сход с рельс.

Ключевое технологическое преимущество конвейерных поездов заключается в положительном влиянии на геотехнологию. Способность преодолевать значительные уклоны позволяет при угле падения рудного тела свыше 3 градусов проходить один откаточный горизонт, повторяющий гипсометрию рудного тела, что в свою очередь способствует снижению суммарной длины рудоспусков. Это сокращает объем горно-капитальных работ по проходке и поддержанию выработок. Малые габариты КП дополнительно снижают сечение транспортных выработок по сравнению с автосамосвалами, уменьшая объем выемки породы и объем воздуха для проветривания рудника.

Обзор научной и патентной литературы показал, что существующие методы тягового расчёта для таких систем недостаточно точны, так как не полностью учитывают динамическое разделение состава на растянутую и сжатую зоны, волновые процессы, переменность нагрузки и условия фрикционного контакта. Таким образом, для надежного проектирования и внедрения конвейерных поездов необходима разработка усовершенствованной математической модели, адекватно описывающей передачу тягового усилия во фрикционном приводе и динамику.

## ГЛАВА 2 МЕТОДОЛОГИЯ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ СИСТЕМАМИ КОНВЕЙЕРНЫХ ПОЕЗДОВ

### 2.1 Взаимодействие колеса с опорной поверхностью

**Виды движения колеса.** Движителем конвейерного поезда является колесо с пневматической шиной. В роли приводной станции конвейерного поезда выступает комплексная система, включающая колесо с эластичной пневматической шиной, цилиндрический редуктор и электродвигатель. Приводная станция представляет собой силовой агрегат, передающий усилие через контакт с направляющей поверхностью боковой тележки [100].

В данном техническом решении опорной поверхностью является боковая пластина тележки, находящаяся в вертикальной плоскости. Приводное колесо, ось которого установлена параллельно этой пластине, прижимается к ней и вращается, создавая силу трения. Перемещается при этом сама тележка с закрепленной на ней пластиной, в то время как ось приводного колеса остается неподвижной в продольном направлении (рисунок 2.1).

Характер взаимодействия колеса с опорной поверхностью определяется соотношением их механических характеристик в нормальном направлении. В частности, степень деформации контактирующих элементов коррелируется от нормальной жёсткости колеса (сопротивлением деформации в направлении, перпендикулярном опорной поверхности) и жёсткости самой опорной поверхности.

В механике контактного взаимодействия выделяют четыре характерных типа взаимного влияния колеса и опорного основания, различающихся по степени их деформационного поведения. Первый тип представляет собой контакт абсолютно жесткого колеса с не деформируемой опорной поверхностью, при котором отсутствуют какие-либо упругие деформации соприкасающихся тел. Второй вариант описывает ситуацию, когда упруго-деформируемое колесо взаимодействует с жестким основанием, что приводит к локальной деформации исключительно колесного элемента. Третий случай характеризует противоположную картину - жесткое колесо, оказывающее давление на

податливую опорную поверхность, вызывает деформацию только опорного основания. Наиболее сложный четвертый тип взаимодействия предполагает одновременную упругую деформацию, как колеса, так и опорной поверхности, что типично для большинства реальных систем [50].

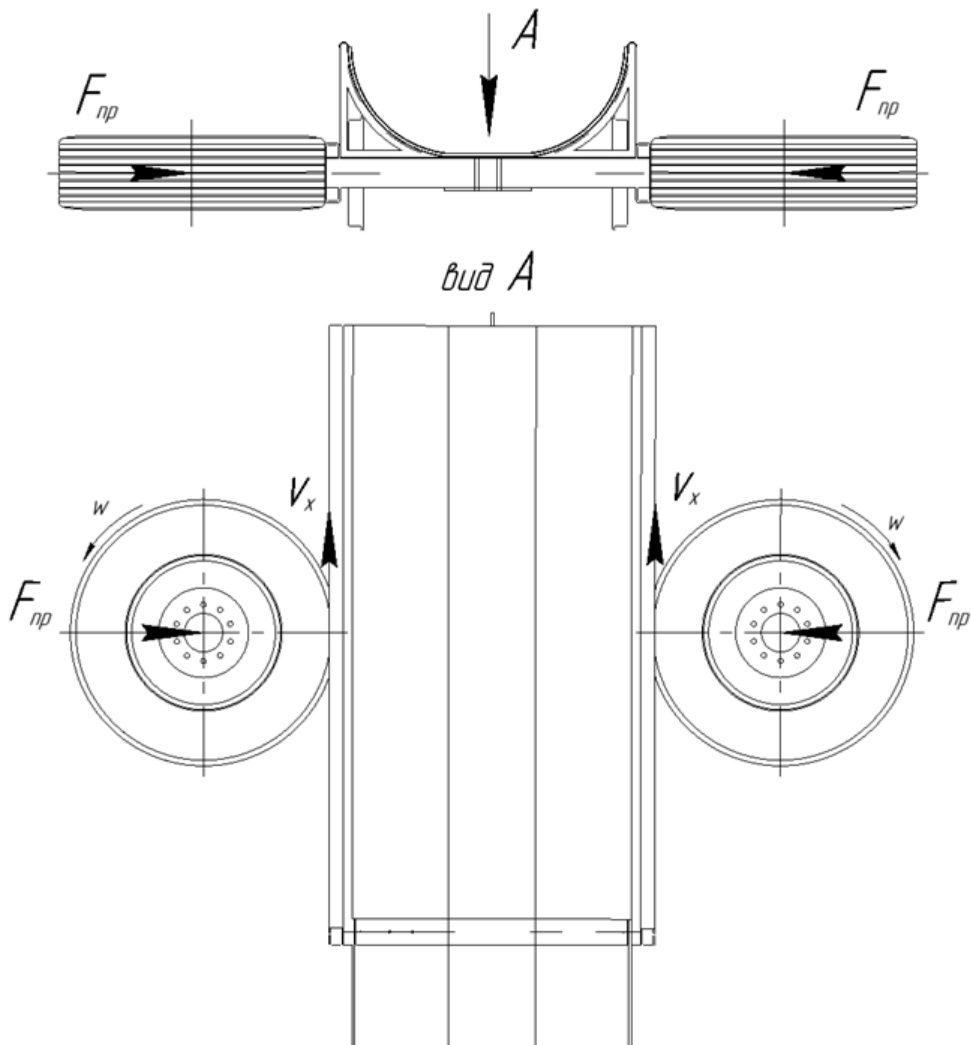


Рисунок 2.1 – Контактное взаимодействие упругого приводного колеса и недеформируемого основания [составлено автором]

В приводной станции конвейерного поезда реализуется механизм контактного взаимодействия колеса, оснащенного упругой пневматической шиной, и твердой опорной поверхности. Под воздействием силы прижатия  $F_{пр}$  происходит существенная деформация эластичной шины, в то время как опорное основание практически не подвергается деформации из-за значительно более высокой жесткости, что позволяет пренебречь ее влиянием на процесс взаимодействия (рисунок 2.1).

**Радиусы колеса.** В противоположность жесткому колесу с единственным радиусом, упругое колесо характеризуется четырьмя различными радиусами: свободным, статическим, динамическим и кинематическим (радиусом качения) [43].

1. Свободный радиус ( $r_c$ , м) представляет собой линейный размер от оси вращения до внешней поверхности недеформированной шины в отсутствие внешних нагрузок (2.1) [43]:

$$r_c = 0,5D_n, \quad (2.1)$$

где  $D_n$  – наружный диаметр колеса, максимальный поперечный размер беговой дорожки в свободном (ненагруженном) состоянии, измеренный в плоскости, перпендикулярной оси вращения.

2. Статический радиус ( $r_{ст}$ ) – это расстояние от центра колеса до опорной поверхности при статической нагрузке, когда конвейерный поезд находится в неподвижном состоянии. Он характеризует фактический размер колеса под действием нормальной нагрузки (2.2) [43]:

$$r_{ст} = 0,5d + \lambda_z H_{ш} = 0,5d + \lambda_z \Delta_{ш} B_{ш}, \quad (2.2)$$

где  $d$  – посадочный диаметр шины, м;

$\lambda_z$  – коэффициент нормальной (вертикальной) деформации шины (для грузовых шин составляет 0,7 – 0,75);

$H_{ш}$  и  $B_{ш}$  – высота и ширина профиля шины соответственно;

$\Delta_{ш} = \frac{H_{ш}}{B_{ш}}$  – коэффициент формы профиля шины.

Статический радиус колеса зависит от величины силы прижатия  $F_{пр}$  и давления воздуха в шине  $p_{ш}$  таким образом что при увеличении силы прижатия статический радиус уменьшается а при увеличении давления воздуха увеличивается.

3. Динамический радиус ( $r_d$ ) представляет собой расстояние от оси вращения вращающегося колеса приводной станции до точки контакта с боковой поверхностью тележки поезда. В процессе вращения на пневматическое колесо действует комплекс силовых факторов: сила прижатия  $F_{пр}$ , центробежная сила  $F_a$  и

крутящий момент  $M_k$ . Рост угловой скорости  $\omega_k$  вызывает увеличение центробежных сил, что обуславливает расширение шины и, как следствие, возрастание динамического радиуса.

4. Радиус качения (кинематический радиус) ( $r_k$ , м) – это условный радиус колеса, определяющий соотношение между его угловой скоростью ( $\omega_k$ ) и линейной скоростью движения ( $V_x$ ) транспортного средства без учёта проскальзывания (2.3) [43]:

$$r_k = \frac{V_x}{\omega_k} \quad (2.3.)$$

Экспериментальный метод определения радиуса качения (2.4) [43]:

$$r_k = \frac{L}{2\pi N}, \quad (2.4.)$$

где  $L$  – пройденное расстояние колесом, м;

$N$  – число полных оборотов колеса.

Взаимно компенсирующее воздействие угловой скорости  $\omega_k$  и крутящего момента  $M_k$  на величину динамического радиуса  $r_d$  обуславливает его незначительное отклонение от статического радиуса. Вследствие этого при моделировании контакта упругой шины с продольной направляющей допустимо использование приближения  $r_d \approx r_{ст}$ .

## **2.2 Передача сил и моментов от электродвигателя приводной станции к приводной шине**

Контактное усилие может быть рассчитано на основе фундаментальных принципов теории качения колеса, учитывая применение пневматического колеса в качестве привода в станции конвейерного поезда. На приводное колесо воздействует крутящий момент  $M_k$ , передаваемый посредством цилиндрического редуктора от электродвигателя. Распределение сил, моментов и реакций, действующих на колесо, представлено на рисунке 2.2. В зоне контакта шины с боковой поверхностью тележки возникает касательная сила  $P_k$ , которой равна по модулю, но противоположна по направлению тяговому усилию  $P_p$ , приложенному к рабочей поверхности колеса (2.5) [44]:

$$|P_k| = |P_p| \left( \frac{M_k}{r_k} \right), \quad (2.5)$$

где  $r_k$  – радиус качения ведущего колеса с учетом обжатия шины в зоне контакта с пластиной;  $P_p = \varphi_{сц} r_0$ , где  $r_0$  – свободной радиус шины;  $\varphi_{сц}$  – коэффициент сцепления.

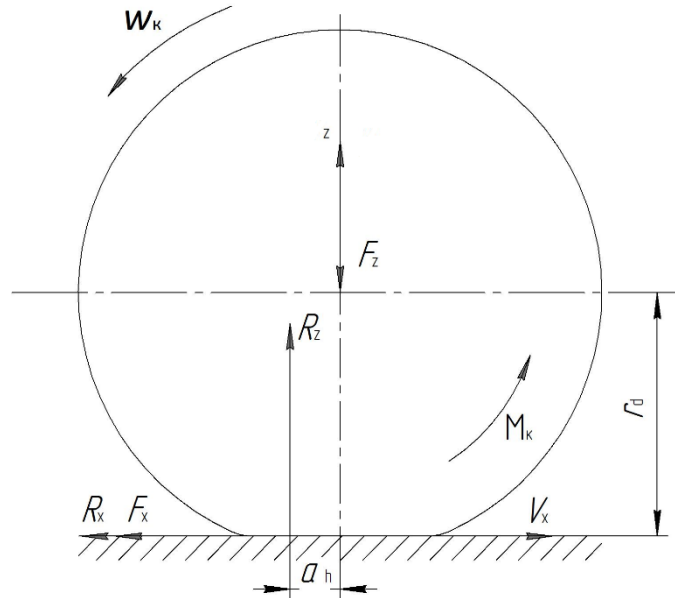


Рисунок 2.2 – Схема сил, моментов и реакций, действующих на приводном колесе  
[составлено автором];

$\omega_k$  – угловая скорость, рад/с;  $M_k$  – крутящий момент колеса, Нм;  $R_x$  – продольная реакция, Н;  $F_x$  – продольная сила, Н;  $R_z$  – нормальная реакция, Н;  $F_z$  – нормальная сила, Н;  $V_x$  – вектор скорости, м/с;  $a_{ш}$  – смещение, м;  $r_k$  – динамический радиус, м

Величина крутящего момента  $M_k$ , действующего на приводные колеса, рассчитывается с учетом КПД трансмиссионной системы  $\eta$  и передаточного отношения редуктора  $i_p$ , графическое представление которых приведено на рисунке 2.3. (2.6) [44]:

$$M_k = M_e i_p \eta, \quad (2.6)$$

где  $M_e$  – крутящий момент на валу электродвигателя, Нм;

$M_e = \frac{N_e}{n_e}$ ;  $N_e$  – мощность электродвигателя, кВт;

$n_e$  – частота вращения вала электродвигателя, об/мин.

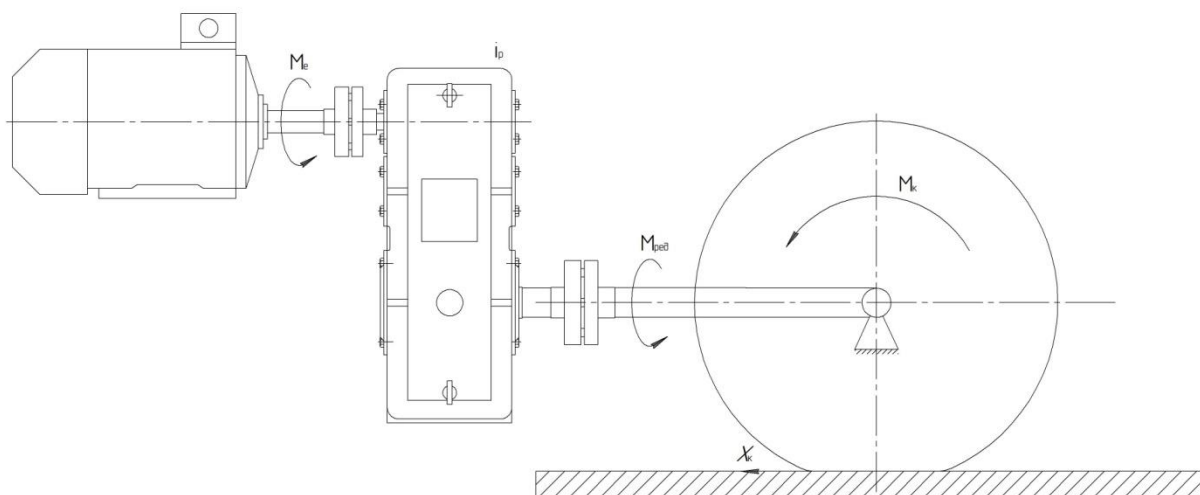


Рисунок 2.3 – Схема передачи вращающего момента от вала электродвигателя к приводному колесу [составлено автором]

Угловая скорость вала электродвигателя  $\omega$  связана с теоретической линейной скоростью приводного колеса  $v$  кинематической зависимостью, определяемой передаточным отношением привода, м/с (2.7) [44]:

$$v = \frac{2\pi r_d n_e}{60 i_p} \quad (2.7)$$

или, км/ч (2.8) [78]:

$$v = 0,377 \frac{r_d n_e}{i_p} \quad (2.8)$$

Частота вращения приводного колеса  $\omega_k$  функционально связана с угловой скоростью электродвигателя  $n_e$  и передаточным отношением редуктора  $i_p$  кинематической зависимостью, об/мин (2.9) [44]:

$$\omega_k = \frac{v}{r_d} \quad (2.9)$$

Ускорение конвейерного поезда вычисляется из дифференциального уравнения движения, м/с<sup>2</sup> (2.10) [44]:

$$a_a = \frac{dv}{dt} = \frac{d\omega_e r_d}{dt i_p} = \frac{\varepsilon_e r_k}{i_p}, \quad (2.10)$$

где  $\varepsilon_e = \frac{dv}{dt}$  - угловое ускорение вала электродвигателя (рад/с<sup>2</sup>).

**Динамика приводного колеса.** Прижимное устройство приводного колеса создает три основных силовых воздействия: прижимную силу  $F_{пр}$ , продольную силу  $F_x$  и крутящий момент  $M_k$ . Прижимная сила  $F_{пр}$  направлена горизонтально и

перпендикулярна плоскости опорной поверхности. Продольная сила  $F_x$ , параллельная боковой пластине тележки, изменяет свое направление в зависимости от режима работы: при ведущем режиме она направлена противоположно движению пластины, при тормозном режиме совпадает с направлением движения, а в нейтральном режиме равна нулю [82].

Момент  $M_k$  подводится к приводному колесу от вала редуктора или тормозного устройства. В некоторых случаях момент может быть равен нулю. Если направление момента совпадает с направлением вращения колеса, то значение момента является положительным, в обратном случае - отрицательным.

Со стороны поверхности боковой пластины тележки на приводное колесо действуют реакции нормальная  $R_z$  и продольная  $R_x$  (Рисунок 2.2). Нормальная реакция  $R_z$  направлена горизонтально противоположно силе прижатия  $F_{пр}$ , причем точка ее приложения находится на пересечении поверхности боковой пластины и перпендикуляра, опущенного из центра колеса. Продольная реакция  $R_x$  расположена в плоскости боковой пластины и может быть направлена в сторону движения пластины или против него. Положительным направлением продольной реакции  $R_x$  считают, когда она совпадает с вектором скорости  $v_x$  [52].

*Уравнение движения поезда.*

Сумма проекций сил на продольную ось  $x$   $\sum X = 0$ ;  $m_k a_x = R_x + F_x$ , (2.11) [52]:

$$F_x = m_k a_x - R_x, \quad (2.11)$$

где  $m_k$  – масса конвейерного поезда, кг;

$a_x$  – ускорение поступательного движения, м/с<sup>2</sup>

Сумма проекций сил на горизонтальную ось  $z$   $\sum Z = 0$ ;  $m_k a_z = R_z - F_z$ . Перемещение приводного колеса в приводной станции конвейерного поезда по оси  $z$  отсутствует, соответственно  $a_z = 0$  и  $R_z = F_z$ .

Сумма моментов относительно центра колеса  $O$   $\sum M = 0$ ;  $J_k \varepsilon_k = M_k - R_x r_d - R_z a_h$ , (2.12) [52]:

$$R_x = \frac{M_k}{r_d} - \frac{R_z a_h}{r_d} - \frac{J_k \varepsilon_k}{r_d}, \quad (2.12)$$

где  $J_k$  – момент инерции колеса относительно оси его вращения, кгм<sup>2</sup>;

$\varepsilon_k$  - угловое ускорение вращения колеса, рад/с<sup>2</sup>.

Вращение приводного колеса преобразуется в поступательное движение боковой пластины тележки посредством фрикционного контакта, при этом, как при всяком преобразовании, происходят потери мощности. Они равны разности между мощностью  $P_k$  (2.13), подводимой к колесу, и мощностью  $P_x$  (2.14), передаваемой продольной пластине тележки, Вт [52]:

$$P_k = M_k \omega_k, \quad (2.13)$$

$$P_x = F_x V_x, \quad (2.14)$$

Условную количественную характеристику, равную отношению силы сопротивления качению колеса к нормальной реакции опорной поверхности

$f = \frac{F_f}{R_z}$  называют *коэффициентом сопротивления качению колеса* (2.15) [82]:

$$f = \frac{F_f}{R_z} = \frac{a_h}{r_d} + \frac{M_k(r_d - r_k)}{R_z r_d r_k} \quad (2.15)$$

Если из уравнения (2.15) выразить  $\frac{a_h}{r_d}$  и подставить его в равенство (2.12), то можно получить следующее выражения (2.16 и 2.17) [52]:

$$\frac{a_h}{r_d} = f - \frac{M_k}{R_z r_k} + \frac{M_k}{R_z r_d}, \quad (2.16)$$

$$R_x = \frac{M_k}{r_d} - f R_z + \frac{M_k}{r_k} - \frac{M_k}{r_d} - \frac{J_k \varepsilon_k}{r_d} = -f R_z - \frac{J_k \varepsilon_k}{r_d}, \quad (2.17)$$

Уравнение (2.17) называют *энергетическим балансом колеса*,  $f$  – *энергетическим коэффициентом сопротивления качению*,  $\frac{M_k}{r_k} = F_{k,0}$  – *полной окружной силой колеса*, равной продольной силе, действующей со стороны колеса на продольную балку тележки, при отсутствии энергетических потерь на качение колеса ( $f = 0$ ) и изменения его кинетической энергии во вращательном движении ( $\varepsilon_k = 0$ ).

Имея в виду, что  $\frac{a_h}{r_d} = f_c$ , уравнение (2.12) можно записать следующим образом (2.18):

$$R_x = \frac{M_k}{r_d} - f_c R_z - \frac{J_k \varepsilon_k}{r_d} \quad (2.18)$$

Уравнение (2.18) называют *силовым балансом колеса*,  $\frac{M_k}{r_d} = F_{T.0}$  – полной тяговой силой (силой тяги) колеса, равной продольной силе, действующей со стороны приводной шины на продольную балку тележки, при отсутствии силовых потерь на качение колеса ( $f_c = 0$ ) и изменения его кинетической энергии при вращательном движении ( $\varepsilon_k = 0$ ).

### **Тяговая сила приводной станции конвейерного поезда.**

Тяговая сила на приводном колесе конвейерного поезда, Н (2.19) [52]:

$$F_T = \frac{M_k}{r_d} = \frac{k_c M_e^c u_{ред} \eta_{ред}}{r_d} - \frac{(\gamma_e M_e + J_e) \varepsilon_e u_{ред} \eta_{ред}}{r_d}, \quad (2.19)$$

где  $M_k$  – тяговый момент на колесе, Нм;

$r_d$  – динамический радиус, м;

$k_c$  – коэффициент коррекции;

$M_e^c$  – эффективный стендовый крутящий момент, Нм;

$u_{ред}$  – передаточное число редуктора;

$\eta_{ред}$  – КПД редуктора;

$\gamma_e$  – коэффициент, учитывающий ускорение вращения вала двигателя, с<sup>2</sup>/рад;

$M_e$  – момент на валу электродвигателя, Нм;

$J_e$  – момент инерции вращающихся частей электродвигателя, кгм<sup>2</sup>;

$\varepsilon_e$  – угловое ускорение вала электродвигателя, рад/с<sup>2</sup>.

При установившемся движении с постоянной скоростью  $\omega_e = const$ ,  $\varepsilon_e = \frac{d\omega}{dt} = 0$ , сила тяги будет иметь вид (2.20) [52]:

$$F_T = \frac{k_c M_e^c u_{ред} \eta_{ред}}{r_d} \quad (2.20)$$

Если электродвигатель работает при полной скорости, а движение установившееся, то тяговая сила на ведущих колёсах оказывается наибольшей для данного режима движения. Такую силу называют *полной тяговой силой*  $F_{T0}$  и рассчитывают по формуле (2.20).

Расчеты силы тяги приведены для приводной станции с одной приводной пневматической шиной. Приводная станция конвейерного поезда rail-veyor включает в себя 2 горизонтально расположенные пневматические шины. Таким

образом, общая сила тяги конвейерного поезда складывается из двух отдельно составляющих [82].

В ряде случаев тяговая сила на ведущих колёсах ограничивается сцеплением их с продольной балкой тележки. Составляют уравнение силового баланса приводных шин по сцеплению с продольной балкой тележки. В уравнении (2.18) максимальная продольная реакция  $R_{x,max}$  по сцеплению приводных шин с продольной балкой тележки (2.21) [82]:

$$R_{x,max} = \varphi_x \sum R_z, \quad (2.21)$$

где  $\varphi_x$  – коэффициент продольного сцепления ведущих колес с продольной балкой тележки;

$\sum R_{z,пс}$  – суммарная нормальная реакция на обе приводные шины приводной станции. При расчётах предполагают, что коэффициент сцепления приводных шин приводной станции одинаковый.

Максимальный тяговый момент на приводных колесах по сцеплению с боковой пластиной тележки обозначают  $M_{т,max} = M_{т,ф}$ . Уравнение силового баланса с учётом принятых обозначений приобретает вид (2.22) [82]:

$$\varphi_x \sum R_{z,пс} = \frac{M_{т,ф}}{r_d} - f_c \sum R_{z,пс} - \frac{\sum J_{к,пс} \varepsilon_k}{r_d}, \quad (2.22)$$

где  $\sum J_{к,пс}$  – суммарный момент инерции обеих шин приводной станции.

Из выражения (2.22) максимальный тяговый момент ( $M_{т,ф}$ , Нм) по сцеплению приводных шин с продольной балкой тележки принимает вид (2.23) [82]:

$$M_{т,ф} = (\varphi_x + f_c) \sum R_{z,пс} r_d + \sum J_{к,пс} \varepsilon_k \quad (2.23)$$

Тяговая сила по сцеплению приводных шин (2.24) [82]:

$$F_{т,ф} = \frac{M_{т,ф}}{r_d} = (\varphi_x + f_c) \sum R_{z,пс} + \frac{\sum J_{к,пс} \varepsilon_k}{r_d} \quad (2.24)$$

При установившемся режиме движения конвейерного поезда  $V = const$ ,  $\omega_k = const$ ,  $\varepsilon_k = \frac{d\omega_k}{dt} = 0$  (2.25) [82]:

$$F_{т,ф} = (\varphi_x + f_c) \sum R_{z,пс} \quad (2.25)$$

При установившемся движении с высоким коэффициентом сцепления и малым коэффициентом сопротивления качению  $\varepsilon_k = 0$ ,  $f_c \ll \varphi_x$ ,  $f_c \approx 0$  (2.26) [82]:

$$F_{т.ф} = \varphi_x \sum R_{z.пс}, \quad (2.26)$$

Приведённые выражения тяговой силы и максимального момента на приводном колесе, а также учёт режимов ускорения, равномерного движения и торможения позволяют выполнить тяговый расчёт конвейерного поезда. Это даёт возможность определить необходимые параметры привода, обеспечить допустимые динамические нагрузки и предотвратить пробуксовку колеса при эксплуатации.

### 2.3 Силы сопротивления движению конвейерного поезда

**Сила сопротивления подъему.** При движении на уклонах (подъёмах и спусках) силу тяжести (вес) вагонетки конвейерного поезда  $G_{в.i}$  можно разложить на две составляющие:  $G_{н.i}$  и  $F_{п.i}$  (рисунок 2.4). Составляющую силы тяжести  $F_{п.i}$  называют *силой сопротивления подъёму  $i$ -ой вагонетки*. Для незначительных углов наклона трассы доминирующей составляющей силы сопротивления движению является проекция силы тяжести на продольную ось вагонетки, направление которой совпадает с вектором скорости её центра масс. [99].

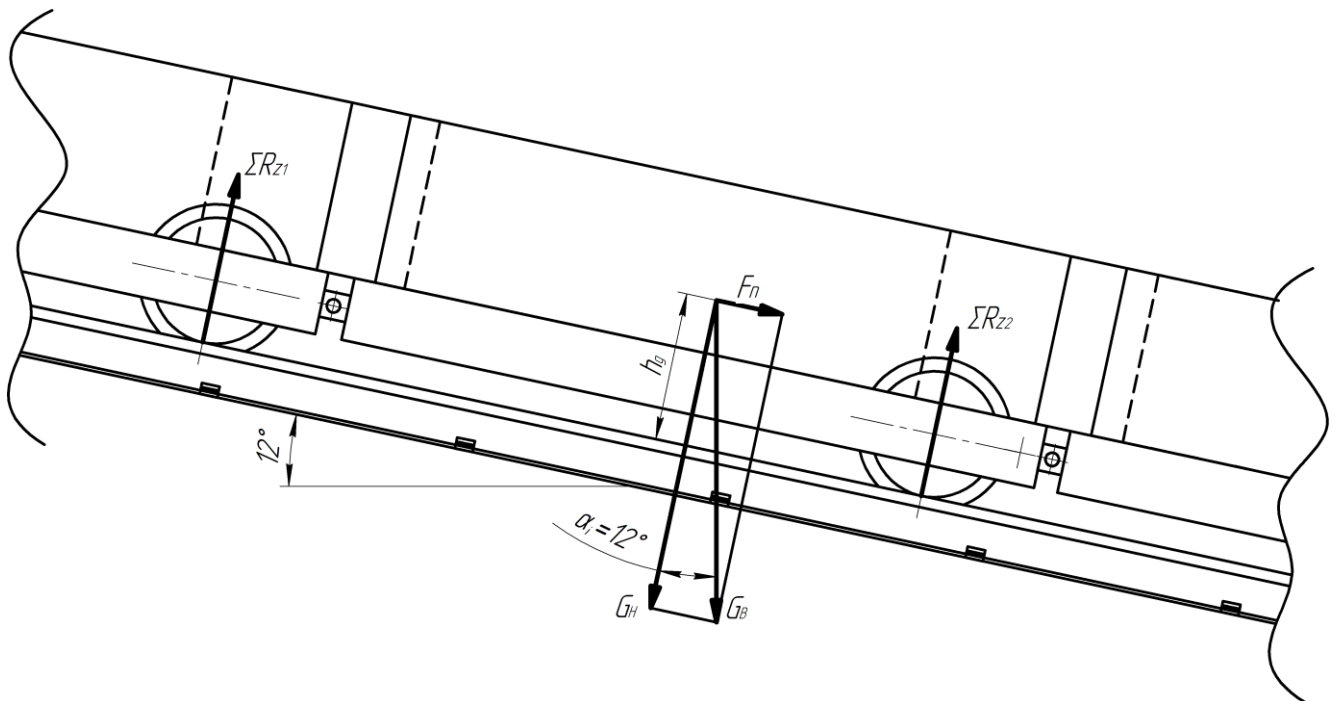


Рисунок 2.4 – Схема сил, действующих на конвейерный поезд на уклоне  
[составлено автором]

Так как конвейерный поезд состоит из  $n$  количества вагонеток, то формула суммарной силы сопротивления подъему принимает вид (2.27) [99]:

$$F_{\Pi} = \sum_{i=1}^n G_{в.i} \sin \alpha_i, \quad (2.27)$$

где  $\alpha_i$  – угол продольного уклона  $i$ -ой вагонетки, (градусы);

$n$  – количество вагонеток в составе;

$G_{в.i}$  – вес  $i$ -ой вагонетки.

На рудничном транспорте продольные уклоны определяются по формуле (2.28) [99]:

$$i = \tan \alpha = \frac{H}{B}, \quad (2.28)$$

где  $H$  - превышение рельсового пути, км;

$B$  – заложение рельсового пути, км.

Конвейерный поезд способен работать при углах наклона до  $12^\circ$ . Предельный угол подъёма зависит от фрикционного контакта между приводным колесом и боковой пластиной тележки, а также от сопротивлений движению: чем выше сцепление, тем больше допустимый угол. Однако максимальный угол транспортирования ограничен условием соскальзывания груза с желоба, соответствующим естественному углу откоса ( $\approx 18^\circ$ ). Применение конвейерного поезда позволяет проходить транспортные выработки с большим углом наклона на откаточном горизонте, что сокращает суммарную длину рудоспусков и снижает объём горно-капитальных работ.

**Сила сопротивления движению.** При движении конвейерного поезда по рельсовому пути возникают силы сопротивления, которые действуют встречно направлению движения. Эти силы включают основное сопротивление (трение качения колёс, трение скольжения, удары на неровностях пути) и дополнительное сопротивление (от положительных уклонов, от кривых, при трогании с места). Формула силы сопротивления движению может быть записана в следующем виде (2.29) [99]:

$$F_{\psi} = (G_{\Pi} + Q)\omega, \quad (2.29)$$

где  $G_{\Pi}$  – вес поезда, кН;

$Q$  – вес груза, кН;

$\omega$  – общее удельное сопротивление движению, Н/кН, определяемое по выражению (2.30) [99]:

$$\omega = \omega_0 + \omega_d, \quad (2.30)$$

где  $\omega_0$  – основное удельное сопротивление движению, Н/кН;

$\omega_d$  – дополнительное удельное сопротивление движению, Н/кН.

В подземных условиях, характеризующихся сложной гипсометрией откаточного горизонта, наличием малых радиусов поворота, частых перегибов профиля и значительных превышений, удельные сопротивления движению существенно возрастают. Основное сопротивление зависит от состояния пути и ходовой части, тогда как дополнительное определяется крутизной уклонов, кривизной трассы и стеснённым пространством выработок. Корректный учёт этих факторов позволяет обоснованно выбирать параметры конвейерных поездов в сложных горно-геологических условиях.

**Сила аэродинамического сопротивления.** Аэродинамические силы, действующие на конвейерный поезд при взаимодействии с воздушной средой, могут возникать:

- 1) при движении конвейерного поезда в неподвижной воздушной среде;
- 2) при обтекании неподвижного конвейерного поезда потоком движущегося воздуха (ветром) в подземной выработке;
- 3) при движении конвейерного поезда в исходящей струе шахтного воздуха, то есть при наличии ветра.

Элементарные аэродинамические силы, действующие в каждой точке поверхности конвейерного поезда, различны по величине и направлению [9]. Совокупность элементарных сил может быть заменена силой  $F_B$ , которую называют полной аэродинамической силой (2.31) [9]:

$$F_B = c_w q A_B, \quad (2.31)$$

где  $c_w$  – безразмерный коэффициент полной аэродинамической силы;

$q$  – скоростной напор, кг/мс<sup>2</sup>;

$A_B$  – поперечное сечение тела (площадь миделя).

Скоростной напор равен кинетической энергии кубического метра воздуха плотностью  $\rho_B$ , движущегося со скоростью  $V_W$ , равной скорости движения конвейерного поезда относительно воздушной среды, кг/мс<sup>2</sup> (2.32) [9]:

$$q = 0,5\rho_B v_W^2 \quad (2.32)$$

С учётом выражения (2.32) формула (2.31) приобретает вид (2.33):

$$F_B = 0,5c_w\rho_B A_B v_W^2 \quad (2.33)$$

**Сила сопротивления поступательному разгону.** Сила сопротивления разгону при поступательном движении конвейерного поезда численно равна силе его инерции. Она является результатом противодействия массы конвейерного поезда изменению скорости его движения (2.34) [9]:

$$F_p = m_{к.п.} \frac{dv}{dt} = m_{к.п.} a_{к.п.}, \quad (2.34)$$

где  $m_{к.п.}$  – масса конвейерного поезда, кг;

$v$  – скорость конвейерного поезда, м/с;

$a_{к.п.}$  – ускорение поступательного движения конвейерного поезда, м/с<sup>2</sup>.

**Сила сопротивления от кривизны пути.** Сила сопротивления от кривизны пути - это дополнительное усилие, возникающее при прохождении состава по закруглениям пути, которое преодолевается силой тяги комплекса приводных станций для поддержания скорости. Сопротивление движению на криволинейном участке пути формируется как сумма нескольких физических процессов: трения при контакте реборд колес с боковой поверхностью рельса, поперечного сдвига колесных пар под влиянием центробежной силы, разницы в пройденном пути и проскальзывания колес, а также дополнительного сопротивления, возникающего при повороте тележек относительно друг друга.

Сила сопротивления от кривизны пути для конвейерных поездов рассчитывается по следующей формуле, Н (2.35) [9]:

$$F_{кр} = \omega_{кр}(G_{п} + Q), \quad (2.35)$$

где  $G_{п}$  – вес поезда, кН;

$Q$  – вес груза в поезде, кН;

$\omega_{кр}$  – удельное сопротивление движению на криволинейных участках, Н/кН; рассчитываемое по формуле (2.36):

$$\omega_{кр} = \frac{K}{R}, \quad (2.36)$$

где  $K$  – эмпирический коэффициент, зависящий от типа подвижного состава, Н/кН для грузовых вагонов 700-1500, а для конвейерных поездов Rail-Veyor 500–1200 (аналогично шахтным локомотивам) [52];

$R$  – радиус кривой, м.

**Уравнение движения конвейерного поезда** Уравнение движения конвейерного поезда, описывающее все режимы (установившееся равномерное движение, движение с ускорением, движение с замедлением, торможение до остановки) имеет общий вид (2.37) [9]:

$$F_T - F_{\psi} - F_{\Pi} - F_B - F_p - F_{кр} = 0 \quad (2.37)$$

Уравнение (2.37) называют *уравнением движения конвейерного поезда*, а выражение (2.38) является *уравнением движения конвейерного поезда в развёрнутом виде*:

$$\frac{k_c M_e^c u_{ред} \eta_{ред}}{r_d} - (G_n + Q)\omega - \sum_{i=1}^n G_{в.i} \sin \alpha_i - 0,5c_w \rho_B A_B v_W^2 - m_{к.п.} a_{к.п.} - \omega_{кр}(G_{\Pi} + Q) = 0 \quad (2.38)$$

Для равномерного движения состава ( $v = const$ ) (2.39):

$$F_p = 0 \Rightarrow F_T = F_{\psi} + F_{\Pi} + F_B + F_{кр}, \quad (2.39)$$

**Уравнение торможения конвейерного поезда.** При составлении уравнения торможения рассматривают соотношения между силами инерции и силами сопротивления движению (2.40) [9]:

$$F_{ин} + F_{\Pi} - F_{торм} - F_{\psi} - F_B = 0, \quad (2.40)$$

где  $F_{ин}$  – сила инерции, Н;

$F_{укл}$  – гравитационная составляющая от уклона, Н и равна  $F_T$ ;

$F_{торм}$  – тормозная сила конвейерного поезда, Н.

Сила инерции определяется по формуле, Н (2.41) [9]:

$$F_{ин} = (G_{\Pi} + Q)a_z, \quad (2.41)$$

где  $a_3$  – замедление конвейерного поезда,  $\text{м/с}^2$ , определяемое по формуле (2.42) [9]:

$$a_3 = \frac{2S_T}{t^2} = \frac{2v^2}{S_T}, \quad (2.42)$$

где  $S_T$  – тормозной путь, м;  $v$  – скорость конвейерного поезда, м/с.

