

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ  
ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Национальный исследовательский технологический университет  
«МИСИС»

*На правах рукописи*

Пецык Александр Александрович

ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР СИЛОВЫХ И ПРОЧНОСТНЫХ  
ПАРАМЕТРОВ АЛМАЗНО-КАНАТНЫХ РАСПИЛОВОЧНЫХ СТАНКОВ

2.8.8 - «Геотехнология, горные машины»

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических  
наук

Научный руководитель:  
Кандидат технических наук,  
Зотов Василий Владимирович

Москва – 2026

## Оглавление

Введение .....	4
Глава 1 Обзор современных исследований в области совершенствования процесса распиловки природного камня .....	10
1.1 Перспективы развития рынка природного камня.....	10
1.2 Методы и способы распиловки природного камня и типы применяемого оборудования .....	12
1.3 Анализ современных направлений развития теоретических и расчетных моделей процесса распиловки .....	15
1.4 Силовые, прочностные и динамические основы расчёта распиловочных станков и горных машин.....	18
1.5 Исследование особенностей алмазно-канатных распиловочных станков: механика каната, силы резания, износ и оптимизация режимов..	22
Выводы по главе.....	33
Глава 2 Исследование взаимодействия каната с поверхностью распиливаемого блока.....	35
2.1 Формула траектории для спирально-параболической модели ....	35
2.2 Силовой анализ исполнительного органа при спирально-параболической траектории.....	41
2.3 Определение силы распиливания в системе «канатная пила – распиливаемый блок».....	44
2.4 Силовой анализ канатной пилы при спирально-параболической траектории.....	47
Выводы по главе.....	49
Глава 3 Вероятностный расчёт надёжности элементов алмазно-канатного станка	52

3.1 Основы прочностного анализа алмазных элементов .....	52
3.2 Вероятностный подход к анализу нагрузок и прочности.....	54
3.3 Практическое применение моделей для надежности станка .....	57
Выводы по главе 3 .....	59
Глава 4 Сравнительный прочностной анализ алмазных элементов канатных распиловочных станков.....	62
4.1 Цифровое моделирование системы «алмазная канатная пила – распиливаемый блок».....	62
4.2 Расчётные схемы для прочностного анализа методом конечных элементов .....	63
4.3 Проведение симуляций и эксперимента.....	67
4.4 Обоснование коэффициентов подобия при переходе от модельного износа к реальному изнашиванию алмазного элемента .....	101
Выводы по главе 4 .....	106
Заключение .....	108
Список использованных источников .....	110
Приложение А .....	124

## Введение

Актуальность диссертационной работы обусловлена необходимостью повышения эффективности и надёжности процессов распиливания природного камня в условиях устойчивого роста объёмов камнеобрабатывающего производства и ужесточения требований к качеству получаемых заготовок. В современных условиях природный камень широко применяется в строительстве, архитектуре и промышленности, что требует использования высокопроизводительного и технологически гибкого оборудования, способного обеспечивать заданные параметры процесса обработки при работе с крупногабаритными и разнородными по свойствам блоками.

Алмазно-канатные станки в настоящее время рассматриваются как наиболее перспективный тип оборудования для распиливания природного камня благодаря возможности обработки блоков значительных размеров, обладающие сниженными динамическими нагрузками и высокой универсальности. Вместе с тем эффективность их применения в значительной степени определяется корректным выбором оптимальной траектории движения алмазного каната, силовых и прочностных параметров, а также режимов работы. Существующие методы расчёта алмазно-канатных станков, как правило, основаны на упрощённых траекторных моделях с постоянным радиусом кривизны, что не в полной мере отражает реальные условия формирования контакта между алмазным канатом и распиливаемым материалом.

Недостаточный учёт формы траектории движения каната и связанных с ней силовых факторов приводит к повышенным нагрузкам на элементы оборудования, ускоренному износу алмазных элементов и снижению надёжности станков. Кроме того, большинство известных подходов к оценке прочности и надёжности алмазно-канатных систем носит детерминированный характер и не учитывает случайный разброс эксплуатационных нагрузок и прочностных характеристик, что ограничивает достоверность

прогнозирования ресурса оборудования.

В связи с разработкой теоретически обоснованных моделей траектории движения алмазного каната задача определения силовых параметров процесса распиливания природного камня и оценки надёжности алмазных элементов с использованием вероятностных методов является актуальной. Решение данной задачи позволяет повысить производительность алмазно-канатных станков, снизить вероятность отказов и создать основу для рационального выбора режимов распиливания природного камня, что также определяет актуальность выполненного исследования

**Цель работы** заключается в повышении эффективности и надёжности алмазно-канатных распиловочных станков путём обоснования параметров процесса распиливания и оптимизации формы алмазных элементов.

**Идея** диссертационной работы заключается в использовании спирально-параболической траектории движения каната, позволяющей адекватно описывать изменение геометрии контакта по мере развития процесса пропила камня в отличие от основанных на упрощённых моделях траекторий с постоянным радиусом кривизны, что позволяет установить взаимосвязь между формой траектории движения каната, распределением нагрузок, режимами работы станка и вероятностью безотказной работы оборудования и создаёт основу для обоснованного выбора рациональных параметров процесса алмазно-канатного распиливания.

Для достижения поставленной цели были поставлены и решены и следующие **задачи**:

1. выполнить анализ современного состояния и перспектив развития распиловочного оборудования для обработки природного камня и обосновать целесообразность применения алмазно-канатных станков;
2. разработать математическую модель движения алмазного каната в зоне контакта с распиливаемым блоком с учётом переменной кривизны спирально-параболической траектории его движения;
3. выполнить силовой анализ системы «алмазно-канатная пила –

распиливаемый блок» и определить зависимости усилия распиливания, натяжения каната и нагрузок на элементы привода от геометрии и кривизны траектории движения каната в зоне контакта, коэффициента трения, угла контакта, предварительного натяжения каната и кинематических параметров процесса распиливания;

4. получить обобщение классической формулы Эйлера для канатных систем на случай переменной кривизны траектории движения алмазного каната;

5. разработать вероятностную модель оценки надёжности работы алмазных элементов алмазно-канатного станка с учётом случайного характера эксплуатационных нагрузок;

6. установить рациональные параметры режимов распиливания, обеспечивающие повышение производительности и надёжности алмазно-канатных станков.

#### **Основные научные положения, выносимые на защиту:**

1. Обосновано, что траектория движения алмазного каната в зоне контакта с распиливаемым каменным блоком имеет переменную кривизну и может быть адекватно описана спирально-параболической зависимостью, что позволяет учитывать распределение нагрузок по мере развития пропила, а также снижение динамических нагрузок и стабильное, равномерное распределение натяжения каната по сравнению с моделями, основанными на постоянном радиусе кривизны траектории;

2. Получено обобщение классической формулы Эйлера для канатных систем с переменной кривизной траектории движения алмазного каната, позволяющее определять силу распиливания и натяжение каната с учётом геометрии спирально-параболической траектории и реальных условий контакта с распиливаемым материалом;

3. Разработан вероятностный метод оценки надёжности работы алмазных элементов канатно-пильного станка, основанный на представлении нагрузок и прочностных характеристик как случайных величин, позволяющий

количественно определять вероятность безотказной работы и обосновывать рациональные режимы распиливания с учётом натяжения каната.

**Научная новизна работы** заключается в:

1. обосновании описания траектории движения алмазного каната в зоне контакта с распиливаемым каменным блоком спирально-параболической зависимостью, позволяющей учитывать переменную кривизну траектории и реальные условия формирования контакта при алмазно-канатном распиливании;

2. обобщении классической формулы Эйлера для канатных систем, при переменной кривизне траектории движения алмазного каната, обеспечивающей определение силы распиливания и натяжения каната с учётом спирально-параболической траектории движения алмазного каната и распределения контактных нагрузок;

3. установлении влияния формы траектории движения алмазного каната на распределение нормального давления и сил трения вдоль контактного участка распиливания, что позволяет обеспечить снижение динамических нагрузок и повышение устойчивости процесса распиливания при использовании спирально-параболической траектории по сравнению с моделями с постоянным радиусом кривизны траектории;

4. разработке вероятностного метода оценки надёжности алмазных элементов алмазно-канатного станка, основанного на представлении эксплуатационных нагрузок и прочностных характеристик как случайных величин, учитывающих силовые параметры, полученные из траекторной и силовой моделей процесса распиливания.

**Обоснованность и достоверность научных положений** обеспечивается корректной постановкой задач исследования и грамотным использованием положений классической механики, теории канатных систем, сопротивления материалов и теории вероятностей; соответствием принятых в работе допущений реальным условиям эксплуатации алмазно-канатных станков; аналитическим выводом геометрических и силовых зависимостей, а

также учётом того, что в предельных случаях разработанная модель переходит в классическое решение для траекторий с постоянным радиусом кривизны.

**Методы исследований** включают дифференциальное моделирование изменения натяжения каната по криволинейной траектории, параметрический анализ влияния геометрии элемента каната на распределение контактных напряжений, исследование износа алмазных элементов на истирание на пластиковых моделях, статистическую обработку экспериментальных данных и оценку вероятности безотказной работы. Для анализа напряжённого состояния применялось конечно-элементное моделирование, а обработка результатов осуществлялась с использованием специализированных программных средств инженерных расчётов.

**Научная значимость** работы заключается в обосновании спирально-параболической траектории движения алмазного каната, которая позволяет уточнить действующие при алмазно-канатном распиливании силы и динамические нагрузки, с применением вероятностного подхода для оценки надёжности работы алмазных элементов.

**Практическая значимость** работы заключается в возможности использования полученных расчётных зависимостей при проектировании, модернизации и эксплуатации алмазно-канатных станков; обосновании рациональных режимов распиливания, параметров натяжения каната и скорости его движения с учётом силовых и надёжностных ограничений. Применение разработанных моделей способствует снижению износа алмазных элементов каната и повышению ресурса оборудования при обработке природного камня. Результаты работы в части разработки математической модели спирально-параболической траектории движения алмазного каната, а также обобщённой формулы для определения усилия распиливания с учётом переменной кривизны и прерывистости рабочей поверхности каната, приняты к использованию в АО «Гипроуглемаш» и АО «ЦНИИподземмаш» при выполнении расчётов и проектировании канатно-пильного оборудования для добычи и переработки блочного камня.

### **Апробация работы.**

Основные научные положения и результаты проделанной работы регулярно докладывались на международных научных симпозиумах «Неделя горняка» (Москва, 2023, 2024 г.), «Чтения памяти В.Р. Кубачека. Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности» (Екатеринбург, 2021 г.), «Перспективы инновационного развития угольных регионов России» (Прокопьевск, 2024 г.) и на семинарах кафедры ГОТиМ НИТУ МИСИС.

### **Публикации.**

Основные положения диссертационной работы отражены в 5 научных публикациях, 3 из которых входят в перечень рецензируемых научных изданий, рекомендованных ВАК РФ.

# **Глава 1    Обзор современных исследований в области совершенствования процесса распиловки природного камня**

## **1.1 Перспективы развития рынка природного камня**

Рынок природного камня и изделий из него в настоящее время является одной из устойчиво развивающихся отраслей строительной и перерабатывающей промышленности. Природный камень широко применяется при возведении зданий и сооружений, в архитектурно-декоративной отделке, при изготовлении облицовочных материалов, элементов благоустройства и инженерных конструкций [7, 47, 53, 59, 113]. По данным отраслевых исследований, мировое потребление природных каменных материалов ежегодно увеличивается на 7–9% и в настоящее время достигает порядка 700 млн м<sup>2</sup>. В Российской Федерации за период с 2015 по 2020 годы объёмы производства и реализации строительного камня возросли более чем в три раза, достигнув значения 48,2 млн тонн, что свидетельствует о значительном потенциале дальнейшего развития отрасли [59–61].

Следует отметить, что современный этап развития рынка природного камня характеризуется не только увеличением объёмов добычи и переработки, но и существенным изменением структуры спроса. Наряду с традиционными плитными и брусковыми изделиями всё большую долю рынка занимают изделия сложной геометрической формы, крупноформатные элементы, архитектурно-декоративные заготовки и уникальные проектные изделия, изготавливаемые по индивидуальным требованиям заказчиков. Это обстоятельство приводит к ужесточению требований к качеству распиловки, точности геометрических параметров и сохранности природной структуры камня в процессе обработки [47, 48, 53, 55, 98].

