

На правах рукописи

Невзоров Данил Николаевич



**ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
КОНВЕЙЕРНЫХ ПОЕЗДОВ ДЛЯ УСЛОВИЙ
ПОДЗЕМНОЙ РАЗРАБОТКИ**

Специальность 2.8.8. Геотехнология, горные машины

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук**

Санкт-Петербург – 2026

Диссертация выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II»

Научный руководитель:

кандидат технических наук, доцент

Труфанова Инна Сергеевна

Официальные оппоненты:

Лагунова Юлия Андреевна

доктор технических наук, профессор, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Уральский государственный горный университет», кафедра горных машин и комплексов, заведующий кафедрой;

Зотов Василий Владимирович

кандидат технических наук, федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский технологический университет «МИСИС», кафедра горного оборудования, транспорта и машиностроения, заведующий кафедрой.

Ведущая организация – федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева», г. Кемерово.

Защита диссертации состоится **18 сентября 2026 г. в 15:15** на заседании диссертационного совета ГУ.2 Санкт-Петербургского горного университета императрицы Екатерины II по адресу: 199106, г. Санкт-Петербург, 21-я В.О. линия, д.2, **аудитория № 1171.**

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Санкт-Петербургского горного университета императрицы Екатерины II и на сайте www.spmi.ru.

Автореферат разослан 17 июля 2026 г.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ
диссертационного совета

КОВАЛЬСКИЙ
Евгений Ростиславович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследований

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° 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.

Основные 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 работы:

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 конвей-

ерных 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.

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

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).

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).

Методология и методы исследования. 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 основ-

ного 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 TESH MINING Сибирь (г. Красноярск, 2025), Международный научный симпозиум «Неделя горняка-2025» (г. Москва, 2025), 7-я специализированная международная конференция TESH 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, 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 международную базу данных и систему цитирования Scopus. Получен патент на изобретение, а также свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ.

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

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении изложены актуальность исследования, сформулированы цель, задачи работы, научная новизна и основные положения, раскрыты теоретическая и практическая значимость исследования.

В первой главе рассмотрена классификация традиционных видов горного транспорта, эксплуатирующихся на подземных рудниках, их конструкции и основные технические параметры, устройства передачи тягового усилия фрикционного типа, их достоинства и недостатки. Проанализированы результаты ранее проведенных научно-исследовательских работ и патентов. На основе выполненного анализа сформулированы цель и задачи научного исследования.

Во второй главе представлены результаты теоретических исследований по определению тяговой силы на приводном колесе приводной станции. Выведены уравнения движения и торможения конвейерного поезда, а также разработана методика определения расстояния между приводными станциями с учетом режимов движения на откаточном горизонте. Определены основные факторы, влияющие на процесс передачи тягового усилия от приводного колеса к боковой пластине тележки, и выявлены особенности работы приводной станции конвейерного поезда. Представлено планирова-

ние эксперимента, включающее определение диапазона значений силы прижатия и давления в приводном колесе, а также типов фрикционных накладок.

В третьей главе представлено обоснование типа приводной станции конвейерного поезда, эксплуатирующегося при подземной разработке месторождений. Изложены результаты определения коэффициента сцепления между приводным колесом и боковой пластиной тележки. Приведены зависимости коэффициента сцепления от силы прижатия к боковой пластине тележки и давления в приводном колесе при различной твердости фрикционных накладок. Представлен сравнительный анализ, проведена обработка результатов экспериментального исследования. Построена 3D-модель приводного колеса и боковой пластины тележки с целью моделирования процесса взаимодействия, приближенного к условиям подземного рудника, и подтверждения результатов стендовых испытаний.

В четвертой главе представлены практические рекомендации по установке фрикционной накладки на боковую пластину тележки с оценкой прочности и долговечности различных способов крепления. Приведены результаты внедрения научных разработок в области конструкции порожняковой ветви, стрелочных переводов и пунктов загрузки. Представлена программа для ЭВМ, позволяющая по исходным данным горного предприятия определять тяговые и эксплуатационные характеристики конвейерного поезда, а также затраты электроэнергии на транспортирование горной массы на откаточном горизонте

В заключении сформулированы основные выводы и рекомендации диссертационного исследования.

Основные результаты отражены в следующих защищаемых положениях:

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.

Рудные месторождения со сложным пространственным залеганием при их разработке требуют транспортирования горной массы на большие расстояния при малых радиусах кривизны горных выработок и значительных перепадах высот. Поэтому в этих сложных горно-геологических условиях использование традиционных подземных видов транспорта проблематично, а именно: ленточных конвейеров - из-за неспособности преодолевать криволинейные участки в плане; электровозной откатки - вследствие ограничений по углу наклона горных выработок; самоходного оборудования - из-за цикличности работы и ограничений по длине транспортирования.

На рисунке 1 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. В подобных условиях наиболее целесообразно применение конвейерных поездов вследствие их высокой маневренности, способности работать при повышенных углах наклона горных выработок и сочетания преимуществ цикличного и непрерывного видов транспорта.