## **2.4 Предлагаемая методика тягово-эксплуатационного расчета конвейерных поездов**

Основными технологическими параметрами конвейерных поездов являются ширина и площадь поперечного сечения грузонесущего полотна, сопротивление движению поезда, масса поезда, мощность приводной станции и расход электроэнергии

При движении конвейерного поезда на него поочередно воздействуют сжимающие и растягивающие силы. Рассматривая движение поезда от одной приводной станции к другой, можно установить, что одна половина поезда движется в режиме тяги, а вторая в режиме толкания. Существует момент, когда весь поезд работает в режиме толкания, при этом возникают дополнительные сопротивления движению под действием, так называемых расклинивающих сил, и возрастает коэффициент сопротивления.

На мощность приводной станции влияет ряд параметров: масса и длина состава, плотность и объем перевозимого груза, уклон и кривизна трассы, сопротивление движению. Расчет весовых характеристик поезда производится в зависимости от погонной нагрузки.

Приводные станции Rail-Veyor являются экономичными, потому что потребляют электроэнергию только в момент контакта с поездом. Также система электропривода позволяет эффективно управлять процессом и регенерировать электроэнергию при спуске по склону.

Тяговый, эксплуатационный и расчет затрат электроэнергии конвейерного поезда разработан, опираясь на методику расчета локомотивной откатки [45] с добавлением формул, обозначений и адаптации под стационарно расположенный привод. Основное отличие заключается в конструкции приводной станции и

разнесения их по всей длине транспортирования. Блок-схема расчета количества приводных станций конвейерного поезда представлена на рисунке 2.5.

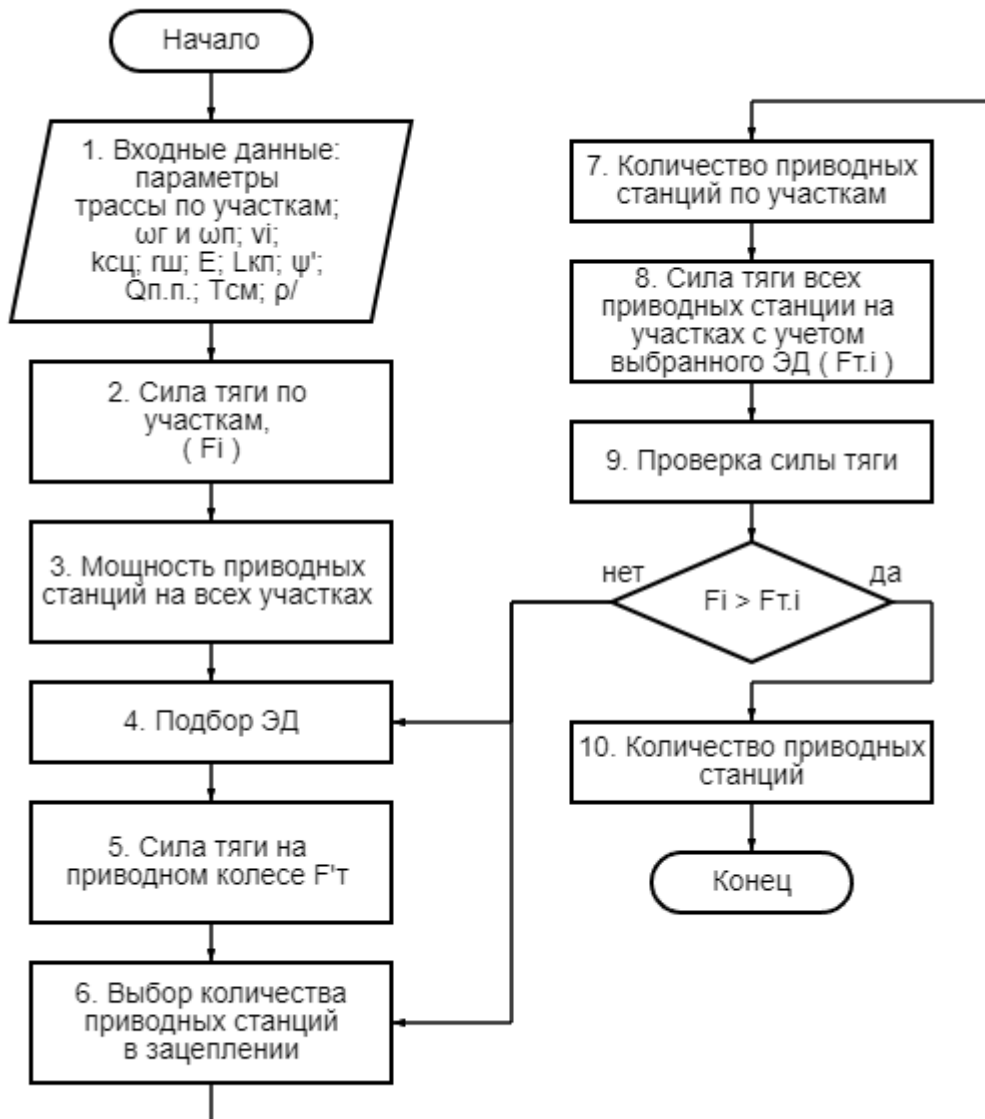


Рисунок 2.5 – Блок-схема расчета количества приводных станций конвейерного поезда [составлено автором]

Расчет количества приводных станций по участкам можно разделить на 2 этапа [115]. Первый этап *по условию тяги*, второй *по условию торможения*.

#### **Определение количества приводных станций по условию тяги**

Определение количества приводных станций по условию тяги в свою очередь также можно разделить на 2 этапа, первый *по условию мощности*, а второй *по условию прижимной силы*.

Расчет по условию мощности заключается в определении количества приводных станций из условия общей мощности, необходимой для перемещения состава и мощности одной приводной станции.

Необходимая сила тяги при движении груженого (2.43) и порожнего (2.44) конвейерного поезда определяется по следующей формуле, кН [87]:

$$F_{T,Г} = (G_{п} + Q)(\omega_{Г} + i), \quad (2.43)$$

$$F_{T,п} = (G_{п})(\omega_{п} + i), \quad (2.44)$$

где  $G_{п}$  – вес поезда, кН;

$Q$  – вес груза в поезде, кН;

$\omega_{п}$  и  $\omega_{Г}$  – основное удельное сопротивление движению соответственно порожних и груженых составов, Н/кН;

$i$  – уклон рельсового пути при трогании, ‰.

Основное удельное сопротивление движению соответственно порожних и груженых составов определяется по номограмме, представленной на научных трудах [52]. Удельное сопротивление движению зависит от двух основных факторов, таких как количество тележек ( $n$ ) в составе и угол относительного разворота тележек ( $\delta^{\circ}$ ). Например, в составе из 100 тележек и углом относительного разворота  $2^{\circ}$  удельное сопротивление движению составит 7,5 Н/кН (2.45).

Мощность, необходимая для перемещения состава, кВт (2.45) [52]:

$$N_{кп} = \frac{K_3 F_T v_i}{1000 \eta_{ред}}, \quad (2.45)$$

где  $K_3$  – коэффициент запаса, учитывающий сцепление приводной шины с боковой пластиной поезда (1.1 – 1.5 в зависимости от материала);

$F_T$  – сила тяги, Н;

$v_i$  – скорость поезда  $i$ -ом участке трассы, м/с;

$\eta_{ред}$  – КПД редуктора приводной станции (0,75 – 0,95).

Следующим этапом является подбор подходящего электродвигателя из каталогов. В транспортной системе применяются асинхронные электродвигатели. Зачастую мощность электродвигателя приводной станции находится в диапазоне 75 – 90 кВт. Методика определения оптимального значения мощности привода

представлена в научном труде [67], которая позволяет для заданного участка трассы и определенной грузоподъемности поезда определить мощность электродвигателя исходя из условий тяги и торможения.

Номинальный крутящий момент электродвигателя напрямую зависит от мощности и числа оборотов двигателя в минуту и определяется по формуле, Нм (2.46) [67]:

$$M_H = \frac{N_{эд} 9550}{n_{об}}, \quad (2.46)$$

где  $N_{эд}$  - мощность выбранного электродвигателя, кВт;

9550 – переводной коэффициент;

$n_{об}$  - количество оборотов, об/мин.

Пусковой крутящий момент электродвигателя, Нм (2.47) [67]:

$$M_{п} = M_H k_{п}, \quad (2.47)$$

где  $k_{п}$  – переводной коэффициент, принимаемый из таблицы электродвигателей, и высчитывается как ( $k_{п} = \frac{M_{п}}{M_H}$ ).

Зная момент на валу электродвигателя, определяется момент на выходном валу редуктора, Нм [67]:

– номинальный режим (2.48)

$$M_{н.ред} = M_H \eta_{ред}, \quad (2.48)$$

– пусковой режим (2.49)

$$M_{ред} = M_{п} \eta_{ред}, \quad (2.49)$$

Сила тяги одной приводной станции рассчитывается по формуле, Н [67]:

– номинальный режим (2.50)

$$F_{пс.н} = 2 \frac{M_{н.ред}}{r_d}, \quad (2.50)$$

– пусковой режим (2.51)

$$F_{пс.п} = 2 \frac{M_{п.ред}}{r_d}, \quad (2.51)$$

Количество приводных станций одновременно находящихся в зацеплении с поездом по условию мощности рассчитывается по следующей формуле (2.52):

$$n_{зац} = \frac{F_T}{F_{пс}}, \quad (2.52)$$

Расстояние между приводными станциями по условию мощности определяется по формуле, м (2.53):

$$S_{\text{ПС}} = \frac{l_{\text{кп}}}{n_{\text{зац}}}, \quad (2.53)$$

где  $l_{\text{кп}}$  - длина конвейерного поезда, м.

Значение расстояния между приводными станциями является ключевым параметром при расчете конвейерных поездов, зависящее в первую очередь от угла наклона транспортной выработки, грузоподъемности тележки и условий эксплуатации. Расстояние между приводными станциями определяется из соотношения длины состава к количеству приводных станций, одновременно находящихся в зацеплении с поездом. Для расчета количества приводных станций по всей длине транспортирования достаточно знать  $S_{\text{ПС}}$  для каждого значения угла выработки при определенных параметрах эксплуатации и определить количество приводных станций на каждом участке трассы.

Так как сила тяги передается посредством фрикционного взаимодействия необходимо приложить прижимную силу со стороны приводного колеса на продольную балку тележки конвейерного поезда. Прижимная сила пропорциональна коэффициенту сцепления между приводным колесом и продольной балкой тележки. Соответственно необходим проверочный расчет количества приводных станций *по условию прижимной силы*.

Сила тяги приводной станции по условию прижимной силы определяется следующим образом, Н (2.54) [87]:

$$F'_{\text{ПС}} = N_{\text{пр}} \varphi_{\text{сц}}, \quad (2.54)$$

где  $N_{\text{пр}}$  – необходимое усилие прижатия, Н;

$\varphi_{\text{сц}}$  - коэффициент сцепления между приводным колесом и боковой пластиной тележки, определяется экспериментальным путем для определенных условий эксплуатации. Результат экспериментального исследования представлен в разделе 3.5. Значения коэффициента сцепления для разных пар трения представлены в таблице 3.3.

Необходимую прижимную силу приводной станции, с которой зажимается конвейерный поезд, определяют по формуле, Н (2.55):

$$N_{\text{пр}} = \frac{F_{\text{пс}}}{\varphi_{\text{сц}}} \quad (2.55)$$

Количество приводных станций одновременно находящихся в зацеплении с поездом по условию прижимной силы рассчитывается по следующей формуле (2.56):

$$n'_{\text{зац}} = \frac{F_{\text{т}}}{F'_{\text{пс}}} \quad (2.56)$$

Расстояние между приводными станциями по условию прижимной силы определяется по формуле, м (2.57):

$$S'_{\text{пс}} = \frac{l_{\text{кп}}}{n'_{\text{зац}}} \quad (2.57)$$

Если  $S'_{\text{пс}} \geq S_{\text{пс}}$  проверка по условию прижимной силы осуществляется и можно продолжить расчет, если же  $S'_{\text{пс}} < S_{\text{пс}}$  будет означать, что для данной конфигурации приводной станции (электродвигатель, редуктор, приводное колесо и коэффициент сцепления) реализуемой силы тяги будет недостаточно. Для устранения неравенства предлагается несколько вариантов:

1. Выбрать электродвигатель большей мощности;
2. Выбрать материал фрикционной пары, обладающий увеличенным коэффициентом сцепления;
3. Увеличить прижимную силу приводной станции, но не больше  $T_{\text{max}}$ , где  $T_{\text{max}}$  - максимальная нагрузка на шину.

#### **Проверка количества приводных станций по условию торможения.**

В системе конвейерных поездов Rail-Veyor приводная пневматическая шина выполняет двойную функцию, выступая одновременно как движителем, так и тормозным устройством. Однако, если для приведения состава в движение совокупного усилия нескольких приводных станций, как правило, оказывается достаточно, то для эффективного торможения, особенно на участках с отрицательными уклонами, их количества может не хватать из-за возникновения значительных инерционных и гравитационных сил.

Это обуславливает необходимость поэтапной проверки каждого участка трассы с учетом его геометрических параметров (уклона, радиуса кривизны) и динамических нагрузок.

Правильная работа тормозной системы конвейерных поездов критически важна для безопасности движения. Проверка включает расчет эффективности торможения, оценку тормозного пути и соответствие нормативным требованиям. Тормозной путь состава на преобладающем уклоне при перевозке грузов не должен превышать 40 м. Нормативная документация, а в частности приказ Ростехнадзора от 08.12.2020 № 505 не успевает за развитием транспорта горных предприятий, поэтому значение тормозного пути берем для локомотивной откатки.

Тормозное усилие одной приводной станции конвейерного поезда определяется,  $H$  (2.58) [67]:

$$B_{\text{пс}} = 2N_{\text{пр}}\varphi_{\text{сц}}, \quad (2.58)$$

Соответственно, зная общее необходимое тормозное усилие из уравнения (2.40) и тормозное усилие одной приводной станции найдем минимальное количество приводных станций в зацеплении с поездом по условию торможения (2.59):

$$n''_{\text{зац}} = \frac{F_{\text{торм}}}{B_{\text{пс}}} \quad (2.59)$$

Расстояние между приводными станциями по условию торможения определяется по формуле,  $m$  (2.60):

$$S''_{\text{пс}} = \frac{l_{\text{кп}}}{n''_{\text{зац}}} \quad (2.60)$$

Если  $S''_{\text{пс}} \geq S_{\text{пс}}$  и  $S''_{\text{пс}} \geq S'_{\text{пс}}$  проверка по условию прижимной силы осуществляется, то можно продолжить расчет, если же  $S''_{\text{пс}} < S_{\text{пс}}$  и  $S''_{\text{пс}} < S'_{\text{пс}}$  это будет означать, что при торможении конвейерного поезда тормозной силы комплекса приводных станций будет недостаточно, приведя к проскальзыванию состава в станции. Таким образом, на отрицательных уклонах рекомендуется принимать  $S''_{\text{пс}}$ . Однако есть возможность регулировки скорости на руководящих отрицательных уклонах с целью уменьшения силы инерции, что уменьшит производительность системы.

В заключение методики расчета количества приводных станций приведена таблица (таблица 2.1) максимальных расстояний между станциями в зависимости от угла наклона трассы по условию тяги торможения. Расчет выполнен для состава, состоящего из 100 тележек грузоподъемностью 0,8 т и коэффициента сцепления 0,55. Расчет выполнен с учетом обеспечения безопасного тормозного пути, не превышающего 40 метров, при максимальной рабочей скорости движения состава 4 м/с.

Таблица 2.1 – Результаты расчета максимальных расстояний между приводными станциями конвейерного поезда [составлено автором]

Уклон, ‰	0	17,5	35	52	70	88	105	123	140	156	176	194	209
Расстояние между ПС, м	120	120	120	120	90	70	60	50	45	40	37	34	30
По условию торможения													
Расстояние между ПС, м	63	57	50	42	38	36	31	29	27	25	23	20	18

На рисунке 2.6 представлена зависимость максимально допустимого расстояния между приводными станциями от коэффициента сцепления  $\varphi_{\text{сц}}$ . По результатам представленной методики расчета критическим параметром является максимальное расстояние между приводными станциями для всех условий эксплуатации. Это расстояние ограничивается условием обеспечения минимально необходимого количества приводных станций, одновременно находящихся в зацеплении с составом для передачи полного тягового усилия без проскальзывания.

Максимальное расстояние между приводными станциями из условия минимального количества станций в зацеплении с конвейерным поездом, м (2.61):

$$S_{\text{пс.макс}} = \frac{l_{\text{кп}}}{n_{\text{зац}}^{\text{мин}}}, \quad (2.61)$$

где  $n_{\text{зац}}^{\text{мин}}$  – минимально необходимое количество приводных станций одновременно находящихся в зацеплении с составом.

Для заданных горно-геологических условий зависимость максимального расстояния между приводными станциями конвейерного поезда от мощности электродвигателя может быть выражена через пересечение зависимостей по

условию тяги и торможения. Пример зависимостей для уклона 145 ‰ представлен на рисунке 2.7.

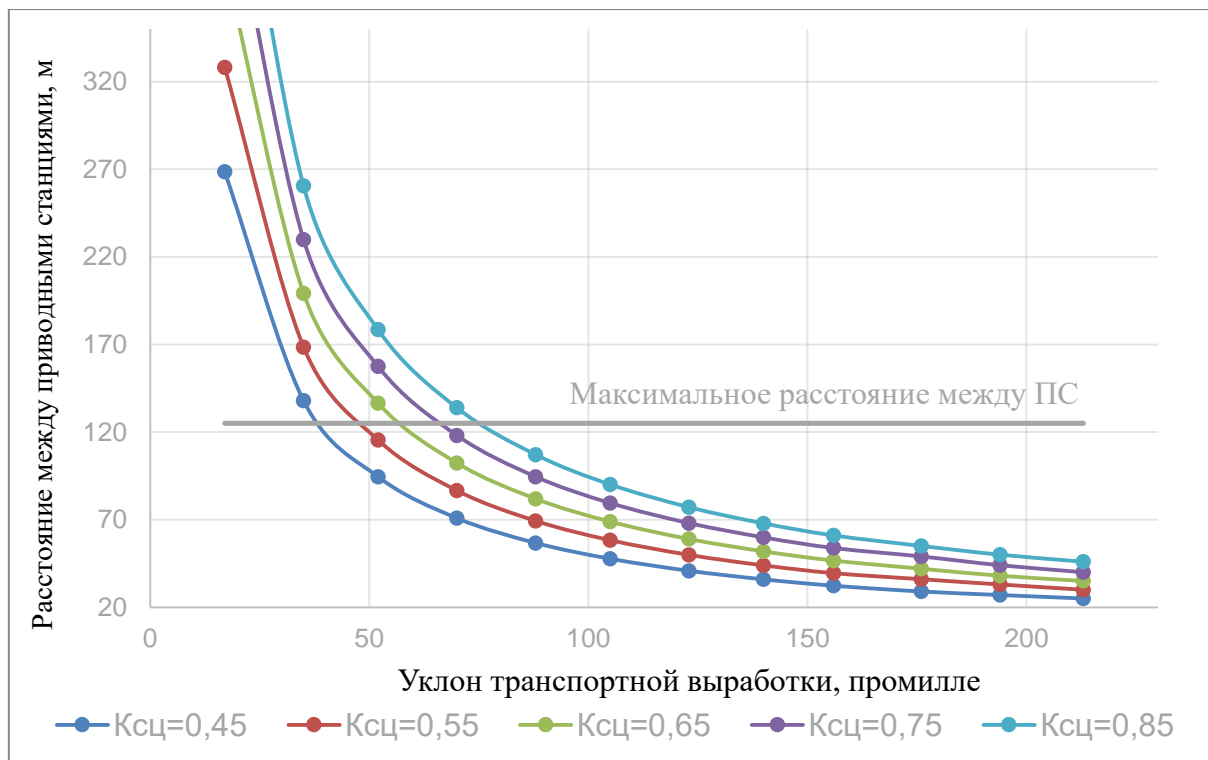


Рисунок 2.6 – Графическая зависимость расстояния между ПС при разных  $\varphi_{сц}$   
[составлено автором]

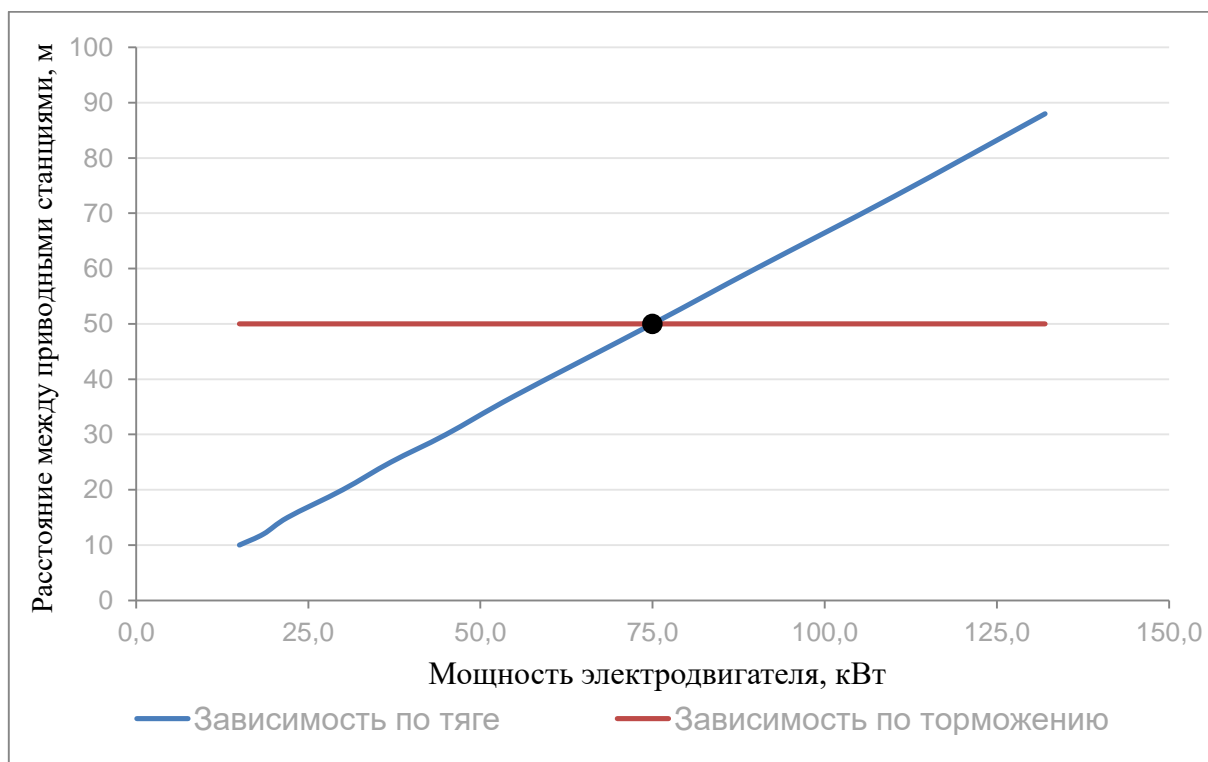


Рисунок 2.7 – Графическая зависимость расстояния между ПС по условию тяги и торможения [составлено автором]

Зависимость показывает, что максимальное расстояние между приводными станциями по условию торможения для уклона 145 ‰, грузоподъемности тележки 0,8т и  $\varphi_{сц} = 0,55$  равно 50 м, а по условию тяги линейно увеличивается с повышением мощности электродвигателя. Пересечение кривых определяет рациональное значение мощности электродвигателя приводной станции конвейерного поезда.

### Эксплуатационный расчет

Расчет времени движения порожнего и груженого состава определяется по известным формулам [45, 115], аналогичным локомотивной откатке.

Время рейса определяется следующим образом, мин (2.62) [115]:

$$T_p = t_{загр} + t_{г} + t_{разг} + t_{п}, \quad (2.62)$$

где  $t_{п}$  и  $t_{г}$  – время движения порожнего и груженого состава, мин;

$t_{загр}$  – время загрузки состава, мин, определяемое по выражению (2.63):

$t_{разг}$  – время разгрузки состава, мин, определяемое по выражению (2.64) [115]:

$$t_{загр} = \frac{l_{кп}}{v_{загр}}, \quad (2.63)$$

$$t_{разг} = \frac{l_{кп}}{v_{разг}}, \quad (2.64)$$

где  $v_{загр}$  и  $v_{разг}$  – скорости загрузки и разгрузки состава соответственно, принимается  $v_{загр} = 0,7$  м/с,  $v_{разг} = 1$  м/с.

Число рейсов в смену для вывозки груза (2.65) [115]:

$$r_{см} = \frac{1000 Q_{п.п.} K_{н}}{n E \gamma \psi'}, \quad (2.65)$$

где  $Q_{п.п.}$  – производительность погрузочного пункта, т/см;

$K_{н}$  – коэффициент неравномерности поступления груза (равный 1.4);

$n$  – количество вагонеток в поезде ( $n = \frac{l_{кп}}{l_{г}}$ ), где  $l_{г}$  – длина вагонетки;

$E$  – вместимость вагонетки, м<sup>3</sup>;

$\psi'$  – коэффициент заполнения принимаем равным 0,8.

Возможное число рейсов в смену одного конвейерного поезда, (2.66) [115]:

$$r = \frac{60 T_0}{T_p}, \quad (2.66)$$

где  $T_0$  – чистое время работы конвейерных поездов (принимается на 30 мин меньше продолжительности смены), ч;

$T_p$  – полное время одного рейса, мин.

Число рабочих конвейерных поездов, (2.67) [115]:

$$n_p = \frac{r_{см}}{r} \quad (2.67)$$

Инвентарное число конвейерных поездов (2.68) [115]:

$$n_{и} = n_p + n_{рез}, \quad (2.68)$$

где  $n_{рез}$  – число резервных конвейерных поездов.

Сменная производительность одного конвейерного поезда, т·км (2.69) [115]:

$$Q_{кп} = \frac{Q_{см}L_{Г}}{n_p}, \quad (2.69)$$

где  $L_{Г}$  – длина трассы в груженом направлении, км.

Производительность системы конвейерных поездов, м<sup>3</sup>/ч (2.70):

$$Q = 3600K_{гр}Sv_{Г}l_{кп}/(l_{кп} + \Delta), \quad (2.70)$$

где  $K_{гр}$  - коэффициент грузоподъемности;

$S$  – площадь сечения материала, м<sup>2</sup>;

$\Delta$  - принятый интервал движения между поездами, м.

Время работы электродвигателей по перемещению поезда на всех участках трассы, сек (2.71) [115]:

$$t_{в.и} = \frac{l_{кп}}{v_i} \quad (2.71)$$

Количество часов работы электродвигателей в сутки, час (2.72) [115]:

$$T_{эд.и} = \frac{Pt_{в.и}n_{пс.и}}{3600}, \quad (2.72)$$

где  $P$  - количество рейсов всех конвейерных поездов.

Расход электроэнергии в год, тыс. кВт·ч (2.73) [115]:

$$N_{Г} = N_{эд}T_{эд.и}T_{Г}, \quad (2.73)$$

где  $T_{Г} = 355$  – количество рабочих дней в году.

Расход электроэнергии (с учетом прочих расходов) в год, тыс. кВт·ч (2.74):

$$N_{в} = N_{Г} + 0,1N_{эд}, \quad (2.74)$$

Таким образом, представленная методика комплексного расчета конвейерных поездов позволяет определить ключевые эксплуатационные и энергетические параметры системы. На основе тягового расчета по трем условиям устанавливается рациональное количество и расположение приводных станций вдоль трассы, а также их требуемая мощность. Представленная методика эксплуатационного расчета позволяет определить необходимое количество конвейерных поездов для обеспечения заданной производительности.

## **2.5 Планирование эксперимента для исследования трения между приводным колесом и боковой пластиной тележки конвейерного поезда**

Анализ раздела 2.4. показывает, что наиболее значимым параметром, влияющим на расстояние между приводными станциями, является коэффициент сцепления между приводным колесом и боковой пластиной тележки. Таким образом, исследования в области фрикционного контакта являются актуальными.

Для проведения подобного исследования необходимо разработать план, включающий обоснование факторов процесса передачи тягового усилия, подбор фрикционного материала с разными физико-техническими свойствами, а также проведение самого эксперимента [3737, 97].

Целью исследования фрикционного контакта является выявление зависимости давления воздуха в приводном колесе, силы прижатия на боковую пластину и природы фрикционной накладки на коэффициент сцепления.

Для проведения эксперимента были составлены следующие задачи:

1. Выбрать из существующих или разработать устройство для измерения коэффициента сцепления между приводным колесом и боковой пластиной с возможностью варьирования всех факторов процесса фрикционного контакта.
2. Подобрать материалы с разными физико-механическими свойствами, применяющихся в качестве фрикционных накладок.
3. Определить границы варьирования факторов, наиболее значимых в ходе экспериментального исследования.
4. Провести эксперимент с получением данных по силе сцепления с последующей обработкой статистических данных и проверкой их адекватности.

### 2.5.1 Подготовка к эксперименту

При проведении эксперимента необходимо подобрать устройство по измерению коэффициента сцепления, обладающего высокими требованиями к точности измерения исследуемых величин. Существует достаточно много устройств по измерению коэффициента сцепления приводных колес с твердой поверхностью [97, 98]. Данные устройства имеют ряд недостатков, таких как сложность конструкции, невозможность измерения коэффициента сцепления с металлической пластиной и отсутствие датчиков давления в приводном колесе для комплексного исследования.

Для проведения эксперимента было разработано устройство по измерению коэффициента сцепления, зарегистрированное в Роспатенте [72], позволяющее комплексно исследовать область взаимодействия приводного колеса с боковой пластиной тележки конвейерного поезда. Данное устройство (рисунок 2.8) позволяет определить реальный коэффициент сцепления для разных пар трения в зависимости от давления воздуха в приводном колесе и силы прижатия приводной станции с целью повышения силы тяги конвейерного поезда.

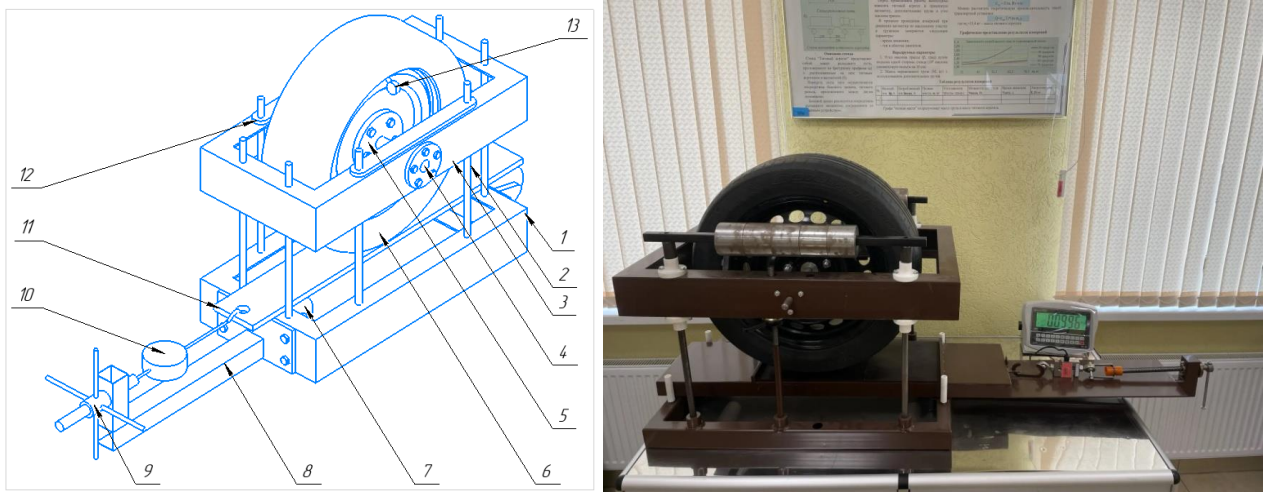


Рисунок 2.8 – Устройство измерения коэффициента сцепления приводного колеса с пластиной [составлено автором]

Устройство измерения коэффициента сцепления содержит неподвижную раму 1, состоящую из швеллеров, на которых жестко закреплены вертикальные направляющие 2 с возможностью перемещения опорной рамы 3. В швеллерах опорной рамы 3 выполнены отверстия для крепления с возможностью съема

неподвижной оси 4. На неподвижной оси с возможностью съема крепится ступица 5, на которую установлено приводное колесо 6. На приводное колесо 6 установлен с возможностью съема в ниппель манометр 13. На неподвижной раме 1 закреплены ролики 7, один на внутренней поверхности, а другой на внешней, с возможностью перемещения исследуемой пластины 11. На внешней стороне неподвижной рамы 1 установлена с возможностью съема консоль 8, на конце которой закреплена лебедка 9. Динамометр 10 установлен на тросе, один конец которого закреплен на лебедке 9, а на другом конце закреплен крюк. Груз 12, выполнен в форме прямоугольника, на концах которого выполнены отверстия, для установки на направляющие 2 сверху над опорной рамой 3.

Измерения на устройстве происходят следующим образом. Перед началом измерений подбирается пластина 11 с определенными адгезионными свойствами, после чего опорная рама 3 поднимается и укладывается пластина 11, исследуемой поверхностью в сторону приводного колеса на неподвижные ролики 7. Далее в отверстие в пластине 11 закрепляется крюк от лебедки 9, установив при этом динамометр 10 таким образом, чтобы измерялось усилие проскальзывания пластины 11. Опорная рама опускается на исследуемую пластину 11, прилагая усилие прижатия, состоящее из массы опорной рамы 3, неподвижной оси 4, приводного колеса 5 и если имеются грузики 12. Необходимо перед монтажом устройства измерить массу всех элементов, указанных выше. Следующим действием является измерение давления с помощью датчика 13, установленного в приводном колесе 5. Далее исследующий вращает ручку лебедки 9 до тех пор, пока на динамометре 10 не появится максимальное значение (лучше использовать динамометр с фиксацией максимального значения). Измерения проводятся по 3 раза с разным давлением в приводном колесе 5 и с разным количеством грузиков 12 для более точного измерения.

В данной конфигурации пневматическое колесо прижимается к горизонтально расположенной пластине с заданным усилием ( $F_{пр}$ ), вектор которого направлен вертикально вниз. На колесо действует сила тяжести ( $P = mg$ ), составляемая из массы подвижной части и дополнительных грузиков. Суммарная нормальная сила

( $F_{\text{пр}}$ ), действующая в зоне контакта, определяется векторной суммой:  $F_{\text{пр}} = \sum_{i=1}^n P_i$ , где  $n$  – количество компонентов подвижной части стенда, влияющих на общее усилие прижатия;  $P_i$  – вес каждого компонента подвижной части стенда. В реальных условиях эксплуатации пневматическое колесо в приводной станции расположено горизонтально и прижимается к вертикально расположенной продольной балке тележки с усилием ( $F_{\text{пр}}$ ), вектор которого направлен горизонтально к оси поезда. Несмотря на кажущееся различие в ориентации векторов прикладываемых усилий, физическая сущность процесса трения остается идентичной. Критерием подобия двух процессов является величина силы нормальной реакции ( $N_{\text{пр}}$ ), обеспечивающей трение в пятне контакта. В условиях стенда сила тяжести ( $P$ ) является составной и неотъемлемой частью общего усилия прижатия ( $F_{\text{пр}}$ ). При калибровке и настройке стенда учитывается количество ( $n$ ) и масса ( $P_i$ ) компонентов подвижной части стенда и в сумме дает требуемое значение ( $F_{\text{пр}}$ ).

Материалы для проведения эксперимента должны быть выбраны таким образом, чтобы они соответствовали требованиям к прочности, износостойкости и коэффициенту трения. Обычно для этого используются резина и металл. В области трения приводных элементов проведено достаточное количество исследований [24, 3636, 113], изучив которые можно сделать вывод, что рифленый металл, рифленая резина, рифленый полиуретан являются наиболее износостойкими. Высокая прочность и жесткость: материал фрикционной пары должен выдерживать большие нагрузки от прижатия к боковой пластине и передачи крутящего момента от приводного механизма без деформации.

Материал боковой пластины конвейерного поезда должен обладать следующими свойствами:

1. Износостойкость: материал боковой пластины должен быть устойчивым к истиранию и механическим повреждениям, так как приводная шина поезда при движении может вызывать износ поверхности пластины.

2. Устойчивость к коррозии: в условиях влажности или присутствия агрессивных сред, материал пластины должен быть устойчив к коррозии, чтобы предотвратить его разрушение и проскальзывание приводной шины.

3. Обладать высоким коэффициентом трения с целью исключения проскальзывания конвейерного поезда в приводной станции.

4. Экологическая безопасность: фрикционный материал должен быть экологически чистым и не наносить вред окружающей среде при эксплуатации.

Методика определения коэффициента сцепления экспериментальным путем должна учитывать все факторы, влияющие на процесс передачи тягового усилия во фрикционном контакте. К таким факторам относятся сила прижатия, давление в приводном колесе, температура, влажность скорость движения.

Трение твердых тел зависит от нескольких внешних факторов, таких как:

- различные материалы имеют разную степень шероховатости, что может повлиять на фрикционный контакт. Более шероховатые поверхности обычно имеют повышенные параметры трения, чем более гладкие. В случае конвейерных поездов приводная шина с протектором будет иметь увеличенное трение, чем гладкая шина.

- изменение температуры влияет на параметры фрикционного контакта, таким образом, что при увеличении температуры сцепление улучшается, а с понижением уменьшается. Конвейерный поезд может применяться как в подземных условиях, так и на поверхности, что говорит о разности температур на разных участках трассы [28, 130].

- влияние влажности на фрикционный контакт, так же, как и температуры, может быть значительным, причём в некоторых условиях повышенная влажность способна его усилить, что особенно важно учитывать из-за разницы в её уровне на поверхности и под землёй.