Одной из наиболее трудоёмких и ресурсоёмких операций в технологической цепочке переработки природного камня является распиловка блоков на плиты и заготовки [53,56]. По различным оценкам, доля этой операции в общей себестоимости готовой продукции составляет 40–45%, тогда как на шлифование и полирование приходится порядка 25–30%, а на

окантовочные операции - около 10% [53,56]. Таким образом, эффективность процесса распиловки во многом определяет экономические показатели камнеобрабатывающего предприятия в целом. Любые технологические потери на данной стадии, связанные с браком, нерациональным расходом режущего инструмента, повышенным энергопотреблением или перерасходом воды, приводят к существенному увеличению себестоимости продукции [47, 53, 55, 98].

В условиях роста цен на энергоресурсы, ужесточения требований к рациональному использованию природных ресурсов и повышения конкуренции на рынке камнеобрабатывающей продукции особое значение приобретает снижение удельных затрат на переработку камня. При этом традиционные методы распиловки, ориентированные преимущественно на обработку блоков стандартных размеров и простой геометрии, всё чаще демонстрируют ограниченные технологические возможности при работе с крупногабаритными заготовками, материалами высокой твёрдости и изделиями сложной формы [45-48]. Это проявляется в снижении коэффициента использования исходного материала, увеличении продолжительности технологического цикла и росте эксплуатационных затрат [53, 55].

Дополнительным фактором, оказывающим существенное влияние на развитие рынка природного камня, является усиление внимания к экологическим аспектам производственной деятельности. Современные камнеобрабатывающие предприятия всё чаще сталкиваются с необходимостью сокращения потребления воды, снижения уровня шума и вибраций, а также минимизации образования пыли и отходов [59–61, 107]. Эти требования особенно актуальны для производств, размещённых вблизи жилых и промышленных зон, где экологическая и санитарная безопасность становится одним из ключевых условий устойчивого функционирования предприятий.

Таким образом, развитие рынка природного камня на современном этапе характеризуется совокупностью взаимосвязанных факторов, включающих рост объёмов переработки, усложнение требований к качеству и геометрии готовой продукции, а также необходимость повышения энерго- и ресурсной эффективности технологических процессов [47, 53, 98]. В этих условиях возрастает значимость выбора таких методов распиловки каменных блоков, которые способны обеспечить высокую технологическую гибкость, стабильное качество обработки и экономическую целесообразность при работе с широким диапазоном горных пород и размеров заготовок.

## **1.2 Методы и способы распиловки природного камня и типы применяемого оборудования**

Развитие методов распиловки природного камня неразрывно связано с эволюцией технологических схем добычи и переработки блочного сырья. Исторически процессы распиливания формировались как продолжение буровзрывной и механической добычи, однако с ростом требований к качеству облицовочных материалов и архитектурных изделий акцент сместился в сторону щадящих и высокоточных методов разделения массива [47, 48, 53, 98].

В фундаментальных трудах по оборудованию для распиловки камня [48, 98] систематизированы основные типы станков и дана их классификация по конструктивным и технологическим признакам. Авторы подчёркивают, что выбор способа распиливания определяется физико-механическими свойствами породы, требуемой точностью геометрии блока и производственными условиями. В условиях массового производства облицовочных материалов применяются преимущественно рамные и штрипсовые станки, тогда как в карьерной практике всё большее распространение получают канатные системы.

Технологические основы переработки горных пород изложены в работах Б.В. Клушанцева [6], В.П. Смирнова [7] и В.В. Царицына [8]. Показано, что распиловка блочного камня является энергоёмким процессом,

характеризующимся значительными контактными нагрузками и абразивным износом рабочего органа [5, 8, 47, 53].

Технологические основы обработки природного камня подробно раскрыты в работах, где показано, что распиловка является наиболее энергоёмкой стадией производства плитных и профильных изделий. В зависимости от типа инструмента и схемы резания различают механическую распиловку стальными штрипсами с абразивной суспензией, дисковую резку, а также алмазную канатную резку. Каждая из указанных технологий характеризуется различным уровнем производительности, энергозатрат и износа инструмента [45–48, 56, 97, 98].

Современные тенденции развития камнеобрабатывающего оборудования [56, 97] показывают переход от традиционных рамных станков к высокоэффективным алмазным системам. Выявлено, что внедрение алмазного инструмента позволило существенно повысить скорость резания и снизить потери материала за счёт уменьшения ширины пропила.

С точки зрения добычи блочного камня [59, 74, 98] важным является сохранение целостности массива и минимизации образования микротрещин. Применение канатной резки в карьерах позволяет формировать блоки с заданной геометрией и снижать воздействие динамических нагрузок на массив по сравнению с буровзрывными способами.

Распиловочные станки могут быть рассмотрены как разновидность горных машин, подчиняющихся общим принципам расчёта и эксплуатации. В работах [32, 34, 52, 57, 97] уделяется внимание кинематическим схемам, конструктивному исполнению направляющих и механизмов подачи, а также вопросам устойчивости и жёсткости станин.

Систематизация оборудования для добычи и первичной переработки камня позволила выявить различия между карьерной и цеховой распиловкой. Карьерная распиловка ориентирована на разделение массива на блоки и требует мобильных или стационарных канатных установок. Цеховая распиловка направлена на получение плит заданной толщины и геометрии, что

обуславливает применение рамных и многодисковых станков [45, 48, 53, 97, 98].

Особое место в современных технологиях занимает алмазная резка. Принципы работы алмазного инструмента подробно описаны в исследованиях [64, 65], в том числе раскрыты особенности взаимодействия алмазных зёрен с материалом. Показано, что эффективность резания определяется зернистостью, концентрацией алмаза и характеристиками связки. Применение алмазных инструментов в горной промышленности показало их универсальность и высокую производительность [66]. Прочность и износостойкость алмазных инструментов [67] определяются как качеством алмазного слоя, так и условиями нагружения. Эти положения имеют прямое отношение к выбору режима распиловки и типу станка. В работе [69] рассматривается развитие алмазной резки в мировой практике. При этом определено, что повышении скорости резания и снижении вибраций в канатных системах позволяет эффективно работать с высокопрочными породами.

Стандартизация характеристик абразивных материалов отражена в международном стандарте ISO 6106:2018 [65], регламентирующем методы проверки зернистости сверхтвёрдых абразивов. Данный стандарт имеет важное значение при проектировании алмазных инструментов и обеспечении стабильности качества резания.

Современные технологические схемы добычи блочного высокопрочного камня приведены в работе, где подчёркивается комплексность подхода, включающего выбор метода отделения блока, способа транспортировки и схемы дальнейшей обработки [60, 74, 98].

В практической плоскости развитие канатной резки подтверждается широким ассортиментом промышленного оборудования и инструментов, представленных на профильных ресурсах [47, 53, 98]. Эти источники демонстрируют разнообразие конструктивных решений, включая

стационарные и мобильные установки, а также различную конфигурацию алмазных канатов.

Эксплуатационные аспекты штрипсовых станков подробно освещены в работах Секретова М.В. [38, 39, 125], где показано влияние режимов подачи на производительность и нагрузку оборудования.

Экспериментально-сравнительные исследования влияния подачи и скорости каната на время резания и качество поверхности [49, 66, 103, 126] подтверждают практическую значимость оптимизационных подходов к обоснованию параметров распиловочных станков.

Таким образом, анализ представленных источников [38, 39, 49, 100] показывает, что методы распиловки природного камня эволюционировали от традиционных рамных и штрипсовых схем к высокоэффективным алмазным канатным системам. Выбор типа станка и способа распиливания определяется сочетанием прочностных характеристик породы, требований к геометрии изделия и экономических факторов. Современные технологии характеризуются интеграцией механических, инструментальных и автоматизированных решений, что обеспечивает повышение производительности и качества обработки при одновременном снижении удельных энергозатрат и износа инструмента [36, 49, 99, 100, 103, 104].

### **1.3 Анализ современных направлений развития теоретических и расчетных моделей процесса распиловки**

Фундаментальные положения анализа процессов распиловки базируются на законах теоретической механики и механики сплошной среды. В работах С.М. Тарга [1] изложены основы равновесия и движения механических систем, включая гибкие элементы, находящиеся под действием распределённых нагрузок. Эти положения имеют принципиальное значение при рассмотрении алмазного каната как гибкой натянутой системы с переменной геометрией контакта.

В монографии С.А. Попова [2] детально рассмотрены закономерности напряжённого состояния и разрушения горных пород. Показано, что при локальном контактном нагружении формируется трёхосное напряжённое состояние, приводящее к развитию микротрещин и последующему хрупкому разрушению. Данные положения развиты В.В. Гурьяновым [3], который показал, что разрушение в горной промышленности определяется сочетанием нормальных и касательных напряжений, а также параметрами трещиностойкости материала [3, 8, 58, 72].

Процессы абразивной и алмазной обработки твёрдых материалов систематизированы в трудах С.Н. Григорьева [4] и А.Н. Резникова [5]. Установлено, что сила резания зависит от толщины срезаемого слоя, скорости относительного движения и характеристик абразивного зерна. При алмазной обработке преобладают механизмы микрорезания, скалывания и выкрашивания, а интенсивность износа инструмента определяется уровнем контактных напряжений и условиями трения [5, 49, 66, 101, 108].

Таким образом, теоретическая база механики разрушения и абразивного взаимодействия формирует основу для построения моделей силового взаимодействия в процессе алмазно-канатного распиливания.

Особенностью алмазно-канатного пиления является гибкость режущего органа и изменяемая длина контактной зоны. В отличие от дисковых схем, геометрия контакта каната с блоком изменяется по мере углубления пропила, что приводит к перераспределению нормального давления и касательных напряжений.

Козлов В.А. [9] и Кузнецов В.С. [10] подчёркивают необходимость применения математического моделирования для описания технологических процессов. Переход от эмпирических зависимостей к аналитическим моделям позволяет учитывать влияние режимных параметров (скорости каната, подачи, натяжения) на силовые характеристики и износ инструмента [9, 10, 103, 111, 116].

Современный этап исследований характеризуется активным использованием метода конечных элементов (МКЭ). Методологические основы его применения в горной механике изложены П.А. Горбатовым [11, 16, 17], где показано, что МКЭ позволяет адекватно описывать НДС в зонах локальной концентрации напряжений.

Конечно-элементный анализ процесса алмазного канатного резания твёрдых материалов выполнен в работе [12, 14–16]. На основании него авторами получены распределения контактных напряжений и определены зависимости силы резания от глубины внедрения инструмента.

Применение современных инструментов моделирования [14–17, 103, 111, 116] позволило разработать трёхмерные модели процесса резания с учётом трения и упругопластических свойств материала. Показано, что максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу локализуются в передней зоне контакта инструмента с горной породой, что объясняет ускоренный износ алмазных элементов.

Авторы работы [17, 103, 104, 111] предложили численную модель оценки энергоэффективности процесса, установив зависимость удельной энергии резания от кинематических параметров.

В зарубежных работах [18, 44, 66, 67, 103, 104] показано, что сила резания при алмазно-канатном пилении является функцией скорости каната и подачи. Авторами определены закономерности изменения сил при варьировании режимных параметров, что формирует исходные данные для расчёта нагрузок в приводах и выбора рациональных режимов. В модели, предложенной в работе [16, 19, 111], дополнительно учитывается износ абразива, что принципиально важно, так как по мере затупления и деградации режущего слоя инструмента возрастает сила сопротивления, в том числе её пиковые значения, что непосредственно связано с рисками аварийного разрушения.

Для алмазно-канатных систем ключевым силовым параметром является натяжение каната, которое определяет:

- нормальные контактные давления в зоне резания;
- устойчивость траектории каната;
- величины изгибных и контактных напряжений в проволоках;
- условия возникновения прогиба и связанного с ним перераспределения нагрузок.