Опыт эксплуатации конвейерных поездов на руднике «Долинный» показал, что система имеет существенные недостатки, приводящие к авариям (рисунок 2). Помимо аварий, существуют и другие причины остановки технологического процесса добычи полезного ископаемого на подземном руднике, представленные на рисунке 3. К ним относятся: попадание негабарита, отказ приводной станции, отказ питателя, отказ датчиков, ТО и не относящиеся к системе.

Конвейерные поезда внедряются в технологический процесс (рисунок 4) добычи полезного ископаемого на откаточном горизонте. Выход из строя транспортной системы приведет к остановке технологического процесса всего рудника, так как она является его ключевым звеном. Это требует проведения научных исследований в направлении предотвращения аварий конвейерных поездов за счет разработки методики рациональной расстановки приводных станций по всей длине транспортирования горной массы.

Определение расстояния между приводными станциями можно разделить на 2 этапа. Первый этап – расчет *по условию тяги*, второй – *по условию торможения*. Блок-схема расчета количества приводных станций конвейерного поезда представлена на рисунке 5.

В ходе теоретико-механического расчета передачи сил и моментов (рисунок 6) установлено, что тяговая сила F_T на приводном колесе конвейерного поезда зависит от крутящего момента и динамического радиуса (1), кН:

$$F_T = \frac{M_k}{r_d} = (k_c M_e^c - ((\gamma_e M_e + J_e) \varepsilon_e)) \frac{u_{ред} \eta_{ред}}{r_d}, \quad (1)$$

где M_k – тяговой момент на колесе, Нм; r_d – динамический радиус, м; k_c – коэффициент коррекции; M_e^c – эффективный стендовый крутящий момент, Нм, Н; $u_{ред}$ – передаточное число редуктора; $\eta_{ред}$ – КПД редуктора; γ_e – коэффициент, учитывающий ускорение вращения вала двигателя, $c^2/рад$; M_e – момент на валу электродвигателя, Нм; J_e – момент инерции вращающихся частей электродвигателя, $кг \cdot м^2$; ε_e – угловое ускорение вала электродвигателя, $рад/с^2$.

Определение расстояния между приводными станциями по условию тяги в свою очередь также можно разделить на 2 этапа: первый – *энергетический расчет*, второй – *расчет по условию прижимной силы*.

Энергетический расчет заключается в определении расстояния между приводными станциями из условия затрат энергии на перемещение состава и мощности одной приводной станции.

Электродвигатель подбирается с определённой мощностью и частотой вращения в номинальном режиме. Мощность электродвигателя зависит от грузоподъемности тележки, условий эксплуатации и режимов движения состава. На рисунке 7 представлены зависимости расстояний от мощности электродвигателя по условиям тяги и торможения, пересечение которых позволяет определить рациональное значение мощности привода. Приводная станция включает в себя два привода, соответственно мощность одной ПС составит 150-180 кВт.

Методика определения количества приводных станций в сцеплении по условию тяги выглядит следующим образом:

1. Сила тяги на приводных колесах приводной станции опре-

деляется по формуле $F_{\text{пс}} = 2M_{\text{ред}}/r_{\text{д}}$, кН, где $M_{\text{ред}}$ – момент на выходном валу редуктора, Нм; $r_{\text{д}}$ – динамический радиус пневматического колеса ПС, м.

2. Момент на выходном валу редуктора привода рассчитывается как $M_{\text{ред}} = M_{\text{эд}}\eta_{\text{ред}}i_{\text{ред}}$, Нм, где $M_{\text{эд}}$ – момент на валу электродвигателя, Нм; $\eta_{\text{ред}}$ – коэффициент полезного действия редуктора; $i_{\text{ред}}$ – передаточное число редуктора.

3. По силе тяги, необходимой для движения состава ($F_{\text{т.кп}}$) и силе тяги приводной станции ($F_{\text{пс}}$), можно определить количество приводных станций, одновременно находящихся в зацеплении с составом, по условию мощности $n_{\text{зац}} = F_{\text{т}}/F_{\text{пс}}$.

4. Расстояние между приводными станциями на откаточном горизонте определяется по формуле $S_{\text{пс}} = \frac{l_{\text{кп}}}{n_{\text{зац}}}$, м, где $l_{\text{кп}}$ – длина состава, м.

Так как сила тяги передается посредством фрикционного контакта, необходимо приложить прижимную силу со стороны приводного колеса на боковую пластину 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.

1. Сила тяги приводной станции по условию прижимной силы $F'_{\text{пс}} = N_{\text{пр}}\varphi_{\text{сц}}$, кН, где $N_{\text{пр}}$ – необходимое усилие прижатия, Н; $\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления между приводным колесом и боковой пластиной, определяется экспериментальным путем для определенных условий эксплуатации.