Давление в приводном колесе напрямую влияет на сцепление с боковой пластиной конвейерного поезда. При уменьшении давления увеличивается пятно контакта, что в свою очередь ведет к увеличению коэффициента сцепления. Но, тем не менее, есть предел по минимальному давлению, так как в определенный момент диск приводного колеса может взаимодействовать с боковой пластиной.

Тем самым необходимо установить рациональное давление в приводной шине в зависимости от внешних условий [4040, 62].

В качестве исследуемой пластины предлагается использование 6 типов материалов, таких как полированная сталь, ребристая сталь, гладкая резина, ребристая резина, полированный и рифленый полиуретан, представленные на (рисунок 2.9).

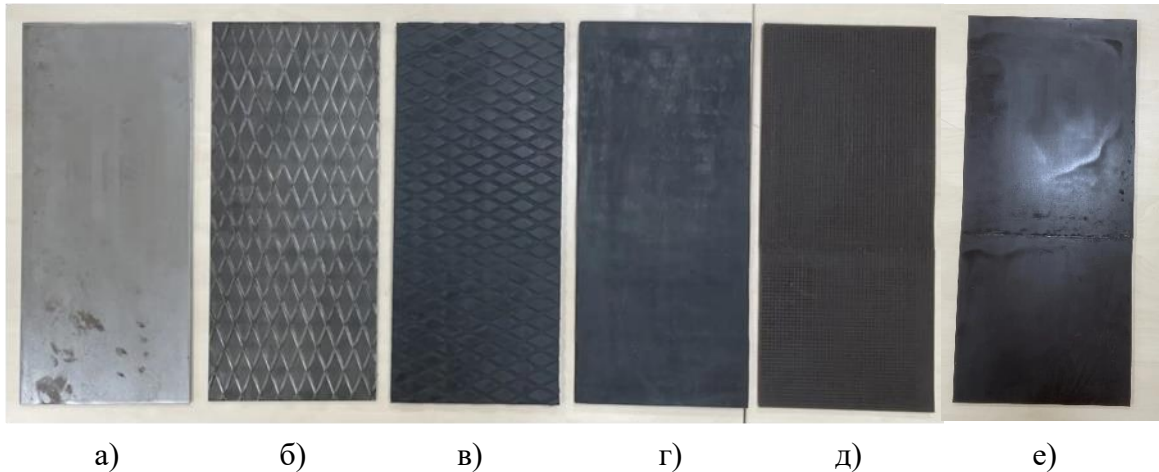


Рисунок 2.9 – Типы материалов для проведения эксперимента [составлено автором]  
 а – полированная сталь; б – рифленая сталь; в – рифленая резина; г – гладкая резина;  
 д - рифленый полиуретан; е – полированный полиуретан

Технические характеристики типов материалов разные и занесены в таблице 2.2. Важными характеристиками являются, плотность, шероховатость, размеры рифления и плотность.

Таблица 2.2 – Образцы испытательных пластин [составлено автором]

№ п/п	Материал	Вид	Номер образцы	Плотность, км/м <sup>3</sup>	Размеры рифления, мм	Шероховатость Rz, мкм
1	Полированная сталь	пластина	1	7800	0	160
2	Рифленая сталь	пластина	2	7800	4	160
3	Рифленая резина	пластина	3	1200	6	100
4	Гладкая резина	пластина	4	1200	0	100
5	Рифленый полиуретан	пластина	6	1200	2	80
6	Полированный полиуретан	пластина	5	1200	0	60

### 2.5.2 Определение математической регрессионной модели

Коэффициент сцепления  $K_{\text{сц}}$  представляет собой отношение максимально возможного значения силы сцепления  $F_x$  между шиной приводной станции и поверхностью боковой пластины конвейерного поезда к нагрузке, приложенной к той самой пластине  $F_{\text{пр}}$  (2.75):

$$K_{\text{сц}} = \frac{F_x}{F_{\text{пр}}} \quad (2.75)$$

Необходимость в определении коэффициента сцепления возникает при расчете тягового усилия и количества приводных станций конвейерного поезда. Также в свою очередь коэффициент сцепления влияет на эффективность торможения и длину тормозного пути.

Коэффициент сцепления приводной шины с боковой пластиной конвейерного поезда зависит от множества факторов. Зависимость этих факторов можно представить в виде следующей функции (2.76):

$$\varphi_{\text{сц}} = f(F_{\text{пр}}, d, b_{\text{ш}}, h, v, p, s, t, \varphi), \quad (2.76)$$

где  $F_{\text{пр}}$  – нагрузка на боковую пластину, Н;

$d$  – диаметр приводного колеса, м;

$b_{\text{ш}}$  – ширина приводного колеса, м;

$h$  – величина протектора, мм;

$v$  – частота протекторов;

$p$  – давление в шине, Па;

$s$  – площадь контакта, м<sup>2</sup>;

$t$  – температура;

$\varphi$  – влажность.

Диаметр и ширина приводного колеса, величина и частота протектора – это геометрические параметры, которые являются фиксированными конструктивными для серийно закупаемых оптовых шин. Они являются константой для выбранной модели и не изменяются в процессе эксплуатации.

В соответствии с классическими представлениями трибологии (например, законом Амонтона-Кулона для сухого трения) сила трения (а значит, и сцепления)

в первом приближении не зависит от площади контакта, а определяется силой прижатия и коэффициентом трения. Таким образом, при прочих равных, вариация площади не является определяющей.

Микроклимат в подземных горных выработках строго регламентирован санитарными и техническими нормами (СНиП, ГОСТ, ПБ). Температура и влажность воздуха поддерживаются в определенном диапазоне для обеспечения безопасности труда. Следовательно, эти параметры являются внешними, относительно постоянными условиями эксплуатации, а не управляемыми переменными. В лабораторном эксперименте они также поддерживаются на уровне, имитирующем стандартные подземные условия, что исключает их из числа исследуемых переменных.

Используя научный метод планирования экспериментов [53, 69], из всех предоставленных факторов были отобраны те, которые оказывают наибольшее влияние на коэффициент трения и которыми можно достаточно свободно управлять во время проведения экспериментов.

**$F_{\text{пр}}$**  – сила прижатия на боковую пластину. Нагрузка приводной шины оказывает прямое влияние на коэффициент сцепления с боковой пластиной. При увеличении нагрузки на боковую пластину, коэффициент сцепления увеличивается. При увеличении этого фактора будут изменяться и следующие факторы. В реальных условиях сила прижатия регулируется специальными фиксирующими отверстиями и составляет 30 кН. На стендовых испытаниях нижним пределом является 0,6 кН (это вес подвижной части без грузов), а верхним 0,8 кН с общей массой грузов в 20 кг. Для опытов были выбраны следующие показатели  $N_1 = 0,6$  кН;  $N_2 = 0,7$  кН;  $N_3 = 0,8$  кН.

**$p_{\text{ш}}$**  – давление в приводной шине. Когда давление в приводном колесе высокое, площадь контакта между шиной и боковой пластиной уменьшается, что приводит к снижению коэффициента сцепления. В результате шина имеет меньшее “сцепление” с пластиной, и конвейерный поезд может испытывать трудности при движении, особенно при подъеме на уклоны. Фактическое давление в приводной

шине в реальных условиях составляет от 600 до 900 кПа. На стендовых испытаниях нижним пределом по давлению является 10 кПа, а верхним 100 кПа.

В реальных условиях применяется автомобильная шина Cordiant R283A Bridgestone Ecopia 11R24.5, а на стендовых испытаниях применяется автомобильная шина Cordiant SPORT 2 205/55 r16.

Чтобы занести данные факторы в матрицу планирования, произведем кодирование в таблице 2.3. для удобства использования матрицы.

Таблица 2.3 – Кодирование факторов [составлено автором]

№ п/п	Наименование фактора	Обозначение фактора	Кодировка фактора	Нижний уровень фактора (-)	Средний уровень фактора (0)	Верхний уровень фактора (+)
1	Нагрузка на боковую пластину	$F_{пр}$	$x_1$	0,6	0,7	0,8
2	Давление в приводной шине	$p_{ш}$	$x_2$	10	50	100

В таблице 2.4. приведена матрица планирования экспериментов по определению коэффициента сцепления с учетом факторов ( $F_{пр}$ ,  $p_{ш}$ ) на трех разных уровнях.

Таблица 2.4 – Матрица планирования экспериментов по определению  $\varphi_{сц}$  [составлено автором]

№ п/п	$x_1$	$x_2$	$y$
1	2	3	4
1	+	+	$y_1$
2	+	-	$y_2$
3	-	-	$y_3$
4	-	+	$y_4$

Данная матрица планирования создана для проведения опытов с боковой пластиной, изготовленной из полированной стали. Для пластин, изготовленных из оставшихся 5 материалов, необходимо будет провести подобные опыты, чтобы понять, как материал влияет на коэффициент сцепления.

Регрессионная модель эксперимента по определению коэффициента сцепления будет выглядеть следующим образом (2.77):

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2, \quad (2.77)$$

где  $x_{1,2}$  – условный фактор;

$\beta_0$  - коэффициент, показывающий усредненное влияние на результативный признак неучтенных в уравнении факторов (свободный член уравнения);

$\beta_{1,2}$  - коэффициент, показывающий, насколько в среднем изменится значение результативного признака  $y$ , при изменении факторного признака на единицу собственного измерения

### 2.5.3 Предполагаемые экспериментальные данные

Зная массу подвижной рамы 3 и стандартную массы грузов 12 легко вычислить нагрузку  $F_{пр}$  в ньютонах. Давление в приводном колесе измеряется с помощью манометра 13. Усилие проскальзывания  $F_x'$  измеряется с помощью динамометра 10. При изменении параметров  $p_{ш}$  и  $F_{пр}$  будет изменяться пятно контакта, которое замеряется с помощью линейки, можно построить зависимость  $s = f(F_{пр}, p_{ш})$ . Результаты измерений записываются исследующим в момент проскальзывания ( $t$ ) пластины под приводной шиной. Данные действия будут повторяться для каждого образца. По результатам экспериментов мы должны получить и построить зависимость  $F_x = f(F_{пр}, p_{ш})$ , где фиксируется максимальное значение  $F_{x.max}$ .

Обработка результатов исследования включает в себя несколько этапов [14, 107]:

- описание данных: на этом этапе результаты исследования описываются в виде таблиц, графиков, диаграмм и т.д. Составление таблицы полученных данных с разными типами материалов. Построение зависимости коэффициента сцепления от нагрузки и давления в шине.

- написание выводов: по результатам статистической обработки полученных экспериментальных данных пишутся выводы о зависимости факторов на конкретный параметр с построением модели адекватности, а также обсуждения результатов.

В заключение можно сделать вывод, что статистическая обработка результатов эксперимента позволяет выявить скрытые закономерности и оценить

погрешность полученных данных. [11, 42, 51]. При увеличении трения путем увеличения нагрузки или уменьшения давления в шине повышается износ пластин и приводной шины в производственных реалиях, необходимо найти оптимальное соотношение этих параметров.

## **2.6 Выводы по Главе 2**

Во второй главе разработана комплексная методология проектирования систем конвейерных поездов. Ключевым результатом является создание алгоритма для определения рационального расстояния между приводными станциями и требуемой мощности привода на основе тягово-эксплуатационного расчета. Алгоритм последовательно проверяет три критических условия: достаточность мощности, обеспечение необходимой силы прижатия для реализации сцепления и эффективность торможения, особенно на участках с отрицательными уклонами.

Проведено теоретическое обоснование влияния эксплуатационных параметров (силы прижатия приводного колеса к боковой пластине и давления в пневматической шине) на коэффициент сцепления. Установлено, что данные факторы являются определяющими для тяговых характеристик системы, в то время как геометрические параметры колеса и климатические условия (температура, влажность) выступают в качестве фиксированных констант в рамках заданных условий эксплуатации.

Полученные результаты имеют важное практическое значение для проектирования новых и модернизации существующих систем конвейерных поездов. Разработанная методология позволяет существенно повысить эффективность транспортирования за счет рационализации всех ключевых параметров системы. Реализация предложенных решений обеспечит снижение капитальных затрат за счет увеличения силы тяги комплекса приводных станций и увеличения вероятности безотказной работы за счет рационального количества приводных станций по условию торможения.

## ГЛАВА 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФРИКЦИОННОГО ПРИВОДА СИСТЕМЫ КОНВЕЙЕРНЫХ ПОЕЗДОВ

### 3.1 Обоснование типа приводных станций конвейерного поезда

Приводная станция конвейерного поезда – это комплекс устройств, обеспечивающих тяговое усилие за счет фрикционного взаимодействия колеса и пластины конвейерного поезда. Основными элементами приводной станции конвейерного поезда являются электродвигатель, редуктор и приводное колесо с пневматической шиной, смонтированные на стационарной металлоконструкции.

Приводные станции конвейерного поезда должны отвечать следующим требованиям:

- плавный пуск транспортной системы и обеспечение постоянного момента вращения;
- осуществление эффективного торможения конвейерного поезда без проскальзывания в допустимое время и допустимое расстояние;
- иметь достаточное сцепление между приводной шиной и продольной балкой тележки транспортной системы.

В качестве источника энергии (двигатель) можно использовать различные типы, такие как электродвигатель, двигатель внутреннего сгорания, гидродвигатель и пневмодвигатель [108].

Двигатель приводной станции должен обеспечивать необходимые технические параметры такие как: скорость вращения  $\omega_{пс}$ , крутящий момент (пусковой  $M_{п}$  и номинальный  $M_{н}$ ) и эффективную мощность привода  $N_{эф}$ . При выборе двигателя особую важность имеет надежность агрегата, так как условия эксплуатации транспортной системы являются неблагоприятными. Также ключевую роль в подземных условиях играет компактность конструкции, так как помимо транспортной системы в сечении выработки должно быть место под проезд монтажной техники.

Известно, что при увеличении груза ( $q_{кп}$ ), транспортируемого конвейерным поездом, или увеличением угла наклона трассы ( $i_{тр}$ ) будет расти сила тяги ( $F_T$ ),

необходимая для проталкивания, что приведет к росту мощности привода ( $N_{\text{пс}}$ ). Рост мощности привода приведет к дополнительным расходам электроэнергии ( $W_3$ ) и, следовательно, увеличит нагрузку на электрический модуль управления.

В качестве источника механической энергии может быть любой двигатель из вышеуказанных. Одним из конкурентоспособных является гидродвигатель, имеющий достаточно высокий КПД в диапазоне 70-90% при использовании масляного типа, а также 70% при использовании водяного типа. Скорость вращения у гидродвигателей может быть любой в диапазоне от 0 до 10000 об/мин. Ключевой характеристикой данного двигателя является высокий пусковой момент, необходимый для старта груженого конвейерного поезда. Применение гидродвигателей подразумевает размещение гидравлической станции, но так как количество приводных станций имеет большое значение, то это будет нецелесообразным. Сложность конструкции гидравлической станции предопределяет ее низкую надежность. Капитальные затраты на такие двигатели значительно более высокие по сравнению с электродвигателями и пневмодвигателями [55, 91, 13].

Одним из важных преимуществ электрических двигателей является КПД, который составляет около 90%. Простота конструкции и низкая стоимость изделия делает его конкурентоспособным на рынке. Электродвигатели имеют способность выдерживать кратковременные перегрузки, а также имеют низкую стоимость обслуживания. Двигатели внутреннего сгорания обладают наибольшими геометрическими размерами по сравнению с электродвигателями, в то время как гидродвигатели и пневмодвигатели являются более компактными. Одним из преимуществ асинхронных двигателей является возможность плавного регулирования частоты вращения с высоким пусковым моментом. Передача электрической энергии наиболее эффективна и экономична по сравнению с гидравлической и пневматической [111, 121121].

В заключение можно сделать вывод, что электродвигатель является наиболее подходящим приводом конвейерного поезда, эксплуатирующегося в подземных рудниках. Простота конструкции, надежность, простота обслуживания и ремонта,

высокий КПД и эффективное электроснабжение делает электрический двигатель конкурентоспособным.

### 3.2 Проведение эксперимента на испытательном стенде

Целью исследования является выявление зависимости силы прижатия приводного колеса на боковую пластину, давления воздуха в приводном колесе и природы фрикционного материала на коэффициент сцепления.

Коэффициент сцепления между приводным колесом и боковой пластиной тележки оказывает влияние на управляемость конвейерного поезда, ускорение и торможение, что влечет за собой точное определение его величины для увеличения эффективности работы транспортной системы [20, 76].

Технические характеристики испытательного стенда приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1. – Технические характеристики испытательного стенда [составлено автором]

Наименование	Значение	Единицы измерения
Габариты:		
Длина	1500	мм
Ширина	500	мм
Высота	650	мм
Масса в снаряженном состоянии	103	кг
Масса подвижной рамки	47,3	кг
Диапазон добавочной вертикальной нагрузки	0 - 24	кг
Количество положений шины	4	
Диапазон давлений	0 – 2	bar
Цена деления динамометра	0,0001	кН
Длина винтовой пары	150	мм

На экспериментальном стенде применена резиновая шина *Cordiant PROFESSIONAL TR-1 245/70R17,5*. Для изменения давления в шине используется портативный компрессор *Xiaomi Portable Electric Air Compressor 1S*. При измерении силы проскальзывания используется электронный динамометр *ДЭП6-1Д-1Р-1*.

В данном разделе определена цель и задачи экспериментального исследования, которые позволяют с высокой точностью решить поставленную

проблему. Основные зависимости, которые предстоит определить это влияние нормальной нагрузки и давления на силу проскальзывания [5].

### 3.3 Методика исследования

На рисунке 3.1 показана схема измерения коэффициента сцепления между пневматической шиной и плоской твердой поверхностью. Вращение и перемещение в горизонтальной плоскости у пневматической шины ограничено, за исключением перемещения в вертикальной плоскости для изменения нормальной нагрузки. Плоская твердая пластина также имеет только перемещение в горизонтальной плоскости в направлении параллельном продольной плоскости пневматической шины. Взаимодействие материалов будет происходить следующим образом, к пневматической шине прилагается вертикальная нагрузка ( $F_{\text{пр}}$ ) и она прижимается к пластине с определенным давлением ( $p$ ). Далее к твердой пластине прикладывается сила ( $F_y$ ) с постепенно нарастающим значением до тех пор, пока не произойдет проскальзывание в пятне контакта и значение ( $F_y$ ) установится.

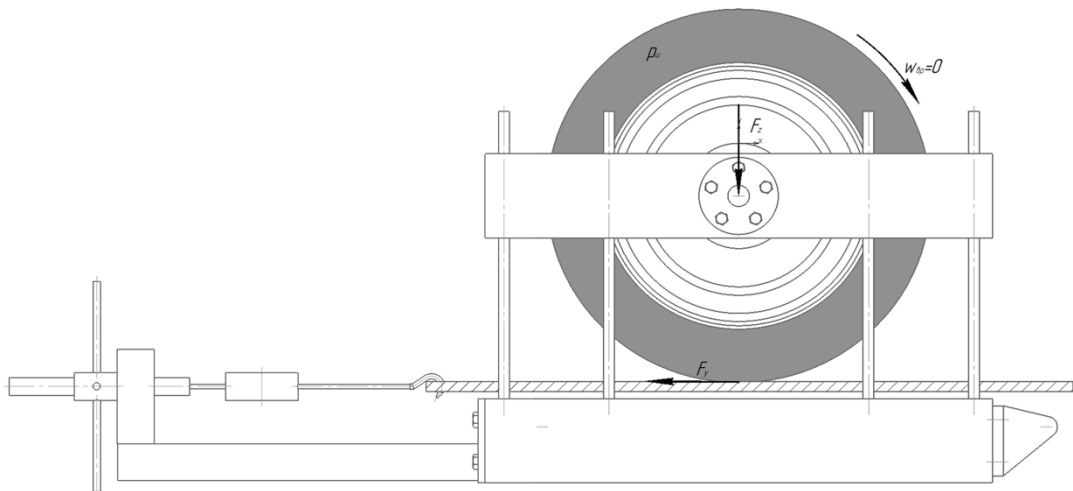


Рисунок 3.1 – Процесс измерения коэффициента сцепления [составлено автором]

$F_z = F_{\text{пр}}$  – сила прижатия, Н;  $p_{\text{ш}}$  – давление воздуха в шине, кПа;  $F_y$  – сила проскальзывания, Н;  $w_{\text{вр}}$  – угловая скорость, рад/с

Методика определения коэффициента сцепления приводной станции заимствована из ГОСТ 33078-2014 «Методы измерения сцепления колеса автомобиля с покрытием» [23].

В данной работе на испытательном стенде проводились исследования влияния наиболее важных факторов, таких как давления в шине, силы прижатия на коэффициент сцепления в плоскости соприкосновения. Использовались 6 видов материалов: полированная сталь, рифлёная сталь, футерованная резина, гладкая резина, рифленый полиуретан, плоский полиуретан. Полиуретан закуплен на предприятии ООО «ЮСИ СТАР» [58] в г. Санкт-Петербург. Сталь листовая приобретена на металлобазе ООО «ТПФ «МЕТАЛЛ ПЕТЕРБУРГА» [70], а резина в компании ООО «Резина812 ПКФ» [85]. Технические характеристики материалов приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Физико-механические свойства материалов [составлено автором]

Показатель	Полиуретан	Резина	Сталь
Твердость по Шору (а)	75-85	55-75	85-95
Прочность, Мпа	5 - 40	1 - 15	300 -350
Модуль упругости, ГПа	0,1 - 1	0,01 – 0,1	200 - 210
Рабочий диапазон температур, °С	-700...+120	-30...+50	-40...+450

Рассмотрим процесс определения коэффициента сцепления, показанного на рисунке 3.1. Давление в пневматической шине ( $p_{ш}$ ) изменяется посредством компрессора с манометром от значения 10 кПа до 100 кПа и в процессе одного испытания не изменяется. Важно отметить, что давление, измеряемое манометром, является избыточным. Вертикальная нагрузка прилагается путем навешивания грузиков на подвижную раму и варьируется в пределах от 474 Н до 730 Н и в процессе одного испытания не изменяется. Температура и влажность в лаборатории равны соответственно 22°С и 50% и в процессе всех измерений не изменяются.

Существует 2 вида коэффициента сцепления: при скольжении и буксовании колеса, а также без этих процессов. Коэффициент сцепления при отсутствии скольжения и буксования можно считать коэффициентом сцепления покоя [38]. Коэффициент сцепления покоя имеет более высокие значения по сравнению с коэффициентом сцепления, реализуемым при скольжении или буксовании. При этом величину последнего в расчётах обычно принимают на 20% меньшей, чем

коэффициент сцепления покоя. В данной работе определяется коэффициент сцепления скольжения, поскольку определение коэффициента сцепления покоя требует более сложной экспериментальной установки и более точных средств измерения, что в рамках данной работы нецелесообразно.

Касательное взаимодействие пневматической шины в пятне контакта с сухими материалами боковой пластины обусловлено трением контактирующих тел, на деформируемых опорных поверхностях – сопротивлением сдвигу опорной поверхности и глубиной погружения колеса в опорную поверхность.

Ниже приведен алгоритм выполнения работы:

- 1) Тарировка оборудования (тарировка динамометра и компрессора).
- 2) Определение силы проскальзывания в пятне контакта.
- 3) Определение площади контакта.
- 4) Сравнительный анализ полученных данных и построение графиков.

Таким образом, по результатам эксперимента получены значения силы сцепления в зависимости от силы прижатия и давления воздуха в колесе для различных показателей твердости фрикционной накладки, представленные на рисунке 3.2.

Твердость по Шору А - 95						
Сила пр. <i>F<sub>пр.Н</sub></i>	Давление в приводном колесе, кПа					
	10	20	40	60	80	100
473	206	192	194	222	201	234
513	220	200	205	234	209	256
553	236	220	219	243	226	263
593	255	231	235	255	251	274
633	264	264	255	264	273	288
673	283	278	284	273	280	297
713	294,0	302	297	284	298	302

Твердость по Шору А - 90						
Сила пр. <i>F<sub>пр.</sub></i>	Давление в приводном колесе, кПа					
	10	20	40	60	80	100
473	254	257	258	256	262	253
513	280	288	287	282	293	285
553	308	314	311	308	317	316
593	335	338	342	337	340	331
633	356	360	364	356	364	356
673	381	381	393	398	392	398
713	393	402	408	410	417	401

Твердость по Шору А - 85						
Сила пр. <i>F<sub>пр.Н</sub></i>	Давление в приводном колесе, кПа					
	10	20	40	60	80	100
473	294	260	274	283	273	263
513	322	263	302	303	303	279
553	315	281	332	321	333	317
593	330	287	353	341	364	347
633	332	308	357	361	387	396
673	342	336	373	382	403	432
713	381	386	408	404	429	441

Твердость по Шору А - 80						
Сила пр. <i>F<sub>пр.</sub></i>	Давление в приводном колесе, кПа					
	10	20	40	60	80	100
473	261	262	267	266	264	271
513	296	290	293	288	295	297
553	321	318	318	317	323	319
593	356	359	357	352	362	361
633	389	387	385	387	387	388
673	416	418	422	422	426	429
713	440	447	458	465	453	460

Твердость по Шору А - 75						
Сила пр. <i>F<sub>пр.Н</sub></i>	Давление в приводном колесе, кПа					
	10	20	40	60	80	100
473	221	250	264	352	335	295
513	240	266	283	375	374	333
553	253	275	299	392	394	355
593	261	295	338	407	421	405
633	279	303	364	428	445	446
673	300	318	406	454	467	466
713	309	334	443	479	485	476

Твердость по Шору А - 60						
Сила пр. <i>F<sub>пр.</sub></i>	Давление в приводном колесе, кПа					
	10	20	40	60	80	100
473	463	440	433	427	420	413
513	504	483	480	470	465	461
553	544	532	527	520	512	509
593	587	576	572	559	555	552
633	629	623	616	608	608	602
673	671	662	656	657	650	644
713	712	702	696	689	689	685

Рисунок 3.2 – Результаты экспериментального исследования

Вывод: методика определения коэффициента сцепления между приводным колесом и твердой поверхностью основана на исследованиях [54] и основным отличием является возможность изменения нагрузки и давления в шине в определенных границах, что наиболее приближено к реальным условиям.

### 3.4 Определение коэффициента сцепления во фрикционном контакте

Вторым этапом выполняемых работ является проведение опытов по определению значений коэффициента сцепления в пятне контакта.

Алгоритм выполнения эксперимента:

1. приподнять подвижную рамку стенда до положения, в котором пневматическая шина не касается боковой пластины;
2. установить необходимое давление в шине с помощью компрессора;
3. опустить подвижную рамку без грузиков;
4. замерить усилие проскальзывания с помощью динамометра;
5. замерить площадь пятна контакта шины и боковой пластины;
6. определить коэффициент сцепления по формуле.

Пример определения коэффициента сцепления в поперечной плоскости.

Дано: давление в шине  $p_{ш} = 20$  кПа;

Вертикальная нагрузка, приложенная к колесу  $F_z = 47,3$  кг

Перевод значений боковой нагрузки из килограмм в Ньютоны (3.1):

$$F_z = F_{z.1}g = 47,3 \cdot 9,81 = 464 \text{ Н} \quad (3.1)$$

После этого опускаем подвижную рамку до максимального прилегания с боковой пластиной. Далее нагружаем боковую пластину с помощью винтовой пары до тех пор, пока не будет происходить проскальзывание шины. В это время на экране динамометра происходит изменение силы натяжения. Так как скорость подачи нагрузки мала, возникают скачкообразные значения усилия. При подаче горизонтальной нагрузки ( $F_y$ ) с помощью винтовой пары записывается 3 приближенных значения и определяется среднее.

Определение среднего значения максимального касательного усилия на динамометре определяется по формуле (3.2):

$$F_y = \frac{(F_{y.1} + F_{y.2} + F_{y.3})}{3} g = \frac{(19,4 + 20 + 18,2)}{3} \cdot 9,81 = 188,35 \text{ Н} \quad (3.2)$$

Определение площади пятна контакта осуществляется по следующей формуле (3.3):

$$S = LB_{\text{ш}}k = 14,5 \cdot 24,5 \cdot 0,8 = 284,2 \text{ см}^2 \quad (3.3)$$

Определение значения коэффициента сцепления (3.4):

$$\varphi = \frac{F_y}{F_z} = \frac{188,35}{464} = 0,406 \quad (3.4)$$

Следуя пунктам алгоритма определения коэффициента сцепления в плоскости контакта и согласно примеру, были определены искомые величины коэффициентов сцепления для 6 различных видов материалов, при различных нагрузках, прикладываемых к ним, при различном давлении в шине, и получены интересующие нас зависимости. Полученные значения коэффициентов сцепления сведены в таблицу 3.3.

Таблица 3.3 – Средние значения коэффициента сцепления при различных материалах пластины [составлено автором]

Материал	полированная сталь	рифленая сталь	гладкая резина	рифленая резина	плоский полиуретан	рифленый полиуретан
Средний коэффициент сцепления	0,425	0,571	0,598	0,921	0,598	0,564

Можно сделать вывод, что наибольший коэффициент сцепления у рифленой резины и наименьший у полированной стали. Рифление поверхности не всегда позволяет увеличить фрикционные свойства.

### 3.5 Сравнительный анализ полученных данных

По результатам проведения эксперимента были получены данные по силе сцепления пневматической шины с различными твердыми материалами [14]. Данные эксперимента прошли полную статистическую обработку [10, 123].

Одним из наиболее значимых график, показывающих полную картину исследуемого параметра от входных факторов, является зависимость силы сцепления от силы прижатия при разных материалах. Данная зависимость представлена на рисунке 3.3.

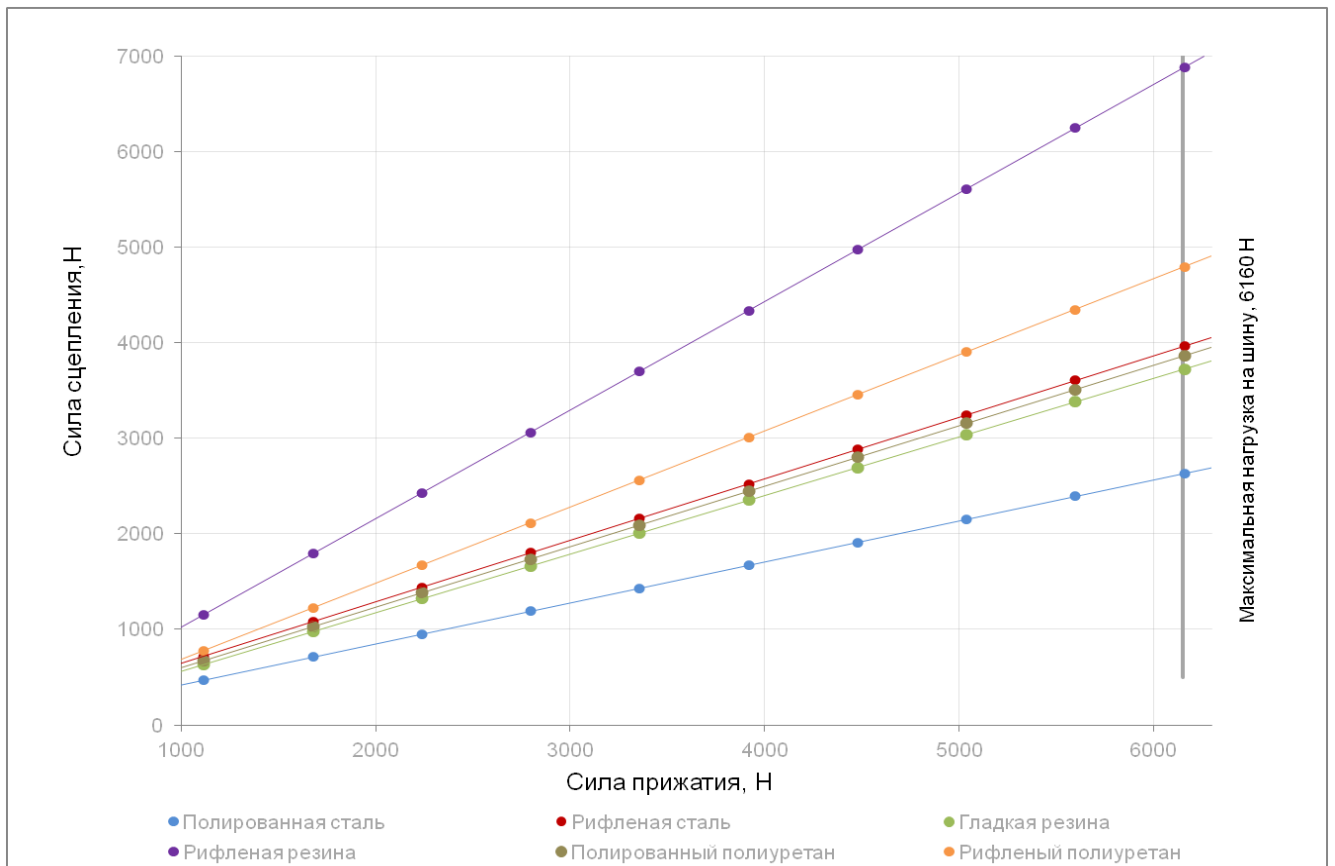


Рисунок 3.3 – Графическая зависимость силы сцепления от силы прижатия для различных фрикционных накладок и давления воздуха в приводном колесе  $p_{ш} = 80$  кПа [составлено автором]

Приведенный график (рисунок 3.3) показывает, что существует прямая зависимость силы сцепления от силы прижатия. При использовании всех видов фрикционного материала при росте силы прижатия растет сила сцепления с различной интенсивностью. Представленная зависимость показывает, что рифленая резина имеет наивысшие значения силы сцепления, в то время как полированная сталь показывает наименьшие показатели. На графике представлена предельная (черная прямая) характеристика, определяемая максимальной допустимой нагрузкой, на которую рассчитана пневматическая шина. Данные кривые описывают предельное значение силы сцепления  $F_{сц}$  в зависимости от  $F_{пр}$  для конкретной пары трения, при достижении которого дальнейшее увеличение прижатия недопустимо по условиям прочности или конструктивным ограничениям шины.

Из выше построенного графика (рисунок 3.3) зависимостей с помощью функции Excel построим линию тренда для каждой конкретной зависимости, ее уравнение и величину достоверности аппроксимации и сведем все значения в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Математические модели зависимостей и их достоверность рисунка 3.3. [составлено автором]

Материал	Уравнение	Величина достоверности ( $R^2$ )
Полированная сталь	$y = 0,4286x - 05,857$	0,9829
Рифленая сталь	$y = 0,6446x - 26,273$	0,9908
Гладкая резина	$y = 0,6134x + 53,544$	0,9901
Рифленая резина	$y = 1,1366x - 117,01$	0,999
Рифленый полиуретан	$y = 0,7973x - 114,24$	0,9981
Плоский полиуретан	$y = 0,6339x - 35,205$	0,9987

Построенные уравнения в таблице 3.4. позволяют определить диапазон значений силы сцепления при разной силе прижатия. Величина достоверности аппроксимации показывает, что экспериментальные зависимости являются правдоподобными.

Вторую по степени влияния на силу сцепления представляет зависимость от давления в приводном колесе (рисунок 3.4). Давление в приводном колесе, как и сила прижатия, приводят к изменению площади контакта, только в прямо пропорциональной зависимости. Согласно исследованиям [79, 106106] при увеличении давления в приводном колесе сила сцепления может, как расти, так и снижаться в зависимости от влажности, скорости и материала покрытия. По результатам (рисунок 3.4) можно сделать вывод, что давление оказывает влияние в большей мере для таких материалов как рифленая сталь и гладкая резина. Для остальных материалов повышение давления приводит к незначительному повышению силы сцепления, а для рифленой резины вовсе приводит к уменьшению. На графике приведена ограничивающая характеристика, соответствующая максимальному давлению в шине ( $p_{\text{макс}} = 220$  кПа), установленному заводом-изготовителем. Эта прямая определяет предельно допустимую силу сцепления ( $F_{\text{сц}}$ ) при изменении давления в колесе ( $p_{\text{ш}}$ ); при

достижении  $p_{\text{макс}}$  дальнейшее увеличение давления недопустимо по условиям жесткости и безопасности шины.

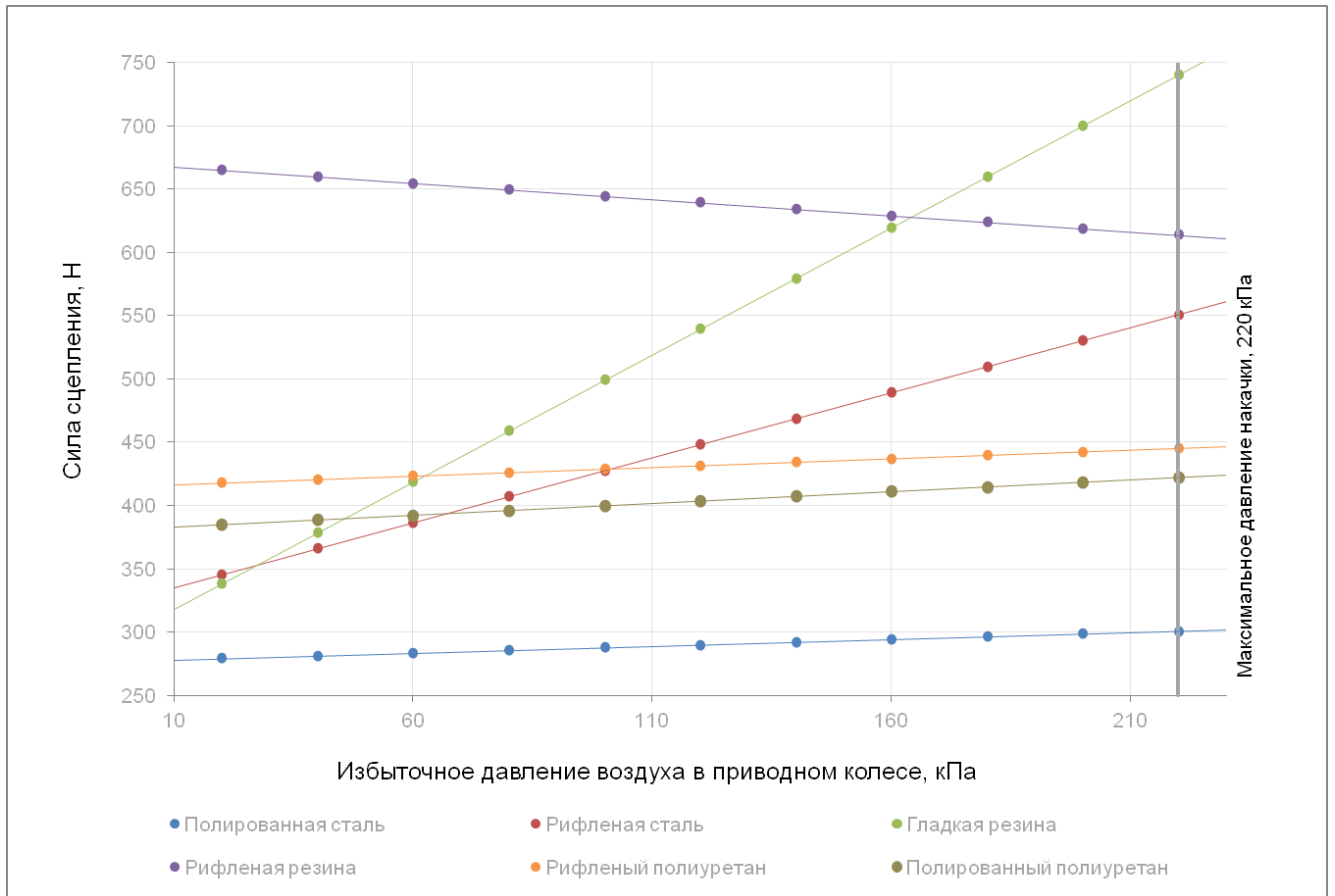


Рисунок 3.4 – Графическая зависимость силы сцепления от давления воздуха в приводном колесе для различных фрикционных накладок и силе прижатия  $F_{\text{пр}} = 673 \text{ Н}$  [составлено автором]

Исследования показывают, что общая тенденция увеличения коэффициента сцепления при снижении давления в шине характерна для деформируемых покрытий, где ключевым фактором является увеличение площади контакта. Однако на твёрдом покрытии (сухом или влажном) часто наблюдается обратный эффект – рост сцепления с увеличением давления в умеренном диапазоне. На сухом твёрдом покрытии это обуславливается снижением гистерезисных потерь: более жёсткая шина меньше деформируется, что уменьшает непродуктивный нагрев резины и повышает эффективность передачи усилия на микрошероховатости покрытия.