В работе [19] разработана модель силы распиливания с учётом износа абразивных зёрен. Введена зависимость силы от степени затупления и изменения контактной площади, а в статье [20] предложена модель прогнозирования силы при вибрационно-ассистированном пилении. Показано, что управляемые колебания снижают среднюю силу резания и уменьшают износ инструмента.

Износ алмазных элементов является одним из определяющих факторов ресурса каната. Авторами работ [69, 71,95] показано, что износ каната приводит к изменению его контактной жёсткости и росту силы резания. Комплексный обзор процесса алмазно-канатного пиления представлен авторами работы, где систематизированы механизмы разрушения, износа и численного моделирования.

#### **1.4 Силовые, прочностные и динамические основы расчёта распиловочных станков и горных машин**

При проектировании и эксплуатации распиловочных станков (штрипсовых, дисковых и алмазно-канатных) определяющим является корректное установление совокупности силовых и прочностных параметров, так как именно они формируют работоспособность, ресурс и безопасность оборудования. В классических работах по прочностному анализу горного оборудования подчёркивается, что «расчёт на прочность» в горной технике не сводится к проверке по статическим напряжениям: машина работает в среде с переменным сопротивлением, а нагружение носит нестационарный характер [26–31, 114, 115].

В работе [26] рассматривается прочностной анализ как последовательность этапов: выбор расчётной схемы, определение нагрузок,

расчёт внутренних усилий и напряжений, проверка по прочности – жёсткости – устойчивости. Автор работы [27] дополняет данный подход методикой учёта динамических коэффициентов и особенностей расчёта типовых узлов горных машин. В дальнейших исследованиях [28 – 30, 114] развивается инженерный аппарат оценки прочности и надёжности в единой постановке: расчёт должен обеспечивать не только «неразрушение», но и заданный ресурс при циклическом нагружении.

Для распиловочных станков эта проблематика особенно актуальна по двум причинам:

1. процесс резания/распиловки сопровождается значительными контактными и инерционными нагрузками;
2. характер нагрузки определяется физико-механическими свойствами массива/блока и неоднородностью структуры породы, что приводит к колебаниям сил и вибрациям.

Основным источником нагружения является сопротивление разрушению материала в зоне контакта режущего инструмента (пильной рамы, диска, алмазного каната) с породой. Для инженерного расчёта выделяют:

- среднюю (квазистационарную) силу распиливания - определяет требуемую мощность, рабочие моменты и энергетические показатели;
- переменную составляющую силы - отвечает за динамические перегрузки узлов, формирование вибраций и усталостное повреждение;
- пиковые (максимальные) значения - критичны для проверки по прочности, перегрузочной способности привода и для оценки риска аварий (в частности, обрыва каната).

Исследователями доказана значимость мониторинга натяжения каната и его изменений при эксплуатации оборудования, поскольку натяжение обладает динамической составляющей и влияет на стабильность процесса резания [18, 21, 40, 103, 116]. В работах [18, 21, 23] прогиб каната рассматривается как ключевой фактор формирования контактной геометрии и

сил, а оценивание параметров процесса распиливания переводит задачу из расчётной плоскости в область оперативного контроля и диагностики.

Исследования [26-31, 115] подчёркивают, что для горных машин опасные зоны часто формируются именно из-за концентраций напряжений и контактных нагрузок, а не из-за среднего уровня напряжений по сечению деталей и узлов. Опыт эксплуатации показывает, что для алмазно-канатных систем значимы продольные напряжения от натяжения, изгибные напряжения на роликах и направляющих, а также контактные напряжения, приводящие к усталостному повреждению проволок [16, 40, 69].

Жёсткость алмазно-канатных систем определяет величину прогибов и деформаций рабочих органов, сохранение геометрии реза, устойчивость контакта. В механике и динамике горного оборудования [31-35, 114] показывают, что недостаточная жёсткость систем ведёт к усилению колебательных процессов и росту динамических нагрузок. Для распиловочных станков это проявляется в росте вибраций, ухудшении качества поверхности и ускорении износа.

Горные машины, согласно классическим положениям [31–35, 52], работают в условиях переменного сопротивления, а значит:

- нагрузки нестационарны;
- возникают колебания и ударные компоненты;
- усилия распределяются неравномерно по кинематической цепи.

Для распиловочных станков переменность сопротивления обусловлена неоднородностью породы, изменением контактной зоны и режимов резания, а в исследованиях [16 – 21, 111, 116] авторы развивают динамическое моделирование систем алмазно-канатного пиления, анализируя их собственные частоты и оценивая вероятность резонансных режимов.

Вибрации могут быть рассматриваться как показатель энергоёмкости и износа для пиления [25, 66, 69]. Авторы работы выявили связь параметров резания (глубина резания, подача) и свойств породы с вибрационными явлениями в системах пиления. Для алмазно-канатных систем данная логика

также применима: рост вибраций означает рост пиковых нагрузок и ухудшение условий контакта, что повышает износ и снижает ресурс инструмента.

Надёжность как вероятность безотказной работы [114, 115] зависит от распределений нагрузок и прочностных характеристик элементов систем. При этом в инженерной практике [26, 29] целесообразно опираться на вероятностные и ресурсные критерии, поскольку эксплуатационные нагрузки в рабочих органах имеют разброс, свойства материалов и качество изготовления неоднородны, износ и деградация оборудования изменяют исходные условия расчёта во времени.

Для распиловочных станков определяющим является правильное задание силы сопротивления распиливанию и её динамической составляющей, поскольку с учетом нее определяются требования к мощности, моментам и перегрузочной способности приводов [5, 49, 66, 110].

Оптимизация параметров горных машин [57, 114] может рассматриваться как задача многокритериального выбора, где одновременно учитываются производительность, энергоёмкость и надёжность. Для распиловочных процессов это означает поиск таких режимов, при которых:

- минимизируются пиковые нагрузки [26–30, 114, 115];
- обеспечивается устойчивость процесса (без резонанса/самовозбуждения) [31–35, 103, 116];
- снижается скорость износа инструмента при сохранении требуемой производительности [66, 69, 71, 95, 101, 105].

Автоматизация горных машин [112] может рассматриваться как средство стабилизации режимов и повышения безопасности эксплуатации оборудования. Для распиловочных станков это выражается в необходимости:

- контроля натяжения каната и его динамики [18, 21];
- контроля вибраций как индикатора энергоёмкости и износа [25, 66];
- адаптивного управления подачей с учётом изменения сопротивления распиливаемого блока [103, 104].

Таким образом, современная методика расчёта всё чаще сопрягается с методикой мониторинга: расчётные модели используются для интерпретации сигналов датчиков и прогнозирования состояния узлов [9, 26, 36, 103, 116].

### **1.5 Исследование особенностей алмазно-канатных распиловочных станков: механика каната, силы резания, износ и оптимизация режимов**

Канатное распиливание горных пород впервые получило промышленное применение в середине XX века, преимущественно при добыче каменных блоков в карьерах [47, 59, 74, 97, 98]. В качестве абразивного компонента первоначально использовался кварцевый песок, подаваемый в зону резания. Существенный качественный скачок в развитии канатных технологий произошёл в 1980-е годы с началом применения алмазных канатов, что позволило многократно повысить производительность, стабильность процесса резания и надёжность оборудования. С начала 2000-х годов алмазно-канатные станки стали активно внедряться не только в добыче, но и в стационарных условиях камнеобрабатывающих предприятий, а с 2005 года на ряде производств они заняли доминирующее положение среди распиловочного оборудования [47, 53, 98, 99, 100].

Режущим инструментом алмазно-канатных станков являются алмазные элементы, представляющие собой композицию технических синтетических алмазов и металлического связующего материала [49, 65, 110]. Применение синтетических алмазов обеспечивает высокую твёрдость, износостойкость и стабильность режущих свойств инструмента при работе с широким спектром горных пород. Возможность целенаправленного подбора формы, размера и концентрации алмазных зёрен позволяет оптимизировать процесс резания в зависимости от физико-механических свойств обрабатываемого камня, что является важным фактором повышения эффективности и управляемости технологического процесса [49, 100, 108].

Современные исследования процессов алмазного резания показывают, что при канатном пилении удаление материала в значительной степени осуществляется за счёт хрупкого разрушения, что способствует снижению

удельных энергозатрат и уменьшению контактных напряжений в зоне реза. Равномерное распределение нагрузок по длине каната и отсутствие жёстко фиксированного режущего органа позволяют снизить динамические воздействия на оборудование и обрабатываемую заготовку [18, 21, 23]. Это положительно сказывается на ресурсе режущего инструмента, стабильности геометрических параметров реза и общей надёжности технологического процесса.

Существенным направлением развития камнеобрабатывающего станкостроения является повышение энерго- и ресурсной эффективности оборудования. В этом отношении алмазно-канатные станки обладают рядом принципиальных преимуществ. По сравнению с традиционными дисковыми схемами они характеризуются существенно меньшим энергопотреблением, сниженным расходом воды для охлаждения и удаления шлама, а также более низким уровнем шума и вибраций [47, 53, 99]. Эти особенности позволяют рассматривать канатные технологии как более экологически безопасные и соответствующие современным требованиям охраны труда и промышленной экологии.

Современный этап развития технологий распиливания природного камня характеризуется устойчивым переходом к алмазно-канатным системам, обеспечивающим высокую производительность, минимальную ширину пропила и снижение динамического воздействия на массив [47, 53, 100]. При этом алмазно-канатный станок представляет собой сложную механическую систему, в которой взаимодействуют гибкий режущий орган, абразивные элементы (элементы), приводная система и распиливаемый материал (рисунок 1). Исследование особенностей данной системы требует комплексного рассмотрения механики каната, контактных явлений, износа и динамики процесса.

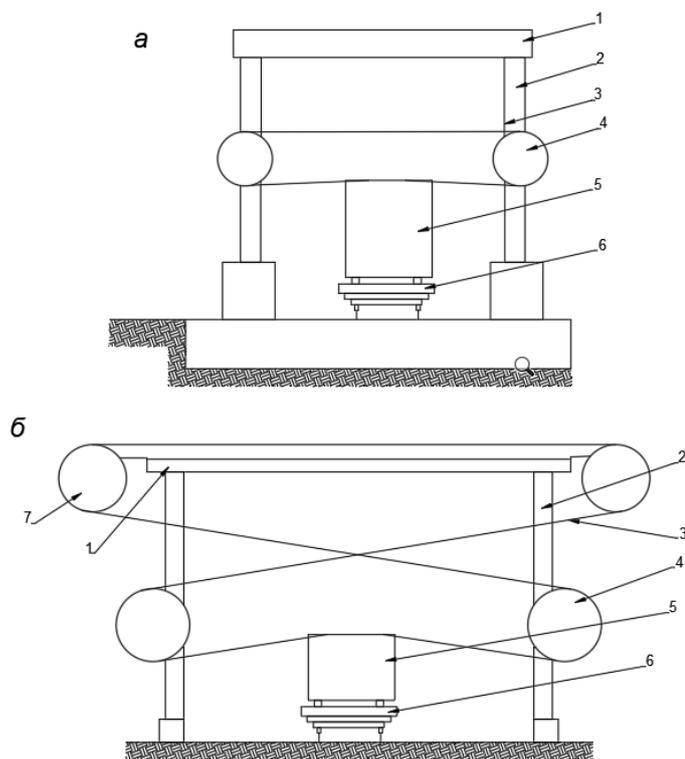


Рисунок 1 – Схемы канатных установок

а – с ограниченной длиной каната, б – с удлинительным канатом, в – с канатом произвольной длины; 1 – траверса, 2 – колонны с направляющими, 3 – рабочий орган, 4 – рабочие шкивы, 5 – распиливаемый блок, 6 – тележка, 7 – дополнительные шкивы [127]

Распиловка природного камня является одной из ключевых операций в камнеобрабатывающем производстве и осуществляется с применением специализированных распиловочных станков различных конструктивных и технологических схем [45-48, 56, 97]. В зависимости от используемого режущего инструмента и принципа формирования реза различают дисковые, канатные, штрипсовые, ленточные и рамные распиловочные станки. Основным рабочим органом таких станков являются алмазные диски, алмазные канаты с закреплёнными на них режущими элементами, а также стальные штрипсы и пилы, работающие как со свободным абразивом, так и с твёрдосплавными или алмазными режущими элементами [5, 53, 97, 110]. Эти станки функционируют в условиях значительных нагрузок и агрессивной внешней среды. В процессе работы станков в трансмиссии возникают большие

знакопеременные нагрузки, что негативно сказывается на надежности оборудования [26–31, 114, 115]. Агрессивная внешняя среда обусловлена использованием большого количества воды и образованием каменной крошки и пыли в результате распила. Высокие нагрузки в элементах передаточных звеньев приводят к возникновению значительных напряжений, что часто становится причиной отказов деталей и узлов [31-35, 114, 115].