2. Необходимая прижимная сила приводной станции, с которой зажимается конвейерный поезд $N_{\text{пр}} = F_{\text{пс}}/\varphi_{\text{сц}}$.

3. Количество приводных станций, одновременно находящихся в зацеплении с конвейерным поездом по условию прижимной силы $n'_{\text{зац}} = F_{\text{т}}/F'_{\text{пс}}$.

4. Расстояние между приводными станциями на откаточном горизонте по условию прижимной силы $S'_{\text{пс}} = l_{\text{кп}}/n'_{\text{зац}}$.

Если $S'_{\text{пс}} \geq S_{\text{пс}}$, то проверка по условию прижимной силы осуществ-

ляется и можно продолжить расчет; если же $S'_{\text{пс}} < S_{\text{пс}}$, то для данной конфигурации приводной станции (электродвигатель, редуктор, приводное колесо и коэффициент сцепления) реализуемой силы тяги будет недостаточно. Для повышения силы тяги необходимо:

- выбрать электродвигатель большей мощности;
- выбрать материал фрикционной пары, обладающий увеличенным коэффициентом сцепления;
- увеличить прижимную силу приводной станции, но не больше T_{max} , где T_{max} - максимальная нагрузка на шину.

Приводные станции конвейерных поездов помимо тяговой выполняют также тормозную функцию, что обуславливает необходимость проверки их количества по условию торможения. Методика проверки количества приводных станций по условию торможения выглядит следующим образом:

1. Тормозное усилие одной приводной станции конвейерного поезда $B_{\text{пс}} = 2N_{\text{пр}}\varphi_{\text{сц}}$.

2. Минимальное количество приводных станций в сцеплении с конвейерным поездом по условию торможения определяется из выражения $n''_{\text{зац}} = F_{\text{торм}}/B_{\text{пс}}$, где $F_{\text{торм}}$ – необходимая тормозная сила конвейерного поезда, Н.

3. Расстояние между приводными станциями по условию торможения определяется по формуле $S''_{\text{пс}} = l_{\text{кп}}/n''_{\text{зац}}$, м.

Если $S''_{\text{пс}} \geq S_{\text{пс}}$ и $S''_{\text{пс}} \geq S'_{\text{пс}}$, то проверка по условию прижимной силы осуществляется и можно продолжить расчет; если же $S''_{\text{пс}} < S_{\text{пс}}$ и $S''_{\text{пс}} < S'_{\text{пс}}$, то при торможении конвейерного поезда тормозной силы комплекса приводных станций будет недостаточно, что приведет 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.

Результаты расчетов по определению расстояния между приводными станциями для поезда, состоящего из 100 тележек грузоподъемностью 0,8 т и с максимальной нагрузкой на колесо 28 кН, приведены на рисунке 8.

Разработанная методика позволяет определить рациональное

расстояние между приводными станциями и требуемую мощность привода конвейерного поезда, обеспечивая возможность адаптации системы к любым горнотехническим условиям рудника.

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.

Проскальзывание конвейерного поезда в приводной станции происходит по причине недостаточного коэффициента сцепления между приводным колесом и продольной балкой тележки, что приводит к выходу из строя конвейерного поезда и остановке технологического процесса добычи полезных ископаемых.

На коэффициент сцепления оказывают влияние многочисленные факторы: влажность, температура, свойства приводного колеса и фрикционной накладки, наличие рудничной пыли. Однако с целью максимального приближения к реальным условиям эксплуатации на подземном руднике значения влажности, температуры и запыленности в эксперименте поддерживались неизменными, на уровне, характерном для подземных горных выработок

Факторы, определяющие тяговые характеристики конвейерного поезда, были установлены на основе анализа физической сущности процесса трения, а также анализа существующих конструкций и опыта эксплуатации. К данным факторам относятся:

$F_{\text{пр}}$ – сила прижатия на боковую пластину. Поскольку сила прижатия оказывает влияние на коэффициент сцепления, изменение конструкции приводной станции позволяет регулировать тяговое усилие конвейерного поезда.

$p_{\text{ш}}$ – давление воздуха в приводном колесе. Давление воздуха в приводном колесе определяет величину прижимной силы во фрикционном контакте, что напрямую влияет на передаваемую силу тяги конвейерного поезда. Таким образом, регулировка давления позволяет адаптировать тяговые характеристики системы к различным условиям эксплуатации.

A – твердость фрикционной накладки. Известной математической зависимости, связывающей твердость по Шору с коэффициентом сцепления, не существует. Однако для фрикционных мате-

риалов твердость по Шору определяет площадь фактического контакта и механизм деформации, что непосредственно влияет на величину коэффициента сцепления.

На основе выбора значимых факторов, влияющих на коэффициент сцепления фрикционных приводов горных машин, был разработан и запатентован стенд для его измерения (рисунок 9), позволяющий изменять силу прижатия, давление воздуха в приводном колесе и тип фрикционной накладки.