Построим уравнения зависимостей и сведём их в таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Функциональные зависимости факторов и их достоверность для рисунка 3.4 [составлено автором]

Материал	Уравнение	Величина достоверности R <sup>2</sup>
Полированная сталь	$y = 0,107x + 276,94$	0,9214
Рифленая сталь	$y = 1,025x + 325$	0,9637
Гладкая резина	$y = 2,007x + 297,95$	0,8629
Рифленая резина	$y = -0,255x + 669,89$	0,9067
Рифленый полиуретан	$y = 0,136x + 415,13$	0,9654
Плоский полиуретан	$y = 0,186x + 380,86$	0,7024

Исходя из результатов видно, что рифленая резина обладает наивысшим значением силы сцепления. Тем самым необходимо выяснить, при каком соотношении давления и силы прижатия можно получить наибольшую силу сцепления. Приведем графики зависимостей силы сцепления от силы прижатия (рисунок 3.5) и давления в приводном колесе (рисунок 3.6).

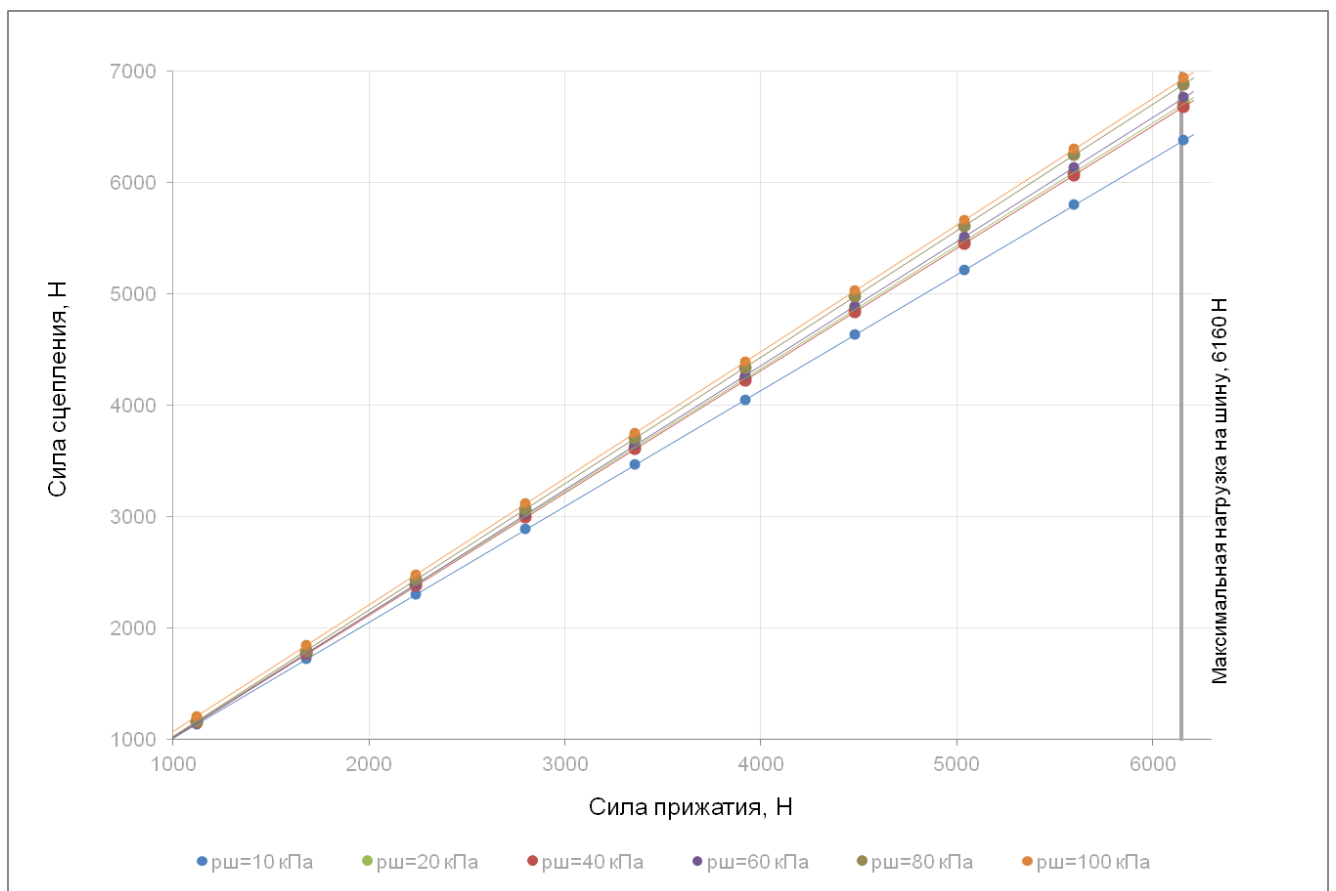


Рисунок 3.5 – Графическая зависимость силы сцепления от силы прижатия при разном давлении в приводном колесе при использовании рифленой резины [составлено автором]

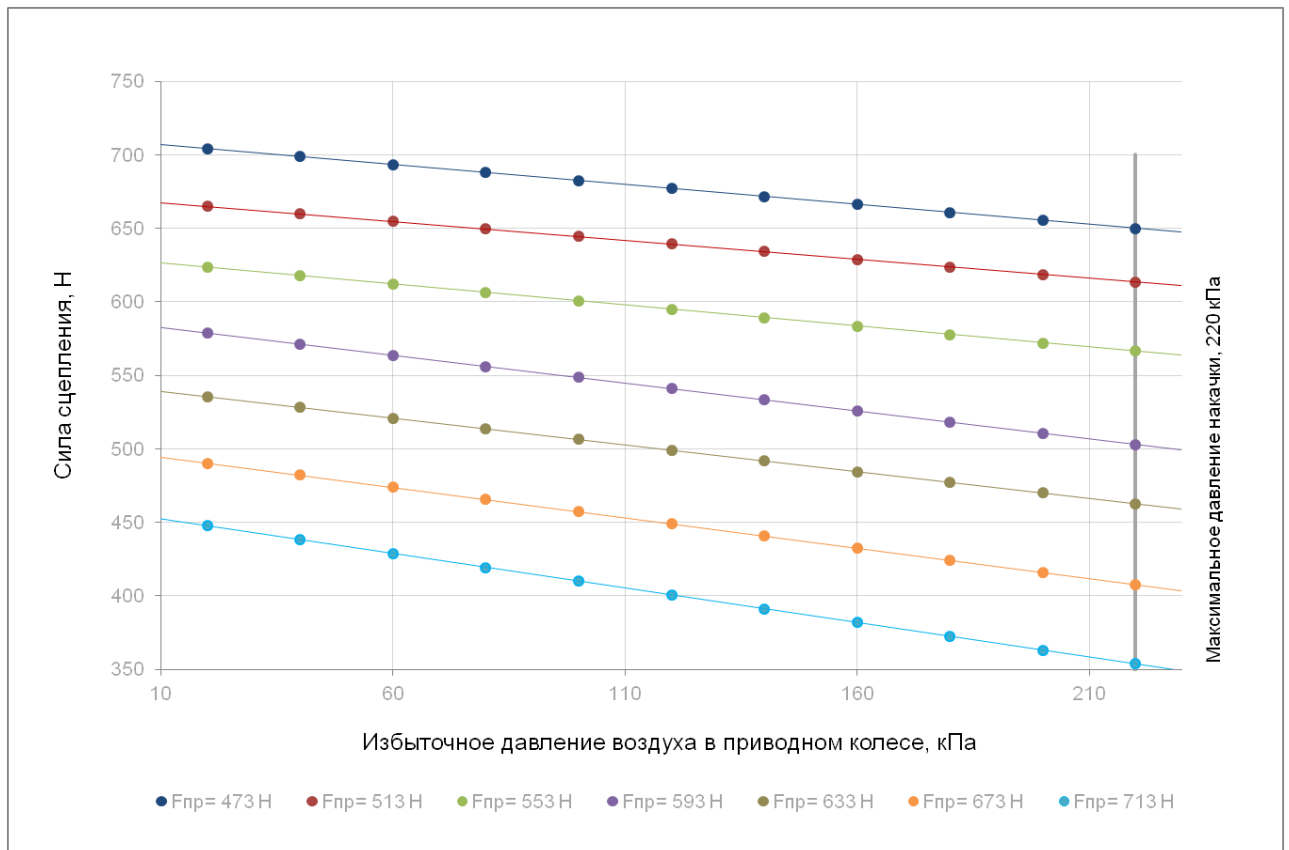


Рисунок 3.6 – Графическая зависимость коэффициента сцепления от давления в приводном колесе при разной силе прижатия [составлено автором]

Выше представленные графики показывают, что при увеличении силы прижатия сила сцепления стремится вверх и коэффициент сцепления стремится к 1. Диапазон силы сцепления лежит в интервале от 350 Н до 712 Н с учетом рационально выбранных факторов.

Математические зависимости силы сцепления от давления в шине и силы прижатия представлены в таблице 3.6. и таблице 3.7. соответственно.

Таблица 3.6 – Математические зависимости факторов и их достоверность для рисунка 3.4 [составлено автором]

Давление в приводном колесе, кПа	Уравнение	Величина достоверности $R^2$
10	$y = 0,958x + 23,456$	0,9864
20	$y = 1,1027x - 79,888$	0,9989
40	$y = 1,0982x - 82,67$	0,9988
60	$y = 1,1143x - 99,343$	0,9981
80	$y = 1,1366x - 117,01$	0,999
100	$y = 1,1384x - 122,78$	0,9992

Таблица 3.7 – математические зависимости факторов и их достоверность для рисунка 3.5 [составлено автором]

Сила прижатия, Н	Уравнение	Величина достоверности R <sup>2</sup>
473	$y = -0,682x + 473,07$	0,8668
513	$y = -0,414x + 498,58$	0,8548
553	$y = -0,365x + 542,85$	0,9442
593	$y = -0,379x + 586,44$	0,933
633	$y = -0,285x + 629,05$	0,9401
673	$y = -0,256x + 669,89$	0,9067
713	$y = -0,27x + 709,47$	0,8731

Представленные уравнения зависимостей позволяют определить конкретное значение силы сцепления для определенных условий. Выбранные параметры влияют между собой, так как при увеличении нагрузки давление в шине повышается и наоборот. Тем самым необходимо подобрать оптимальные значения для определенных условий эксплуатации конвейерных поездов.

Результаты расчета коэффициента сцепления, полученные в ходе экспериментального исследования, представлены на рисунке 3.7.

Твердость по Шору А - 95							Твердость по Шору А - 90						
Сила пр.	Давление в пневматическом колесе, кПа						Сила пр.	Давление в пневматическом колесе, кПа					
$F_{пр.Н}$	10	20	40	60	80	100	$F_{пр.Н}$	10	20	40	60	80	100
473	0,435	0,406	0,41	0,47	0,426	0,494	473	0,537	0,544	0,546	0,541	0,553	0,536
513	0,429	0,389	0,399	0,456	0,408	0,498	513	0,546	0,561	0,559	0,55	0,572	0,555
553	0,427	0,398	0,395	0,439	0,409	0,475	553	0,558	0,567	0,562	0,557	0,574	0,571
593	0,43	0,39	0,396	0,425	0,423	0,463	593	0,565	0,57	0,577	0,568	0,573	0,559
633	0,417	0,417	0,403	0,418	0,432	0,454	633	0,563	0,569	0,575	0,562	0,575	0,563
673	0,421	0,413	0,422	0,406	0,417	0,441	673	0,566	0,567	0,583	0,592	0,583	0,592
713	0,413	0,424	0,417	0,398	0,417	0,423	713	0,551	0,564	0,572	0,575	0,585	0,563

Твердость по Шору А - 85							Твердость по Шору А - 80						
Сила пр.	Давление в пневматическом колесе, кПа						Сила пр.	Давление в пневматическом колесе, кПа					
$F_{пр.Н}$	10	20	40	60	80	100	$F_{пр.Н}$	10	20	40	60	80	100
473	0,622	0,551	0,579	0,598	0,576	0,555	473	0,553	0,555	0,564	0,562	0,558	0,573
513	0,628	0,513	0,589	0,591	0,59	0,543	513	0,577	0,566	0,571	0,561	0,574	0,58
553	0,569	0,508	0,6	0,581	0,602	0,573	553	0,58	0,576	0,576	0,573	0,583	0,577
593	0,557	0,484	0,595	0,576	0,614	0,585	593	0,601	0,605	0,601	0,593	0,61	0,609
633	0,524	0,486	0,565	0,57	0,612	0,625	633	0,615	0,611	0,609	0,612	0,612	0,613
673	0,51	0,499	0,554	0,568	0,599	0,642	673	0,618	0,621	0,627	0,627	0,633	0,638
713	0,534	0,542	0,572	0,567	0,602	0,618	713	0,617	0,626	0,642	0,652	0,635	0,645

Твердость по Шору А - 75							Твердость по Шору А - 60						
Сила пр.	Давление в пневматическом колесе, кПа						Сила пр.	Давление в пневматическом колесе, кПа					
$F_{пр.Н}$	10	20	40	60	80	100	$F_{пр.Н}$	10	20	40	60	80	100
473	0,467	0,529	0,557	0,744	0,708	0,624	473	0,963	0,932	0,916	0,902	0,888	0,874
513	0,468	0,518	0,551	0,732	0,728	0,648	513	0,983	0,941	0,935	0,916	0,906	0,899
553	0,458	0,498	0,54	0,708	0,712	0,642	553	0,985	0,963	0,952	0,941	0,926	0,92
593	0,44	0,497	0,569	0,687	0,711	0,682	593	0,99	0,971	0,964	0,942	0,936	0,931
633	0,441	0,479	0,576	0,676	0,702	0,705	633	0,993	0,985	0,974	0,961	0,96	0,951
673	0,445	0,473	0,603	0,675	0,693	0,689	673	0,998	0,984	0,975	0,976	0,966	0,957
713	0,433	0,469	0,621	0,672	0,681	0,668	713	0,999	0,985	0,976	0,966	0,966	0,961

Рисунок 3.7 – Значения коэффициентов сцепления, полученные в ходе эксперимента [составлено автором]

В заключение можно сделать вывод, что коэффициент сцепления изменяется в зависимости от силы прижатия, давления в приводной шине и материала продольной балки тележки. В настоящее время используется полированная сталь в качестве фрикционного материала продольной балки тележки, и диапазон коэффициента сцепления лежит в интервале  $[0,4 - 0,5]$ . Для рифленой стали интервал значений составил  $[0,48 - 0,65]$ ; для гладкой резины -  $[0,45 - 0,75]$ ; для рифленой резины -  $[0,91 - 0,95]$ ; для рифленого полиуретана -  $[0,55 - 0,65]$ ; для плоского полиуретана  $[0,54 - 0,59]$ . Таким образом рифленая резина является фрикционным материалом, обладающим наивысшим коэффициентом сцепления 0,9, что в свою очередь позволит увеличить силу тяги, передаваемую на конвейерный поезд на 115% [64].

### **3.6 Выявление зависимости между параметрами фрикционного контакта и коэффициента сцепления**

По результатам эксперимента имеются данные по силе сцепления в зависимости от двух независимых факторов силы прижатия и давления в приводном колесе. Приведем данные силы сцепления для рифленой резины (таблица 3.8).

Таблица 3.8 – Сила сцепления при различной нормальной нагрузке и давлении в шине при использовании рифленой резины [составлено автором]

Сила прижатия, Н	Давление в пневматическом колесе, кПа					
	10	20	40	60	80	100
473	494	440	433	427	420	413
513	504	483	480	470	465	461
553	544	532	527	520	512	509
593	587	576	572	559	555	552
633	629	623	616	608	608	602
673	671	662	656	657	650	644
713	712	702	696	689	689	685

Анализ таблицы 3.8 показывает, что значение силы сцепления плавно возрастает при увеличении силы прижатия и плавно уменьшается при увеличении давления в приводном колесе. Оба фактора, влияющие на силу сцепления являются

независимыми между собой, тем самым можно вывести формулу, которая позволит определить коэффициент сцепления.

В теории фрикционного сцепления между парой материалов, передающих тяговое усилие посредством фрикционного контакта, описано, что важным критерием является определение физико-механических характеристик самого материала, определяющих силу сцепления. Фрикционные накладки, определенные в эксперименте обладают различными механическими параметрами, такими как твердость, прочность и упругость, значения, которых сведены в таблице 3.9.

Для определения значимости влияния механических свойств фрикционных материалов на коэффициент сцепления ( $\varphi_{\text{сц}}$ ) был проведён корреляционный анализ экспериментальных данных, полученных в ходе испытаний фрикционных пар. Мера линейной взаимосвязи между каждой парой переменных определялась с помощью коэффициента корреляции Пирсона.

Таблица 3.9 – Механические свойства материалов фрикционной пары и коэффициент корреляции [составлено автором]

Материал	Твердость, Шор А	Прочность, МПа	Модуль упругости, ГПа
Полированная сталь	95	350	210
Рифленая сталь	90	300	200
Гладкая резина	75	12	0.01
Рифленая резина	60	5	0.001
Полированный полиуретан	85	35	0.8
Рифленый полиуретан	80	10	0.1
<b>Коэффициент корреляции</b>	<b>- 0,938</b>	<b>-0,594</b>	<b>-0,55</b>

Корреляционный анализ позволил определить статистически значимые факторы, влияющие на коэффициент сцепления. Установлено, что твёрдость демонстрирует сильную обратную линейную зависимость от коэффициента сцепления, о чём свидетельствует значение коэффициента корреляции Пирсона ( $r$ ), равного – 0,938. Влияние таких факторов, как прочность на сдвиг и модуль упругости, характеризуется коэффициентами корреляции в диапазоне от -0,6 до -0,5. Такие значения соответствуют слабой и умеренной обратной связи, что

свидетельствует о статистически незначимом или второстепенном влиянии данных параметров на выходной отклик в рамках проведённого эксперимента.

На основании полученных результатов для последующего регрессионного анализа целесообразно сконцентрироваться на факторе твёрдости, исключив из рассмотрения факторы с низкой корреляционной связью, что позволит упростить модель без существенной потери её адекватности.

Таким образом, определены 3 фактора, влияющие на коэффициент сцепления в рамках эксперимента. Информация о коэффициенте сцепления для разных значений силы сцепления, давления воздуха в приводном колесе и твердости фрикционной накладке приведены в таблице 3. 10.

Посредством проведения трехфакторного регрессионного анализа экспериментальных данных была построена математическая модель (3.5):

$$\varphi_{\text{сц}} = 1,6 - 0,013A + 2,19 \cdot 10^{-3}F_{\text{пр}} + 6,3 \cdot 10^{-5}p_{\text{ш}} \quad (3.5)$$

где  $A$  - твердость по Шору;

$F_{\text{пр}}$  - сила прижатия приводной станции, кН;

$p_{\text{ш}}$  - избыточное давление в шине, кПа.

Статистические параметры полученной модели представлены в таблице 3.10. Таблица 3.10 – Статистические параметры полученной регрессионной модели [составлено автором]

Фактор	Значение	Значимость	t-критерий	R <sup>2</sup>
Константа	1,6	0,7261	33,44	0,81
$A$	-0,013	0,8932	-32,7	
$F_{\text{пр}}$	$8,74 \cdot 10^{-5}$	0,8723	1,52	
$p_{\text{ш}}$	$57,4 \cdot 10^{-5}$	0,7562	3,975	

На основании данных, приведённых в таблице 3.10, можно сделать вывод о статистической состоятельности математической модели (3.5). Проверка значимости её коэффициентов по t-критерию Стьюдента и оценка адекватности модели в целом по F-критерию Фишера подтверждают, что модель является статистически значимой и адекватно описывает экспериментальные данные.

Для проверки достоверности выражения (3.5) было проведено сравнение теоретического значения коэффициента сцепления с результатами, полученными в ходе экспериментального исследования. Расчетное значения коэффициента сцепления определяется по выражению 3. 5. Результаты сравнения представлены в таблице 3.11.

Таблица 3.11 – Сравнение расчетного коэффициента сцепления с экспериментальным [составлено автором]

№п.п	Экспериментальное значение коэф. сцепления	Расчетное значение коэф. сцепления	Расхождение между расчетным и экспериментальным, %
1	0,668	0,617	7,63
2	0,961	0,893	7,08
3	0,563	0,627	11,36
4	0,618	0,677	9,54
5	0,645	0,601	6,82
6	0,423	0,486	14,89

Сравнение расчетного коэффициента сцепления со значением, полученным в ходе эксперимента, показало, что расхождение составило 15%, что свидетельствует об адекватности полученного выражения (3.5).

### **3.7 Алгоритм определения уточненного коэффициента сцепления при расчете расстояния между приводными станциями**

Определение реального значения коэффициента сцепления при расчете расстояния между приводными станциями является важной задачей с целью обеспечения максимальной достоверности результата.

Алгоритм определения реального коэффициента сцепления выглядит следующим образом:

1. определяется необходимая сила тяги для определенного участка трассы по выражению 2.35;
2. определяется сила тяги одной приводной станции по выражению 2.42;
3. осуществляется выбор фрикционного материала и определение среднего значения коэффициента сцепления из таблицы 3.3;
4. рассчитывается необходимое усилие прижатия по формуле (2.47) для осуществления необходимой силы тяги;

5. условие:

если  $N_{\text{пр}} \leq T_{\text{max}}$ , то принимается значение  $N_{\text{пр}}$

если  $N_{\text{пр}} > T_{\text{max}}$ , то принимается значение  $T_{\text{max}}$

6. Следующим этапом определяется рациональное давление в шине из зависимости, данной заводом изготовителем, для определенного колеса. Зависимость нагрузки на колесо от давления воздуха в колесе для грузовой шины с параметрами R283A Bridgestone Escoria 11R24.5 выглядит следующим образом (рисунок 3.8);

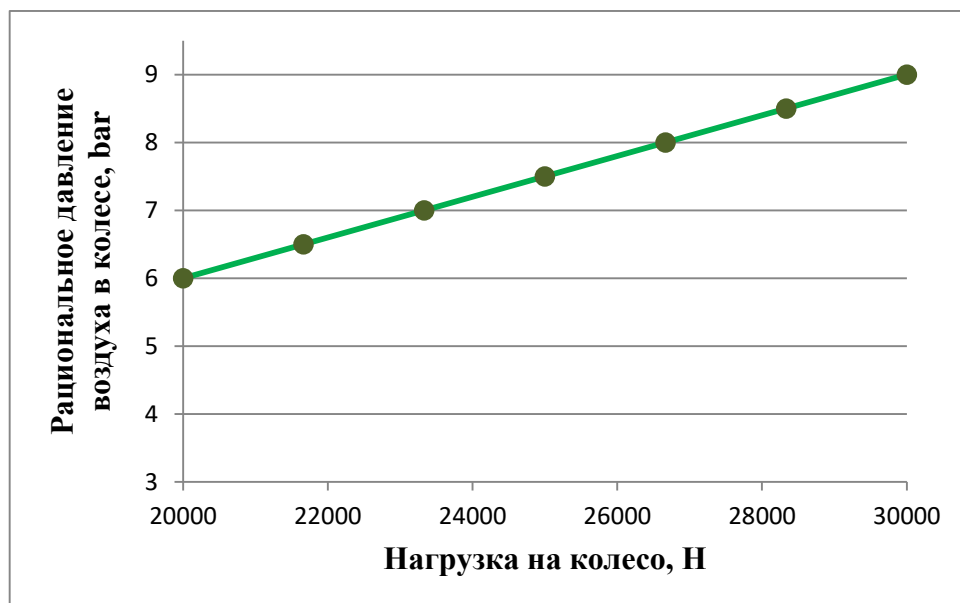


Рисунок 3.8 - Зависимость рационального давления в пневматическом колесе от нагрузки на колесо для грузовой шины [составлено автором]

7. после рационального оптимального давления в шине определяем уточненный коэффициент сцепления по выражению (3.5);

8. по формуле (2.46) определяется сила тяги одной приводной станции по условию прижимной силы и уточненного коэффициента сцепления;

9. по формуле (2.48) рассчитывается количество ПС в зацеплении по условию прижимной силы;

10. заключительным этапом является определение расстояния между приводными станциями (формула 2.49) с учетом уточненного коэффициента сцепления для определенного фрикционного материала.

Блок-схема определения расстояния между приводными станциями с уточненным коэффициентом сцепления представлена на рисунке 3.9.

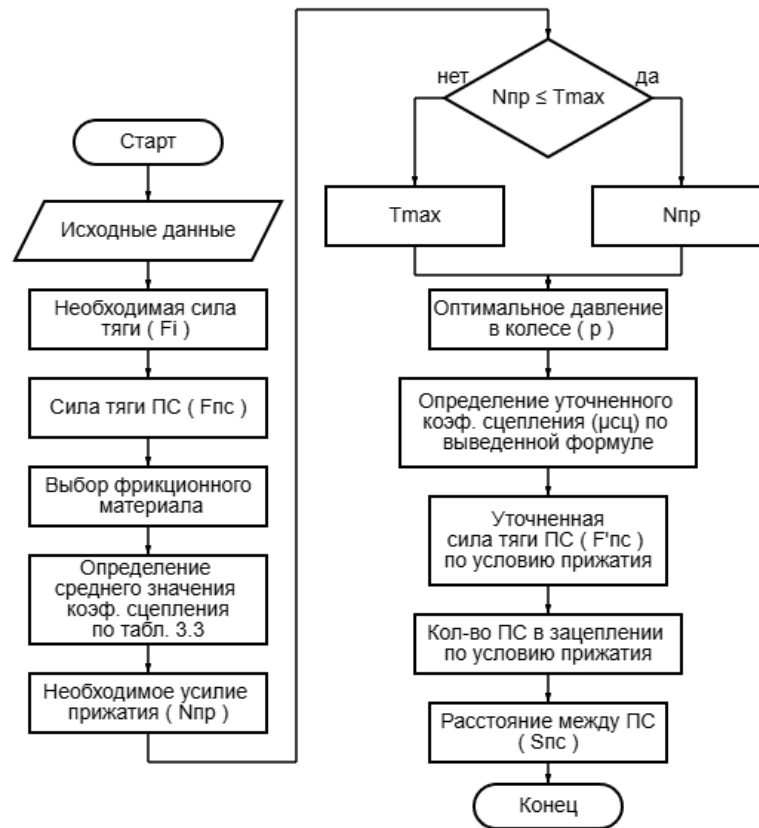


Рисунок 3.9 – Блок-схема определения расстояния между ПС с учетом реального коэффициента сцепления [составлено автором]

Представленный алгоритм позволяет определить расстояние между приводными станциями на всех участках трассы наиболее точно и дает возможность наглядно увидеть, что можно изменить и на каких этапах, чтобы повлиять на конечный результат.

### 3.8 Обработка экспериментальных данных

При обработке экспериментальных данных будем учитывать, что есть два вида погрешности эксперимента: случайные погрешности и приборные погрешности [61].

Случайные погрешности – это погрешности, которые при многократных измерениях в одинаковых условиях изменяются непредсказуемым образом. Эти погрешности обусловлены множеством неконтролируемых факторов, действие которых различно при повторении измерений. В результате при измерении одной и

той же величины несколько раз в одинаковых условиях получается ряд различных значений, отличающихся от истинного значения случайным образом, как в большую, так и в меньшую сторону.

Приборные погрешности обусловлены принципиальным несовершенством и ограниченной точностью измерительных приборов.

Измерения так же могут быть разделены по типу на прямые и косвенные. В нашем случае измерения являются косвенными, так как необходимая величина (коэффициент  $\varphi$ ) находится путем вычислений с использованием нескольких прямо измеренных величин [47].

Так одной из основных операций при обработке результатов измерений является нахождение доверительного интервала. Ниже приведем алгоритм нахождения доверительного интервала для прямого измерения (в нашем случае – это измерение силы проскальзывания).

Так, для начала, необходимо найти наиболее вероятное значение  $x$ , для этого вычислим среднее арифметическое выборки по формуле, отметим, что в большинстве случаев  $x \approx \bar{x}$  (3.6):

$$x = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (3.6)$$

Далее определяем абсолютные погрешности отдельных измерений следующим выражением:  $\Delta x_i = |x_i - \bar{x}|$ . Определяется средняя квадратичная ошибка среднего арифметического по формуле (3.7):

$$S_{\bar{x}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n(n-1)}}, \quad (3.7)$$

Доверительный интервал случайной составляющей погрешности результата измерения обычно расположен симметрично относительно величины  $\bar{x}$ . Значение доверительной границы случайной величины  $\Delta x^{CB}$  вычисляется по формуле (3.8):

$$\Delta x^{CB} = t_{\gamma} S_{\bar{x}}, \quad (3.8)$$

Коэффициент доверия (коэффициент Стьюдента)  $t_{\gamma}$  в общем случае зависит от объема выборки  $n$  и выбранной доверительной вероятности  $\alpha$  (для технических измерений обычно  $\alpha = 0,95$ ) и определяется по таблицам [77].

Окончательный результат записывается в следующем виде  $x = \bar{x} \pm \Delta x^{CB}$ .

Оценить относительную погрешность результата серии эксперимента определяют по формуле (3.9):

$$\varepsilon^{\text{CB}} = \frac{\Delta x^{\text{CB}}}{\bar{x}}, \quad (3.9)$$

Следующим шагом определяем погрешность приборов, используемых в эксперименте. Формула, по которой рассчитывается относительная погрешность измерений любого прибора, выглядит следующим образом (3.10):

$$\varepsilon^{\text{пр}} = \frac{\Delta x^{\text{пр}}}{\bar{x}}, \quad (3.10)$$

где  $\Delta x^{\text{пр}}$  - погрешность прибора при измерении;

$\bar{x}$  – среднее значение измеряемой величины.

Для определения погрешности косвенных измерений коэффициента сцепления используется формула  $\varphi = \frac{F_y}{F_z}$ , где  $F_y$  – максимальное усилие проскальзывания;  $F_z$  – боковая нагрузка на измерительную пластину. Таким образом, для определения погрешности косвенных измерений ( $F_y$  и  $F_{\text{пр}}$ ) необходимо использовать следующую формулу (3.11):

$$\varepsilon_N = \frac{\Delta F_y}{F_y} + \frac{\Delta F_{\text{пр}}}{F_{\text{пр}}}, \quad (3.11)$$

Для определения относительной погрешности по времени  $t$  применяется следующее выражение (3.12):

$$\varepsilon_t = \varepsilon_t^{\text{CB}} + \varepsilon_t^{\text{пр}}, \quad (3.12)$$

Таким образом, относительная погрешность коэффициента сцепления  $\varphi$  определяется по следующей формуле (3.13):

$$\varepsilon_\varphi = \varepsilon_t + \varepsilon_N, \quad (3.13)$$

Абсолютная погрешность находится из выражения (3.14):

$$\Delta\varphi = \varphi\varepsilon_\varphi, \quad (3.14)$$

Для оценки результатов всего эксперимента показывают относительную погрешность в процентах. Для этого необходимо выражение (3.13) умножить на 100, тем самым получим  $E_\varphi = \varepsilon_\varphi 100, \%$ .

Для примера представлен расчет первой серии опытов по измерению коэффициента сцепления пневматической шины с рифленой резиной ( $p_{\text{ш}} = 40$  кПа;  $F_{\text{пр}} = 553$  Н).

Из формулы (3.4) видно, что коэффициент сцепления состоит из двух величин и находятся они по-разному. Вертикальная нагрузка ( $F_{\text{пр}}$ ) определяется путем измерения массы с помощью весов, а максимальное касательное усилие ( $F_y$ ) с помощью динамометра. Общая погрешность измерения состоит из приборной составляющей и случайной. В первую очередь определим среднее арифметическое значение выборки по формуле (3.6):

$$x = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i = 506,7$$

Среднеквадратичная ошибка определяется по следующей формуле соответственно (3.7).

$$S_{\bar{x}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n(n-1)}} = \sqrt{\frac{(506-507)^2 + (510-507)^2 + (504-507)^2}{3(3-1)}} = 0,18$$

Для определения доверительного интервала случайной погрешности необходимо задаться вероятностью попадания в интервал (для технических измерений  $\gamma = 0,95$ ) и по справочным материалам [77], исходя из количества проведенных опытов ( $n = 3$ ) определить коэффициент. В нашем случае коэффициент доверия будет равен  $t_{\gamma} = 4,303$ . Значение доверительной границы случайной величины будет вычисляться по формуле (3.8).

$$\Delta x^{\text{CB}} = t_{\gamma} S_{\bar{x}} = 4,303 \cdot 0,18 = 0,76$$

Следующим шагом определим относительную среднюю погрешность результата серии эксперимента по формуле (3.9).

$$\varepsilon^{\text{CB}} = \frac{\Delta x^{\text{CB}}}{\bar{x}} = \frac{0,76}{50,67} = 0,015$$

Относительная погрешность прибора (в нашем случае динамометра), при помощи которого замерялось максимальное усилие проскальзывания, считается по формуле (3.10).

$$\varepsilon^{\text{пр}} = \frac{\Delta x^{\text{пр}}}{\bar{x}} = \frac{0,01}{50,67} = 0,0002$$

По формуле (3.11) определим полную относительную погрешность измерения максимального усилия проскальзывания.

$$\varepsilon = \varepsilon^{CB} + \varepsilon^{PP} = 0,015 + 0,0002 = 0,0152$$

Определение погрешности косвенных измерений коэффициента сцепления высчитывается по формуле (3.12).

$$\varepsilon_N = \frac{\Delta F_y}{F_y} + \frac{\Delta F_z}{F_z} = \frac{0,01}{50,7} + \frac{0,01}{55,3} = 0,0004$$

Теперь полная относительная погрешность измерений (3.13) будет следующая.

$$\varepsilon_\varphi = \varepsilon + \varepsilon_N = 0,0152 + 0,0004 = 0,0156$$

Для определения абсолютной погрешности коэффициента сцепления ( $\varphi_{сц}$ ) используем формулу (3.14).

$$\Delta\varphi = \varphi\varepsilon_\varphi = 0,92 \cdot 0,0156 = 0,014$$

Окончательный результат записывается в виде:

$$\varphi_{сц} = 0,92 \pm 0,014$$

По результатам статистической обработки экспериментальных данных получено, что расчетный коэффициент сцепления будет отклоняться от среднего на  $\pm 2\%$ . Это свидетельствует о высокой воспроизводимости и стабильности экспериментальных результатов

### **3.9 Построение математической модели приводной шины и боковой пластины тележки**

Для решения задач динамики применяют программное обеспечение ANSYS Mechanical. Программа предназначена для автоматизации процесса исследования механических объектов, которые могут быть представлены системой абсолютно твердых или упругих тел, связанных посредством кинематических и силовых элементов. Программное обеспечение ANSYS Mechanical позволяет решать прямые и обратные задачи кинематики, динамики и управления. Твердые или упругие тела могут быть плоскими и пространственными. Ограничения на количество механических элементов в системе отсутствует. В данной программной среде применяются современные методы графического изображения для

анимационного представления процесса исследования. Также применяются современные способы предоставления результатов и их обработки. Уравнения движения и деформации механических объектов выводятся специальным окном программы в числовом или символьном формате [70].

3D-моделирование в ANSYS Mechanical необходимо, поскольку физический эксперимент проводился на масштабированной копии с меньшим диаметром колеса, меньшей силой прижатия и давлением воздуха, что искажает реальное распределение контактных давлений и зон сцепления. Численное моделирование позволяет корректно экстраполировать полученные данные на полноразмерную пару, учесть нелинейные масштабные эффекты (жёсткость, деформации, фактическую площадь контакта) и определить истинный коэффициент сцепления для реальных условий эксплуатации, которые невозможно прямо воспроизвести на уменьшенном стенде.

Процесс создания физической модели приводной шины и боковой пластины тележки, следующий:

- создание физической модели приводного колеса: геометрические размеры, фактура и текстура тела, включая проектор, физические характеристики материала (резина), обод колеса и их взаимодействие;
- создание физической модели боковой пластины тележки: геометрические размеры, физические характеристики, фактура и текстура, включая ребристость поверхности;
- комбинация уравнений движения моделей: расчет начальных условий координат, введение граничных условий и запуск процесса.