Алмазно-канатные распиловочные станки, принципиальной особенностью которых является использование гибкого режущего инструмента в виде стального каната с алмазными режущими элементами, приводимого в движение системой ведущих и направляющих шкивов [47, 48, 53]. В отличие от дисковых станков, канатные установки не имеют конструктивных ограничений по ширине обрабатываемого блока, а максимальные размеры распила определяются преимущественно длиной каната и компоновкой оборудования [47, 53]. Канатопильный станок состоит из приводной станции, состоящей из направляющих шкивов, пильных стоек, натяжного устройства и пильного стального каната диаметром 3,5–6 мм (рисунок 2) [97-100]. На станине располагается мотор-редуктор с ходовыми винтами, две площадки для крепления и вертикального перемещения соединительной поперечной балки. Балка принимает на себя все статические и динамические нагрузки во время гидравлического натяжения и механического вращения шкивов с канатами. Натяжное устройство установлено над соединительной поперечной балкой и состоит из натяжного колеса, натяжной подпоры, натяжной траверсы, натяжного цилиндра и натяжной гидросистемы [18, 21, 103].



Рисунок 2 – Канатный камнераспиловочный станок [125]

В целях обеспечения одинаковой силы натяжения всех канатов (если станок многоканатный) установлено отдельное натяжение каждого алмазного каната [97-100]. Наличие индивидуального натяжения каждого алмазного каната в многоканатных установках обеспечивает равномерное распределение нагрузок и стабильность процесса резания [18, 21, 23].

Использование гибкого режущего инструмента позволяет реализовать принципиально иной подход к формированию реза по сравнению с дисковыми схемами. Алмазно-канатное пиление характеризуется равномерным распределением контактных напряжений, снижением динамических нагрузок и возможностью плавного регулирования режимов резания в широком диапазоне [16-24, 69, 95]. Это обеспечивает устойчивый процесс обработки как при распиловке мягких карбонатных пород, так и при работе с высокопрочными магматическими и метаморфическими породами.

Наиболее характерные конструкции канатных рабочих органов показаны на рисунке 3.



Рисунок 3 – Схема каната для алмазного распиливания [126]

Следует отметить, что стальные канаты, работающие со свободным абразивом, и канаты с твердосплавными шайбами практически полностью вытеснены канатом с алмазными элементами [47, 53, 98–100].

Исследования сил пиления и износа элементов помогают лучше понять процесс пиления и оптимизировать процесс обработки на станках. Некоторые ученые в течение многих лет изучали толщину стружки и производительность алмазного инструмента при распиловке. Джерро и др. продемонстрировал математический подход к определению теоретической геометрии выкрашивания, которая была описана с помощью площади и толщины стружки при циркулярной распиловке [49, 103, 104]. Эти параметры были связаны с усилием пиления. Турчетта теоретически проанализировал среднюю толщину стружки одиночной алмазной крошки при циркулярном пилении, установил модель сил пиления и среднюю толщину стружки [66, 67, 103]. В другом исследовании Полини и Турчетта изучалась взаимосвязь силы и энергии пиления с параметрами обработки алмазной мельницей и установлены силовые функции между силой, энергией и эквивалентной толщиной стружки. исследовали силы при циркулярной распиловке серого гранита, указав, что нормальная сила на зерно была почти пропорциональна расчетной толщине недеформированной стружки. Wang et al. систематически изучали режущий механизм рамной пилы для мрамора [66]. Было обсуждено

кинематическое поведение полотна и проанализированы факторы, влияющие на силу пиления при использовании одноточечного инструмента и испытания элементной резки с различными параметрами. В основное внимание уделялось соотношению сил при пилении нескольких видов гранитов. Результаты показали, что с увеличением скорости вращения колеса нормальная сила резко уменьшалась, а касательная сила оставалась почти постоянной. Таким образом, соотношение сил линейно увеличивалось. Турчетта исследовал взаимосвязь между усилиями пиления и параметрами обработки для различных значений износа инструмента. Результаты показали, что значительное увеличение компонентов силы пиления по мере увеличения износа инструмента. Экспериментальное исследование было проведено Huang et al. для исследования характеристик обработки и износа инструмента при алмазной канатной резке гранита [66]. Результаты показали, что при удалении материала гранита при алмазной канатной резке преобладали хрупкие разрушения, а износ инструмента характеризовался неравномерным износом алмазных шариков. Каракурт и др. построили модели сил пиления дисковой пилы в зависимости от рабочих параметров и свойств породы [100, 104]. Результаты показали, что более высокие усилия пиления были получены для большей глубины резания и скорости перемещения, а также для более низкой окружной скорости и расхода охлаждающей жидкости. Самая важная рабочая переменная, влияющая на силу пиления, была определена как глубина резания. Буюксагис и Гоктан провели исследование, чтобы изучить характеристики пиления различных типов мрамора с помощью дисковых пил [66, 69, 100]. Результат продемонстрировал, что малая глубина резания и низкая скорость перемещения детали были крайне неэффективными с точки зрения удельной энергии.

Таким образом, анализ устройства и классификации распиловочных станков показывает, что при сохранении определённых преимуществ традиционных дисковых схем, алмазно-канатные станки обладают более широкими технологическими возможностями и в наибольшей степени

соответствуют условиям современного камнеобрабатывающего производства, характеризующегося высокой вариативностью заготовок, жёсткими требованиями к качеству обработки и необходимостью снижения удельных эксплуатационных затрат [47, 53, 98-100].

Их конструктивная универсальность, высокая энерго- и ресурсная эффективность, экологическая безопасность и способность обеспечивать стабильное качество обработки при работе с каменными блоками различных размеров и свойств позволяют рассматривать алмазно-канатное пиление как оптимальную технологию распиловки природного камня в условиях современного производства [47, 53, 98-100, 105, 117].

Перспективы дальнейшего развития алмазно-канатных технологий связаны с совершенствованием конструкций станков, повышением надёжности узлов натяжения и направляющих элементов, а также с внедрением автоматизированных систем управления и мониторинга параметров резания [99-101, 103]. Использование цифровых систем контроля натяжения каната, подачи и скорости резания позволяет реализовать адаптивное управление процессом и обеспечить стабильное качество обработки при изменяющихся условиях эксплуатации [103, 116]. Внедрение таких решений способствует дальнейшему повышению производительности и снижению удельных эксплуатационных затрат.

Развитие современного распиловочного оборудования предопределяется исследованиями, направленными на повышение его эффективности и надёжности [26–31, 114, 115]. Одним из ключевых направлений исследований является анализ напряжённо-деформированного состояния каната и алмазных элементов. В работе [12, 14, 16, 17, 111] выполнен конечно-элементный анализ процесса алмазного канатного резания, позволивший установить распределение контактных напряжений в зоне взаимодействия с материалом. Показано, что максимальные эквивалентные напряжения локализуются в передней части контактной зоны, где происходит инициирование микротрещин и разрушение материала. Данный результат

имеет принципиальное значение для оценки ресурса алмазных элементов и расчёта допустимого натяжения каната.

Обзор исследований показал разработанные модели прогиба каната, описывающие изменение геометрии контактной зоны [116]. Установлено, что прогиб существенно влияет на распределение давления и величину сил трения. Разработанные модели позволяют осуществлять мониторинг процесса в реальном времени.

Исследованиями установлено, что рост амплитуды колебаний каната приводит к увеличению пиковых нагрузок и ускоренному износу алмазных элементов [69, 71, 95, 101], что было определено благодаря изучению вибрационных характеристик распиловочных машин.

Износ алмазного каната является определяющим фактором эксплуатационной эффективности при резке камня [69, 71, 95]. Установлено, что износ имеет комплексную природу, включая абразивное истирание, выкрашивание зёрен и деградацию металлической связки. Аналогичные выводы содержатся в работах [66, 69, 71], где показано, что механизм износа существенно зависит от прочности породы и режимных параметров.

Трибологические аспекты работы алмазного каната детально рассмотрены исследованиями [69, 73, 105]. Авторами установлено, что коэффициент трения в контакте «алмазный элемент – порода» определяется как микрогеометрией поверхности, так и состоянием контакта, а изменение условий трения напрямую влияет на величину силы резания и интенсивность тепловыделения. Таким образом, трибологические характеристики являются связующим звеном между силовой моделью и моделью износа.

Важным направлением исследований является оптимизация режимных параметров алмазно-канатных распиловочных станков, например, авторами работы [100, 103, 104] определено, что благодаря рациональному выбору скоростей каната и подачи можно существенно повысить эффективность процесса резания при общем уменьшении удельных энергозатрат. В статьях [99, 100, 103, 104] развивается подход многопараметрической оптимизации

рассматриваемого вида оборудования с одновременным учетом производительности, энергоёмкости и интенсивности износа режущего инструмента. На основании выполненных исследований авторами установлено, что существует оптимальный диапазон натяжения каната, при котором достигается баланс между устойчивостью процесса разрушения и уровнем контактных напряжений в инструменте.

Оптимизация параметров горных машин [57, 114] может рассматриваться как задача многокритериального выбора, где одновременно учитываются производительность, энергоёмкость и надёжность. Для распиловочных процессов это означает поиск таких режимов, при которых:

- минимизируются пиковые нагрузки [26-31, 114];
- обеспечивается устойчивость процесса (без резонанса) [31–35, 103, 116];
- снижается скорость износа инструмента при сохранении требуемой производительности [66, 69, 101, 105].

Особое место в исследованиях по алмазно-канатному пилению занимает анализ сил резания [18, 66, 103], их изменение в зависимости от режимов работы имеет нелинейный характер. Численный анализ напряжений и сил в алмазно-канатных системах показал необходимость учёта изгиба каната и перераспределения нагрузок вдоль контактной дуги [12, 16, 23].

Динамический характер работы алмазно-канатного станка раскрыт в исследованиях [16, 17, 21], где разработана динамическая модель системы с учётом колебаний каната и взаимодействия с породой. Показано, что система обладает собственными частотами, зависящими от натяжения и длины пролёта. При совпадении частоты возбуждения с собственной частотой возможно усиление колебаний, вызывающих процесс резонанса, что приводит к росту пиковых нагрузок и ускоренному износу и разрушению рабочего инструмента [25,69,101].

Концепция прогиба каната в зоне контакта получила развитие в работах [21–23, 98–100]. Установлено, что величина прогиба каната напрямую связана с режимами подачи и его натяжением, а изменение траектории контактной

зоны приводит к перераспределению нормального давления. В дальнейших исследованиях продемонстрировано влияние деформации каната на качество поверхности при распиловке криволинейных участков [103, 116].

Мониторинг натяжения и силовых параметров процесса был впервые подробно рассмотрен в работе [18], где продемонстрирована возможность использования измерения натяжения каната для оценки стабильности процесса распиливания. Более поздние исследования [16, 69, 108] дополнили силовую модель учётом износа абразива, показав, что по мере деградации режущего слоя возрастает пиковая сила и увеличивается риск обрыва каната.

Технологические особенности алмазного инструмента раскрыты в монографиях [5, 49, 50, 110], где рассмотрены принципы формирования алмазного слоя, влияние зернистости и концентрации алмаза на режущую способность и ресурс. Практические аспекты применения алмазных канатов и оборудования отражены в публикациях и технических ресурсах [47, 53], демонстрирующих разнообразие конструктивных решений и конфигураций оборудования для карьерных и стационарных станков.