В качестве фрикционной накладки предлагается использование 6 типов пластин, представленных на рисунке 10: полированная сталь, рифленая сталь, гладкая резина, рифленая резина, полированный и рифленый полиуретан. Выбор обусловлен необходимостью выявления зависимости коэффициента сцепления от природы материала. Для этого отобраны материалы, различающиеся по прочности, твердости, упругости и структуре поверхности.

По результатам эксперимента были получены средние значения коэффициентов сцепления для разных фрикционных накладок, приведенные в таблице 1.

Таблица 1 – Средние значения коэффициента сцепления для разных фрикционных накладок

Фрикционная накладка	Средний коэффициент сцепления
Полированная сталь	0,425
Рифленая сталь	0,571
Гладкая резина	0,598
Рифленая резина	0,921
Плоский полиуретан	0,598
Рифленый полиуретан	0,564

Наибольший коэффициент сцепления зафиксирован у рифленой резины, что позволяет предположить целесообразность ее применения при увеличении углов транспортирования и повышении грузоподъемности тележки.

Графические зависимости коэффициента сцепления от силы прижатия и давления в приводном колесе при разных фрикционных накладках представлены в приложении на рисунках 11, 12.

Приведенные графики (рисунки 11 и 12) показывают, что существует прямая зависимость коэффициента сцепления от силы

прижатия и давления в приводном колесе. На основе полученных данных методом наименьших квадратов были определены математические уравнения зависимостей, представленные в таблице 2.

Таблица 2 – Математические модели зависимостей

Материал	$\varphi_{\text{сц}}=f(F_{\text{пр}})$	$\varphi_{\text{сц}}=f(p_{\text{ш}})$
Полированная сталь	$y = 0,4286x - 05,857$	$y = 0,107x + 276,94$
Рифленая сталь	$y = 0,6446x - 26,273$	$y = 1,025x + 325$
Гладкая резина	$y = 0,6134x + 53,544$	$y = 2,007x + 297,95$
Рифленая резина	$y = 1,1366x - 117,01$	$y = -0,255x + 669,89$
Плоский полиуретан	$y = 0,7973x - 114,24$	$y = 0,136x + 415,13$
Рифленый полиуретан	$y = 0,6339x - 35,205$	$y = 0,186x + 380,86$

Представленные уравнения позволяют определить фактический коэффициент сцепления для определенных значений силы прижатия и давления в приводном колесе. Представленные в таблице 2 зависимости свидетельствуют, что для большинства материалов коэффициент сцепления возрастает с увеличением силы прижатия и давления в приводном колесе. Исключение составляет рифленая резина, для которой выявлена обратная зависимость от давления, что объясняется избыточной деформацией эластичного материала при высоких давлениях, приводящей к снижению фактической площади контакта и ухудшению условий фрикционного взаимодействия.

Материалы, представленные в качестве фрикционной накладки, обладают механическими свойствами, сведенными в табл. 3.

Таблица 3 - механические свойства материалов фрикционной пары и коэффициент корреляции

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
Коэффициент корреляции	- 0,938	-0,594	-0,55

Установлено, что коэффициент сцепления демонстрирует сильную обратную линейную зависимость от показателя твердости фрикционной накладки, о чём свидетельствует значение коэффициента корреляции Пирсона (r), равного $-0,938$.

Таким образом, с учетом обработки экспериментальных данных при помощи регрессионного анализа, а также с учетом коэффициентов подобия факторов, была получена зависимость (2). Статистические параметры выражения (2) представлены в таблице 4.

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

где A – твердость, Шор А; $F_{\text{пр}}$ – сила прижатия приводной станции, кН; $p_{\text{ш}}$ – избыточное давление воздуха в приводном колесе, кПа. Таблица 4 – Статистические параметры полученной регрессионной модели

Фактор	Коэффициенты	Значимость	t-критерий	R^2
A	-0,013	0,8932	-32,7	0,81
$F_{\text{пр}}$	$8,74 \cdot 10^{-5}$	0,8723	1,52	
$p_{\text{ш}}$	$57,4 \cdot 10^{-5}$	0,7562	3,975	

Значения коэффициента детерминации (R^2) находятся в интервале 0,5–1, что свидетельствует о статистической значимости полученных зависимостей. Адекватность моделей подтверждается значениями F -критерия Фишера и t -критерия Стьюдента.

Сравнение расчетных коэффициентов сцепления по выражению (2) и значений, полученных в ходе эксперимента, показало, что расхождение составляет 13%, что также свидетельствует об адекватности полученного выражения.

Полученное выражение (2), связывающее коэффициент сцепления с твердостью фрикционной накладки, силой прижатия и давлением воздуха в приводном колесе, позволяет перейти к определению его фактических значений при проектировании конвейерного поезда в условиях подземного рудника. Это создает основу для разработки алгоритма расчета фактического коэффициента сцепления, используемого при определении рационального расстояния между приводными станциями на откаточном горизонте.