Фактура приводной шины и боковой пластины тележки является значительным показателем, влияющим на эффективность взаимодействия этих двух тел. Технические характеристики резины преобразуют момент, приложенный к диску, на боковой пластине и придают продольное движение. Экспериментальные исследования отличаются от компьютерного моделирования тем, что в программном обеспечении необходимо самому задавать коэффициент

сцепления. Но есть возможность менять давление в шине и приложенную боковую нагрузку.

Физическая модель выглядит следующим образом (рисунок 3.10)

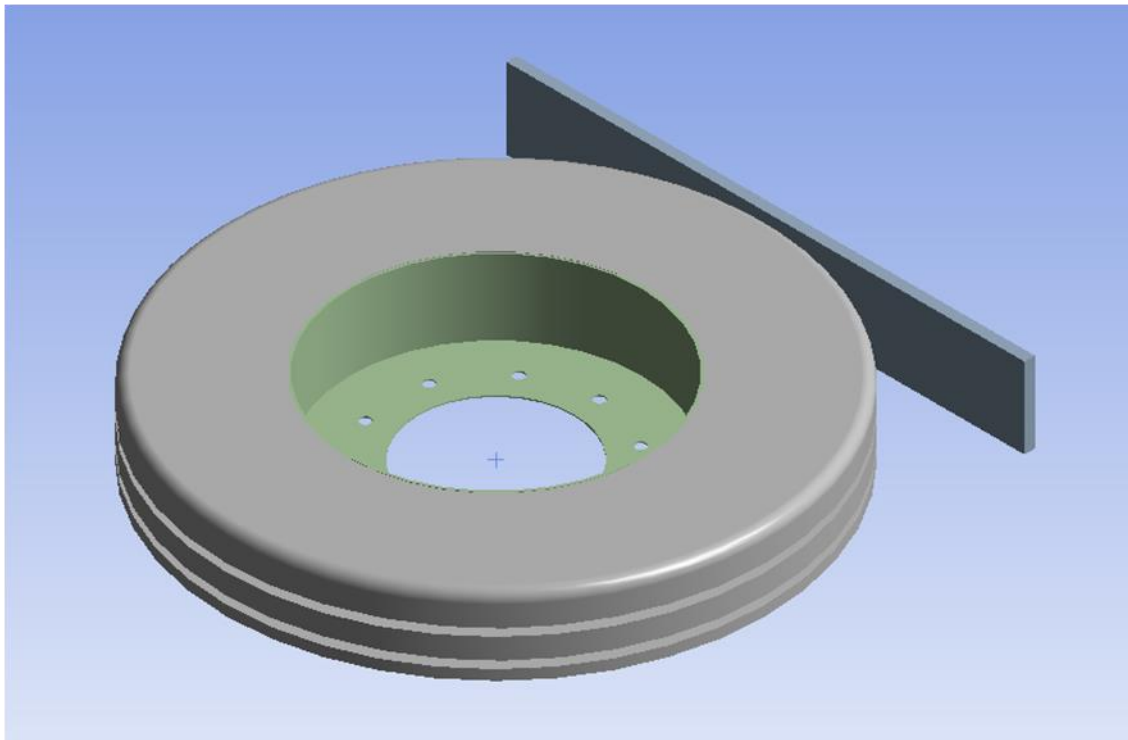


Рисунок 3.10 – Физическая модель приводной шины и боковой пластины тележки в программной среде ANSYS Mechanical [составлено автором]

После построения физических моделей, присвоения им технических характеристик соответствующих материалов необходимо задаться граничными условиями. Граничные условия являются: крутящий момент, давление воздуха в шине, перемещения боковой пластины, сила прижатия.

Крутящий момент – это предположительная нагрузка на диске колеса, создаваемое электродвигателем и передаваемой посредством конического редуктора приводной станции конвейерного поезда. Численное значение составляет 3000 Нм.

Давление воздуха в шине – это исследуемый параметр, при котором предполагается изменение фрикционных свойств между двумя телами. Численное значение находится в диапазоне от 2 до 10 bar.

Перемещения боковой пластины – это исследуемый параметр, который показывает эффективность фрикционных свойств между двумя телами. В данном

случае ограничивается перемещение боковой пластины по осям  $z$  и  $y$ . Перемещение по оси  $x$  остается свободным. Боковая пластина из всех 6 степеней свободы имеет только одну.

Сила прижатия – это исследуемый параметр, при котором предполагается изменение фрикционных свойств между двумя телами. Численное значение находится в диапазоне от 20000 до 30000 Н.

Применение граничных условий показано на (рисунок 3.11).

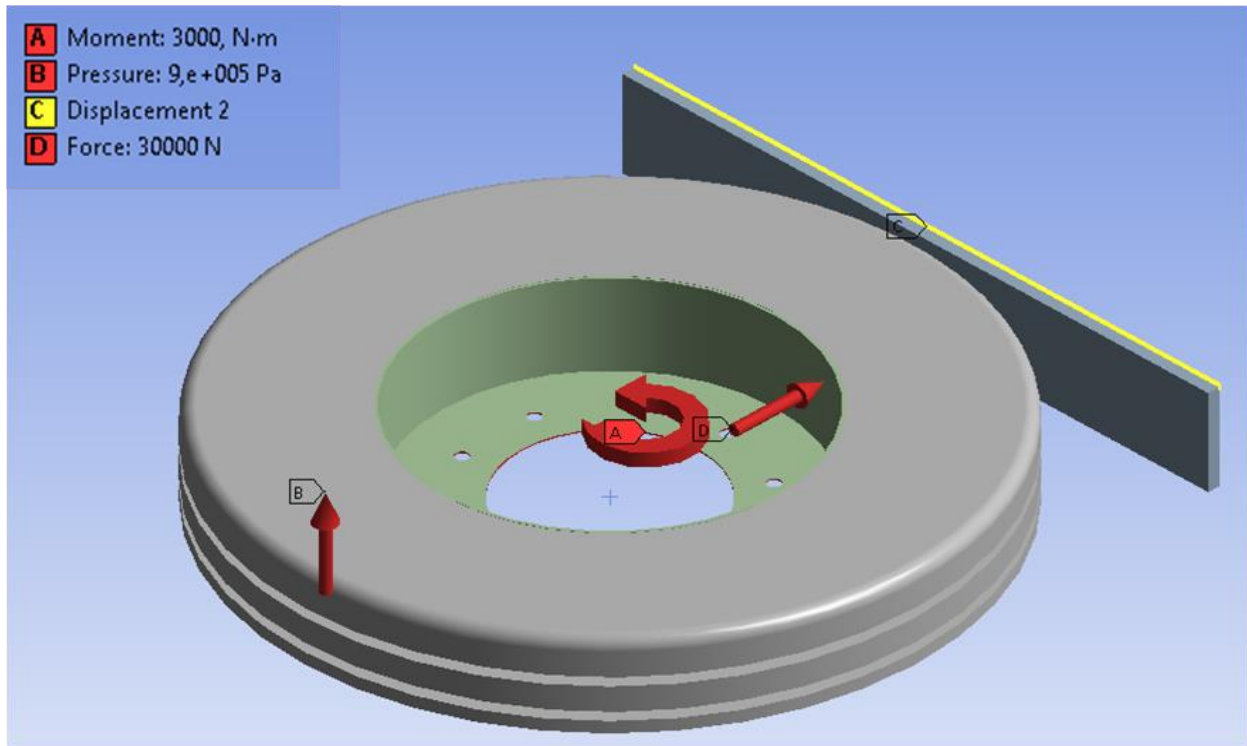


Рисунок 3.11 – 3Д модель приводной шины и боковой пластины с применением граничных условий [составлено автором]

Результатом исследования может быть множество зависимостей и диаграмм. Наиболее показательными является полная деформация обоих тел, а также по отдельности. Также напряжения в механических телах показывают результат изменения граничных условий.

Деформация приводной шины, с протектором в зацеплении с боковой пластины из полированного железа с граничными условиями ( $M_{кр} = 3000$  Нм,  $p_{ш} = 9$  bar,  $F_z = 30000$  Н), имеет следующий вид (рисунок 3.12). Видно, что максимально напряжение в шине расположено до пятна контакта в зависимости от

приложенного момента. Чем больше крутящий момент, тем выше внутренние напряжения.

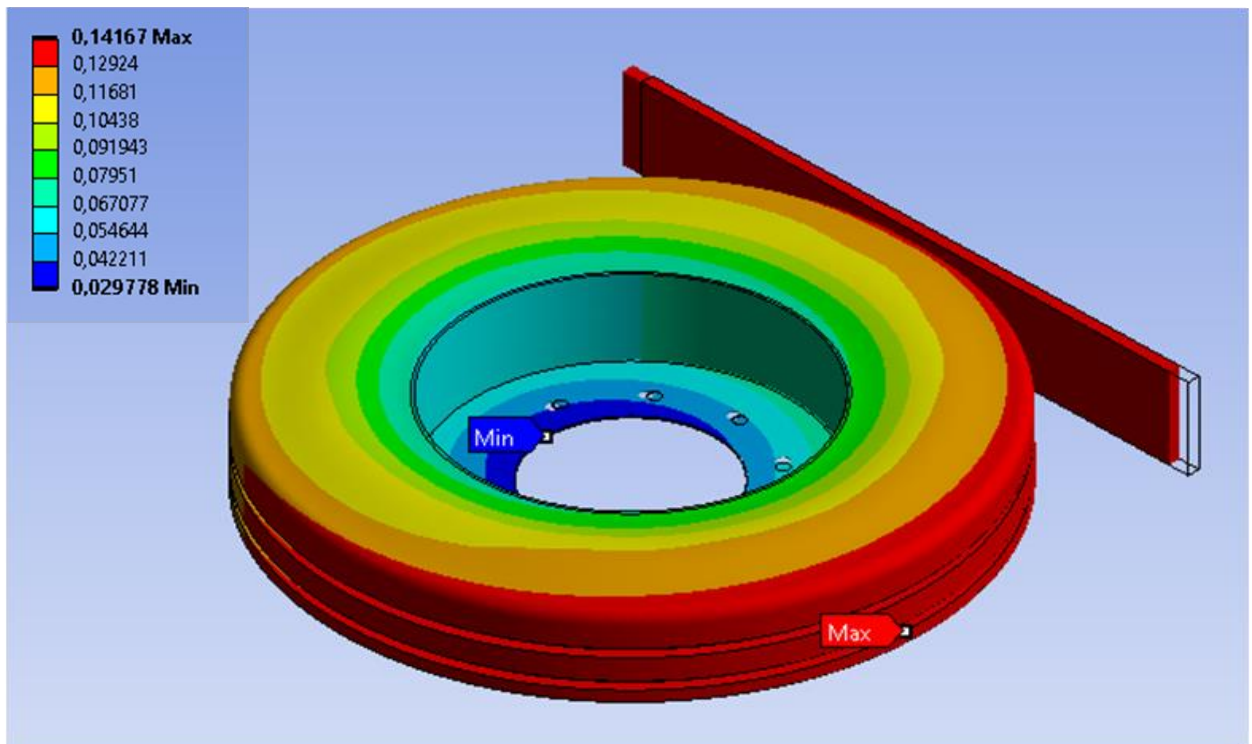


Рисунок 3.12 – Полная деформация приводной шины и продольной балки из полированной стали [составлено автором]

В разделе «Results» программного комплекса представляется возможность количественной оценки широкого спектра расчетных параметров, включая направленную деформацию, фактическую площадь контакта, локальные напряжения в элементах шины и боковой пластины, а также степень сдвиговых деформаций. Для каждого из указанных параметров предусмотрена возможность построения графических зависимостей. В рамках настоящего исследования получены зависимости продольного сдвига пластины от времени при фиксированных параметрах, а также зависимости продольного сдвига пластины и внутренних напряжений в шине от времени для разных условий.

Зависимость продольного сдвига боковой пластины от времени будет выглядеть следующим образом (рисунок 3.13).

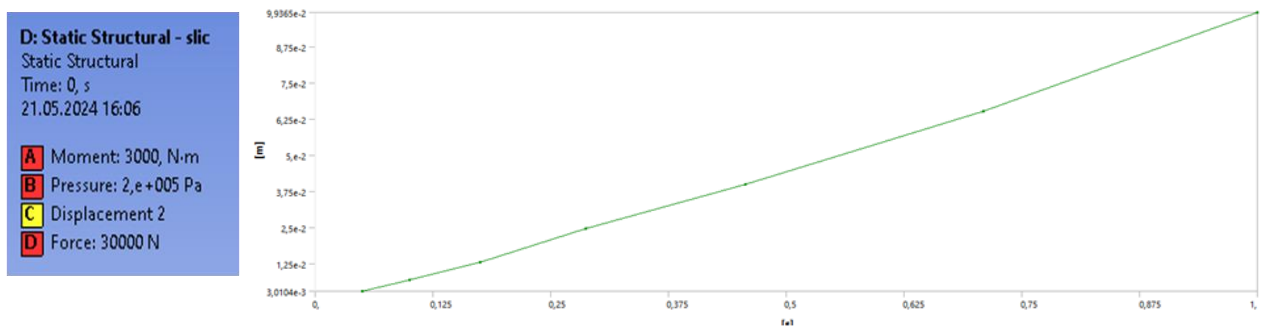


Рисунок 3.13 – Зависимость продольного сдвига боковой пластины от времени при заданных параметрах [составлено автором]

Далее представлены графики исследования напряжений и продольного сдвига в шине и боковой пластины при различных граничных условиях.

Условие 1:  $\mu = 0,8$ ,  $M_{кр} = 3000$  Нм,  $p_{ш} = 8$  bar,  $F_z = 90000$  Н (рисунок 3.14).

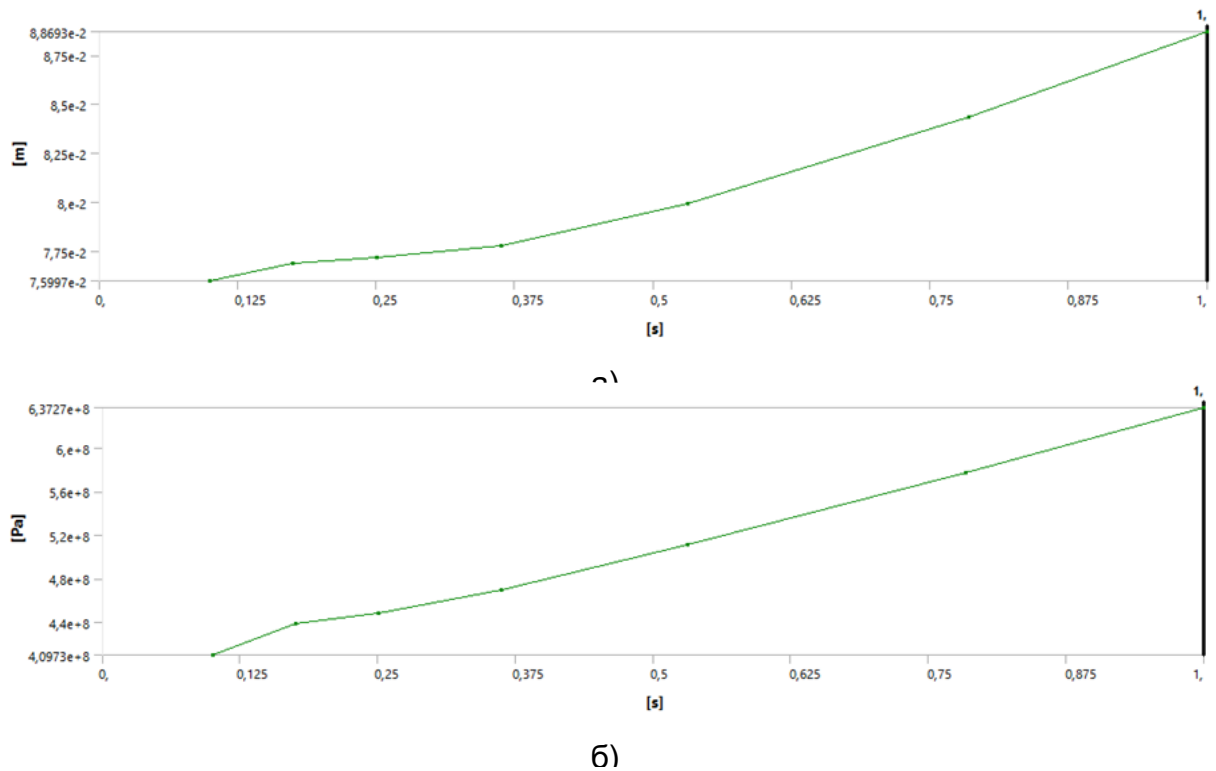
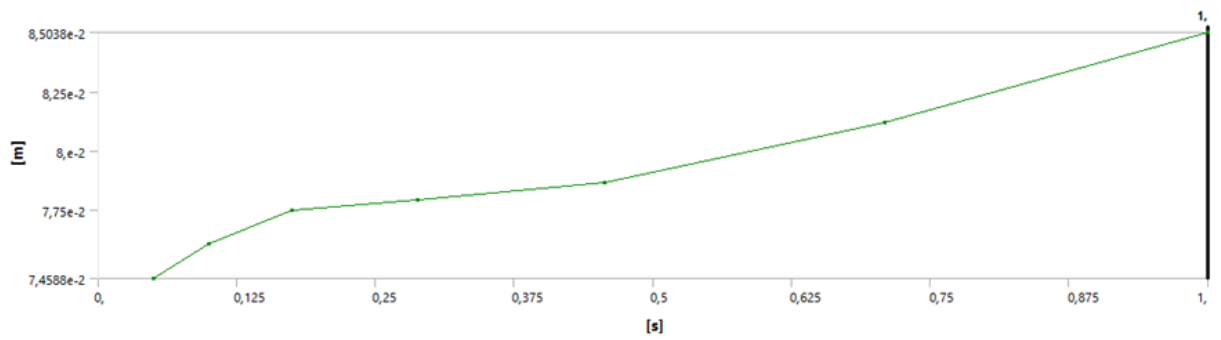
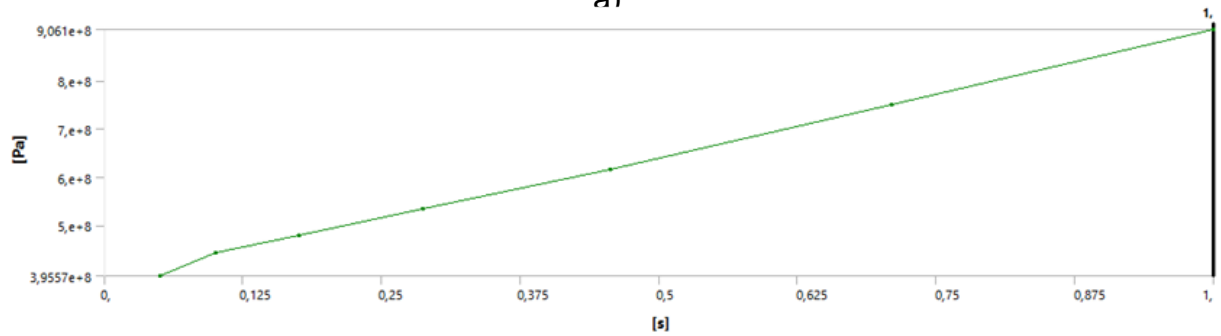


Рисунок 3.14 – Зависимость продольного сдвига боковой пластины (а) и внутренних напряжений шины (б) от времени при условии 1 [составлено автором]

Условие 2:  $\varphi = 0,9$ ,  $M_{кр} = 3000$  Нм,  $p_{ш} = 5$  bar,  $F_z = 50000$  Н (рисунок 3.15).

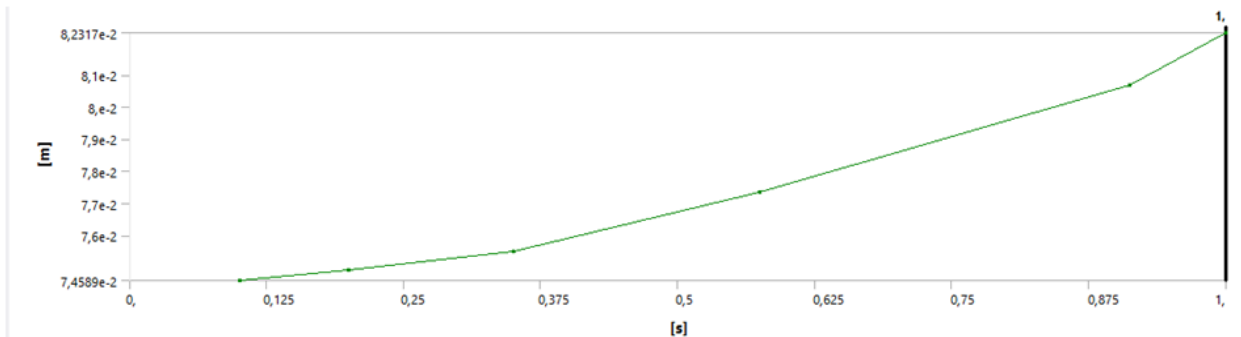


а)

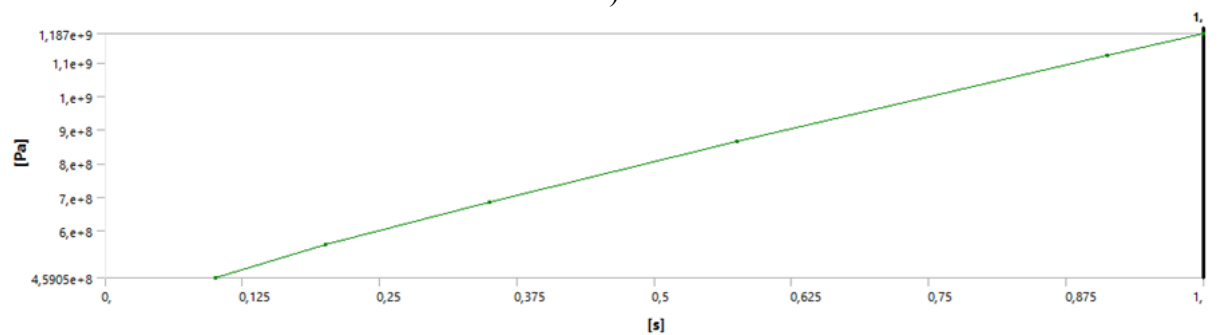


б)

Рисунок 3.15 – Зависимость продольного сдвига боковой пластины (а) и внутренних напряжений шины (б) от времени при условии 2 [составлено автором]  
 Условие 3:  $\varphi = 0,4$ .  $M_{кр} = 3000$  Нм,  $p_{ш} = 3$  bar,  $F_z = 30000$  Н (рисунок 3.16).



а)



б)

Рисунок 3.16 – Зависимость продольного сдвига пластины (а) и внутренних напряжений шины (б) от времени при условии 3 [составлено автором]

Продольный сдвиг пластины определяется по значению силы реакции сдвига, зависящей от силы прижатия и сцепления между двумя средами. Таким образом, косвенно можно доказать зависимость силы прижатия и давления воздуха в шине на силу сцепления (сила реакции сдвига) между приводным колесом и боковой пластиной.

На рисунке 3.17 представлены картинки с фрикционным взаимодействием приводной шины с боковой пластиной тележки из полированной стали при различных параметрах исследования. Анализ результатов показал, что фрикционное зацепление увеличивается с увеличением коэффициента сцепления (характеризуется красным цветом sticking), что объясняется повышенной адгезией материалов. Площадь цвета, характеризующего фрикционное взаимодействие, позволяет определить эффективность передачи тягового усилия на протяжении всего процесса исследования.

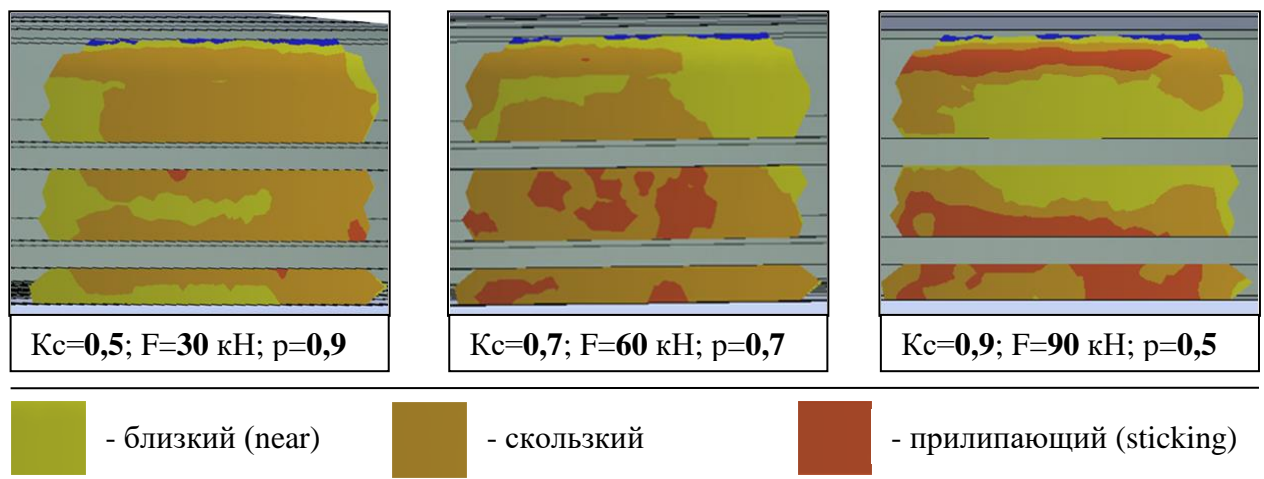


Рисунок 3.17 – Визуальное отображение результатов фрикционного взаимодействия [составлено автором]

Анализ изображений, представленных на рисунке 3.17, показывает, что передача силы тяги посредством фрикционного взаимодействия в полной степени зависит от таких параметров как величина силы прижатия на боковую пластину и давление воздуха в приводном колесе. По площади цветов, соответствующих различной степени сцепления сложно определить вид зависимости от влияющих факторов.

Вывод: использование программной среды ANSYS Mechanical при расчете динамических нагрузок на элементах приводных станций позволило определить зависимости граничных условий на напряжение и деформацию в виде линейной и параболической для сдвига боковой пластины. Изменение фактуры и физических свойств материалов боковой пластины позволило определить оптимальные характеристики (  $p_{ш} = 9 \text{ bar}$  ;  $F_{пр} = 28 \text{ кН}$  ;  $M_{кр} = 3 \text{ кНм}$  ) для процесса взаимодействия. Было выявлено, что разность между экспериментальными исследованиями и компьютерным моделированием составило 5-10%. Это объясняется тем, что при проектировании модели в программной среде были допущены упрощения.

### 3.10 Количественная оценка методики расчета параметров конвейерного поезда с повышенным коэффициентом сцепления

Для количественной оценки разработанной методики расчета и демонстрации эффекта от применения фрикционных накладок с повышенным коэффициентом сцепления выполнен практический расчет количества приводных станций на всей длине транспортирования. В качестве базового объекта для анализа выбран откаточный горизонт рудника «Масловский». Выбор обусловлен наличием достоверных исходных данных, типичностью его параметров для глубоких рудников.

Исходные данные для расчета, включающие длину горизонта, производительность, геометрический профиль трассы, тип и ширину ленты, характеристики транспортируемого груза, а также параметры приводной станции (ПС) систематизированы в таблице 3.12.

Таблица 3.12 – Основные параметры для расчета системы конвейерных поездов [составлено автором]

Наименование	Размерность	Значение
Количество узлов загрузки	-	2
План добычи руды	т/год	2 100 000
План добычи руды	т/сут	7 060
Грузоподъемность тележки	т	0,8
Масса тележки	т	0,45
Соппротивление движению	Н/кН	5
Общая длина трассы	м	6400

## Продолжение таблицы 3.12

Наименование	Размерность	Значение
Количество рабочих дней в году	дней	350
Продолжительность смены	час.	16
Коэф. технической готовности	-	0,9
Параметры ПС: Мощность ЭД	кВт	75
Диаметр колеса	м	1,2
Частота вращения	об/мин	1480

Данные по топологии трассы откаточного горизонта сведены в таблицу 3.13 для последующего анализа и использования в расчётах.

Таблица 3.13 – Параметры трассы откаточного горизонта [составлено автором]

Порожнее направление								
Длина участка, м	390	520	350	510	420	420	380	380
Уклон, промилле	0	0	+145,9	- 140	- 158	0	+24,4	+96,3
Груженое направление								
Длина участка, м	200	600	230	720	430	230	100	520
Уклон, промилле	-92,7	-158	-144	+17,5	-108,6	-115,7	-133,4	0

В настоящее время отсутствует аналитическая методика определения оптимальной длины состава конвейерного поезда. Для решения этой задачи применяется метод компьютерного моделирования в программной среде MineTwin. Данный подход позволяет смоделировать движение составов различной длины с учётом реального профиля пути, тяговых характеристик и динамических нагрузок, что даёт возможность оценить эксплуатационные параметры и обосновать рациональный вариант. Предлагается произвести расчет для состава, который состоит из 100 тележек.

Результаты расчета сведем в таблице 3.14.

Таблица 3.14 – Основные параметры системы конвейерных поездов [составлено автором]

Параметр	Значение
Количество составов	3
Количество телег	300
Длина состава, м	250
Время цикла, мин	33,25

*Продолжение таблицы 3.14*

Параметр	Значение
Время загрузки, мин	4,1
Время разгрузки, мин	5,9
Производительность, т/сут	6 979
Количество приводных станций	76
- порожнее направление	28
- груженое направление	48
Затраты электроэнергии, тыс. МВт/год	1098,4

Определим количество приводных станций с помощью математической модели (3.5) с использованием фрикционной накладки с твердостью по Шору 65, приводным колесом Cordiant R283A Bridgestone Ecopia 11R24.5 с максимальной нагрузкой на него в 28 кН и максимальным давлением 100 кПа и сведем результаты расчетов в таблица 3.15.

Таблица 3.15 – Сравнение количества приводных станций при прежних условиях с увеличенным коэффициентом сцепления [составлено автором]

Направление	Количество ПС прежнее, ед	Количество ПС при увеличенном КС	Удельное снижение количества ПС, %
Порожнее	28	27	3,57
Груженое	48	33	31,5
Итого:	76	60	21,05

По результатам расчёта количества приводных станций, необходимых для обеспечения транспортирования по всей длине трассы, установлено, что повышение коэффициента сцепления до 0,9 позволяет значительно снизить требуемое количество приводных станций.

Анализ показывает, что при достижении указанного коэффициента сцепления количество станций сокращается на 21,05% по сравнению с базовым вариантом. Это свидетельствует о существенном повышении эффективности системы: уменьшение количества приводных станций не только снижает капитальные затраты на оборудование и монтаж, но и упрощает конструкцию, повышает надёжность и снижает эксплуатационные расходы за счёт уменьшения количества обслуживаемых узлов.

### **3.11 Выводы по Главе 3**

В результате проведенных исследований в третьей главе были решены следующие ключевые задачи.

Обоснован выбор силового привода для экспериментального стенда. Сравнительный анализ гидравлического, пневматического и электрического приводов показал, что электрический привод является наиболее предпочтительным.

Разработанная методика экспериментального определения коэффициента сцепления позволила провести испытания и получить средние значения силы сцепления для различных фрикционных материалов. Результатом эксперимента являются графические зависимости силы сцепления от силы прижатия и давления воздуха в приводном колесе для различных показателей твердости фрикционных накладок, которые демонстрируют линейный характер влияния. Статистическая обработка результатов подтвердила адекватность и достоверность полученных моделей, показав высокий коэффициент детерминации ( $R^2 - 0,81$ ).

Методом наименьших квадратов выведено выражение, позволяющее определить реальный коэффициент сцепления в зависимости от силы прижатия, давления воздуха в приводном колесе и показателя твердости фрикционной накладки. Полученное выражение имеет линейный характер с высокой обратной зависимостью от показателя твердости фрикционной накладки и прямой для параметров приводной станции. Выражение 3.5 позволяет определить, что при снижении давления воздуха в процессе эксплуатации на 10% повлечет за собой уменьшение силы тяги на 8,7% при использовании фрикционной накладки с твердостью 90 ед. по Шору, что приведет к снижению коэффициента сцепления на 0,12%, вызывая при этом снижение силы тяги приводной станции.

Дополнительным подтверждением достоверности экспериментальных данных послужило проведенное математическое 3D-моделирование процесса взаимодействия. Результаты численного моделирования показали высокую корреляцию с данными натурального эксперимента, что верифицирует как правильность методики испытаний, так и адекватность предложенных аналитических зависимостей.

Таким образом, результаты комплексных исследований формируют теоретическую основу для достоверного прогнозирования коэффициента

сцепления. На основе известных параметров - твердости фрикционной накладки, силы прижатия и рабочего давления в колесе можно напрямую определить коэффициент сцепления. Эта величина, в свою очередь, является определяющей для вычисления допустимого расстояния между приводными станциями. В качестве примера, для материала с твердостью по Шору 60, при силе прижатия 28 кН и давлении в приводном колесе 800 кПа, расчетное значение коэффициента сцепления составляет 0,852.

## **ГЛАВА 4. РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ И ОПРОБОВАНИЕ АЛГОРИТМА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЛИЧЕСТВА ПРИВОДНЫХ СТАНЦИЙ КОНВЕЙЕРНЫХ ПОЕЗДОВ**

### **4.1 Рекомендации по интеграции фрикционной накладки конвейерного поезда**

#### **4.1.1 Анализ применения фрикционных материалов к несущим конструкциям конвейерных тележек**

Отношение силы прижатия со стороны приводного колеса к силе проскальзывания в пятне контакта фрикционного взаимодействия определяет коэффициент сцепления, обуславливая предельную силу тяги конвейерного поезда. При движении конвейерного поезда по горизонтальному участку трассы силы сопротивления, а соответственно и сила тяги имеет постоянное значение. При изменении угла наклона трассы появляется необходимость изменения силы тяги посредством уменьшения расстояния между ПС. Результаты моделирования показывают, что увеличение уклона трассы на  $5^\circ$  приводит к значительному сокращению максимально допустимого расстояния между приводными станциями (ПС) для поезда в составе 100 тележек с полной грузоподъемностью состава 80 т. При заданных условиях расстояние уменьшается с 125 до 60 метров. Известно, что колесо приводной станции является как приводом, так и тормозом и все нагрузки от разгона и торможения приходятся на боковую пластину тележки конвейерного поезда. Исследования показали, что при увеличении силы прижатия на приводное колесо увеличивается сила сцепления, также как и при уменьшении давления воздуха в колесе [66].

При тяговом расчете конвейерного поезда определяется расстояние между ПС на всех участках транспортирования с учетом грузоподъемности, угла наклона трассы и фрикционных свойств привода. Помимо высокого и постоянно коэффициента сцепления фрикционный материал должен обладать свойствами минимального износа и достаточной поверхностной прочностью. Обеспечиваемая увеличением угла наклона трассы недостаточная сила тяги становится причиной

неэффективного торможения, а также проскальзывания поезда в приводной станции. Дополнительно это приводит к остановке транспортной системе и сложности повторного пуска, а также возникновение аварийной ситуации.

Модернизация конвейерного поезда осуществляется за счет установки фрикционного материала, а именно рифленой резины на боковую поверхность продольной балки тележки по всей длине поезда (рисунок 4.1). Применение рифленой резины как материала, обладающего повышенными фрикционными свойствами по сравнению с полированной сталью, позволит увеличить силу сцепления, что в свою очередь расширит интервал углов наклона трассы в грузежном направлении в режиме тяги и в порожнем направлении в режиме торможения [35]. Применение традиционного фрикционного материала ограничивается силой тяги, эффективностью взаимодействия приводного колеса и боковой пластины тележки, а также производительностью с уменьшенными углами наклона трассы.

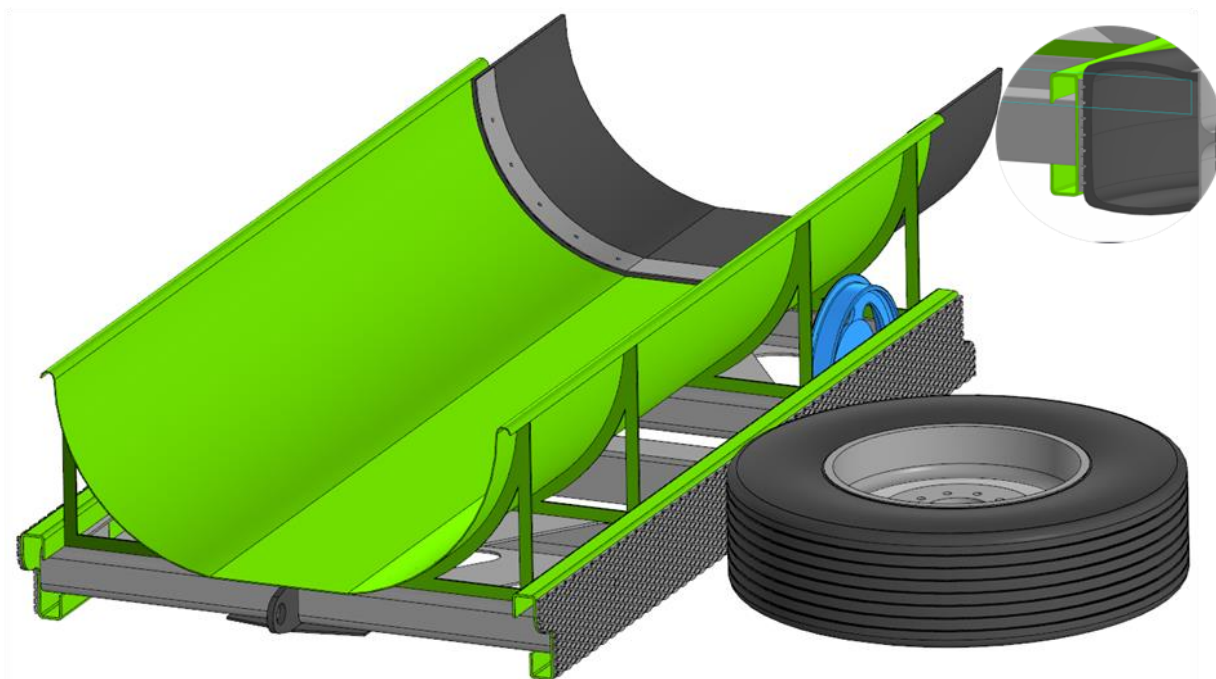


Рисунок 4.1 – Применение рифленой резины как фрикционного материала  
[составлено автором]

#### **4.1.2 Обзор традиционных способов крепления фрикционного материала**

Традиционные способы крепления фрикционного материала представляют собой комплекс проверенных временем технологий, каждая из которых имеет свои особенности применения и преимущества [12].