Анализ представленных исследований [18, 21–23, 49, 53] позволяет сделать вывод, что алмазно-канатный распиловочный станок следует рассматривать как сложную мехатронную систему, в которой механика гибкого каната, контактная трибология, динамика и износ взаимосвязаны. Натяжение каната определяет геометрию контакта и уровень напряжений, износ изменяет контактные условия и силу резания, а динамика системы влияет на устойчивость процесса и ресурс инструмента.

Таким образом, дальнейшее развитие теории алмазно-канатного пиления должно быть направлено на интеграцию силовых, трибологических и динамических моделей в единую расчётную схему, позволяющую обоснованно выбирать режимы работы, прогнозировать износ и обеспечивать устойчивость процесса распиливания.

## Выводы по главе

В результате анализа современных направлений развития теоретических и расчётных моделей процесса распиловки установлено, что существующие подходы преимущественно основаны на предположении постоянного радиуса кривизны траектории режущего инструмента и локализованного характера контактного взаимодействия. При этом влияние переменной геометрии зоны контакта и постепенного изменения радиуса взаимодействия инструмента с материалом в большинстве моделей либо не учитывается, либо вводится в виде эмпирических поправочных коэффициентов. Это свидетельствует о недостаточной разработанности вопросов моделирования процесса распиловки при нестационарной геометрии траектории движения инструмента.

Анализ силовых, прочностных и динамических основ расчёта распиловочных станков и горных машин показал, что расчёт исполнительных органов в значительной степени базируется на статических моделях равновесия с использованием упрощённых зависимостей для определения сил резания и натяжения инструмента. Динамические эффекты, обусловленные перераспределением нагрузок при изменении условий контакта, учитываются ограниченно. В то же время для алмазно-канатных станков характерно существенное влияние геометрии траектории каната на распределение натяжения и сил трения, что требует уточнения традиционных расчётных схем.

Установлено, что алмазно-канатные станки обладают рядом технологических преимуществ по сравнению с дисковыми и ленточными машинами, включая возможность распиливания блоков значительной толщины и снижение удельных энергозатрат. Однако расчётные методики для данного типа оборудования в значительной мере заимствованы из моделей, разработанных для инструментов с постоянной геометрией контакта, что не в полной мере отражает специфику работы гибкого канатного инструмента.

Исследование особенностей алмазно-канатных распиловочных станков показало, что процесс распиловки определяется комплексным взаимодействием факторов: механики гибкого каната, распределения натяжения вдоль зоны контакта, сил трения и микромеханизма разрушения породы алмазными зёрнами, а также износа режущих элементов. Установлено, что переменная кривизна траектории движения каната и прерывистость его рабочей поверхности оказывают существенное влияние на формирование силы распиливания и энергетические показатели процесса. Вместе с тем существующие теоретические модели недостаточно учитывают данные особенности, что ограничивает точность расчёта силовых параметров и выбора рациональных режимов работы оборудования.

Анализ конструктивных и технологических особенностей алмазно-канатных станков показал, что использование гибкого режущего инструмента обеспечивает принципиально иной подход к формированию реза, позволяющий снизить динамические нагрузки, повысить управляемость процесса и обеспечить независимость геометрии реза от жёстких конструктивных параметров рабочего органа. Это делает алмазно-канатные технологии особенно эффективными при распиловке каменных блоков различных размеров, форм и физико-механических свойств, включая породы высокой твёрдости и абразивности.

## **Глава 2    Исследование взаимодействия каната с поверхностью распиливаемого блока**

### **2.1 Формула траектории для спирально-параболической модели**

Во второй главе диссертационной работы рассматриваются процессы взаимодействия алмазного каната с поверхностью распиливаемого каменного блока, определяющие силовые, энергетические и эксплуатационные характеристики алмазно-канатного станка [18, 21, 23]. Основное внимание уделяется анализу траектории движения каната в зоне контакта с обрабатываемым материалом, поскольку именно форма траектории во многом определяет распределение контактных напряжений, величину сил трения и условия формирования режущего процесса. В реальных условиях эксплуатации алмазно-канатных станков траектория движения каната не является строго круговой или линейной. Она формируется под воздействием совокупности факторов, включающих геометрию распиливаемого блока, условия его закрепления, кинематику подачи, распределение натяжения каната и неравномерность сопротивления материала резанию [31-35, 103, 116]. В результате в процессе распиловки наблюдается постепенное изменение радиуса контакта каната с поверхностью блока, сопровождающееся смещением зоны резания и изменением кривизны траектории.

Экспериментальные наблюдения и практический опыт эксплуатации канатнопильных станков показывают, что при распиловке блоков значительной высоты и протяжённости зона контакта каната с поверхностью камня развивается по плавной криволинейной траектории, характеризующейся одновременным изменением радиуса и угла охвата. Такая траектория не содержит резких изломов, что обеспечивает устойчивость процесса резания, снижение динамических нагрузок и равномерный износ алмазных режущих элементов [66, 69,95]. Указанные особенности позволяют рассматривать спирально-параболическую кривую как адекватную математическую модель реального движения каната в зоне распила.

Выбор спирально-параболической траектории в качестве расчётной модели обусловлен её способностью описывать непрерывное изменение кривизны пути каната при сохранении гладкости и физической реализуемости движения. В отличие от чисто круговой траектории, спирально-параболическая модель позволяет учитывать постепенное удаление каната от начальной точки контакта по мере углубления пропила, что соответствует реальным условиям распиловки каменных блоков [21-23, 111]. При этом данная траектория является устойчивой с точки зрения кинематики и не требует введения искусственных корректирующих параметров. Следует отметить, что использование спирально-параболической траектории не противоречит классическим моделям кругового контакта, а обобщает их [12, 18, 116]. В предельном случае при постоянном радиусе кривизны предложенная модель сводится к круговой траектории, широко применяемой в известных теоретических исследованиях алмазного резания. Таким образом, рассматриваемая модель является более универсальной и позволяет анализировать как традиционные, так и расширенные режимы работы алмазно-канатных станков [16-23].

Для определения геометрических и силовых параметров алмазно-канатного распиливания блоков крепких горных пород составим расчётную схему (Рисунок 4). Рассмотрим спирально-параболическую траекторию каната в полярных координатах:  $r(\theta) = k\sqrt{\theta}$ , где  $k$  - масштабный коэффициент (зависит от геометрии блока и скорости распиливания;  $T$  - натяжение каната на входе в рассматриваемый элементарный участок контакта;  $T + dT$  - натяжение каната на выходе из элементарного участка контакта;  $ds$  - элементарная длина участка контакта каната с поверхностью блока;  $\alpha$  - угол между направлением натяжения каната и касательной к траектории в рассматриваемой точке;  $\theta$  - элементарный центральный угол, соответствующий участку дуги  $ds$ .

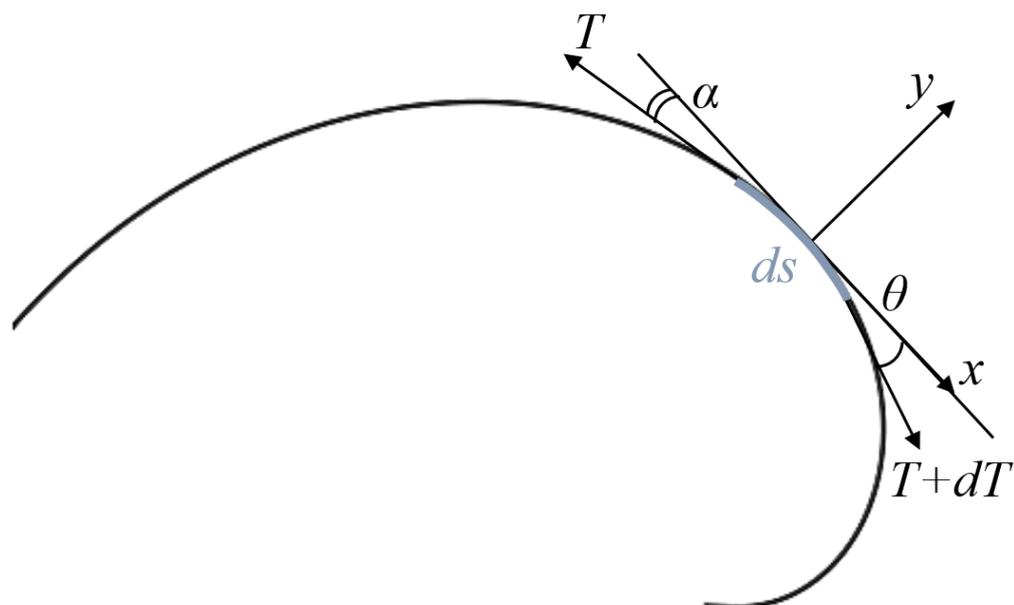


Рисунок 4 – Расчётная схема элементарного участка алмазного каната при спирально-параболической траектории движения

В качестве расчётной модели используется спирально-параболическая зависимость радиус-вектора точки каната от углового параметра:

$$r(\varphi) = r_0 + a\varphi^n \quad (2.1)$$

где  $r(\varphi)$  - радиус-вектор траектории;  $r_0$ - начальный радиус контакта каната с поверхностью блока;  $a$ - коэффициент спирального расширения, зависящий от геометрических параметров блока и условий распиливания;  $\varphi$  - полярный угол, отсчитываемый вдоль зоны контакта каната с распиливаемым материалом;  $n$  - показатель степени, характеризующий характер изменения радиуса кривизны по мере развития пропила.

Введение степенного показателя  $n$  позволяет описать различные режимы изменения геометрии траектории. При  $n = 1$  зависимость приобретает линейный характер, соответствующий коническому расширению зоны контакта. При  $n = 2$  реализуется параболическая модель, обеспечивающая плавное увеличение радиуса и непрерывное изменение кривизны. Значения  $n > 2$  отражают более интенсивное изменение радиуса по мере увеличения углового параметра и могут использоваться при анализе глубоких пропилов.

Принятая зависимость (2.1) обеспечивает монотонное увеличение радиуса контакта и непрерывное изменение кривизны траектории, что соответствует физической природе процесса алмазно-канатного распиливания. В предельном случае при  $a \rightarrow 0$  модель переходит в классическую круговую траекторию с постоянным радиусом кривизны.

Для дальнейшего анализа определим геометрические характеристики принятой траектории. Первая и вторая производные радиус-вектора по угловому параметру имеют вид:

$$\frac{dr}{d\varphi} = 2an\varphi^{n-1}, \quad (2.2)$$

$$\frac{d^2r}{d\varphi^2} = an(n-1)\varphi^{n-2}. \quad (2.3)$$

Элемент длины дуги траектории определяется выражением:

$$ds = \sqrt{r^2 + \left(\frac{dr}{d\varphi}\right)^2} d\varphi = \sqrt{r_0 + a\varphi^n)^2 + 4a^2 n^2 \varphi^{2n-2}} d\varphi. \quad (2.4)$$

Кривизна спирально-параболической траектории в полярных координатах определяется по общеизвестной формуле дифференциальной геометрии:

$$k(\varphi) = \frac{r^2 + 2\left(\frac{dr}{d\varphi}\right)^2 - r\frac{d^2r}{d\varphi^2}}{\left[r^2 + \left(\frac{dr}{d\varphi}\right)^2\right]^{3/2}}. \quad (2.5)$$

Подстановка выражений (2.1)–(2.3) в (2.5) позволяет получить аналитическую зависимость кривизны от углового параметра  $\varphi$  и показателя степени  $n$ . Таким образом обеспечивается отражение степенного изменения радиуса кривизны по мере развития пропила. Переменная кривизна траектории отражает постепенное изменение условий контактного взаимодействия и является определяющим фактором при расчёте нормального давления и сил трения.

Рассмотрим элементарный участок каната длиной  $ds$ , находящийся в контакте с поверхностью блока. Для данного участка выполняется уравнение равновесия канатной системы, учитывающее силы трения:

$$dT = \mu dN, \quad (2.6)$$

где  $T$ - текущее натяжение каната;  $\mu$ - коэффициент трения каната о поверхность распиливаемого материала;  $dN$ - элементарная нормальная сила.

Нормальная сила для криволинейной траектории связана с кривизной следующим соотношением:

$$N = Td\theta = Tk(\varphi)ds, \quad (2.7)$$

где  $d\theta$ - элементарный угол поворота касательной к траектории.