По результатам исследования установлено, что рифленая резина с твердостью 60 ед. по Шору А обеспечивает наибольшее тяго-

вое усилие и является наиболее предпочтительной для применения в условиях повышенных эксплуатационных требований. Ее использование целесообразно при увеличении угла наклона с 12° до 15° , грузоподъемности тележки с 0,8 т до 1 т, а также при необходимости увеличения расстояния между приводными станциями. Увеличение угла транспортирования до 15 градусов позволяет снизить суммарную длину рудоспусков на 15% при размерах шахтного поля более 6,5 км.

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 ОСНОВНЫХ РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в изданиях из Перечня ВАК:

1. **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. – DOI 10.26160/2658-3305-2023-20-160-169.

2. Труфанова, И. С. Анализ опыта эксплуатации транспортной системы Railveyor на руднике Долинный / **И. С. Труфанова, Д. Н. Невзоров** // Горное оборудование и электромеханика. – 2024. – № 3(173). – С. 51-62. – DOI 10.26730/1816-4528-2024-3-51-62.

Публикации в изданиях, входящих в международную базу данных и систему цитирования Scopus:

3. Труфанова, И. С. Применение конвейерных поездов как внешнего транспорта обогатительных предприятий / И. С. Труфанова, **Д. Н. Невзоров** // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2023. – № 9-1. – С. 64-78. – DOI 10.25018/0236_1493_2023_91_0_64.

4. **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. – DOI 10.30686/1609-9192-2025-1-184-191.

Патенты/свидетельства на объекты интеллектуальной собственности:

5. Патент № 2809399 Российская Федерация, МПК G01M 17/02 (2006/01). Устройство измерения коэффициента сцепления. Заявка № 2023117219: заявл. 20.06.2023: опубл. 11.12.2023 / И.С. Труфанова, **Д.Н. Невзоров**; заявитель/патентообладатель федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский горный университет» – 9 с. : ил. 2.

6. 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.

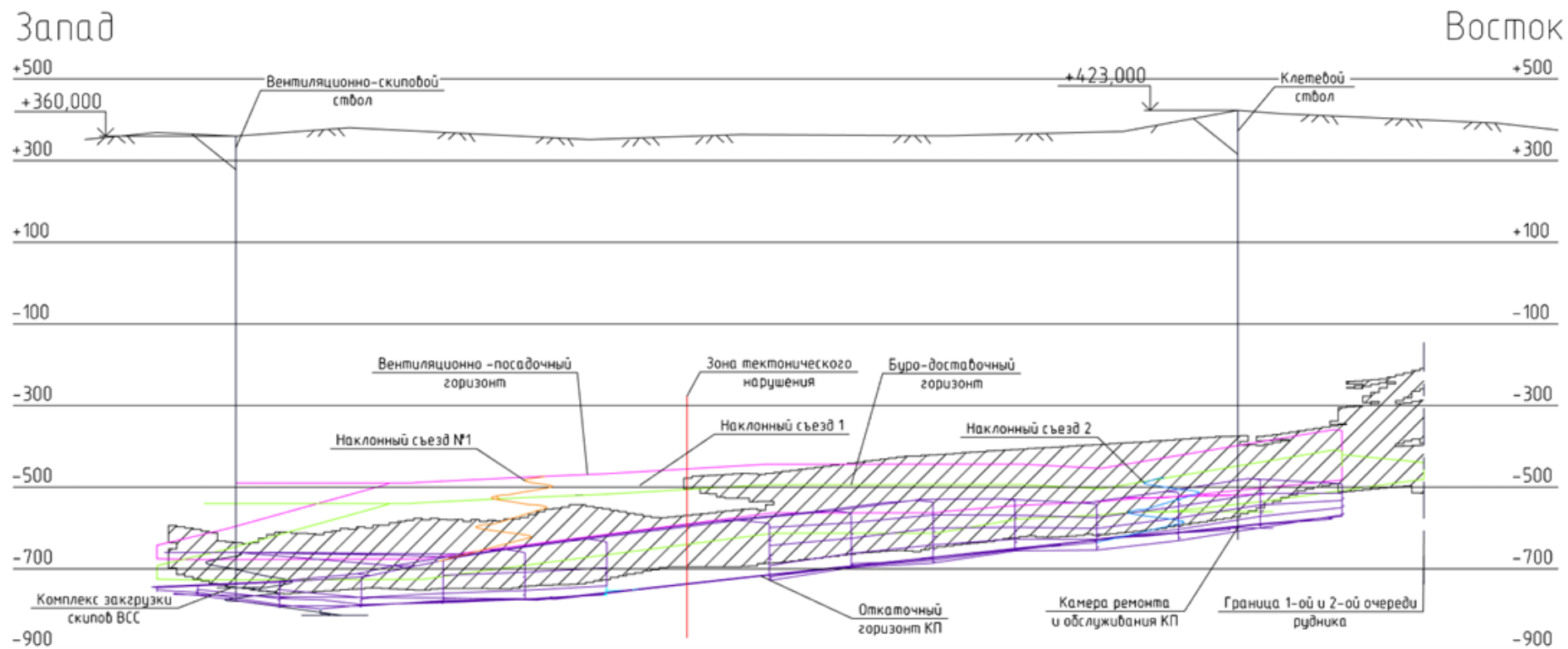


Рисунок 1 – Схема вскрытия и подготовки рудного тела со сложной морфологией залежи (КП – конвейерный поезд)