Болтовое соединение является одним из наиболее распространенных методов крепления фрикционных материалов. Этот способ позволяет обеспечить надежное сцепление деталей благодаря предварительной затяжке болтов с определенным усилием. При этом важно правильно рассчитать момент затяжки, чтобы избежать деформации материала или, наоборот, недостаточного прижима. Болтовое крепление допускает возможность демонтажа и замены фрикционного элемента, что является существенным преимуществом при обслуживании и ремонте [65].

Заклепочные соединения, хотя и менее распространены в современных конструкциях, сохраняют свою актуальность в определенных областях применения. При использовании заклепок достигается высокая прочность соединения за счет пластической деформации материала. Особенностью данного метода является необходимость создания специальных отверстий под заклепки, что может влиять на прочность основного материала. Тем не менее, заклепочные соединения обеспечивают отличную устойчивость к вибрационным нагрузкам и не требуют специального оборудования для обслуживания [120].

Склейка фрикционного материала становится все более популярным методом благодаря развитию современных клеевых составов. Этот способ позволяет получить равномерное распределение нагрузки по всей площади контакта и избежать концентрации напряжений в отдельных точках, как при болтовом соединении. Клеевые соединения устойчивы к вибрации и обеспечивают герметичность конструкции. Однако, процесс склеивания требует тщательной подготовки поверхностей и соблюдения технологии нанесения клея [41].

Особое внимание стоит уделить предварительной подготовке поверхности фрикционных элементов. Качество очистки и обработки поверхностей напрямую влияет на эффективность крепления и долговечность конструкции. Рекомендуется

использовать специализированные очистительные составы и методы активации поверхности для улучшения адгезии.

В современных условиях часто применяется комбинированный подход к креплению фрикционных материалов, когда различные методы используются в комплексе для достижения оптимальных характеристик. Например, первичное крепление может осуществляться болтами, а дополнительное клеевым составом.

#### 4.1.3 Оценка прочности и долговечности различных методов

*Болтовое соединение:* при креплении фрикционного материала на продольную балку тележки необходимо провести расчет прочности на срез. Затяжка болтового соединения необязательна и нужна только для фиксации болта в отверстии, поскольку детали удерживаются от сдвига стержнем болта, а не силами трения в стыке. В связи с этим в стержне болта возникают напряжения среза  $\tau_{\text{ср}}$  и напряжения смятия  $\sigma_{\text{ср}}$ , вызванные сдвигом соединяемых деталей, а форма болта такова, что на срез и смятие работает часть тела болта цилиндрической формы (4.1) [31, 127].

Условие прочности по напряжениям среза:

$$\tau_{\text{ср}} \leq [\tau_{\text{ср}}] \quad (4.1)$$

Расчетные напряжения среза (4.2):

$$\tau_{\text{ср}} \leq \frac{F_{\text{вн}}}{iS} \quad (4.2)$$

где  $F_{\text{вн}}$  - внешняя нагрузка, Н;  $i$  - число плоскостей стыка деталей;  $S$  - площадь срезаемой поверхности.

Расчётный диаметр рабочей части болта (4.3):

$$d_c = \sqrt{\frac{4F_{\text{вн}}}{\pi i [\tau_{\text{ср}}]}} \quad (4.3)$$

*Заклепочное соединение:* расчетные напряжение среза и диаметр рабочей части болта определяются по тем же формулам что и болтовое соединение.

*Клеевое соединение:* Прочность клеевого соединения при сдвиге (срезе) проверяется по условию (4.4):

$$\tau = \frac{F}{A} \leq [\tau] \quad (4.4)$$

где  $\tau$  - расчетное касательное напряжение в клеевом шве;  $F$  - сдвигающая сила, действующая на соединение;  $A$  - площадь клеевого шва;  $[\tau]$  - допускаемое напряжение среза для клея.

Площадь шва  $A$  зависит от геометрии соединения:

- для нахлесточного соединения:  $A = bl$ ,

где  $b$  – ширина склеиваемых деталей,  $l$  - длина нахлеста.

- для таврового/углового соединения учитывают реальную площадь контакта.

Допускаемое напряжение (4.3)  $[\tau]$  берут из технических данных клея или экспериментально. Например:

- эпоксидные клеи:  $[\tau] \approx 10...30$  МПа
- цианакрилатные:  $[\tau] \approx 5...15$  МПа

Коэффициент запаса  $n$  (обычно 1.5...3):

$$[\tau] = \frac{\tau_{\text{пред}}}{n} \quad (4.5)$$

где  $\tau_{\text{пред}}$  - предельное напряжение среза для клея.

#### 4.1.4 Анализ влияния способа крепления на эксплуатационные характеристики

Выбор способа крепления (болтовое, заклёпочное или клеевое) зависит от условий эксплуатации, нагрузок, требований к прочности, герметичности, виброустойчивости и технологичности. Ниже приведено сравнение ключевых характеристик каждого метода в таблице 4.1.

Таблица 4.1. – Сравнительная таблица характеристик [составлено автором]

Характеристика	Болтовое	Заклёпочное	Клеевое
Прочность на срез	высокая	высокая	средняя
Прочность на растяжение	высокая	низкая	средняя
Виброустойчивость	средняя*	высокая	низкая
Герметичность	низкая	средняя	высокая
Ремонтопригодность	высокая	низкая	низкая
Вес конструкции	высокий	средний	низкий

*Продолжение таблицы 4.1*

Характеристика	Болтовое	Заклёпочное	Клеевое
Стойкость к коррозии	низкая**	средняя	высокая
Технологичность	средняя	высокая	зависит от клея

\*При правильной фиксации (контргайки, фиксаторы резьбы).

\*\*Зависит от материала болта (нержавейка, покрытия).

*Болтовые соединения* – лучший выбор для разборных узлов и высоконагруженных конструкций.

*Заклёпочные соединения* – оптимальны для постоянных соединений с вибрациями (авиация, мосты).

*Клеевые соединения* – подходят для лёгких, герметичных и коррозионностойких конструкций.

Для комбинированных решений можно использовать:

**Болты + клей** (улучшение вибростойкости).

**Заклёпки + герметик** (повышение герметичности).

На основании анализа способов крепления для интеграции рифленой резины с полированной сталью продольной балки тележки определен комбинированный метод. Установлено, что оптимальным является заклепочное соединение в сочетании с клеевым. Данная схема обеспечивает требуемую прочность, долговечность и устойчивость к переменным нагрузкам в условиях эксплуатации.

#### **4.1.5 Разработка технологии крепления рифленой резины к продольной балке**

Технология интеграции рифленой резины к продольной балки тележки состоит из нескольких последовательных этапов. Последовательность крепления следующая:

##### **Этап 1. Подготовка поверхности балки.**

**Резина:** удаление загрязнений, обезжиривание ацетоном, обработка грунтовкой для улучшения адгезии.

**Балка:** обезжиривание (ацетон, бензин), пескоструйная очистка (Sa 2.5), нанесение праймера.

##### **Этап 2. Выбор клеевого состава**

Выбор клеевого состава для крепления фрикционного резинового материала к металлической поверхности зависит от нескольких факторов: условий эксплуатации, типа резины, требований к прочности и термостойкости.

Рекомендуемые типы клеев:

- цианакрилатные клеи (суперклеи);
- эпоксидные клеи (например, ЭДП, "Холодная сварка");
- полиуретановые клеи (например, "88-НП", "УР-20");
- термостойкие клеи на основе фенолформальдегидных смол (например, "ВК-9", "БФ-2");
- специальные резино-металлические клеи (например, "Loctite 480", "Scotch-Weld EC-2216").

Наиболее подходящим клеем для условий подземной разработки является полиуретановый клей, имеющий *плюсы*: эластичность, хорошая адгезия к резине, стойкость к вибрациям и *минусы*: менее термостойкие (до 100–120°C).

### **Этап 3. Нанесение клея**

На этапе 3 производится нанесение клея двусторонним методом на поверхности резины и балки с помощью шпателя или распылителя. После нанесения выполняется выдержка в течение 5-10 минут для испарения растворителя. Толщина клеевого слоя должна составлять 0,5-1 мм.

### **Этап 4. Установка заклепок**

На этапе 4 производится установка заклепок с шагом от 50 до 100 мм в зависимости от эксплуатационной нагрузки. Применяются заклепки диаметром 6,4 мм и длиной 30 мм. Отверстие под гильзу выполняется на 0,1 мм больше диаметра заклепки. Монтаж осуществляется с использованием пневматического заклепочного пистолета.

### **Этап 5. Фиксация и полимеризация**

На этапе 5 осуществляется фиксация и полимеризация соединения. Прижим производится вакуумным прессом с давлением 0,5–1 бар в течение 2 часов. Отверждение происходит в течение 24 часов при температуре +20°C для обеспечения полной полимеризации полиуретанового клея.

#### 4.1.6 Расчет прочности комбинированного соединения (клей + заклепки)

Приведем расчет прочности комбинированного способа соединения рифленой резины для продольной балки тележки поезда, масса которой 460 кг и грузоподъемность 800 кг для максимального уклона трассы – 12°.

Исходные данные для расчета представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2. – Исходные данные для расчета прочности комбинированного соединения [составлено автором]

Параметр	Обозначение	Значение	Размерность
Внешняя нагрузка	$F_{вн}$	1500	Н
Площадь клеевого шва	$A$	0,375	м <sup>2</sup>
Количество заклепок	$n$	20	шт
Диаметр заклепок	$d$	6,4	Мм
Материал заклепок (допускаемое напряжение среза)	- [ $\tau_{закл}$ ]	Алюминиевые 80	МПа
Клей (допускаемое напряжение среза)	- [ $\tau_{клей}$ ]	Полиуретановый 0,2	МПа

##### 1. Расчет клеевого соединения.

Касательное напряжение в клеевом шве определяется по следующей формуле (4.6):

$$\tau_{\text{клей}} = \frac{F}{A} = \frac{1500}{0,375} = 4000 \text{ Па} = 4 \text{ кПа} \quad (4.6)$$

Условие прочности (4.7):

$$\tau_{\text{клей}} \leq [\tau_{\text{клей}}] \quad (4.7)$$

$$4 \text{ кПа} < 200 \text{ кПа}$$

(прочность обеспечена с запасом)

##### 2. Расчет заклепочного соединения.

Площадь среза одной заклепки определяется по формуле (4.8):

$$A_{\text{закл}} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (6,4 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 32,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \quad (4.8)$$

Напряжение среза в одной заклепке (4.9):

$$\tau_{\text{закл}} = \frac{F}{n A_{\text{закл}}} = \frac{1500}{20 \cdot 32,15 \cdot 10^{-6}} = 2,33 \text{ МПа} \quad (4.9)$$

Условие прочности (4.10):

$$\tau_{\text{закл}} \leq [\tau_{\text{закл}}] \quad (4.10)$$

$$2,33 \text{ МПа} < 80 \text{ МПа}$$

(прочность обеспечена с запасом)

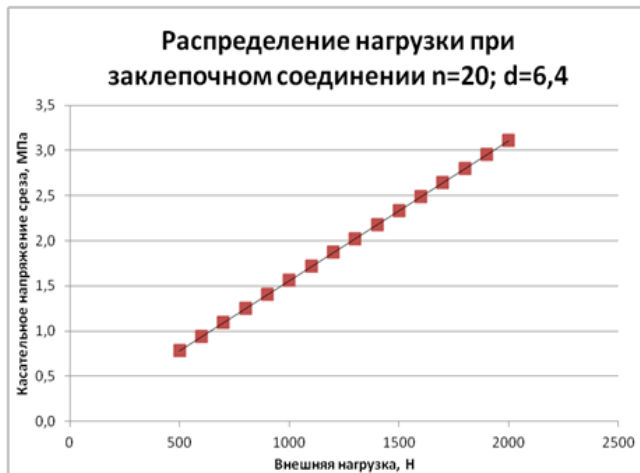
3. Общий запас прочности.

- по клеевому соединению  $S_T = \frac{200}{4} = 50$

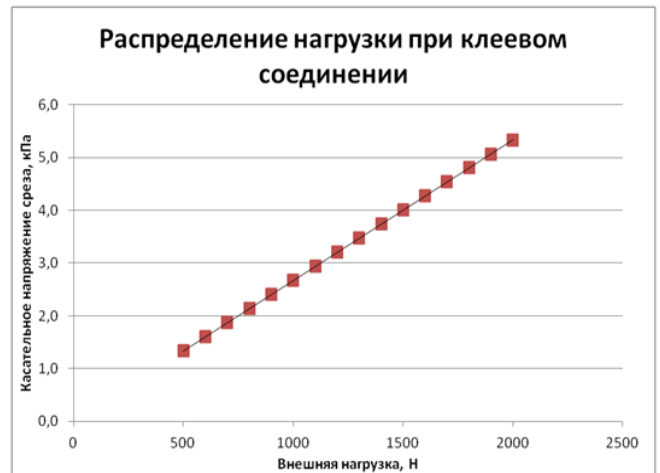
- по заклепочному соединению  $S_T = \frac{80}{2,33} = 34$

4. Графический материал.

График распределения напряжения среза от внешней нагрузки при различных видах соединения представлены на рисунке 4.2.



а)



б)

Рисунок 4.2 – Распределение касательных напряжений от внешней нагрузки  
[составлено автором]

Ключевой задачей при расчете заклепочного соединения является определение оптимального количества заклепок [8]. В данном случае поможет график зависимости напряжения среза от количества заклепок, представленный на рисунке 4.3.

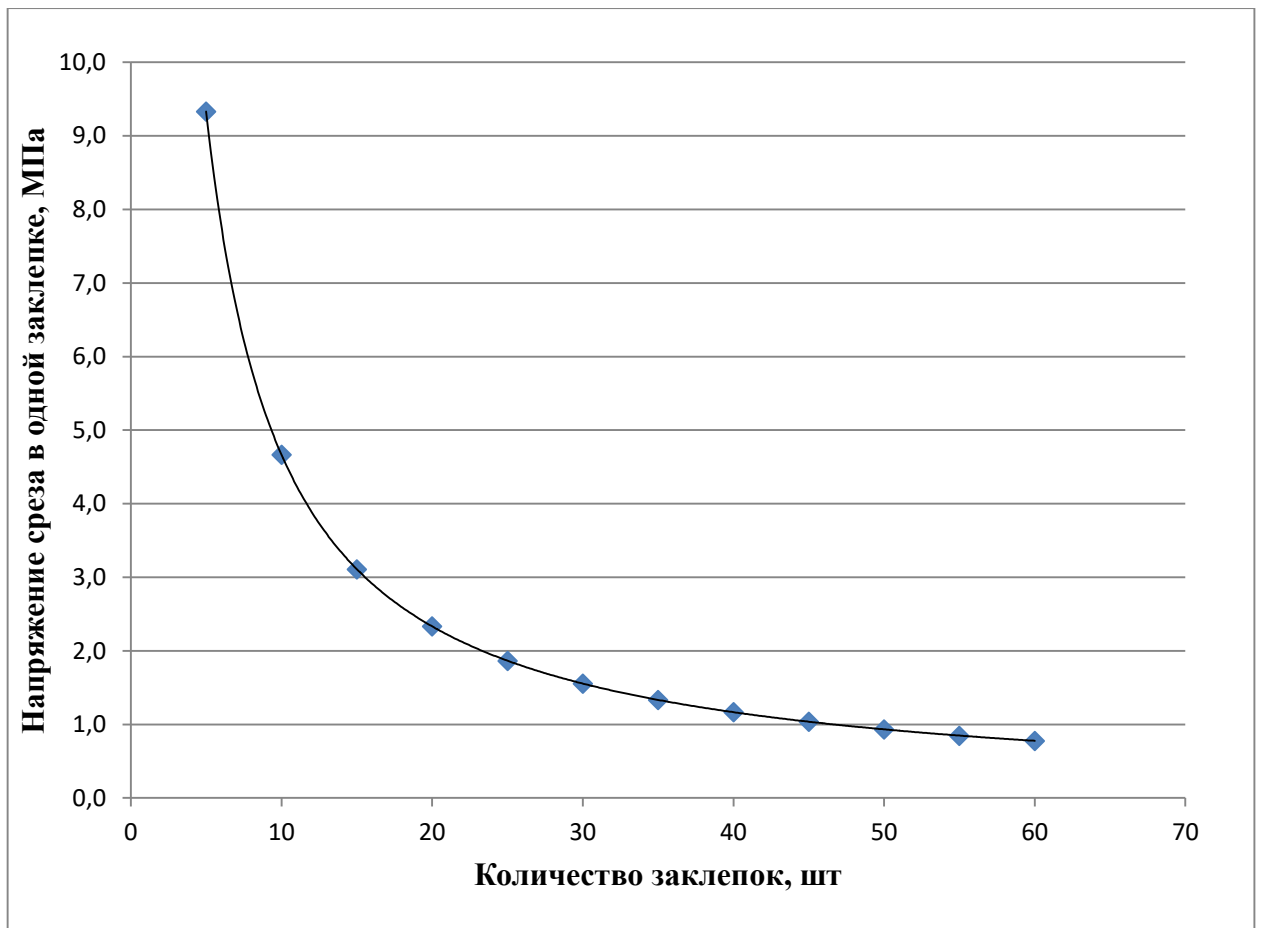


Рисунок 4.3 – Зависимость напряжения среза от количества заклепок диаметром  $d = 6,4$  мм и внешней нагрузке  $F = 1500$  Н [составлено автором]

Запас прочности ( $S_T$ ) в заклепочных соединениях критически влияет на надежность, долговечность и безопасность конструкции в эксплуатации. Чем выше  $S_T$ , тем ниже эксплуатационная нагрузка, но тем надежнее соединение. Количество заклепок при различных значениях запаса прочности для конкретных условий можно определить по зависимости, представленной на рисунке 4.4.

Разработана методика расчета комбинированного соединения, позволяющая определить необходимое количество заклепок и объем клея для крепления рифленой резины к балке тележки. Установлены зависимости количества заклепок от внешней нагрузки и напряжения среза. Расчеты учитывают грузоподъемность тележки и угол наклона трассы, что обеспечивает оптимальные параметры соединения при минимальной материалоемкости.

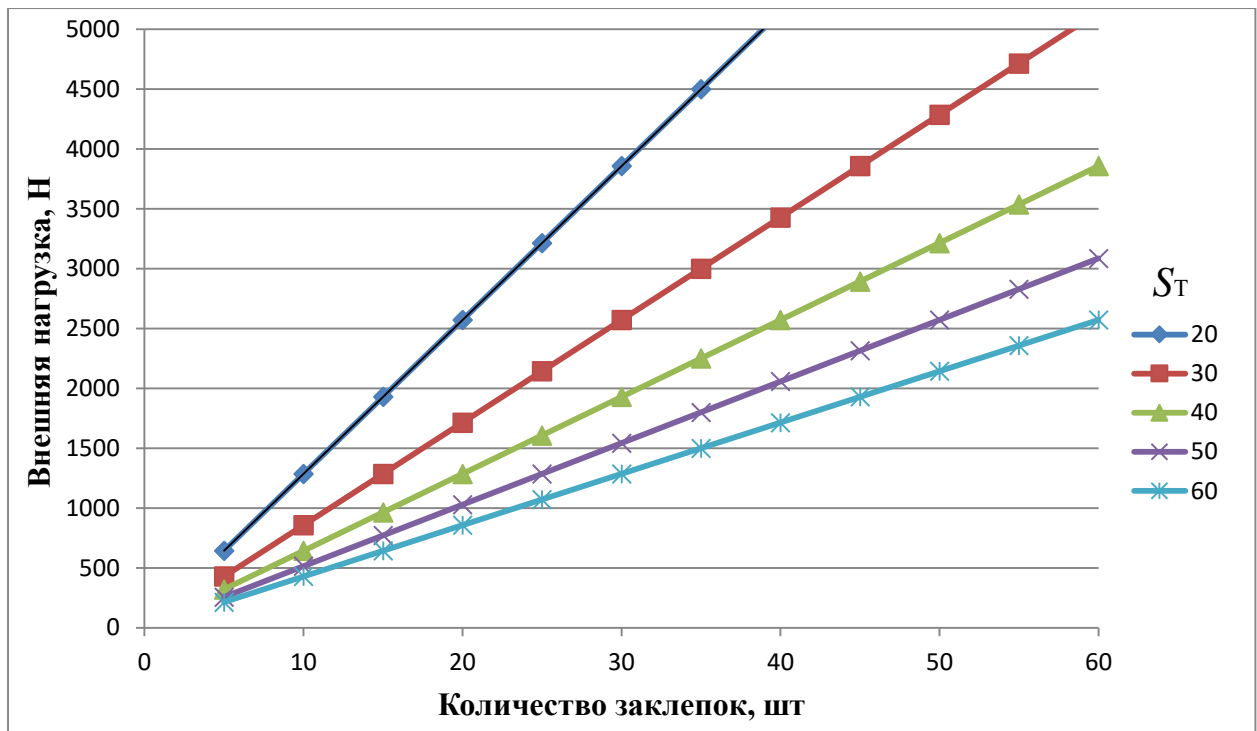


Рисунок 4.4 - Сравнение несущей способности заклепочных соединений при различных запасах прочности [составлено автором]

#### 4.1.7 Предлагаемая методика проведения испытаний при комбинированном креплении

Комбинированное соединение (клепка + клей) сочетает преимущества механической фиксации и адгезионного склеивания, что повышает прочность, вибростойкость и долговечность конструкции [71, 124]. Для оценки качества такого соединения проводятся механические испытания.

##### 1. Испытание на сдвиг (срез):

- образец фиксируется в испытательной машине.
- прикладывается растягивающее усилие до разрушения.
- фиксируется максимальная нагрузка (в Н или МПа).

##### 2. Испытание на отрыв:

• к соединению прикладывается усилие, направленное перпендикулярно плоскости.

- фиксируется усилие, при котором происходит отслоение.

##### 3. Вибрационные испытания:

- образец закрепляется на вибростенде.

- задается частота (например, 10–200 Гц) и амплитуда колебаний.
- проверяется появление трещин, ослабление заклепок, отслоение клея.

#### *4. Термоциклирование:*

- образец помещается в камеру с циклами нагрева (+100...150°C) и охлаждения (-40...-60°C).
- после испытаний проводится визуальный осмотр и механические тесты.

#### *5. Влагостойкость:*

- образец выдерживается в камере с высокой влажностью (95–98%) при +40°C.
- после 24–48 часов проверяется прочность.

После проведения испытаний необходимо провести контроль качества соединения. Применяется неразрушающий контроль, который включает в себя: визуальный осмотр, ультразвуковую дефектоскопию и простукивание. После чего принимается решение о применении данного способа крепления.

### **Вывод по разделу**

Анализ интеграции фрикционных накладок к боковой пластине тележки конвейерного поезда показал, что традиционные способы крепления, такие как заклепочное и болтовое обладают рядом недостатков. Однако комбинированный способ крепления (заклепки + клей) позволяет достичь наилучших параметров прочности и долговечности, обеспечивающих равномерное распределение нагрузки и повышенную устойчивость к динамическим воздействиям.

Разработанная технология крепления позволяет определить необходимое количество клея и количество заклепок исходя из определенных условий внешней нагрузки, включающей в себя грузоподъемность тележки угол наклона транспортирования.

Предложенная методика испытаний, включающая комплексные статические и динамические нагрузки, а также климатические воздействия, подтвердила эффективность разработанного решения. Полученные результаты показывают перспективность внедрения комбинированного способа крепления в производство конвейерных тележек.

## 4.2 Практическое внедрение научных исследований на предприятии

### 4.2.1 Внедрение результатов научных исследований на промышленном предприятии

Настоящее исследование, посвященное обоснованию рациональных параметров конвейерных поездов Rail-Veyor для подземной разработки, прошло апробацию и внедрение на промышленном предприятии. По итогам рассмотрения работы комиссией в составе технических руководителей и начальника эксплуатации транспортной системы Rail-Veyor были приняты к реализации, следующие технические предложения:

1. **Оптимизация конструкции стрелочных переводов байпасов.** Внедрена упрощенная схема с размещением грузовой и порожней ветви в одной горизонтальной плоскости взамен байпасов с двухэтажной компоновкой. Это позволило:

- сократить время монтажа на **15–20%**,
- снизить затраты на обслуживание за счет уменьшения количества подвижных элементов.

2. **Повышение жесткости пути порожней ветви.** Применены ребра жесткости, соединяющие основание с направляющими по которым движется конвейерный поезд под углом  $45^\circ$  (рисунок 4.5), а также стандартизирован момент затяжки соединительных болтов ( $M_{зат} = 200 \text{ Нм}$ )

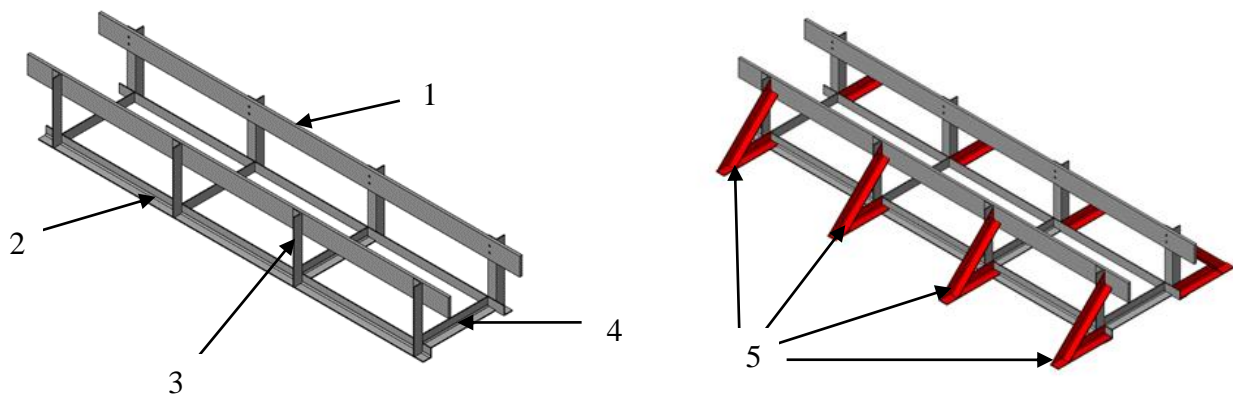


Рисунок 4.5 – Конструкция пути порожняковой ветви [составлено автором]

1 – направляющие; 2 – продольные основания; 3 – вертикальные стойки; 4 – поперечные основания; 5 – ребра жесткости

**3. Установка направляющих элементов под питателем RF-5B.** Внедрены стальные направляющие из износостойкого сплава Hardox 450 (рисунок 4.6), что обеспечило:

- исключение нормальной нагрузки на скаты полувагонов при загрузке,
- уменьшение частоты ремонтов узлов сопряжения.

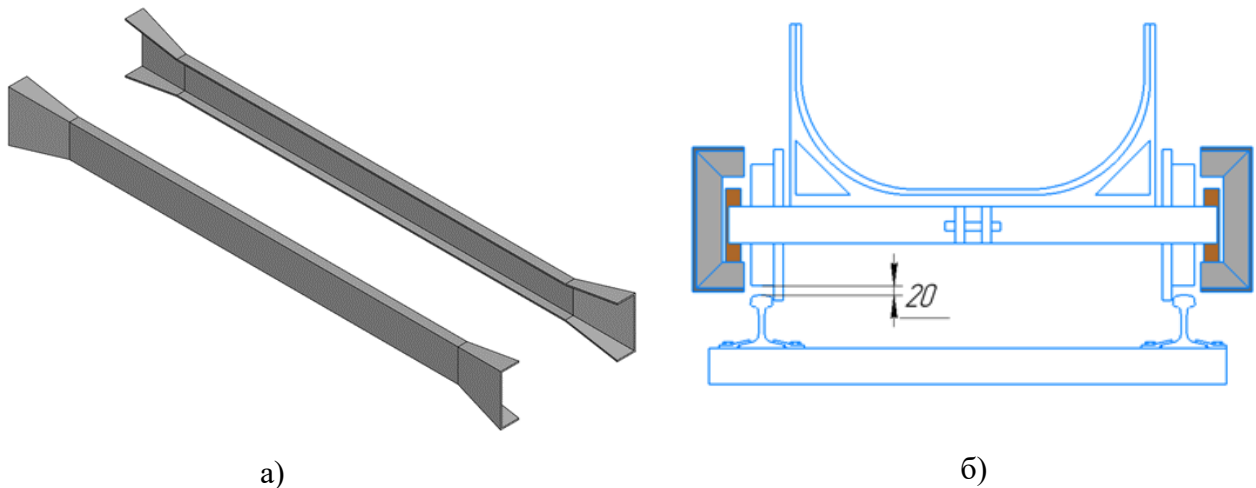


Рисунок 4.6 – Направляющие конвейерного поезда в пункте загрузки

[составлено автором]

а – аксонометрия направляющих; б – поперечное сечение поезда в направляющих

Разработанные рекомендации приняты к внедрению на руднике «Долинный», позволяющие повысить эффективность транспортирования горной массы конвейерными поездами компании Rail-Veyor, увеличивая при этом использование транспортной системы за счет исключения выходов из строя.

Наиболее подробно описаны технические решения, включающие в себя методики расчета и анализа эксплуатационных показателей в научной работе [117]. Дополнительно в научной статье рассмотрены перспективные направления по усовершенствованию конструкции конвейерных поездов.

### **Вывод по разделу**

Результатом внедрения технических решений на промышленно предприятии позволило увеличить эффективность работы транспортной системы, а именно упрощение конструкции стрелочных переводов с одноуровневой компоновкой позволило сократить время монтажа на 15-20% и снизить эксплуатационные затраты. Также усиление конструкции порожняковой ветви за счет установки

ребер жесткости под углом 45 градусов и установке момента затяжки болтового соединения (200 Нм) позволило увеличить надежность системы. Установка направляющих элементов из сплава Hardox 450 под питателем RF-5B позволила полностью исключить нагрузку на ходовую часть полувагонов и уменьшить частоту ремонтов.

Внедрение всех технических решений в комплексе обеспечило повышение эффективности транспортной системы путем сокращения внеплановых простоев. Внедрение результатов на руднике «Долинный» доказывает практическую значимость проведенных исследований и возможность их применения на других горнодобывающих предприятиях.

### **4.3 Программная реализация алгоритма**

#### **4.3.1 Требования к программному продукту**

Разработка специализированной программы для ЭВМ по расчету конвейерных поездов является критически важной задачей при проектировании эффективной и надежной транспортной системы. Необходимость создания такого программного обеспечения обусловлена сложностью и многовариантностью инженерных расчетов, которые требуют одновременного учета большого количества взаимосвязанных параметров: грузоподъемности состава, углов наклона трассы, коэффициентов сцепления, характеристик применяемых материалов и динамических нагрузок. Автоматизация расчетов значительно сокращает время проектирования, исключает субъективные ошибки ручного расчета и предоставляет возможность оперативного анализа различных сценариев работы транспортной системы.

Разрабатываемое программное обеспечение должно обладать простым, интуитивно понятным и информативным интерфейсом. Все исходные параметры эксперимента должны быть доступны пользователю для редактирования и сохранения. При этом должна строго соблюдаться последовательность алгоритма расчета, начиная с тягового расчета и заканчивая определением затрат электроэнергии.

Для предотвращения ошибок ввода программа должна проверять корректность данных и выводить предупреждающее окно при обнаружении недопустимых значений. В нижней части интерфейса необходимо разместить сноски с пояснениями обозначений, используемых на графиках. Для удобства анализа результатов должна быть реализована функция увеличения графиков с отображением численных параметров для каждого участка трассы.

После завершения расчетов и представления выходных данных программа должна предоставлять возможность сохранения всех полученных результатов в удобном для пользователя формате.

В продукте используются язык программирования Delphi.

### 4.3.2 Проектирование интерфейса пользователя

В соответствие с установленными требованиями была разработана программа для ЭВМ по расчету эксплуатационных параметров конвейерных поездов [92], графический интерфейс пользователя которой представлен на рисунках 4.7 и 4.8.:

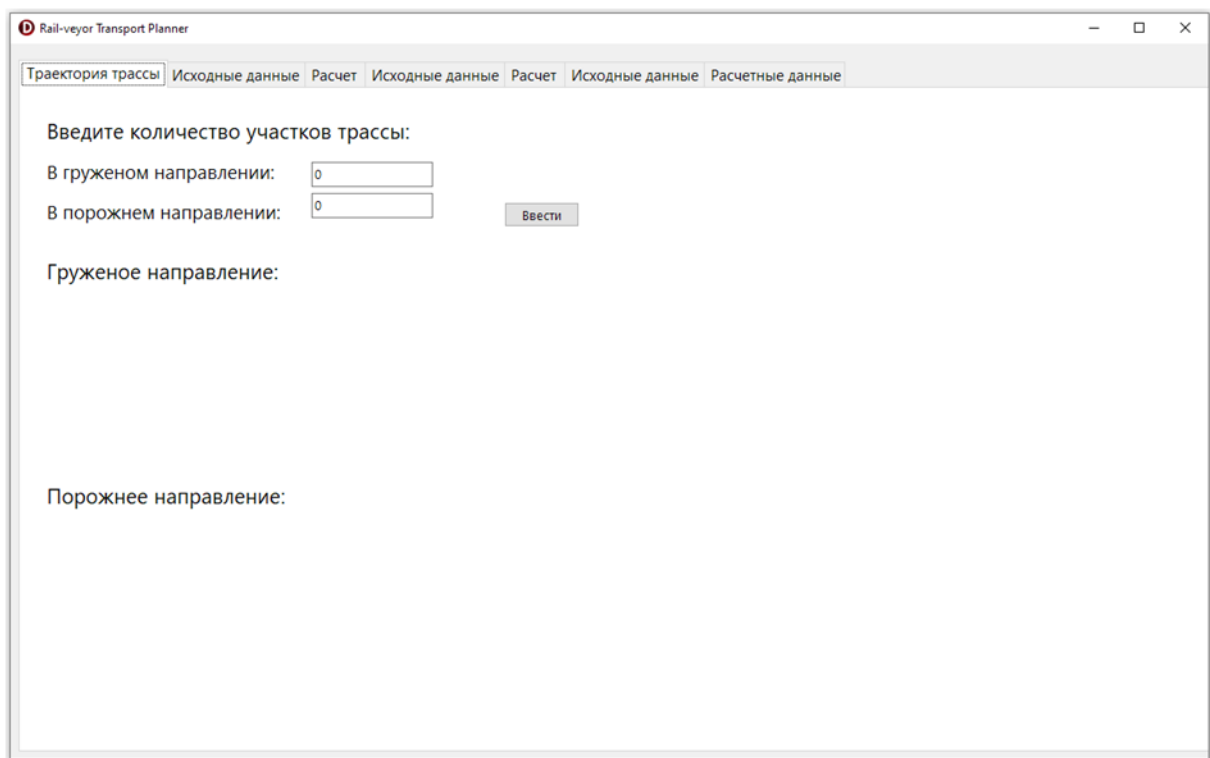


Рисунок 4.7 – Пользовательский интерфейс (начальный экран) RV transport planner

[составлено автором]

The screenshot shows the 'Rail-veyor Transport Planner' application window. The top menu bar includes 'Траектория трассы', 'Исходные данные', 'Расчет', 'Исходные данные', 'Расчет', 'Исходные данные', and 'Расчетные данные'. The main area is titled 'Введите количество участков трассы:' and contains two input fields: 'В грузеном направлении:' with the value '5' and 'В порожнем направлении:' with the value '5'. A 'Ввести' button is located to the right of these fields.

Below this, there are two sections: 'Груженое направление:' and 'Порожнее направление:'. Each section contains five identical blocks, labeled 'Участок 1' through 'Участок 5'. Each block has three input fields: 'Расстояние, м', 'Уклон, ‰', and 'Скорость, м/с'.

Рисунок 4.8 – Пользовательский интерфейс (геометрия трассы) RV transport planner  
[составлено автором]

На рисунке 4.7 представлен начальный экран программного продукта Rail-Veyor Transport Planner, на котором в верхней части диалогового окна расположены строки ввода количества участков трассы в грузеном и порожнем направлениях. После ввода количества участков трассы в грузеном и порожнем направлениях выпадают блоки под определенные участки, где появляется возможность ввести расстояние (метры), уклон (промилле) и скорость движения (метры в секунду). Однако стоит отметить, что в данном ПО имеются граничные условия, такие как: 1. количество участков по направлениям – 5; 2. уклон трассы – от -220‰ до +220‰; 3. скорость движения – до 4 м/с. Первый блок в грузеном направлении принимается под участком загрузки со скоростью движения 0,7 м/с, а последний под участком разгрузки со скоростью 1 м/с.

На верхней группе вкладок есть следующий раздел исходных данных, при нажатии которого появляется новое окно под ввод исходных данных (рисунок 4.9.). Исходные данные для расчета силы тяги и мощности приводных станций следующие:

- масса поезда, т

- грузоподъемность, т
- сопротивление движения в груженом направлении, Н/кН
- сопротивление движения в порожнем направлении, Н/кН
- длина поезда, м
- длина вагонетки, м
- вместимость вагонетки, м<sup>3</sup>
- плотность груза, т/ м<sup>3</sup>
- коэффициент заполнения конвейерного поезда
- коэффициент запаса, учитывающий сцепление шины с боковой балкой тележки (берется в интервале 1,1 – 1,5);
- КПД приводного механизма (редуктора) (берется в интервале 0,8 – 0,9).

Рисунок 4.9 – Окно ввода исходных данных для расчета силы тяги и мощности на участках [составлено автором]

Внизу расположена кнопка «Далее» для сохранения значений и последующего расчета. После нажатия кнопки «Далее» на следующей вкладке диалогового окна «Расчет» появятся графики с заданными условиями трассы

(рисунок 4.10.). При переходе в раздел «Расчет» появляется два графика в грузе и порожнем направлении с геометрией, которая задана пользователем с совпадением направлением уклона (вниз или вверх), но без масштаба расстояния. Над каждым участком находится обозначение  $F_T$  – необходимая сила тяги для конкретного участка и  $P$  – необходимая мощность для конкретного участка.