Подставляя (2.7) в (2.6), получим дифференциальное уравнение изменения натяжения каната вдоль зоны контакта:

$$\frac{dT}{T} = \mu k(\varphi)ds. \quad (2.8)$$

где  $\mu$  — коэффициент трения;  $k(\varphi)$  — локальная кривизна траектории;  $\varphi$  — угловой параметр вдоль зоны контакта.

Интегрирование уравнения (2.8) по длине контактного участка приводит к обобщённому выражению для натяжения каната:

$$T(\varphi) = T_0 \exp\left(\mu \int_0^\varphi k(\varphi)ds\right), \quad (2.9)$$

где  $T_0$ - натяжение каната на входе в зону распиливания.

Выражение (2.9) представляет собой обобщение классической формулы Эйлера для канатных систем на случай траектории с переменной кривизной. В предельном случае постоянной кривизны полученная зависимость переходит в известную формулу для круговой траектории.

Для элементарного участка каната длиной  $ds$ , находящегося в контакте с поверхностью пропила, нормальная сила определяется выражением:

$$dN = Tk(\varphi)ds, \quad (2.10)$$

где  $T$ - текущее натяжение каната,  $k(\varphi)$ - локальная кривизна траектории.

Соответствующая элементарная сила трения, направленная по касательной к траектории, равна:

$$dF_{mp} = \mu dN = \mu T k(\varphi) ds, \quad (2.11)$$

где  $\mu$ - коэффициент трения алмазного каната о поверхность распиливаемого материала.

Суммарная сила распиливания определяется интегрированием касательных сил трения по всей зоне контакта каната с распиливаемым блоком:

$$F_p = \int_0^{\varphi_k} \mu T(\varphi) k(\varphi) ds. \quad (2.12)$$

Поскольку для элементарного участка каната выполняется соотношение:

$$dT = \mu T k(\varphi) ds, \quad (2.13)$$

Элементарная сила трения численно равна приращению натяжения каната:

$$dF_{mp} = dT \quad (2.14)$$

Отсюда следует, что сила распиливания может быть представлена в виде разности натяжений каната на выходе и входе из зоны контакта:

$$F_p = \int dF_{mp} = \int dT = T(\varphi_k) - T_0, \quad (2.15)$$

где  $T_0$ - натяжение каната на входе в зону распиливания,  $T(\varphi_k)$ - натяжение на выходе из неё.

Следует учитывать, что реальная рабочая поверхность алмазного каната является прерывистой вследствие дискретного расположения алмазных режущих элементов. В контакт с поверхностью распиливаемого блока вступают лишь отдельные участки каната, тогда как промежутки между алмазными элементами не воспринимают нормальное давление и не участвуют в формировании сил трения. В связи с этим фактическая длина контактного взаимодействия каната с материалом меньше геометрической длины дуги зоны контакта.

Для учёта данного эффекта вводится коэффициент контактной насыщенности каната:

$$\eta = \frac{l_{\text{конт}}}{l_{\text{шаг}}}, \quad (2.16)$$

где  $l_{\text{конт}}$  - длина участка каната, находящегося в непосредственном контакте с распиливаемым материалом,  $l_{\text{шаг}}$  - шаг расположения алмазных элементов вдоль каната.

С учётом прерывистости рабочей поверхности эффективная сила распиливания определяется выражением:

$$F_p = \eta F_p = \eta [T(\varphi_k) - T_0]. \quad (2.17)$$

Сила распиливания определяется как результирующая касательных составляющих сил трения, действующих на контактный участок каната, и связана с разностью натяжений на входе и выходе из зоны контакта [1, 31, 83]. При этом реальная рабочая поверхность каната является прерывистой вследствие дискретного расположения алмазных режущих элементов [64–67, 77]. Данный фактор учитывается введением корректирующего коэффициента, зависящего от углового шага между алмазными элементами, что позволяет учесть неравномерность контакта каната с поверхностью распиливаемого блока [80, 84, 88].

Принятая форма спирально-параболической траектории позволяет корректно учитывать изменение длины контактного участка каната, вариацию нормального давления и перераспределение сил трения по мере развития пропила. Это создаёт теоретическую основу для последующего силового анализа исполнительного органа алмазно-канатного станка и определения оптимальных режимов его работы, которые рассматриваются в следующем пункте главы.

## **2.2 Силовой анализ исполнительного органа при спирально-параболической траектории**

После определения геометрической модели траектории движения алмазного каната в зоне контакта с распиливаемым блоком в пункте 2.1,

необходимо выполнить силовой анализ исполнительного органа алмазно-канатного станка с учётом переменной кривизны траектории. Целью данного анализа является определение распределения сил в системе «привод – канат – распиливаемый блок» и установление зависимостей между натяжением каната, силами трения и силой распиливания.

Расчётная схема исполнительного органа принимается аналогичной схеме, однако в отличие от классических моделей с постоянным радиусом контакта, в данном случае учитывается изменение кривизны траектории каната вдоль зоны распила. Исполнительный орган воспринимает усилие от главного привода, передаваемое через ведущий шкив, а также реакции со стороны распиливаемого блока, возникающие в результате трения и процесса разрушения горной породы.

На канат в зоне контакта действуют натяжения на входе и выходе из зоны распиливания  $T_{\text{вх}}$  и  $T_{\text{вых}}$ , а также сила распиливания  $F_p$ . Натяжение каната  $T(\varphi)$  является функцией углового параметра  $\varphi$  и изменяется вдоль траектории в соответствии с распределением контактных напряжений. Для элементарного участка каната длиной  $ds$  записываются уравнения равновесия в проекциях на оси  $x$  и  $y$ , ориентированные по касательной и нормали к траектории движения каната. При этом углы  $\alpha_{\text{вх}}$  и  $\alpha_{\text{вых}}$ , определяющие направление действия сил  $T_{\text{вх}}$  и  $T_{\text{вых}}$ , зависят от геометрии спирально-параболической траектории  $r(\varphi)$  и изменяются по мере углубления пропила.

Рассмотрим равновесие участка каната, взаимодействующего с распиливаемым блоком, в проекциях на оси  $x$  и  $y$ , жёстко связанные с исполнительным органом станка. Пусть углы наклона касательной к траектории каната на входе и выходе из зоны контакта относительно оси  $x$  равны соответственно  $\alpha_{\text{вх}}$  и  $\alpha_{\text{вых}}$ .

Проекции сил натяжения каната на ось  $x$  имеют вид:

$$T_{\text{вых}} \cos \alpha_{\text{вых}} - T_{\text{ex}} \cos \alpha_{\text{ex}} - F_p = 0, \quad (2.18)$$

где  $F_p$  - сила распиливания, действующая со стороны распиливаемого блока на канат и направленная противоположно движению каната.

В проекции на ось уусловие равновесия канатной системы записывается как:

$$T_{\text{вых}} \sin \alpha_{\text{вых}} - T_{\text{ex}} \sin \alpha_{\text{ex}} + R = 0, \quad (2.19)$$

где  $R$  - результирующая нормальная реакция со стороны распиливаемого блока, воспринимаемая исполнительным органом станка.

Из уравнения (2.18) следует выражение для силы распиливания:

$$F_p = T_{\text{вых}} \cos \alpha_{\text{вых}} - T_{\text{ex}} \cos \alpha_{\text{ex}} \quad (2.20)$$

Таким образом, сила распиливания  $F_p$  определяется не только разностью натяжений каната  $T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}}$ , но и изменением направления действия сил  $T_{\text{вх}}$  и  $T_{\text{вых}}$ , характеризуемым углами  $\alpha_{\text{вх}}$  и  $\alpha_{\text{вых}}$ . Указанное изменение направления обусловлено криволинейной формой траектории движения каната  $r(\varphi)$ . В предельном случае, когда углы  $\alpha_{\text{вх}}$  и  $\alpha_{\text{вых}}$  малы и их разность  $\alpha_{\text{вых}} - \alpha_{\text{вх}}$  стремится к нулю, выражение (2.20) упрощается и принимает вид:

$$F_p = T_{\text{вых}} - T_{\text{ex}}, \quad (2.21)$$

что соответствует классической схеме силового взаимодействия в канатных системах.

Усилие, передаваемое на ведущий шкив и элементы привода, определяется максимальным значением натяжения каната  $T_{\text{вых}}$ . Натяжное устройство должно обеспечивать поддержание данного уровня натяжения с учётом силы распиливания и изменения направления каната. Величина усилия натяжного устройства определяется из условий равновесия канатной системы и используется при расчёте прочности и жёсткости элементов исполнительного органа.

Реакции, возникающие в направляющих, ходовых винтах и опорных элементах станка, определяются из уравнений равновесия исполнительного органа с учётом пространственного расположения каната и направлений

действия сил  $T_{\text{вх}}$ ,  $T_{\text{вых}}$  и  $F_p$ . Переменная кривизна траектории движения каната приводит к плавному изменению углов  $\alpha_{\text{вх}}$  и  $\alpha_{\text{вых}}$  по мере развития пропила, что обеспечивает постепенное перераспределение нагрузок между элементами конструкции без возникновения резких динамических воздействий.

Таким образом, силовой анализ исполнительного органа при спирально-параболической траектории движения каната позволяет получить расчётные соотношения между натяжением каната, силой распиливания и реакциями в элементах привода. Полученные выражения используются в дальнейшем при расчёте энергетических характеристик алмазно-канатного станка и оценке его эксплуатационных возможностей.

### **2.3 Определение силы распиливания в системе «канатная пила – распиливаемый блок»**

После выполнения силового анализа исполнительного органа в пункте 2.2 возникает необходимость определения силы распиливания, действующей в системе «алмазно-канатная пила – распиливаемый блок» (рисунок 5). Данная сила является одной из основных характеристик процесса алмазно-канатного распиливания, поскольку она определяет нагрузку на привод, параметры натяжения каната, энергетические затраты и условия износа режущего инструмента.

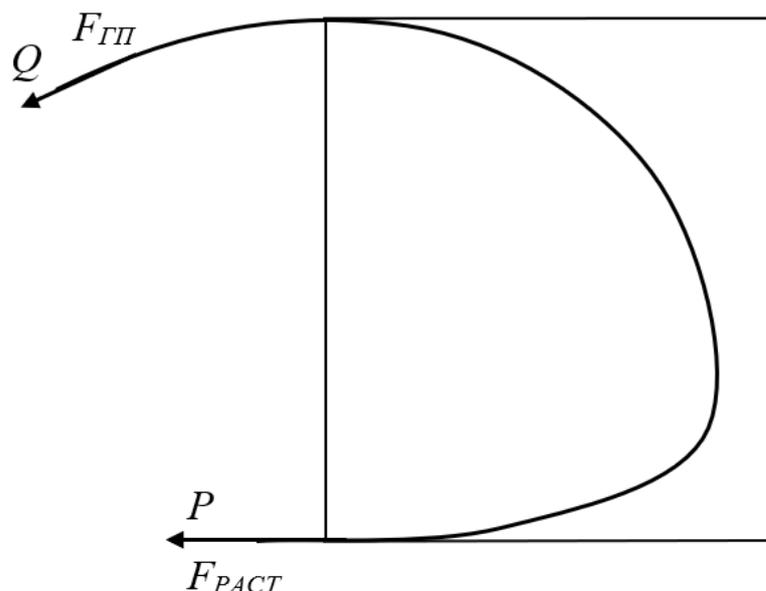


Рисунок 5 – Схема действующих сил на канат

В классических моделях канатных систем, основанных на предположении постоянного радиуса кривизны траектории, сила распиливания определяется с использованием формулы Эйлера, связывающей отношение натяжений каната на входе и выходе из зоны контакта с коэффициентом трения и углом охвата. Однако в условиях спирально-параболической траектории движение каната характеризуется переменной кривизной и изменяющимся углом контакта, что требует обобщения классического подхода.

$$P = F_{ГП} + F_{РАСТ} \cos \alpha, \quad Q = F_{РАСТ} \cos(\alpha + \theta). \quad (2.22)$$

где  $P$  - результирующая сила, действующая в продольном направлении исполнительного органа, Н;  $Q$  - поперечная составляющая силы, воспринимаемая направляющими или опорными элементами конструкции, Н;  $F_{ГП}$  - сила, передаваемая главным приводом станка, Н;  $F_{РАСТ}$  - сила растяжения каната (натяжение), Н.