Рисунок 2 – Аварийные ситуации конвейерного поезда (Rail-Veyor)

а – авария на байпасе; б – авария на стрелочном переводе; в – авария между приводными станциями; г – авария на питателе



Рисунок 3 – Диаграмма распределения причин отказов конвейерных поездов

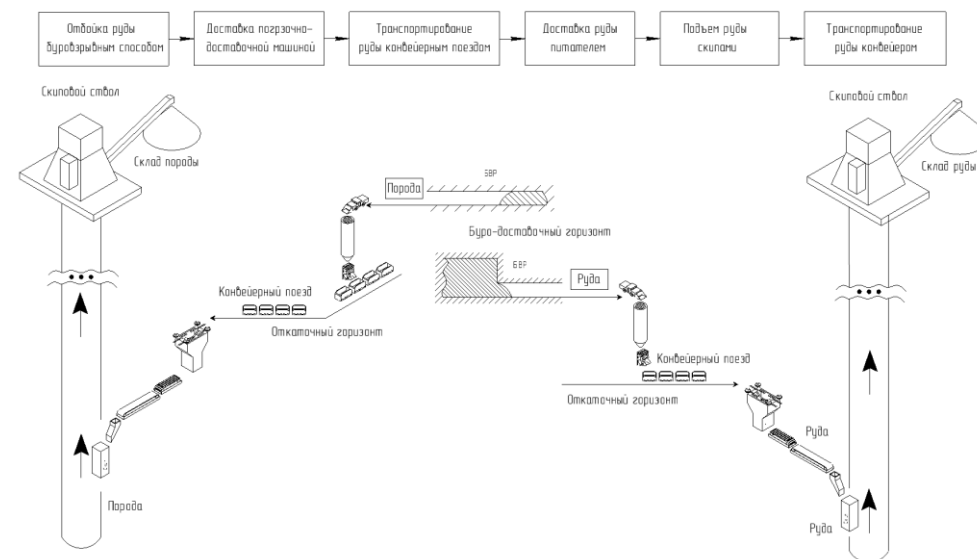


Рисунок 4 – Технологический процесс добычи полезного ископаемого

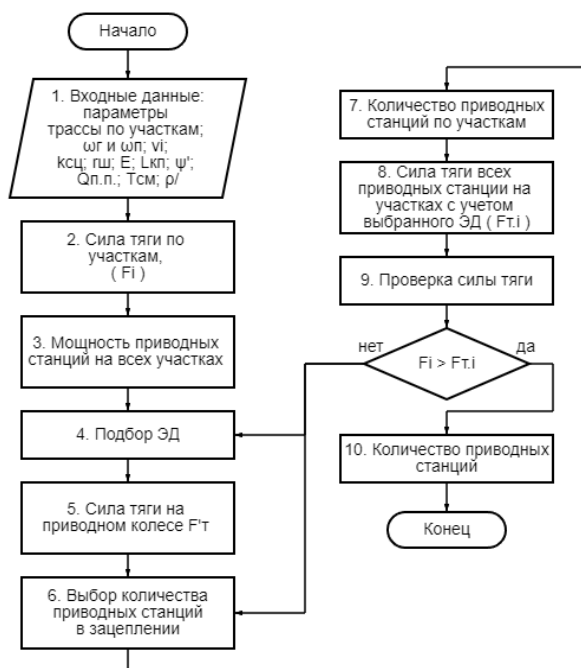


Рисунок 5 – Блок-схема расчета количества приводных станций конвейерного поезда

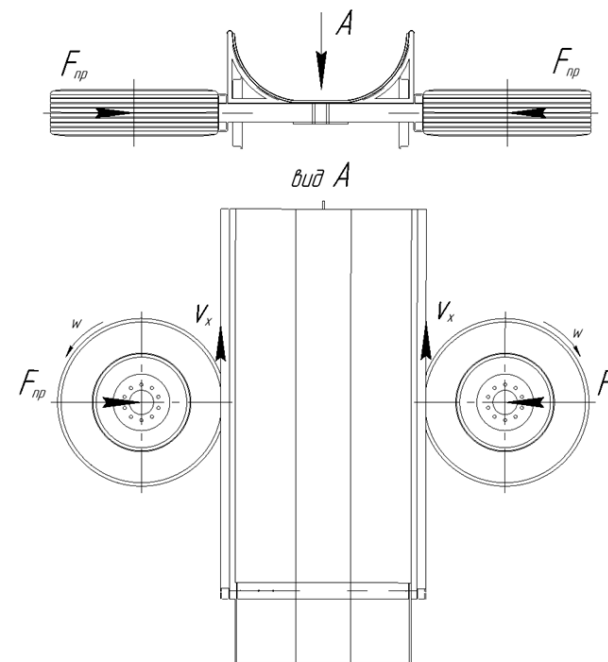


Рисунок 6 – Контактное взаимодействие упругого приводного колеса и недеформируемого основания