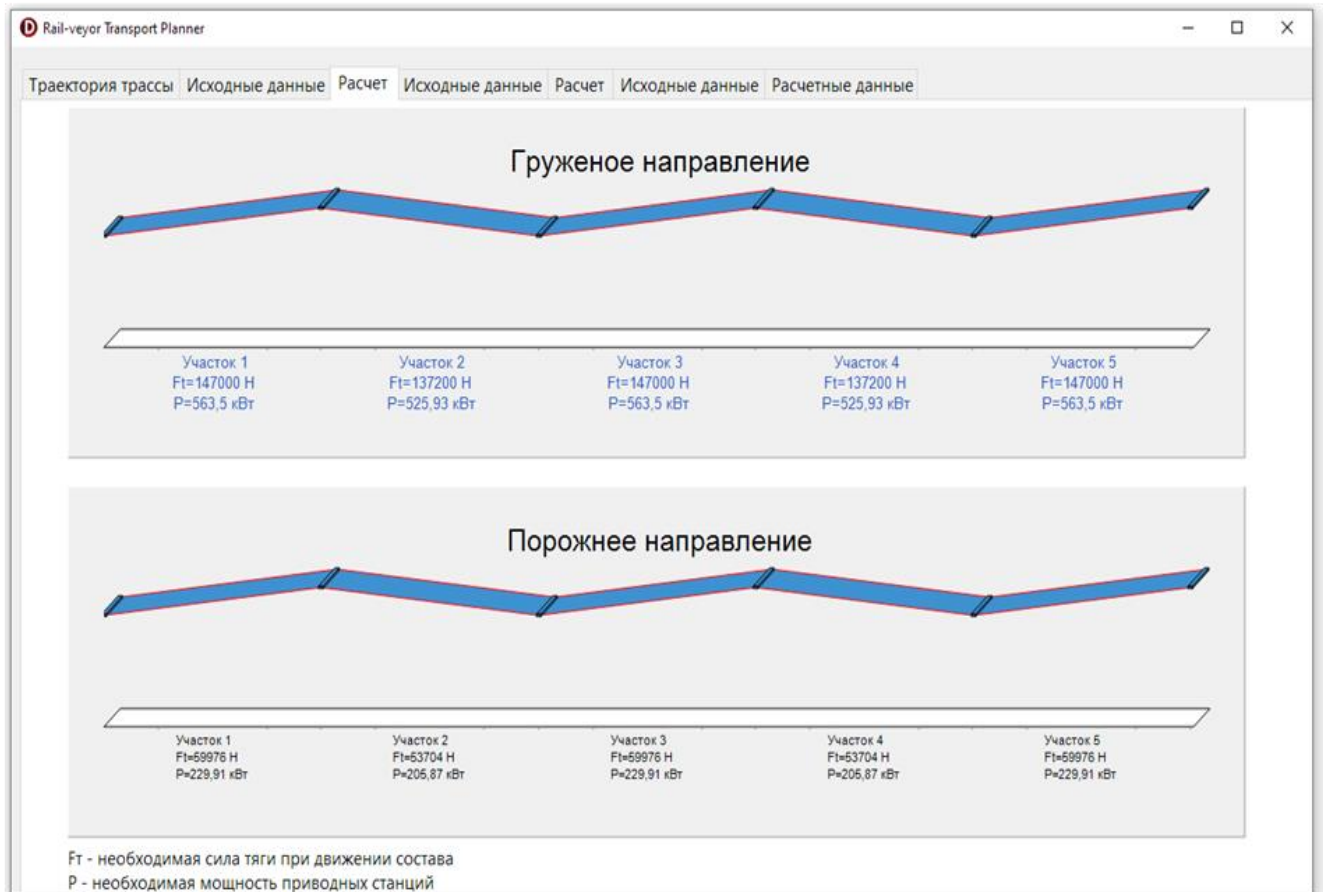


Рисунок 4.10 – Пользовательский интерфейс (геометрия трассы) RV transport planner [составлено автором]

При переходе в следующий раздел «Исходные данные» откроется новое окно для ввода исходных данных (рисунок 4.11.) по расчету количества приводных станций в сцеплении с поездом и реализуемой силы тяги.

Исходные данные для расчета реализуемой силы тяги и количества приводных станций в сцеплении на каждом участке будут следующими:

- мощность электродвигателя, кВт;
- номинальная частота вращения вала электродвигателя, об/мин;
- отношение пускового момента к номинальному;
- коэффициент сцепления приводной станции;

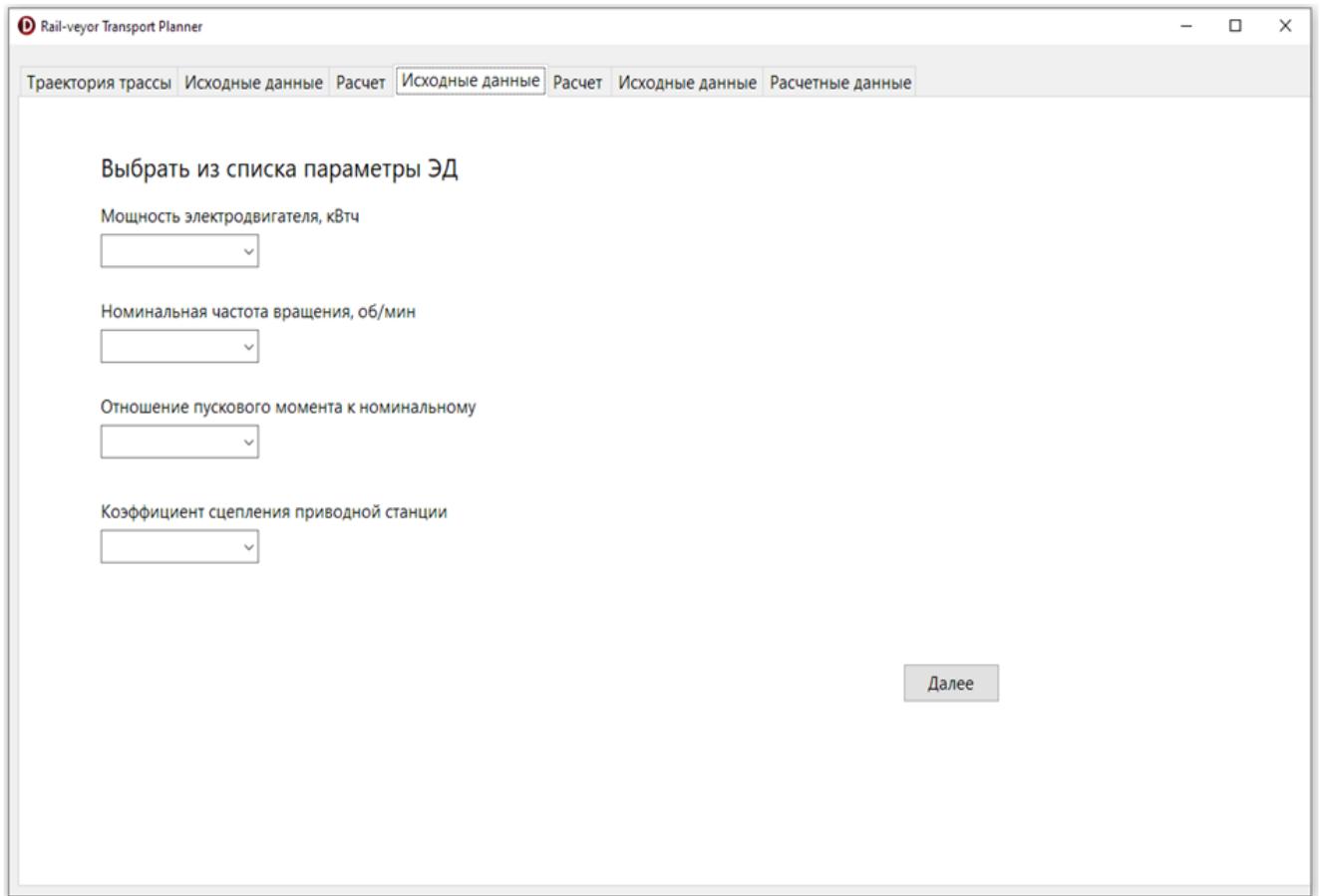


Рисунок 4.11 – Пользовательский интерфейс (исходные данные)

RV transport planner [составлено автором]

При переходе на следующий раздел «Расчет» откроется новое окно с графиками в груженом и порожнем направлении со значениями необходимой силы тяги ( $F_T$ ), реализуемая сила тяги с учетом выбранного электродвигателя ( $F_{ПС}$ ) и количество приводных станций в сцеплении с поездом ( $N_{ПС}$ ) на каждом участке трассы (рисунок 4.12.). На графиках можно увидеть, с каким запасом сила тяги реализуется на каждом участке, и на какой участок больше всего приходится приводных станций.

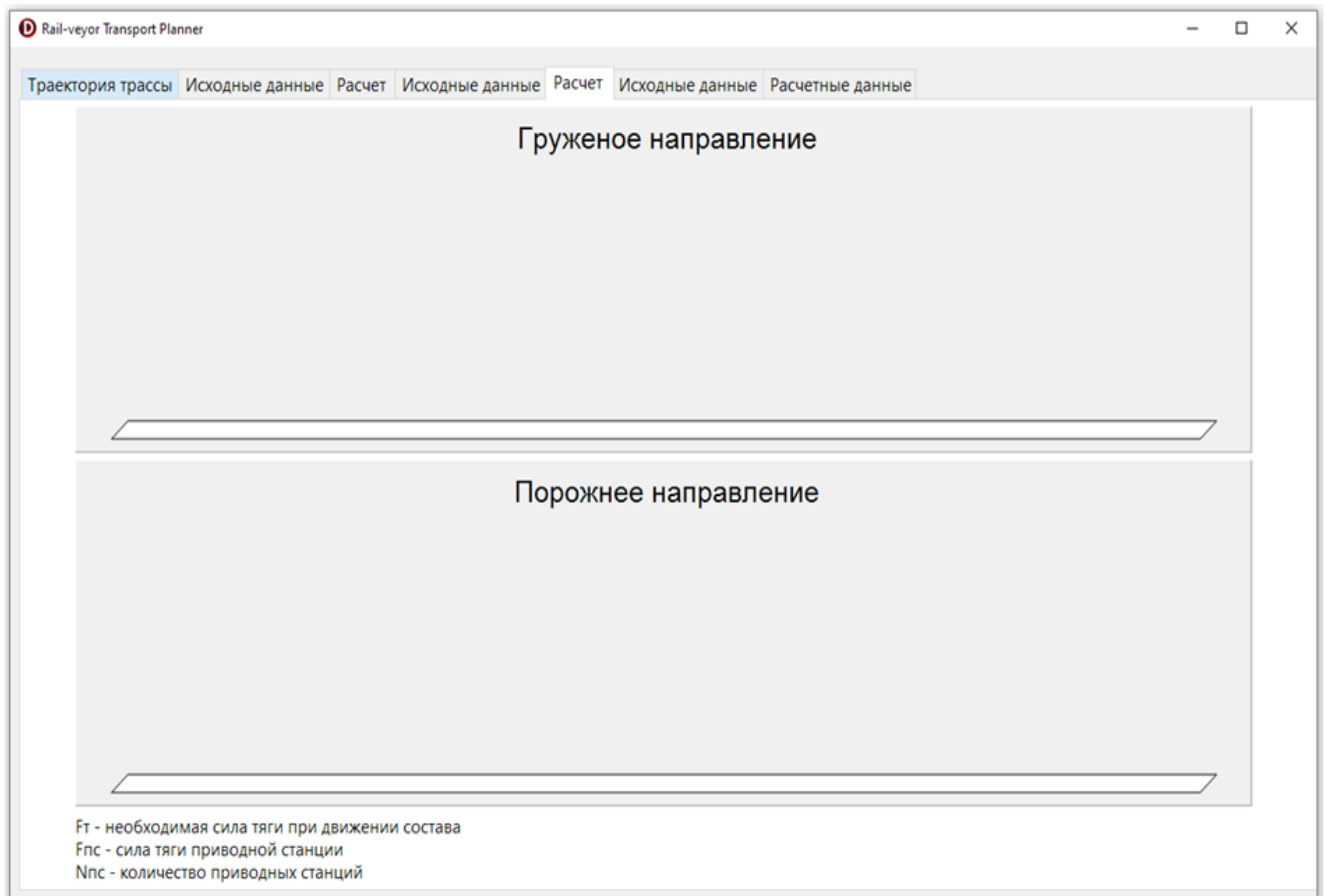


Рисунок 4.12 – Пользовательский интерфейс (геометрия трассы с реализуемой силой тяги и кол-вом приводных станций в зацеплении) RV transport planner  
[составлено автором]

При переходе в последний раздел «Исходные данные» открывается следующее окно для ввода исходных данных по эксплуатационному расчету (рисунок 4.13.) конвейерного поезда:

- вместимость вагонетки,  $m^3$ ;
- коэффициент неравномерности поступления груза;
- коэффициент заполнения конвейерного поезда;
- производительность перегруженного пункта, т/см;
- время смены, ч;
- количество рабочих дней в году;

The screenshot shows a window titled "Rail-veyor Transport Planner" with a menu bar containing "Траектория трассы", "Исходные данные", "Расчет", "Исходные данные", "Расчет", "Исходные данные", and "Расчетные данные". The main area is titled "Введите исходные данные:" and contains six input fields, each with the value "0":

- Вместимость вагонетки, м<sup>3</sup>
- Коэффициент неравномерности поступления груза
- Коэффициент заполнения
- Производительность перегруженного пункта, т/см
- Время смены, ч
- Кол. раб. дней в году

A "Далее" button is located at the bottom right of the input area.

Рисунок 4.13 – Пользовательский интерфейс (исходные даны для эксплуатационного расчета) RV transport planner [составлено автором]

После нажатия кнопки «Далее» открывается окно со всеми выходными расчетными данными (рисунок 4.14.), такими как:

- Общее количество приводных станций, ед;
- Время рейса, мин;
- Число рейсов в смену;
- Число рабочих конвейерных поездов, ед;
- Инвентарное число конвейерных поездов, ед;
- Сменная производительность одного конвейерного поезда, т/см;
- Расход электроэнергии в год, тыс. МВтч;
- Расход электроэнергии (с учетом прочих расходов) в год, тыс. МВтч;

The screenshot shows a window titled "Rail-veyor Transport Planner" with a tabbed interface. The active tab is "Расчетные данные". The window displays a list of calculated metrics, all with a value of 0.

Метрика	Значение
Общее количество приводных станций, ед	0
Время рейса, мин	0
Число рейсов в смену	0
Число рабочих конвейерных поездов, ед	0
Инвентарное число конвейерных поездов, ед	0
Сменная производительность одного конвейерного поезда, т/см	0
Расход электроэнергии в год, тыс. МВтч	0
Расход электроэнергии (с учетом прочих расходов) в год, тыс. МВтч	0

Рисунок 4.14 – Пользовательский интерфейс (выходные расчетные данные)

RV transport planner [составлено автором]

В диалоговом окне программы ЭВМ с выходными расчетными данными есть кнопка «Назад» для возврата к исходным данным и кнопка «Завершить», нажав которую появляется отчет в формате word с возможностью сохранить его на ПК. В отчете представлены графики в груженом и порожнем направлении, а также расчетные значения тягового, эксплуатационного расчета и затрат электроэнергии на транспортирование.

### 4.3.3 Реализация приложения

Приложение реализовано в среде интегрированной разработки IDE на языке программирования Delphi 12 использованием библиотеки FireMonkey (FMX). Работоспособность приложения проверена на экспериментальных данных с нескольких проведенных экспериментов.

#### **4.3.4 Тестирование программного продукта**

Тестирование программы ЭВМ по расчету систем конвейерных поездов предполагает проверку корректного тягового, эксплуатационного расчета, затраты электроэнергии, а также отображение трассы транспортирования в груженом и порожнем направлениях со значениями количества приводных станций, ее мощности и силы тяги по участкам.

В процессе тестирования приложение подвергалось проверке с использованием разных типов входных данных. Система демонстрирует надёжную обработку ошибок: при некорректном вводе появляется предупреждающее сообщение, которое не исчезает, пока пользователь не введёт правильные данные. После получения корректного ввода программа продолжает работу.

Для проверки корректности отображения графиков трассы с исходными параметрами, вводимыми пользователем, было проведено сравнение с графиками, полученными при использовании программных средств Mathcad. Тем самым при построении графиков в Mathcad и программе ЭВМ по расчету конвейерных систем графики трассы транспортирования со значениями количества приводных станций, ее мощности и силы тяги по участкам. Таким образом можно сделать вывод, что данной программой можно пользоваться.

#### **4.3.5 Оценка параметров КП с помощью разработанного ПО**

На рисунке 4.15. представлены графики трассы в порожнем и груженом направлении с учетом введенных расстояний уклонов на примере рудника Долинный ТОО «Казцинк». Уклон символический также, как и длина участка трассы. В первую очередь это сделано для простоты визуализации, а во вторую, чтобы видеть наглядно геометрию трассы.

Rail-veyor Transport Planner

Траектория трассы | Исходные данные | Расчет | Исходные данные | Расчет | Исходные данные | Расчетные данные

Введите количество участков трассы:

В груженом направлении:

В порожнем направлении:

Груженое направление:

Участок	Расстояние, м	Уклон, ‰	Скорость, м/с
Участок 1	461	0	0,7
Участок 2	3021	145	3
Участок 3	328	0	3
Участок 4	190	0	1

Порожнее направление:

Участок	Расстояние, м	Уклон, ‰	Скорость, м/с
Участок 1	190	0	3,5
Участок 2	328	0	3,5
Участок 3	3021	-145	3,5
Участок 4	461	0	3,5

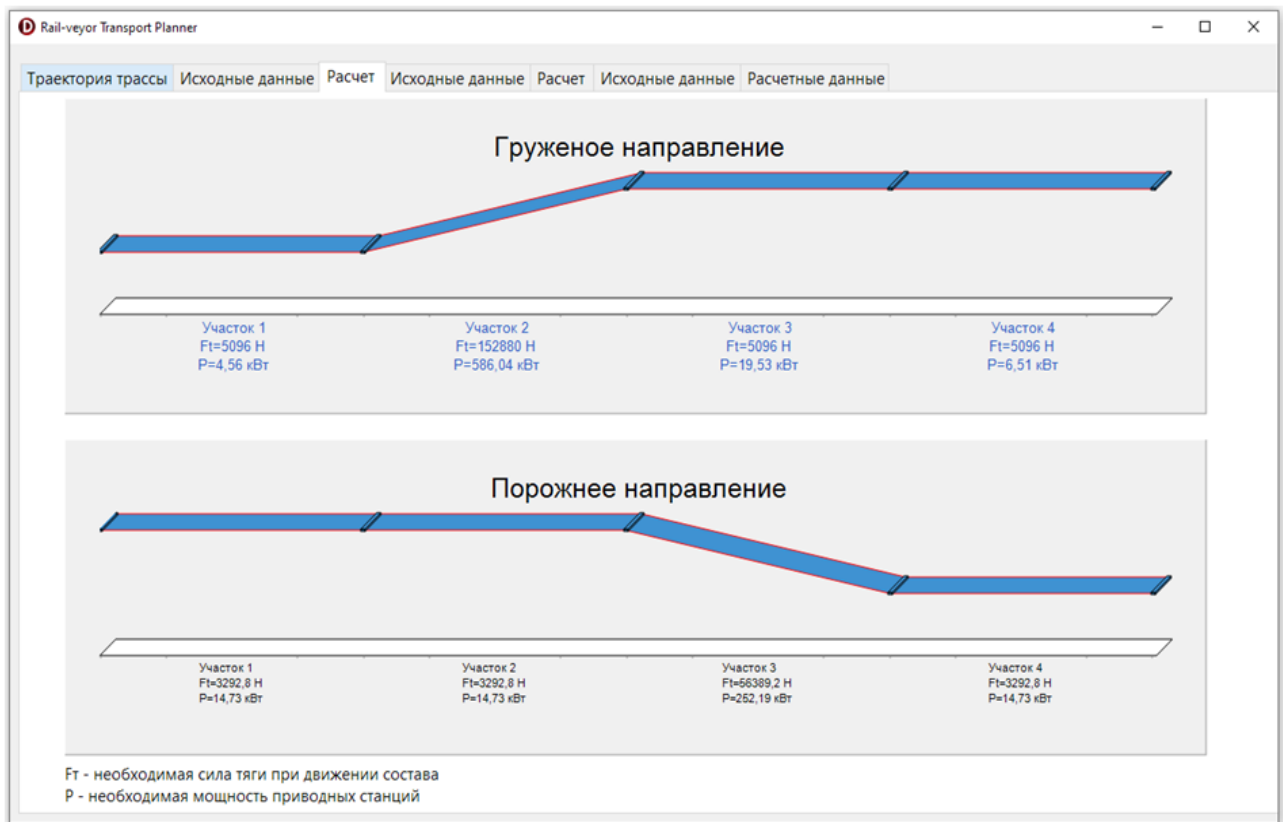


Рисунок 4.15 – Графики трассы в порожнем и груженом направлении  
[составлено автором]

В программе предусмотрена возможность вернуться назад при нажатии кнопки «Назад». Такой алгоритм применен на всех этапах расчета систем конвейерных поездов для проверки ввода всех исходных данных.

На графиках показана необходимая сила тяги для конкретного конвейерного поезда с учетом уклона, в связи, с чем можно сделать вывод какой участок является наиболее сложным и на котором, скорее всего, будут наибольшие сопротивления движению. Также по конкретному участку посчитана суммарная мощность всех приводных станций, которая показывает самые энергозатратные участки и где необходимо применить более мощные трансформаторы, усиленную систему электроснабжения и возможность подключения дополнительного электрооборудования.

Конечный график в программе ЭВМ по расчету систем конвейерных поездов представлен на рисунке 4.16. Отличительной особенностью от предыдущего блока графиков (рисунок 4.8) является показатель количества приводных станций в зацеплении ( $N_{пс}$ ).

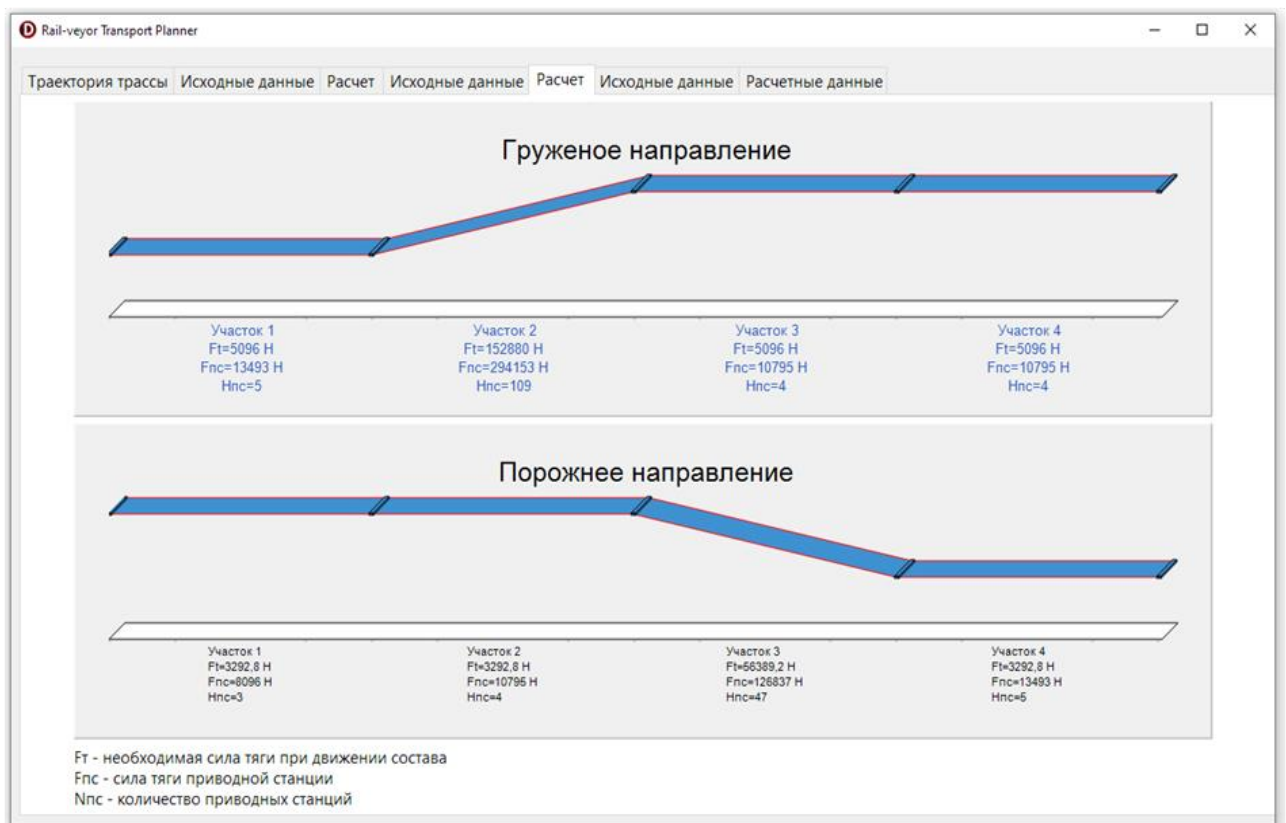


Рисунок 4.16. – Графики трассы в порожнем и груженом направлении  
[составлено автором]

Данный показатель напрямую зависит от мощности подобранного электродвигателя и необходимой силы тяги конвейерного поезда. Наглядно графики позволяют увидеть количество приводных станций по конкретному участку или на всем груженом или порожнем направлении. Если значения на первый взгляд кажутся не адекватными (достаточно большими), то имеется возможность вернуться назад и проверить корректность ввода исходных данных.

В завершение расчета программы для ЭВМ показаны выходные данные, которые есть возможность выгрузить в формате «.docx». В отчете по расчету скачиваются графики трассы и выходные данные эксплуатационного расчета и затрат электроэнергии, включая годовой расход электроэнергии.

Таким образом, программа для ЭВМ позволяет быстро рассчитать применение систем конвейерных поездов для конкретных условий эксплуатации.

#### **4.3.6 Сравнение с существующими программными средствами**

Современные программы для тяговых и эксплуатационных расчетов представляют собой комплексные решения, позволяющие автоматизировать сложные технические вычисления. Анализ современных программных решений показывает отсутствие специализированного ПО, предназначенного для расчёта ключевых параметров систем конвейерных поездов Rail-Veyor, таких как количество приводных станций, распределение усилий и оптимизация фрикционных материалов. Существующие программные комплексы (например, Belt Analyst, Sidewinder [130]) ориентированы на традиционные ленточные конвейеры и не учитывают специфику модульной конструкции Rail-Veyor, что подтверждает необходимость разработки новых алгоритмических и инструментальных решений. Программа Rail-Veyor transport planner имеет ряд существенных отличий от традиционных программных средств.

Программа для ЭВМ [93] позволяет выполнять тяговые расчеты подвижного состава железных дорог. Данная программа предназначена для тяговых и эксплуатационных характеристик тепловоза и электровоза.

Для расчета инвентарного рационального парка автомобилей можно использовать программу для ЭВМ [94], которая позволяет определить влияние

различных характеристик и параметров автомобильного транспорта на величину транспортной себестоимости, с учетом загруженности, длины пройденного пути, расхода топлива и т.д.

Перечисленные программные средства обладают рядом преимуществ и недостатков, но так как привод конвейерных поездов отличается от альтернативных видов транспорта, абсолютно подходящей программы не существует.

### **Вывод по разделу**

Разработанное программное обеспечение имеет удобный интерфейс, доступный пользователю, содержит все необходимые исходные данные, которые легко редактируются в процессе работы с программным обеспечением. Пользователю не потребуется редактировать непосредственно исходный код программы, достаточно указать исходные данные расчета, горно-геологические условия и производительность предприятия.

Все исходные данные расчета содержат пояснительный текст, что существенно упрощает работу с приложением. Графический интерфейс позволяет в удобной форме представлять параметры расчета и проводить их оценку. Также стоит отметить, что в разработанном программном обеспечении имеется возможность оценить такие параметры систем конвейерных поездов, как:

- Общее количество приводных станций, ед;
- Число рабочих конвейерных поездов, ед;
- Число рейсов в смену;
- Расход электроэнергии в год, тыс. кВтч.

#### 4.4 Выводы по Главе 4

В рамках четвертой главы решен комплекс научно-практических задач, направленных на повышение эффективности и надежности транспортных систем на основе конвейерных поездов.

Проведенный анализ способов крепления фрикционного материала показал ограниченность традиционных методов, что обосновало необходимость применения комбинированного соединения (клей + заклепки). Разработана технология крепления рифленой резины к продольной балке тележки, включающая методику расчета прочности соединения и определение оптимального количества крепежных элементов в зависимости от эксплуатационных нагрузок. Экспериментально подтверждено, что комбинированное соединение обеспечивает равномерное распределение нагрузки и повышенную устойчивость к динамическим воздействиям.

Практическая реализация результатов исследований на промышленном предприятии продемонстрировала эффективность предложенных технических решений. Внедрение упрощенных стрелочных переводов, усиление конструкции пути и установка направляющих элементов позволили повысить надежность системы и сократить эксплуатационные затраты.

Для автоматизации проектных расчетов разработано специализированное программное обеспечение, позволяющее определять ключевые параметры системы конвейерных поездов: количество приводных станций, производительность и энергопотребление. Программа обладает интуитивным интерфейсом, обеспечивает проверку исходных данных и визуализацию результатов, что значительно упрощает процесс проектирования.

Полученные результаты обладают практической ценностью и могут быть внедрены на горнодобывающих предприятиях.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация представляет собой работу, содержащую разработанные автором теоретические и практические положения, которые в совокупности позволяют решить научную задачу по снижению объемов горных работ при подготовке и отработке пологозалегающих рудных тел с большими размерами шахтного поля путем рациональной расстановки приводных станций и выбора конструктивных и силовых параметров тягового фрикционного привода.

По результатам выполнения диссертационной работы сделаны следующие выводы и рекомендации:

1. Установлено, что основными факторами процесса передачи тягового усилия от приводного колеса на боковую пластину тележки конвейерного поезда в условиях подземного рудника являются: сила прижатия приводной станции, давление воздуха в приводном колесе и твердость фрикционной накладки.

2. Разработанная методика тягового расчета конвейерных поездов, основанная на взаимосвязи грузоподъемности тележки, угла наклона горной выработки и коэффициента сцепления между приводным колесом и боковой пластиной тележки, позволяет определять рациональное расстояние между приводными станциями.

3. Рациональное значение мощности электродвигателя приводной станции определяется в точке пересечения кривых, построенных для условий обеспечения тяги и торможения при различных режимах движения конвейерного поезда на откаточном горизонте, и составляет 75 кВт для грузоподъемности тележки 0,8 т при коэффициенте сцепления 0,55.

4. В результате анализа экспериментальных исследований установлена закономерность влияния коэффициента сцепления на силу тяги конвейерного поезда с учетом силы прижатия и давления воздуха в приводном колесе, в частности, определен диапазон изменения коэффициента сцепления в зависимости от типа фрикционной накладки; для  $A=95$  [0,4 – 0,5]; для  $A=90$  [0,48 – 0,65]; для  $A=75$  [0,45 – 0,75]; для  $A=65$  [0,91 – 0,95]; для  $A=80$  [0,55 – 0,65]; для  $A=85$  [0,54 –

0.59], что подтверждается компьютерным моделированием в программной среде Ansys Mechanical.

5. Разработанный алгоритм, основанный на методике определения расстояния между приводными станциями в условиях подземного рудника, реализованный в программе для ЭВМ (свидетельство № 2025682821), позволяет определить эксплуатационные характеристики системы конвейерных поездов с рекомендациями по установке фрикционной накладки на боковую пластину тележки.

6. Полученные результаты позволяют увеличить угол наклона транспортной выработки с 12 до 15 градусов, уменьшая объем горно-подготовительных работ за счет снижения суммарной длины рудоспусков на 15 % в условиях месторождения «Масловское» и повысить безотказность работы конвейерного поезда за счет предотвращения аварий по причине проскальзывания.

7. Дальнейшим развитием исследований по теме диссертации является применение полученных результатов при разработке методики определения рациональной длины состава с учетом гипсометрии откаточного горизонта и производительности подземного рудника.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анушенков, А. Н. Подземная геотехнология: учебное пособие / А. Н. Анушенков, Б. А. Ахпашев, Е. П. Волков [и др.]; Сибирский федеральный университет, Институт горного дела, геологии и геотехнологий. – 2-е изд., перераб. и доп. – Красноярск: СФУ, 2022. – 304 с. – ISBN 978-5-7638-4718-5.
2. Авторское свидетельство № 567647 А1 СССР, МПК В65G 37/00. Фрикционный привод конвейерного поезда: № 2160315: заявл. 09.07.1975: опубл. 05.08.1977 / В. А. Зябрев, О. Б. Зайцева, Е. Л. Креймер [и др.]; заявитель Днепропетровский ордена Трудового Красного Знамени горный институт им. Артема. – Бюллетень изобретений. – 1977. – № 29. – 3 с. – EDN EGMFGB.
3. Авторское свидетельство № 967899 А1 СССР, МПК E21F 13/02, В65G 23/12. Приводная станция конвейерного поезда: № 3276832: заявл. 15.04.1981: опубл. 23.10.1982 / А. М. Селезнев; заявитель Днепропетровский ордена Трудового Красного Знамени горный институт им. Артема. – Бюллетень изобретений. – 1982. – № 39. – 4 с. – EDN SCXTSB.
4. Багазеев, В. К. Основы подземной геотехнологии: учебное пособие / В. К. Багазеев, Н. Г. Валиев, К. В. Кокарев. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2015. – 216 с. – ISBN 978-5-8019-0344-8.
5. Балакина, Е. В. О разных трактовках понятия коэффициента сцепления шины с дорогой / Е. В. Балакина, Н. М. Зотов, И. Б. Петров [и др.] // Известия Волгоградского государственного технического университета. Серия: Наземные транспортные системы. – 2015. – Т. 12, № 6. – С. 13–16.
6. Боговик, С. О. Тенденции и перспективы развития российского рынка рудничного рельсового транспорта / С. О. Боговик, А. В. Иванов // Горная промышленность. – 2019. – № 6. – С. 12–16.
7. Бондаренко, А. А. Опыт и сравнительный анализ эффективности эксплуатации дизельных и электрических погрузочно-доставочных машин / А. А. Бондаренко, Р. Х. Шарипов // Известия Тульского государственного университета. Науки о земле. – 2021. – № 4. – С. 246–257.

8. Борисова, А. Д. Контактная податливость в расчете заклепочных и конусных соединений / А. Д. Борисова, А. А. Максименко, Н. В. Перфильева // Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета. – 2022. – № 3 (52). – С. 12–18. – DOI: 10.24866/2227-6858/2022-3/12-18.

9. Бороненко, Ю. П. Определение аэродинамического сопротивления грузовых поездов с инновационными полувагонами на цифровых моделях / Ю. П. Бороненко, Б. О. Поляков, Т. М. Белгородцева // Транспорт Российской Федерации. – 2021. – № 3. – С. 57–61.

10. Бочкарев, С. В. Планирование и обработка результатов эксперимента: учебное пособие / С. В. Бочкарев, А. И. Петров, В. Г. Лысенко [и др.]; под редакцией С. В. Бочкарева. – Москва: ИНФРА-М, 2020. – 298 с. – ISBN 978-5-16-015789-2.

11. Бояринова, Н. А. Особенности статистической обработки результатов экспериментальных исследований случайной функции, полученных разными авторами / Н. А. Бояринова, А. В. Кикот, В. А. Наумов // Известия КГТУ. – 2015. – № 37. – С. 199–206.

12. Власов, В. В. Повышение прочностных и фрикционных свойств резин, обладающих высокой плотностью / В. В. Власов, М. Е. Соловьев // Известия высших учебных заведений. Серия: Химия и химическая технология. – 2011. – Т. 54, № 11. – С. 113–115.

13. Воронков, А. И. Изменение эффективных энергетических показателей работы пневмодвигателя по скоростным характеристикам / А. И. Воронков // Автомобильный транспорт. – 2015. – № 36. – С. 105–109.

14. Гайназаров, А. Т. Системы обработки результатов научных экспериментов / А. Т. Гайназаров, С. М. Абдурахмонов // Scientific progress. – 2021. – Т. 2, № 6. – С. 134–141.

15. Галкин, В. И. Проблемы совершенствования транспортных систем в горной промышленности России / В. И. Галкин, Е. Е. Шешко // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2011. – № S1. – С. 485–507.

16. Герусов, А. И. Автоматизированная система регулирования скорости ленточных конвейеров как средство повышения безопасности их эксплуатации / А. И. Герусов, С. В. Бычков // Вестник научного центра по безопасности работ в угольной промышленности. – 2017. – № 2. – С. 91–95.

17. Говоруха, В. В. Проектирование и внедрение стрелочных переводов для горных предприятий / В. В. Говоруха, С. Л. Ладик. – Москва: Горная книга, 2008. – 156 с. – ISBN 978-5-98672-089-4.

18. Говоруха, В. В. Метод исследования кинематики приводов стрелочных переводов / В. В. Говоруха, С. Л. Ладик, А. В. Пименов [и др.] // Форум гірників: матеріали міжнародної конференції, Дніпропетровськ, 3–6 жовтня 2012 р. – Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2012. – Т. 2. – С. 236–240.

19. Гончаров, А. Б. Стратегия технического обслуживания и ремонта горного оборудования с целью обеспечения его надежности / А. Б. Гончаров, А. Б. Тулинов, Б. А. Перепечай // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2016. – № 11. – С. 70–79.

20. Гончарова, М. А. Определение коэффициента сцепления колес автотранспорта с дорожной разметкой / М. А. Гончарова, Б. А. Бондарев, Т. К. Акчурина // Транспортные сооружения. – 2019. – Т. 6, № 3. – С. 33.

21. Горбунова, Л. Н. Повышение безопасности ленточных конвейеров / Л. Н. Горбунова, Я. Л. Либерман // Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. – 2011. – № 3. – С. 4–7.