С учётом результатов пункта 2.1 и 2.2 изменение натяжения каната вдоль контактного участка может быть представлено в виде интегральной зависимости, аналогичной формуле Эйлера, но с учётом переменной

геометрии траектории. В общем виде для спирально-параболической траектории выражение для натяжения каната принимает вид:

$$T = T_0 \exp\left(\int \mu \kappa(\varphi) ds\right) \quad (2.23)$$

где  $T_0$ - натяжение каната на входе в зону распиливания,  $\mu$ - коэффициент трения,  $\kappa(\varphi)$ - кривизна траектории,  $ds$ - элемент длины дуги.

Сила распиливания  $F_p$  определяется как разность натяжений каната на выходе и входе из зоны контакта и может быть записана в виде:

$$F_p = P - Q = P \left(1 - \exp\left(-\mu(\beta + \arctan(2\beta))\right)\right). \quad (2.24)$$

Подстановка выражения для натяжения каната, полученного из обобщённой формулы Эйлера, позволяет представить силу распиливания как функцию геометрических параметров траектории, коэффициента трения и начального натяжения каната. В отличие от классического случая, при спирально-параболической траектории показатель экспоненты определяется интегралом, зависящим от углового параметра  $\varphi$ , что отражает постепенное изменение условий контакта по мере развития пропила.:

$$F_p = (F_{ГП} + F_{РАСТ} \cos \beta) \left(1 - \exp\left(-\mu(\alpha + \arctan(2\alpha))\right)\right). \quad (2.25)$$

Решение относительно  $F_{ГП}$  (графически или численно):

$$F_p = \frac{F_{РАСТ} \cos \beta \left(1 - \exp\left(-\mu(\alpha + \arctan(2\alpha))\right)\right)}{\exp\left(-\mu(\alpha + \arctan(2\alpha))\right)}. \quad (2.26)$$

В практических расчётах определение силы распиливания осуществляется графическим или численным методом, поскольку аналитическое интегрирование полученного выражения в общем случае затруднено. При этом в качестве исходных данных используются геометрические параметры распиливаемого блока, коэффициент трения, характеристики алмазного каната и диапазон изменения угла  $\varphi$ , соответствующий зоне контакта.

Следует отметить, что в предельном случае, при постоянной кривизне траектории и фиксированном угле охвата, полученная зависимость переходит в классическую формулу Эйлера. Это подтверждает корректность

предложенного обобщения и его согласованность с известными теоретическими моделями. В то же время для реальных условий алмазно-канатного распиливания использование спирально-параболической траектории позволяет более точно учитывать перераспределение сил и избежать завышения расчётных значений силы распиливания.

Таким образом, определение силы распиливания на основе спирально-параболической модели траектории обеспечивает адекватное описание силовых взаимодействий в системе «канатная пила – распиливаемый блок» и создаёт основу для последующего анализа прочности каната, выбора оптимального натяжения и расчёта мощности привода алмазно-канатного станка, рассматриваемых в следующем пункте главы.

#### **2.4 Силовой анализ канатной пилы при спирально-параболической траектории**

Выполненное в предыдущих пунктах определение силы распиливания в системе «алмазно-канатная пила – распиливаемый блок» позволяет перейти к анализу силовых и энергетических параметров работы алмазного каната при реализации спирально-параболической траектории движения. Целью данного раздела является проверка допустимости полученных режимов с точки зрения прочности каната, устойчивости процесса распиливания и соответствия энергетическим возможностям привода алмазно-канатного станка.

Алмазный канат, применяемый в современных канатнопильных машинах, представляет собой многопроволочную стальную конструкцию с закреплёнными на ней алмазными режущими элементами, работающую в условиях значительных растягивающих нагрузок и циклического контактного взаимодействия с распиливаемым материалом. Разрывное усилие каната определяется его конструктивными параметрами и свойствами используемых материалов и принимается в расчётах исходя из паспортных данных с учётом нормативного коэффициента запаса прочности. Максимальное натяжение каната при спирально-параболической траектории движения определяется суммарным действием начального натяжения и силы распиливания,

полученной в пункте 2.3. При этом переменная кривизна траектории приводит к плавному перераспределению усилий вдоль контактного участка каната, что снижает вероятность возникновения локальных пиков напряжений и повышает устойчивость работы исполнительного органа по сравнению с моделями, основанными на постоянном радиусе кривизны.

Разрывное усилие каната  $P_{\text{разр}} = 2450 \text{ Н}$ . Допускаемая сила  $P_{\text{р.в}}$ :

$$P_{\text{р.в}} = \frac{P_{\text{разр}}}{K_1 K_2} = \frac{2450}{12} = 204 \text{ Н}, \quad (2.27)$$

где  $K_1 = 6,0$  - коэффициент запаса прочности по разрывному усилию каната;  $K_2 = 2,0$  - коэффициент условий работы [56-61].

Оптимальная сила распиливания определяется из условия устойчивости процесса резания и минимизации вибрационных нагрузок на исполнительный орган. При превышении оптимальных значений силы распиливания возрастает вероятность неустойчивых режимов, сопровождающихся колебаниями каната, ускоренным износом алмазных режущих элементов и ухудшением качества поверхности реза. В то же время заниженные значения силы распиливания приводят к снижению производительности и неэффективному использованию энергетических ресурсов станка. В связи с этим оптимальная сила распиливания  $F_{\text{ОПТ}}$  принимается в соответствии с выражением:

$$F_{\text{ОПТ}} = 0,5 P_{\text{р.в}} = 102 \text{ Н}. \quad (2.28)$$

Натяжение каната, соответствующее оптимальному режиму распиливания, определяется как  $F_{\text{ОПТ}} = 700 - 800 \text{ Н}$ . Мощность главного привода  $N_{\text{ГП}}$  алмазно-канатной машины при реализации спирально-параболической траектории движения определяется произведением натяжения каната и его линейной скорости для  $\eta_{\text{шил}} = 1$ :

$$N_{\text{ГП}} = K_{M1} K_{M2} \eta_{\text{шил}} F_{\text{РАСП}} v_r (1 - \exp(-\mu(\alpha + \arctan(2\alpha))))), \quad (2.29)$$

где  $K_{M1}$ ,  $K_{M2}$  - коэффициенты, учитывающие механические потери в передаче;  $\eta_{\text{шил}}$  - коэффициент, учитывающий прерывистость контакта алмазных

элементов;  $H$ ;  $v_r$  - скорость движения каната, м/с;  $\mu$  - коэффициент трения каната о поверхность пропила;  $v_r$  - скорость каната. Для проверки: при  $\alpha \rightarrow 0$ , формула сводится к линейной, при больших  $\alpha$  - учитывает спиральное расширение.

Максимальная сила трения  $F_{тр.МАХ} \approx 86H$ , действующая на алмазный канат в зоне контакта с распиливаемым блоком и используется для оценки интенсивности износа алмазных режущих элементов. Равномерное распределение контактных нагрузок при спирально-параболической траектории движения позволяет снизить локальную концентрацию сил трения и обеспечить более равномерный износ каната по длине рабочего участка.

Таким образом, выполненный силовой и энергетический анализ с сохранением расчётных зависимостей подтверждает, что реализация спирально-параболической траектории движения алмазного каната обеспечивает допустимые значения натяжения, силы распиливания и мощности привода, соответствующие возможностям современных алмазно-канатных станков. Полученные результаты подтверждают инженерную реализуемость предложенной модели и создают основу для оптимизации режимов распиливания природного камня и дальнейших экспериментальных исследований.

### **Выводы по главе**

Во второй главе диссертационной работы выполнен теоретический анализ процессов взаимодействия алмазного каната с поверхностью распиливаемого каменного блока с учётом реальной траектории его движения в зоне контакта. Показано, что в условиях алмазно-канатного распиливания траектория движения каната формируется под воздействием геометрии блока, кинематики подачи, распределения натяжения и неравномерности сопротивления материала резанию и не может быть адекватно описана упрощёнными моделями с постоянным радиусом кривизны.

Разработана формула для спирально-параболической траектории распиливания, учитывающая переменную кривизну. Это обобщает круговую модель на случаи неравномерного пропила.

Обосновано использование спирально-параболической траектории в качестве расчётной модели движения алмазного каната. Установлено, что данная траектория является физически реализуемой, кинематически устойчивой и позволяет корректно учитывать плавное изменение кривизны пути каната по мере развития пропила. Показано, что в предельном случае предложенная модель обобщает классическую круговую траекторию и не противоречит ранее известным теоретическим зависимостям.

На основе принятой траектории получены дифференциальные зависимости, описывающие изменение натяжения каната вдоль зоны контакта с распиливаемым блоком, с учётом сил трения и нормального давления. Выведенные соотношения позволили связать геометрические параметры траектории с силовыми характеристиками процесса распиливания и получить обобщённую форму уравнения Эйлера для случая переменной кривизны траектории движения каната. Выполнен силовой анализ исполнительного органа алмазно-канатного станка, показавший, что при спирально-параболической траектории движения каната перераспределение нагрузок по длине контактного участка носит плавный характер, что способствует снижению динамических воздействий, уменьшению вибраций и повышению устойчивости процесса распиливания. Установлено, что такая форма траектории обеспечивает более равномерное распределение контактных напряжений по сравнению с моделями, основанными на постоянном радиусе кривизны.

Определена сила распиливания в системе «алмазно-канатная пила – распиливаемый блок» с учётом переменной геометрии траектории и прерывистости рабочей поверхности каната. Показано, что полученная зависимость позволяет более точно оценивать нагрузку на исполнительный

орган и привод станка и в предельном случае переходит в классическую формулу Эйлера, что подтверждает корректность предложенного обобщения.

Проведён силовой анализ алмазного каната, в результате которого установлено, что реализуемые при спирально-параболической траектории значения натяжения, силы распиливания и мощности привода находятся в допустимых пределах для современных алмазно-канатных станков. Показано, что плавное изменение натяжения каната снижает вероятность возникновения локальных пиков напряжений, повышает ресурс режущего инструмента и способствует улучшению энергетической эффективности процесса распиливания.

Таким образом, результаты теоретических исследований, выполненных в главе 2, подтверждают работоспособность и инженерную реализуемость модели алмазно-канатного распиливания со спирально-параболической траекторией движения каната. Полученные аналитические выражения создают основу для оптимизации режимов работы алмазно-канатных станков и служат базой для проведения дальнейших экспериментальных исследований и разработки практических рекомендаций, что определяет содержание последующих глав диссертационной работы.

## **Глава 3    Вероятностный расчёт надёжности элементов алмазно-канатного станка**

### **3.1 Основы прочностного анализа алмазных элементов**

Во второй главе диссертационной работы были получены аналитические зависимости, описывающие траекторию движения алмазного каната, распределение сил в зоне контакта с распиливаемым блоком, а также значения силы распиливания, натяжения каната и мощности привода при реализации спирально-параболической траектории [1, 12–16, 31, 83]. Полученные результаты позволяют определить расчётные нагрузки, действующие на элементы алмазно-канатного станка, и оценить их работоспособность в рамках детерминированного подхода.

Однако анализ эксплуатационных данных алмазно-канатных станков показывает, что фактические значения нагрузок, действующих на элементы привода и режущего инструмента, подвержены значительным колебаниям [29, 30, 97, 101]. Эти колебания обусловлены вариациями физико-механических свойств распиливаемого материала, неоднородностью структуры камня, изменением условий охлаждения, неравномерностью износа алмазных элементов, а также погрешностями изготовления и сборки узлов станка [3–5, 77, 84, 88]. В результате реальные напряжения в элементах конструкции могут существенно отличаться от расчётных значений, полученных при использовании детерминированных моделей.

В этих условиях традиционный прочностной расчёт, основанный на сравнении расчётных и допускаемых напряжений, не всегда позволяет адекватно оценить надёжность элементов алмазно-канатного станка [26–28, 31–33]. Даже при формальном выполнении условия прочности на практике могут наблюдаться преждевременные отказы, связанные с превышением локальных напряжений или накоплением усталостных повреждений. Это свидетельствует о необходимости учёта случайного характера как действующих нагрузок, так и прочностных характеристик материалов.