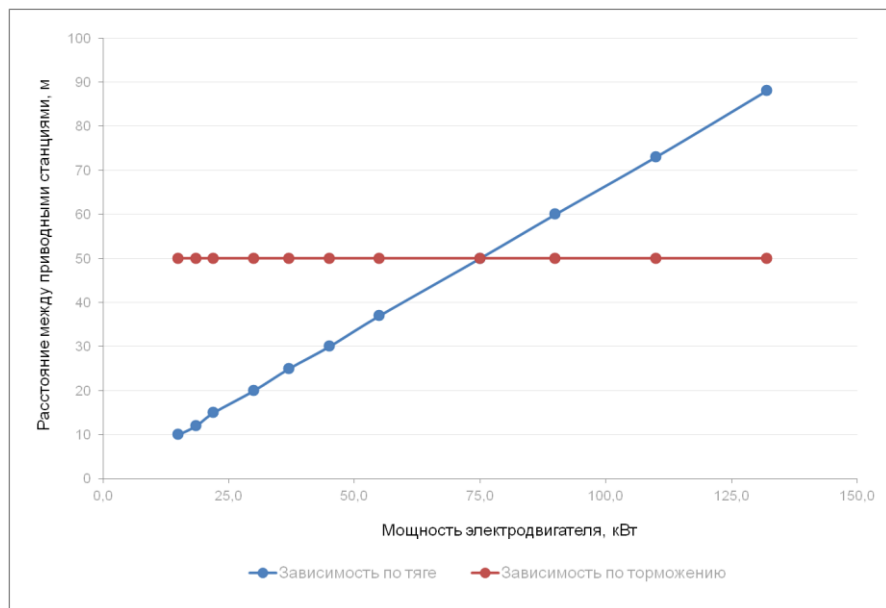


Рисунок 7 – Графическая зависимость расстояния между приводными станциями от мощности электродвигателя по условиям тяги и торможения

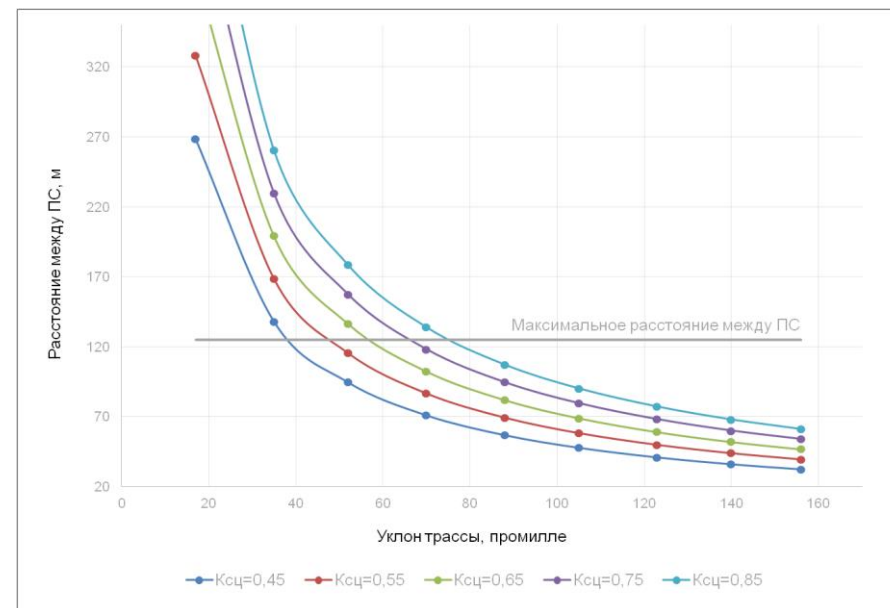


Рисунок 8 – Графическая зависимость расстояния между приводными станциями от уклона горной выработки при разном коэффициенте сцепления $\varphi_{сц}$