22. Гордиенко, Е. П. Сравнительная характеристика автоматизированных систем диспетчерского контроля / Е. П. Гордиенко // Транспорт: наука, образование, производство (Транспорт-2021): сборник научных трудов Международной научно-практической конференции, Воронеж, 15–16 апреля 2021 г. – Воронеж: Воронежский государственный технический университет, 2021. – С. 51–55.

23. ГОСТ 33078-2014. Дороги автомобильные общего пользования. Методы измерения сцепления колеса автомобиля с покрытием: межгосударственный стандарт: издание официальное: утвержден и введен в действие Приказом

Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 22 августа 2014 г. № 876-ст: введен впервые: дата введения 2015-06-01 / разработан ООО «Центр метрологии, стандартизации и сертификации», Московским автомобильно-дорожным государственным техническим университетом (МАДИ). – Москва: Стандартиформ, 2015. – IV, 15 с.

24. Гридюшко, Д. В. Выбор материала для облицовки приводного барабана ленточного конвейера / Д. В. Гридюшко, А. В. Брижевич, Е. В. Пискун // Горные науки и технологии. – 2019. – Т. 4, № 2. – С. 132–143. – DOI: 10.17073/2500-0632-2019-2-132-143.

25. Громов, Е. В. Повышение эффективности и безопасности эксплуатации горнотранспортных систем Кольского горно-промышленного комплекса на основе применения малолюдных технологий / Е. В. Громов, О. В. Белгородцев // Научные основы безопасности горных работ: материалы Всероссийской научно-практической конференции, Москва, 22–23 ноября 2018 года. – Москва: Институт проблем комплексного освоения недр РАН, 2018. – С. 93–100. – DOI: 10.25791/nobgr/355. – EDN ZDAZYТ.

26. Громов, Е. В. Применение методов компьютерного моделирования для обоснования перспективных способов вскрытия рудных месторождений Кольского сектора Баренцева Евро-Арктического региона / Е. В. Громов // Север и рынок: формирование экономического порядка. – 2018. – № 6. – С. 64–72.

27. Громов, Е. В. Цифровая трансформация технологических процессов подземных горных работ: ретроспективный анализ и мировой опыт / Е. В. Громов // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2020. – № 8. – С. 90–108.

28. Дедков, Г. В. Нанотрибология: экспериментальные факты и теоретические модели / Г. В. Дедков // Успехи физических наук. – 2000. – Т. 170, № 6. – С. 585–618.

29. Дмитриева, В. В. Моделирование плавного пуска для асинхронного двигателя ленточного конвейера / В. В. Дмитриева, А. А. Собянин, П. Е. Сизин // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2022. – № 6. – С. 77–92.

30. Дмитриева, В. В. Современные задачи автоматизации ленточного конвейерного транспорта / В. В. Дмитриева // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2013. – № 1. – С. 281–286.

31. Дробыш, А. И. Совершенствование расчета болтовых соединений металлических конструкций: монография / А. И. Дробыш. – Минск: Белорусский национальный технический университет, 2024. – 218 с. – ISBN 978-985-583-756-2.

32. Дружинина, О. В. Теоретические аспекты оценки безопасности систем железнодорожного транспорта / О. В. Дружинина, А. А. Шестаков, Е. А. Павлова [и др.] // Внедрение современных конструкций и передовых технологий в путевое хозяйство: сборник научных трудов Международной научно-практической конференции, Москва, 15–16 октября 2014 года. – Москва: МИИТ, 2014. – Т. 7, № 7. – С. 168–181.

33. Журавлев, А. Г. Тенденции развития транспортных систем карьеров с использованием роботизированных машин / А. Г. Журавлев // Проблемы недропользования. – 2014. – № 3. – С. 164–175.

34. Журавлева, И. В. Применение технологий спутниковой навигации в интересах железнодорожного транспорта / И. В. Журавлева // Актуальные проблемы и перспективы развития транспорта, промышленности и экономики России (ТрансПромЭк 2020): труды Всероссийской научно-практической конференции, Москва, 18–19 ноября 2020 г. – Москва: РУТ (МИИТ), 2020. – С. 160–162.

35. Зиборова, Е. Ю. Обоснование геометрических параметров футеровочных пластин приводного барабана ленточного конвейера / Е. Ю. Зиборова, В. У. Мнацаканян // Горные науки и технологии. – 2022. – Т. 7, № 2. – С. 170–179. – DOI: 10.17073/2500-0632-2022-2-170-179. – EDN NBHCZT.

36. Зиборова, Е. Ю. Обоснование материала керамических пластин резинокерамической футеровки приводных барабанов ленточных конвейеров / Е. Ю. Зиборова, В. У. Мнацаканян, А. А. Комиссаров // Вестник Тверского

государственного технического университета. Серия: Технические науки. – 2022. – № 4 (16). – С. 57–64.

37. Иванов, А. Основы научных исследований. Организация и планирование эксперимента / А. Иванов, Р. Сафин, Н. Тимербаев. – Москва: Litres, 2021. – 154 с. – ISBN 978-5-04-109378-5.

38. Иванов, А. М. Использование прогнозирования коэффициента сцепления шин с опорной поверхностью для повышения эффективности действия опережающих систем экстренного торможения / А. М. Иванов, С. Р. Кристальный, М. А. Топорков // Автомобильная промышленность. – 2018. – № 2. – С. 17–21.

39. Ивченко, В. Н. Беспросыпные ленточные конвейеры / В. Н. Ивченко, С. В. Куров // Горная промышленность. – 2005. – № 4. – С. 39–42.

40. Иевлева, В. В. Анализ технического текстиля, применяемого для автомобильных шин / В. В. Иевлева, В. В. Хамматова // Вестник Казанского технологического университета. – 2017. – Т. 20, № 16. – С. 64–68.

41. Калиниченко, М. Л. Технология склеивания: теория, практика, материалы: учебное пособие / М. Л. Калиниченко, Л. П. Долгий, В. А. Калиниченко. – Москва: Инфра-Инженерия, 2021. – 308 с. – ISBN 978-5-9729-0635-4.

42. Калмыков, В. В. Основные статистические методы анализа результатов экспериментов / В. В. Калмыков, О. С. Федорова // Электронный журнал: наука, техника и образование. – 2016. – № 1. – С. 68–75.

43. Ким, Ю. А. Влияние величины давления воздуха в шинах колес на геометрические параметры пятна контакта при взаимодействии с опорной поверхностью / Ю. А. Ким, Ю. М. Гончаров, А. В. Жуков [и др.] // Труды БГТУ. Серия 1: Лесное хозяйство, природопользование и переработка возобновляемых ресурсов. – 2018. – № 2 (210). – С. 308–312.

44. Козлов, В. А. Исследование взаимодействия колеса с опорным основанием при движении по криволинейной траектории / В. А. Козлов, А. П. Куприянов, С. В. Шилов [и др.] // САМИТ-2023: сборник трудов Международной

научно-технической конференции, Курск, 23–24 ноября 2023 года. – Курск: Юго-Западный государственный университет, 2023. – С. 95–98.

45. Кокурин, И. М. Тяговые расчеты с учетом дополнительных данных / И. М. Кокурин, И. А. Пушкин // Автоматика на транспорте. – 2024. – Т. 10, № 1. – С. 52–63.

46. Колышев, А. С. Концептуальная модель организации обслуживания и ремонта локомотивов / А. С. Колышев // Вестник Алтайской академии экономики и права. – 2022. – № 9. – С. 73–78. – ISSN 1818-4057.

47. Красина, И. Б. Статистические методы обработки экспериментальных данных: учебное пособие / И. Б. Красина, Л. М. Данович. – Краснодар: Кубанский государственный технологический университет, 2015. – 112 с. – ISBN 978-5-9521-0123-4.

48. Кузин, Е. Г. Мониторинг технического состояния редукторов частотно-регулируемого электропривода шахтных ленточных конвейеров / Е. Г. Кузин, Б. Л. Герике // Вестник научного центра по безопасности работ в угольной промышленности. – 2016. – № 1. – С. 82–88.

49. Кулешов, А. А. Повышение эффективности эксплуатации погрузочно-доставочных машин большой мощности / А. А. Кулешов, Е. А. Григорьев // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2000. – Т. 2. – С. 147–149.

50. Левенков, Я. Ю. Сглаживающая способность пневматической шины автомобильного колеса при взаимодействии с твердой неровной опорной поверхностью / Я. Ю. Левенков, Н. С. Вольская // Технология колесных и гусеничных машин. – 2015. – № 1. – С. 20–26. – EDN TPQAUT.

51. Макаричев, Ю. А. Методы планирования эксперимента и обработки данных: учебное пособие / Ю. А. Макаричев, Ю. Н. Иванников. – Самара: Самарский государственный технический университет, 2016. – 132 с. – ISBN 978-5-7964-1913-5.

52. Малиновский, Ю. Особенности расчета сопротивления движению конвейерных поездов / Ю. Малиновский, А. Ткаченко, А. Бондарец [и др.] //

European Science. – 2023. – № sge20-02. – С. 7–34. – DOI: 10.30890/2709-2313.2023-20-02-008.

53. Мартынов, А. Н. Методика планирования эксперимента по исследованию статического коэффициента трения жгута дели на тяговом барабане механизма фрикционного типа / А. Н. Мартынов, А. А. Недоступ // Известия КГТУ. – 2022. – № 66. – С. 30–39. – DOI: 10.46845/1997-3071-2022-66-30-39.

54. Масленников, В. Г. Методика оперативного определения коэффициента сцепления шин АТС на месте дорожно-транспортного происшествия / В. Г. Масленников, Н. С. Замешаев // Наземные транспортно-технологические средства: проектирование, производство, эксплуатация: материалы I Всероссийской заочной научно-практической конференции, Чита, 25–28 октября 2016 года / ответственный редактор С. П. Озорнин. – Чита: Забайкальский государственный университет, 2016. – С. 208–213. – EDN YJEVWJ.

55. Маслов, Н. А. Разработка методики определения вероятности безотказной работы гидропривода машины / Н. А. Маслов // Главный механик. – 2016. – № 12. – С. 27–34.

56. Мельник, В. В. Подземная геотехнология. Процессы подземных горных работ в магистральных транспортных выработках, стволах и на поверхности шахты: учебное пособие / В. В. Мельник, М. А. Федорова, К. М. Мурин [и др.]; под общей редакцией профессора В. В. Мельника. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2022. – 69 с. – ISBN 978-5-7679-5013-3.

57. Мельников, Н. Н. Большие глубины – новые технологии / Н. Н. Мельников, А. А. Козырев, С. В. Лукичѳв // Вестник Кольского научного центра РАН. – 2013. – № 4 (15). – С. 58–66.

58. Металл Петербурга [Электронный ресурс]: металлобаза: сайт компании. – Санкт-Петербург, 2025. – URL: <https://metall-piter.ru/> (дата обращения: 17.03.2025).

59. Минаев, Д. Роботизированная и дистанционно управляемая подземная техника: внедрение, эксплуатация, перспективы / Д. Минаев, А. Иванов, С. Петров [и др.] // Горная промышленность. – 2020. – № 6. – С. 56–59.

60. Михайлов, В. А. Методика расчета ходовых сопротивлений конвейерных поездов для различных режимов работы / В. А. Михайлов, Ю. Н. Ронжес, В. Г. Трусий, Ю. А. Малиновский. – Кривой Рог, 1985. – 28 с. – Деп. в УкрНИИТИ 27.12.85, № 346-Ук85.

61. Мойзес, Б. Б. Статистические методы контроля качества и обработка экспериментальных данных: учебное пособие / Б. Б. Мойзес, И. В. Плотникова, Л. А. Редько. – Томск: Томский политехнический университет, 2019. – 148 с. – ISBN 978-5-4387-0876-4.

62. Морозов, А. В. Исследование изменения структуры и трибологических свойств поверхности протекторных резин в процессе трения / А. В. Морозов, В. М. Лавров, В. Ф. Евдокимов [и др.] // Поверхность. Рентгеновские, синхротронные и нейтронные исследования. – 2018. – № 11. – С. 59–69. – DOI: 10.1134/S0207352818110123.

63. Мортон, Дж. Сокращение экологического следа на подходе: вводятся в эксплуатацию преимущественно безгрузовые системы / Дж. Мортон // Журнал инженерии и горного дела. – 2018. – Т. 219, № 6. – С. 42–47.

64. Муратов, Г. Г. Усовершенствование схем автоматизации ленточных конвейеров в горных предприятиях / Г. Г. Муратов, Р. Р. Сафин, И. В. Галкин [и др.] // Наука, техника и образование. – 2018. – № 6 (47). – С. 69–71.

65. Мыльников, В. В. Средства механизации в строительстве: грузоподъемные и землеройные машины: учебное пособие / В. В. Мыльников, О. Б. Кондрашкин. – Москва: Инфра-Инженерия, 2021. – 236 с. – ISBN 978-5-9729-0634-7.

66. **Невзоров, Д. Н.** Повышение эффективности работы конвейерного поезда: исследование влияния параметров приводной станции на силу сцепления / **Д. Н. Невзоров**, И. С. Труфанова // Горная промышленность. – 2025. – № 1. – С. 184-191.

67. **Невзоров, Д. Н.** Методика расчета конвейерных поездов / **Д. Н. Невзоров**, И. С. Труфанова // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2023. – № 20. – С. 160-169.

68. Неверов, А. А. К вопросу об автоматизации очистных работ при освоении систем разработки с обрушением и закладкой / А. А. Неверов, С. А. Неверов // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2010. – № 4. – С. 3–10.

69. Недоступ, А. А. Исследование статического коэффициента трения рыболовных канатно-веревочных изделий на барабане механизма фрикционного типа / А. А. Недоступ, Е. К. Орлов // Трение и износ. – 2010. – Т. 31, № 4. – С. 403–411.

70. ООО «ЮСИ СТАР» [Электронный ресурс]: сайт компании. – Санкт-Петербург, 2025. – URL: <https://www.usispb.ru/> (дата обращения: 17.03.2025).

71. Орешко, Е. И. Методы определения механических характеристик материалов с помощью индентирования (обзор) / Е. И. Орешко, В. С. Ерасов, Н. О. Якунин, М. А. Горшков // Авиационные материалы и технологии. – 2021. – № 1 (62). – С. 104–118. – DOI: 10.18577/2071-9140-2021-0-1-104-118.

72. Патент № 2743279 С1 Российская Федерация, МПК С23С 26/00, В23Р 15/00. Способ подготовки металлических поверхностей изделий из черных металлов и нержавеющей сталей перед нанесением полимерных составов в текучем и вязкотекучем состоянии: № 2020105334: заявл. 05.02.2020: опубл. 16.02.2021 / М. В. Кузьмин, И. А. Мочалова. – Бюллетень изобретений. – 2021. – № 5. – 8 с. – EDN BAZDVB.

73. Патент № 2809399 Российская Федерация, МПК G01М 17/02 (2006/01). Устройство измерения коэффициента сцепления. Заявка № 2023117219: заявл. 29.06.2023: опубл. 11.12.2023 / И.С. Труфанова, Д. Н. Невзоров; заявитель/патентообладатель федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II» – 9 с. : ил. 2.

74. Патент № AU 2019219815 В2, МПК В65G 23/00. Drive station arrangements: заявл. 22.08.2019: опубл. 15.04.2021 / L. Latham, K. O'Malley; патентообладатель Rail-Veyor IP Holdings Inc. – 25 с.

75. Пензев, Д. П. Автоматизация и диспетчеризация процесса управления переключением стрелочных путей подземного железнодорожного транспорта на руднике «Комсомольский» / Д. П. Пензев, В. И. Гусев // Избранные вопросы науки XXI века: сборник научных статей. – Москва: Спутник+, 2019. – С. 93–95.

76. Пилюшина, Г. А. Влияние условий эксплуатации автомобильных шин на коэффициент сцепления / Г. А. Пилюшина, П. В. Звонников // Новые материалы и технологии в машиностроении. – 2015. – № 21. – С. 83–86.

77. Письменный, Д. Т. Конспект лекций по теории вероятностей, математической статистике и случайным процессам / Д. Т. Письменный. – Москва: Айрис-пресс, 2007. – 288 с. – ISBN 978-5-8112-2738-3.

78. Полюшкин, Н. Г. Основы теории трения, износа и смазки: учебное пособие / Н. Г. Полюшкин. – Красноярск: Сибирский федеральный университет, 2013. – 192 с. – ISBN 978-5-7638-2774-3.

79. Попов, П. В. Зависимость коэффициента сцепления колес от длины полного тормозного пути автомобиля / П. В. Попов // European Research: сборник статей XII Международной научно-практической конференции, Пенза, 7 мая 2017 года. – Пенза: Наука и Просвещение, 2017. – С. 69–71.

80. Попов, С. О. Некоторые особенности тяговых расчетов конвейерных поездов со стационарными приводами / С. О. Попов, Ю. А. Малиновский, В. Г. Трусий, Г. В. Данилина // Metallургическая и горнорудная промышленность. – 2016. – № 4. – С. 92–96.

81. Попов, С. О. Особенности применения конвейерных поездов при добыче полезных ископаемых на глубоких горизонтах / С. О. Попов, Ю. А. Малиновский, Г. В. Данилина [и др.] // Metallургическая и горнорудная промышленность. – 2015. – № 4. – С. 106–110. – EDN: VUZJMV.

82. Попов, С. О. Поперечная механика ходовой части конвейерного поезда при его движении / С. О. Попов, Ю. А. Малиновский, В. Г. Трусий, Г. В. Данилина // Metallургическая и горнорудная промышленность. – 2016. – № 5. – С. 104–109.

83. Потапенко, А. Н. Особенности автоматизации карьерных машин в составе автоматизированной системы диспетчерского управления / А. Н.

Потапенко, К. Ю. Гайдуков, В. В. Медведев // *Фундаментальные исследования*. – 2016. – № 9-1. – С. 56–61.

84. Потапов, М. Г. Направления развития карьерного транспорта / М. Г. Потапов // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*. – 1996. – № 1. – С. 104–108.

85. Резина812 ПКФ, ООО [Электронный ресурс]: производство и поставка РТИ: сайт компании. – Санкт-Петербург, 2025. – URL: <https://www.rezina812.ru/> (дата обращения: 17.03.2026).

86. Реутов, А. А. Имитационное моделирование ступенчатого регулирования скорости конвейера / А. А. Реутов // *Проблемы недропользования*. – 2017. – № 2 (13). – С. 26–32.

87. Русин, Е. П. Об автоматизации добычных процессов на подземных горнорудных предприятиях / Е. П. Русин, А. М. Фрейдин, А. П. Тапсиев // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*. – 2007. – Т. 10, № 12. – С. 235–244.

88. Саая, С. Ш. Исследование надежности и обновления нормативов погрузочно-доставочных машин / С. Ш. Саая // *Вестник Тувинского государственного университета. Технические и физико-математические науки*. – 2020. – № 4 (70). – С. 41–46.

89. Саая, С. Ш. Обновление нормативов и организационных действий по поддержанию работоспособности погрузочно-доставочных машин на месторождении Межегей / С. Ш. Саая // *Вестник Тувинского государственного университета. Технические и физико-математические науки*. – 2021. – № 4 (86). – С. 6–13.

90. Саидова, Л. Ш. Анализ управления транспортными потоками в различных горно-геологических условиях / Л. Ш. Саидова, М. Норматова, М. Равшанова // *Ёш олимлар ахборотномаси*. – 2018. – № 3–4 (12). – С. 4.

91. Саклаков, А. А. Обоснование выбора типа источника и способа питания гидродвигателей машин / А. А. Саклаков // *Проблемы безопасности транспорта в современных условиях: материалы Международной научно-практической*

конференции, Иркутск, 25–26 ноября 2021 года. – Иркутск: Иркутский государственный университет путей сообщения, 2021. – С. 182–186.

92. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2025682821 Российская Федерация. Программа для определения рациональных параметров системы конвейерных поездов. Заявка № 2025682070: заявл. 21.07.2025; опубл. 27.08.2025 / Д.Н. Невзоров, А.С. Афанасьев, И.С. Труфанова; заявитель/правообладатель федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II». – 16,22 МБ.

93. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014614920 Российская Федерация. Тяговые расчеты подвижного состава железных дорог / В. С. Волков; заявитель и правообладатель В. С. Волков. – Заявка № 2014612374; дата поступления 18.03.2014; дата регистрации 13.05.2014; дата публикации 20.06.2014.

94. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020616703 Российская Федерация. Комплексная система управления парком грузовых автомобилей: № 2020615735: заявл. 08.06.2020: зарегистрировано 22.06.2020 / И. Г. Скицко; правообладатель ООО «АвтоСтройГрад». – Бюл. № 7. – 1 с. – Опубликовано в Реестре программ для ЭВМ 22.06.2020.

95. Седова, Ж. В. Современные методы повышения производительности ленточных конвейеров / Ж. В. Седова // Аспирант. – 2019. – № 4. – С. 68–71.

96. Семинский, Ж. В. Территориальные группировки месторождений минерального сырья Юго-Восточной Сибири и некоторые перспективы их освоения: обзор проблемы / Ж. В. Семинский // Геодинамика и тектонофизика. – 2021. – Т. 12, № S3. – С. 754–768. – DOI: 10.5800/GT-2021-12-3s-0552.

97. Сидняев, Н. И. Теория планирования эксперимента и анализ статистических данных: учебное пособие для вузов / Н. И. Сидняев. – Москва: Юрайт, 2015. – 399 с. – ISBN 978-5-9916-4522-7.

98. Сидорова, Е. А. Анализ эффективности применения рекуперативного торможения при проведении энергетического обследования объектов

железнодорожного транспорта / Е. А. Сидорова, А. И. Давыдов // Известия Транссиба. – 2011. – № 3 (7). – С. 74–79.

99. Сидорова, Е. А. Определение основного удельного сопротивления движению поезда при анализе энергопотребления электровозами / Е. А. Сидорова, С. О. Подгорная // Транспорт Урала. – 2020. – № 1. – С. 80–84.

100. Сеницын, С. С. Аналитическое исследование взаимодействия пневматического колеса с опорной поверхностью / С. С. Сеницын, А. Ю. Солодкая // Перспективы развития науки в современном мире: сборник статей Международной научно-практической конференции, Уфа, 15 июня 2019 года. – Уфа: Аэтерна, 2019. – С. 76–90.

101. Славиковский, О. В. Подземный транспорт при комбинированной геотехнологии / О. В. Славиковский, Г. И. Митрошин // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2011. – № 5. – С. 88–93.

102. Соколов, И. В. Лаборатория ПГТ ИГД УРО РАН – комплексные исследования подземной геотехнологии и современные тенденции ее развития / И. В. Соколов, А. А. Смирнов // Проблемы недропользования. – 2022. – № 4 (35). – С. 14–23.

103. Соколов, И. В. Направления развития и опыт применения подземной геотехнологии с использованием самоходной техники на уральских рудниках / И. В. Соколов, А. А. Смирнов, Ю. Г. Антипин [и др.] // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2013. – № 4. – С. 66–74.

104. Соколов, И. В. Опыт разработки инновационных подземных геотехнологий освоения рудных месторождений / И. В. Соколов, А. А. Смирнов, Ю. Г. Антипин [и др.] // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2020. – № 3-1. – С. 338–350. – DOI: 10.25018/0236-1493-2020-31-0-338-350.

105. Соловьёв, С. В. Эффективность применения вагонеток с донной разгрузкой при локомотивной откатке на подземных рудниках / С. В. Соловьёв, С.

Л. Кузьмин // Инновационные научные исследования. – 2023. – № 12. – С. 112–118. – ISSN 2713-0046.

106. Соустова, Л. И. Определение коэффициента сцепления колеса с дорогой расчетно-экспериментальным путем / Л. И. Соустова, И. Ю. Чуйко // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2019. – № 2 (62). – С. 68–77. – DOI: 10.26731/1813-9108.2019.2(62).68-77.

107. Спири́н, Н. А. Методы планирования и обработки результатов инженерного эксперимента: учебное пособие / Н. А. Спири́н, В. В. Лавров, Л. А. Зайнуллин [и др.]; под общей редакцией Н. А. Спирина. – Екатеринбург: УрФУ, 2015. – 290 с. – ISBN 978-5-321-02421-8.

108. Степаненко, В. П. Перспективы применения в горной промышленности нетрадиционных возобновляемых источников и комбинированных накопителей энергии / В. П. Степаненко // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2016. – № 10. – С. 93–104.

109. Стребков, К. А. Малотоксичные режимы работы подземных погрузочно-доставочных машин / К. А. Стребков // Горное оборудование и электромеханика. – 2008. – № 7. – С. 23.

110. Сыздыкбаева, Д. С. Исследование рудничной атмосферы при эксплуатации горного погрузочно-доставочного оборудования с ДВС для обеспечения безопасности горных работ: аннотация диссертационной работы / Д. С. Сыздыкбаева // Труды Университета. – 2016. – № 1. – С. 139–140.

111. Сычев, Ю. А. Анализ основных видов и причин повреждения тяговых электродвигателей карьерных самосвалов в электротехнических комплексах / Ю. А. Сычев, А. Н. Назарычев, Г. В. Дяченко // Энергетик. – 2023. – № 9. – С. 22–26.

112. Тагиева, Н. К. Методика определения эксплуатационной производительности комбинированных дорожных машин / Н. К. Тагиева // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2013. – № 3. – С. 33а–37.

113. Тарасенко, Е. А. Исследование материалов футеровки приводного барабана ленточного конвейера / Е. А. Тарасенко, А. С. Шушков // Неделя науки

СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 16–22 ноября 2020 года. – Санкт-Петербург: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020. – С. 143–146.

114. Тарасов, П. И. Варианты реализации безлюдных технологий для горнопромышленного транспорта / П. И. Тарасов, А. Г. Журавлев, В. Л. Яковлев [и др.] // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2013. – № 1. – С. 104–111.

115. Татаренко, А. М. Рудничный транспорт: учебник для вузов / А. М. Татаренко, И. П. Максецкий. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Недра, 1990. – 367 с. – ISBN 5-247-01218-4.

116. Трубецкой, К. Н. Перспективы применения роботизированной техники на карьерах будущего / К. Н. Трубецкой // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2013. – № 1. – С. 354–363.

117. Труфанова, И.С. Анализ опыта эксплуатации транспортной системы Railveyor на руднике Долинный / И.С. Труфанова, **Д.Н. Невзоров** // Горное оборудование и электромеханика. – 2024. – №3. – С. 51-62.

118. Труфанова, И.С. Применение конвейерных поездов как внешнего транспорта обогатительных предприятий / И.С. Труфанова, **Д.Н. Невзоров** // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2023. – № 9-1. – С. 49-63.

119. Тютрин, С. В. Эффективность и рентабельность использования железнодорожного транспорта / С. В. Тютрин, А. Э. Абрамова // Инфраструктура и эксплуатация наземного транспорта: материалы Всероссийской научно-практической конференции, Курган, 15–16 мая 2019 года. – Курган: Курганская государственная сельскохозяйственная академия, 2019. – С. 285–288.

120. Харламов, Ю. А. Систематизация сопряжений деталей узлов трения машин по условиям их контакта / Ю. А. Харламов, Н. А. Кислов, С. В. Федоров, А. В. Кузнецов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2022. – № 11 (752). – С. 12–24. – DOI: 10.18698/0536-1044-2022-11-12-24.

121. Хиен, Н. Т. Анализ автономных роботизированных машин горного производства с автономными системами электродвижения / Н. Т. Хиен, Б. Ю.

Васильев // Горное оборудование и электромеханика. – 2022. – № 5. – С. 59–69. – DOI: 10.26730/1816-4528-2022-5-59-69.

122. Черепанов, В. А. Факторы, влияющие на схему вскрытия глубоких горизонтов карьеров с применением наклонных подземных транспортных выработок / В. А. Черепанов, И. А. Глебов // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2020. – № 3-1. – С. 351–367.

123. Шамина, С. В. Проведение корреляционного анализа данных научного эксперимента средствами программы Microsoft Excel / С. В. Шамина // Современные проблемы экологии и естественных наук: сборник статей по материалам Международной научно-практической конференции, Самара, 20–21 мая 2021 года. – Самара: Самарский государственный технический университет, 2021. – С. 150–155.

124. Швечков, Е. И. Сопротивление усталости и характер разрушения клееклепанных соединений / Е. И. Швечков // Технология легких сплавов. – 2021. – № 4. – С. 94–101.

125. Шестаков, А. А. Об оценке безопасности движения рельсовых транспортных систем на основе использования различных типов устойчивости / А. А. Шестаков, О. Н. Масина // Проблемы управления безопасностью сложных систем: труды XXI Международной конференции, Москва, 18 декабря 2013 г. / под редакцией Н. А. Северцева. – Москва: РГГУ, 2013. – С. 300–303.

126. Шмигель, В. В. Анализ современного состояния транспорта / В. В. Шмигель, Е. В. Соцкая // Вестник АПК Верхневолжья. – 2016. – № 1. – С. 82–87.

127. Шурин, А. Б. Особенности расчета болтовых соединений на срез по EN 1993-1-8, СП 5.04.01 и ANSI/AISC 360-05 / А. Б. Шурин, Д. А. Жданов, А. И. Дробыш // Вестник Белорусского национального технического университета. – 2023. – № 4. – С. 45–53. – DOI: 10.36773/1818-1210-2023-128-4-45-53.

128. Яковлев, В. Л. Особенности решения транспортных проблем на современном этапе развития горного производства / В. Л. Яковлев, П. И. Тарасов,

А. Г. Журавлев [и др.] // Горное оборудование и электромеханика. – 2017. – № 2. – С. 11–18.

129. Яценко, С. Н. Применение системы автоматизации в добычных процессах на подземных горнорудных предприятиях / С. Н. Яценко, М. А. Яценко, Н. А. Николайчук // International scientific review. – 2016. – № 20 (30). – С. 23–26.

130. Belt Analyst [Электронный ресурс]: профессиональное программное обеспечение для проектирования и анализа конвейеров / Overland Conveyor Company. – Электрон. прогр. – [Lakewood, CO]: Overland Conveyor Co., 2026. – URL: <https://www.overlandconveyor.com/belt-analyst> (дата обращения: 15.06.2025).

131. Braun, O. M. Nanotribology: microscopic mechanisms of friction / O. M. Braun, A. G. Naumovets // Surface Science Reports. – 2006. – Vol. 60, № 6–7. – P. 79–158. – DOI: 10.1016/j.surfrep.2005.10.001.

132. Budiwanto, B. Stability analysis of rail-conveyor for coals transportation / B. Budiwanto, M. Agus Kariem, R. R. Basia, G. Prima // Applied Mechanics and Materials. – 2015. – Vol. 758. – P. 89–93. – DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.758.89.

133. Gromov, E. V. Analysis of contemporary state and development prospects for trunk mine transport in deep mining / E. V. Gromov // 18th International Multidisciplinary Scientific GeoConference SGEM 2018: conference proceedings, 02–08 July 2018, Sofia, Bulgaria. – Sofia: SGEM, 2018. – Vol. 18, iss. 1.3. – P. 63–70. – DOI: 10.5593/sgem2018/1.3/S03.009.

134. Heinrich, G. Rubber friction, tread deformation and tire traction / G. Heinrich, M. Klüppel // Wear. – 2008. – Vol. 265, № 7–8. – P. 1052–1060.

135. Selig, M. The influence of internal tyre pressure on road friction: Ph.D. thesis / Michael Selig. – Huddersfield: University of Huddersfield, 2014.

**ПРИЛОЖЕНИЕ А**  
**Патент на изобретение**

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ  
**№ 2809399**

**УСТРОЙСТВО ИЗМЕРЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА  
СЦЕПЛЕНИЯ**

Патентообладатель: *федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II" (RU)*

Авторы: *Труфанова Инна Сергеевна (RU), Невзоров Данил Николаевич (RU)*

Заявка № 2023117219

Приоритет изобретения 29 июня 2023 г.

Дата государственной регистрации  
в Государственном реестре изобретений  
Российской Федерации 11 декабря 2023 г.

Срок действия исключительного права  
на изобретение истекает 29 июня 2043 г.

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

*Ю.С. Зубов*



## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

## Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2025682821

**Программа для определения рациональных параметров  
системы конвейерных поездов**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Санкт-Петербургский горный университет  
императрицы Екатерины II» (RU)*

Авторы: *Невзоров Данил Николаевич (RU), Афанасьев  
Александр Сергеевич (RU), Труфанова Инна Сергеевна  
(RU)*

Заявка № 2025682070

Дата поступления 21 июля 2025 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 27 августа 2025 г.



Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов

## ПРИЛОЖЕНИЕ В

### Акт внедрения ВК ГОК ТОО «Казцинк»



ШЫҒЫС ҚАЗАҚСТАН КЕН  
БАЙЫТУ КЕШЕНІ

ВОСТОЧНО-КАЗАХСТАНСКИЙ ГОРНО-  
ОБОГАТИТЕЛЬНЫЙ  
КОМПЛЕКС

ДОЛИННЫЙ КЕНІШІ

ДОЛИННЫЙ РУДНИК

#### АКТ

№ 01-08-005 от «19» 08 2025

О внедрении (использовании)  
результатов кандидатской диссертации  
Невзорова Данила Николаевича  
по научной специальности 2.8.8  
Геотехнология, горные машины

#### УТВЕРЖДАЮ:

Начальник Долинного рудника  
ВК ГОК ТОО «Казцинк»  
Кеніші П.В. Андриянов  
«19» 08 2025 г.



#### Комиссия в составе:

Технический руководитель по планированию ТОиР Долинного рудника Михеев С.А.  
Технический руководитель по организации ТОиР Долинного рудника Кузнецов А.Ю.  
Начальник эксплуатации транспортной системы Rail-Veyor Молостов В.Е.

Составили настоящий акт о том, что результаты диссертации на тему «Обоснование рациональных параметров конвейерных поездов для условий подземной разработки», представленной на соискание ученой степени кандидата наук, приняты к сведению Долинным рудником ВК ГОК ТОО «Казцинк» и использованы в качестве рекомендаций технических предложений для повышения эффективности работы транспортной системы Rail-Veyor:

1. применение более простой конструкции стрелочных переводов байпасов с размещением грузовой и порожней ветви в одной горизонтальной плоскости взамен байпасов с двухэтажной компоновкой;
2. увеличения жесткости конструкций пути порожней ветви перевернутых секций путем применения ребер жесткости от основания к направляющим под углом, а также подбор момента болтовой затяжки соединительных болтов в 200 Н\*м;
3. применение направляющих элементов под питателем RF-5В, снижающих нагрузку на скаты полувагонов при наполнении состава горной массой.

Указанные рекомендации приняты к внедрению, что позволяет повысить эффективность использования транспортной системы Rail-Veyor со снижением риска внеплановых остановок в данных направлениях на стадиях монтажа и эксплуатации.

#### Комиссия постановила:

Технический руководитель по планированию ТОиР  
Долинного рудника  
Технический руководитель по организации ТОиР  
Долинного рудника

Начальник эксплуатации транспортной системы Rail-

 Михеев С.А.

 Кузнецов А.Ю.

 Молостов В.Е.

## ПРИЛОЖЕНИЕ Г

### Акт внедрения АО «Уралмеханобр»



#### АО «УРАЛМЕХАНОБР»

ИНН 6661000466 КПП 667101001

юридический адрес: 620063 Свердловская обл.,  
г. Екатеринбург ул. Хохрякова, 87

почтовый адрес: 620144 г. Екатеринбург, ул. Хохрякова, 87

многоканальный телефон (343) 344-27-42 \* 2000

e-mail: umbr@umbr.ru, www.umbr.ru

#### АКТ

**о внедрении (использовании) результатов кандидатской диссертационной работы  
Невзорова Даниила Николаевича на тему «Обоснование рациональных параметров кон-  
вейерных поездов для условий подземной разработки» по научной специальности  
2.8.8. «Геотехнология, горные машины»**

от «20» февраля 2026

Комиссия в составе:

**от АО «Уралмеханобр»**

Заместитель генерального директора по науке Закиричный В.Н.

И.О. Главного инженера Карасов Ю.К.

Руководитель стратегического проекта горного направления Молчанов М.В.

**от ООО «Центр развития инвестиций»**

Начальник Горного управления Кравченко А.В.

Старший менеджер Горного управления Попов А.Л.

составили настоящий акт о том, что результаты диссертации на тему «Обоснование рациональных параметров конвейерных поездов для условий подземной разработки», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, использованы в деятельности АО «Уралмеханобр» при реализации работ в рамках проекта для объекта капитального строительства «Рудник «Масловский». Очередь 1. Вскрытие и отработка запасов Северного участка. Поверхностный и подземный комплексы» в части проектирования системы непрерывного транспортирования «Гибкая самоходная откатка – конвейерные поезда» (ГСО) на руднике «Масловский», в том числе:

1. методика по определению количества приводных станций системы непрерывного транспортирования ГСО по всей длине транспортирования на 8 периодов отработки Северного участка месторождения;

2. методика по обоснованию производительности системы непрерывного транспортирования, а также подбора транспортных схем и путей откатки руды и породы при разработке имитационной модели;

3. рекомендации технических решения при разработке проектной документации конструктивных параметров системы ГСО.

Результаты диссертационного исследования приняты к внедрению и позволяют повысить точность при проектировании системы, а также увеличить экономическую и эксплуатационную эффективность ГСО для условий рудника «Масловский». В частности, применение методики позволило

уменьшить количество приводных станций на первом этапе отработки месторождения с 295 шт. до 160 шт., снизить мощность электроприводов приводных станций с 90 кВт до 75 кВт. Данные изменения привели к существенному снижению объема горнокапитальных работ, инженерных систем, что оказало положительное влияние на экономическую составляющую проекта в целом.

**Комиссия постановила:**

Принять методику определения по определению количества приводных станций системы непрерывного транспортирования ГСО в качестве расчетного обоснования технологической части и параметров системы ГСО при разработке проектной документации рудника «Масловский»

**от АО «Уралмеханобр»**

Заместитель генерального  
директора по науке

И.о. главного инженера

Руководитель стратегического проекта  
горного направления

**от ООО «Центр развития инвестиций»**

Начальник Горного управления

Старший менеджер Горного управления



Закиричный В.Н.

Карасов Ю.К.

Молчанов М.В.

Кравченко А.В.

Попов А.Л.