Рисунок 9 – Стенд по измерению коэффициента сцепления

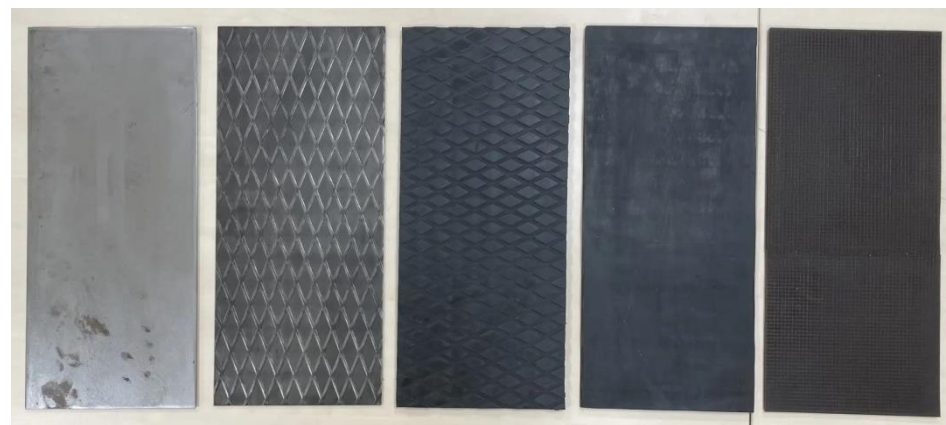


Рисунок 10 – Типы материалов для проведения эксперимента
а – полированная сталь; б – рифленая сталь; в – рифленая резина;
г – гладкая резина; д – полированный полиуретан;
е – рифленый полиуретан

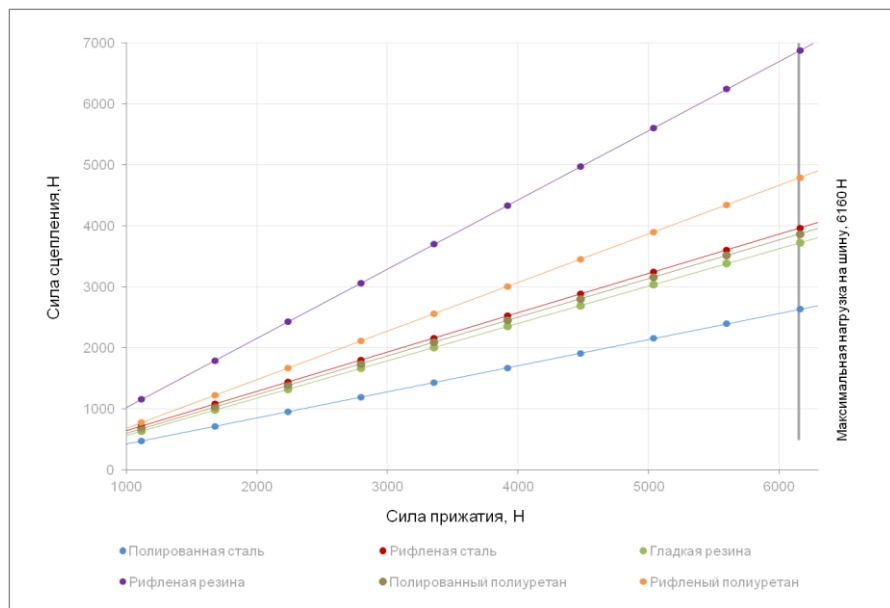


Рисунок 11 - Графическая зависимость силы сцепления от силы прижатия для различных фрикционных накладок и давления воздуха в приводном колесе $p_{ш} = 80$ кПа

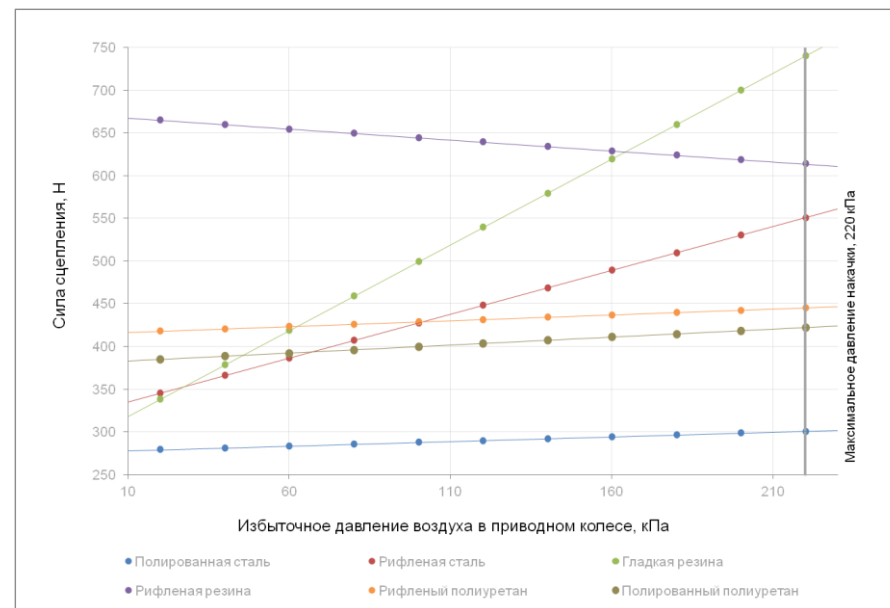


Рисунок 12 - Графическая зависимость силы сцепления от давления воздуха в приводном колесе для различных фрикционных накладок и силе прижатия $F_{пр} = 673$ Н