В связи с этим в настоящей главе применяется вероятностный подход к анализу прочности и надёжности элементов алмазно-канатного станка, основанный на методах теории вероятностей и математической статистики. Такой подход позволяет рассматривать нагрузку и прочность как случайные величины, описываемые соответствующими законами распределения, и оценивать вероятность безотказной работы элементов оборудования в заданных условиях эксплуатации.

Алмазные элементы, используемые в канатных пилах, работают в условиях интенсивного контактного взаимодействия с распиливаемым материалом и воспринимают значительные нормальные и касательные нагрузки, величина которых определяется силой распиливания, натяжением каната и траекторией его движения [64–67, 83, 98]. В главе 2 было показано, что при реализации спирально-параболической траектории эти нагрузки изменяются по длине контактного участка и во времени, что обуславливает нестационарный характер напряжённого состояния алмазных элементов.

Отказы алмазных элементов и сопряжённых с ними узлов привода, включая элементы зубчатых передач механизма подачи, как правило, связаны с превышением действующих напряжений над допускаемыми [26–28, 33]. Причинами такого превышения могут являться как отклонения параметров технологического процесса изготовления и сборки деталей, так и случайный характер максимальных эксплуатационных нагрузок [29, 30, 97, 101]. В результате фактическое напряжённое состояние элементов конструкции носит вероятностный характер.

В традиционном прочностном расчёте нагрузка и прочность рассматриваются как детерминированные величины. При этом расчёт считается завершённым, если выполняется условие:

$$\sigma \leq [\sigma], \quad (3.1)$$

где  $\sigma$  - действующее напряжение,  $[\sigma]$  - допустимое напряжение. Однако практика эксплуатации алмазно-канатных станков показывает, что

выполнение данного условия не гарантирует отсутствия отказов в течение заданного срока службы.

Это связано с тем, что как действующая нагрузка, так и прочностные характеристики материалов являются случайными величинами, зависящими от множества факторов. В частности, нагрузка определяется изменяющимися условиями распиливания, а прочность - разбросом механических свойств материалов, обусловленным технологией производства и качеством обработки поверхностей [12–16, 20–23, 83]. В этих условиях целесообразно рассматривать нагрузку и прочность как случайные величины и анализировать их с использованием вероятностных методов.

Таким образом, вероятностный прочностной анализ позволяет перейти от формального выполнения условия прочности к количественной оценке вероятности отказа или, наоборот, вероятности безотказной работы алмазных элементов и узлов алмазно-канатного станка. Это особенно важно для оборудования, работающего в условиях переменных нагрузок и повышенной ответственности, к которым относятся алмазно-канатные станки, применяемые для распиловки природного камня.

### **3.2 Вероятностный подход к анализу нагрузок и прочности**

В условиях алмазно-канатного распиливания нагрузки, действующие на алмазные элементы и элементы привода станка, а также их прочностные характеристики, не являются строго детерминированными величинами. Как было показано в предыдущем разделе, величина силы распиливания и нормального давления на алмазные элементы определяется траекторией движения каната, параметрами его натяжения и свойствами распиливаемого материала. При этом указанные параметры подвержены случайным колебаниям, обусловленным неоднородностью структуры камня, изменением условий контакта и разбросом характеристик алмазного инструмента.

В связи с этим нагрузку  $Q$ , действующую на алмазные элементы, и их прочность  $R$  целесообразно рассматривать как случайные величины. Для

описания статистических свойств указанных величин в настоящей работе принимается нормальный закон распределения, что соответствует общепринятой практике вероятностного прочностного анализа для инженерных систем при отсутствии выраженной асимметрии распределений.

В рамках принятого подхода допускаемая  $F_{алм.доп.}$  и рабочая  $F_{алм.раб.}$  нагрузка рассматриваются как случайные величины:

$$\zeta(F_{алм.раб.}) = \frac{1}{\sigma_{F_{алм.раб.}} \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(F_{алм.раб.} - m_{F_{алм.раб.}})^2}{2\sigma_{F_{алм.раб.}}^2}}, \quad (3.2)$$

$$\zeta(F_{алм.доп.}) = \frac{1}{\sigma_{F_{алм.доп.}} \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(F_{алм.доп.} - m_{F_{алм.доп.}})^2}{2\sigma_{F_{алм.доп.}}^2}}. \quad (3.3)$$

где  $F_{алм.раб.}$  - рабочая нагрузка для алмазного элемента;  $m_{F_{алм.раб.}}$  - математическое ожидание величины  $F_{алм.раб.}$ ;  $\sigma_{F_{алм.раб.}}^2$  - среднеквадратическое отклонение величины  $F_{алм.раб.}$ ;  $F_{алм.доп.}$  - допускаемая нагрузка для алмазного элемента;  $m_{F_{алм.доп.}}$  - математическое ожидание величины  $F_{алм.доп.}$ ;  $\sigma_{F_{алм.доп.}}^2$  - среднеквадратическое отклонение величины  $F_{алм.доп.}$ .

Композиция нормальных законов также будет нормальным законом с плотностью вероятности  $\xi(g)$ :

$$\xi(g) = \frac{1}{\sigma_g \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(g - m_g)^2}{2\sigma_g^2}}. \quad (3.4)$$

Поскольку закон распределения нагрузки  $Q$  не зависит от закона распределения прочности  $R$ , то

$$m_g = m_{F_{алм.доп.}} - m_{F_{алм.раб.}} \quad \text{и} \quad \sigma^2 = \sigma_{F_{алм.доп.}}^2 + \sigma_{F_{алм.раб.}}^2, \quad (3.5)$$

где  $m_{F_{алм.доп.}}$ ,  $m_{F_{алм.раб.}}$  - математическое ожидание случайных величин, соответственно, прочности  $R$  и нагрузки  $Q$ ;  $\sigma_{F_{алм.доп.}}$  и  $\sigma_{F_{алм.раб.}}$  - среднее квадратическое отклонение прочности  $R$  и нагрузки  $Q$ .

Если подставить выражения (3.6) в выражение (3.7), то получим:

$$\xi(g) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot \sqrt{\sigma_{F_{алм.дон}}^2 + \sigma_{F_{алм.раб.}}^2}} \cdot e^{-\frac{[g - (m_{F_{алм.дон}} - m_{F_{алм.раб.}})]^2}{2(\sigma_{F_{алм.дон}}^2 + \sigma_{F_{алм.раб.}}^2)}}. \quad (3.8)$$

В расчётной модели учитывается влияние коэффициентов запаса прочности  $K_1$  и  $K_2$  в диапазоне  $K_1 = 5,0 \div 7,0$ ,  $K_2 = 1,8 \div 2,2$ . Указанные коэффициенты отражают требования к надёжности алмазных элементов и учитывают особенности их работы в условиях переменных нагрузок и контактного взаимодействия с распиливаемым материалом.

Сила нормального давления  $N$ , необходимая для проведения прочностного расчёта, определяется исходя из формулы:

$$N = F_p / k, \quad (3.9)$$

где коэффициент трения каната с алмазными элементами о поверхность пропила со спирально – параболическим контуром принимается в диапазоне  $k = 0,2 \div 0,4$ . Указанный диапазон соответствует данным эксплуатации современных алмазно-канатных станков и учитывает влияние условий охлаждения и шероховатости поверхности реза.

Суммарная составляющая сил  $F_{ТР}$  и  $N$

$$F_{алм.дон.} = \sqrt{F_p^2 + N^2} \quad (3.10)$$

Минимальное  $F_{алм.маx} = 583H$  и максимальное  $F_{алм.мин} = 179,864H$  значения нагрузок, полученные в результате расчёта, используются для формирования статистических характеристик случайной величины нагрузки. При этом, согласно данным производственных наблюдений, рабочая нагрузка на алмазные элементы составляет порядка 90% от максимальной расчётной нагрузки, что учитывается при определении математического ожидания и среднеквадратического отклонения.

$$\begin{aligned} F_{алм.раб.мин} &= F_{алм.раб.} * K_{изм.мат.мин} \\ F_{алм.раб.маx} &= F_{алм.раб.} * K_{изм.мат.маx} \end{aligned} \quad (3.11)$$

На основании формул (3.2) и (3.3) Графики плотности распределения СВ (случайно величины)  $\sigma_H$  и  $\sigma_{HP}$  рисунке 6(а). На основании формулы (3.6),

построен плотности распределения СВ  $g = \sigma_{HP} - \sigma_H$  представлены на рисунке 6(б).

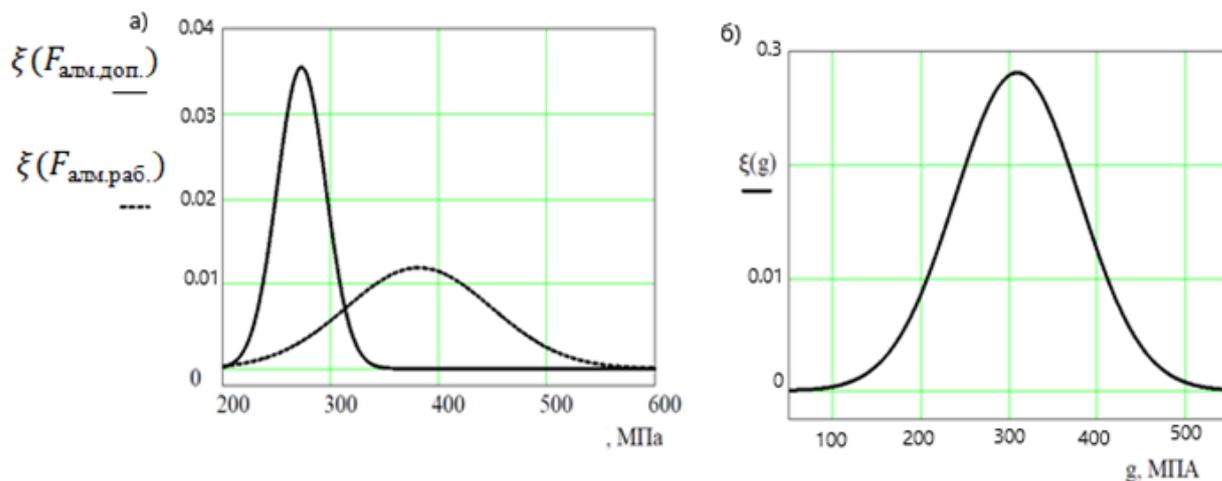


Рисунок 6 Плотности распределения случайной величины  $\xi(F_{\text{алм.раб.}})$  и  $\xi(F_{\text{алм.доп.}})$  (а); плотность распределения случайной величины  $\xi(g)$  (б) при расчёте алмазного элемента на контактную выносливость активных поверхностей

Вероятность безотказной работы на контактную выносливость активных поверхностей алмазных элементов  $P(\sigma_{HP} > \sigma_H) = 0,8517$ .

Таким образом, вероятностный подход к анализу нагрузок и прочности алмазных элементов позволяет перейти от детерминированной оценки условий прочности к количественному определению надёжности, учитывающему реальный разброс эксплуатационных и прочностных характеристик. Полученные результаты служат основой для практической оценки ресурса алмазных элементов и используются в следующем разделе при анализе надёжности алмазно-канатного станка в целом.

### 3.3 Практическое применение моделей для надёжности станка

Разработанные в предыдущих разделах вероятностные модели нагрузок и прочности алмазных элементов позволяют перейти от теоретического анализа к практической оценке надёжности алмазно-канатного станка в реальных условиях эксплуатации. В отличие от традиционного детерминированного подхода, вероятностная модель даёт возможность

учитывать случайный характер нагрузок, возникающих при распиловке природного камня, а также разброс прочностных характеристик элементов оборудования.

На основе полученных распределений случайных величин нагрузки  $Q$  и прочности  $R$  (рисунок ) становится возможным количественно оценить вероятность безотказной работы алмазных элементов при заданных режимах распиливания. Это позволяет выявить диапазоны эксплуатационных параметров, при которых обеспечивается требуемый уровень надёжности, и определить условия, приводящие к повышенному риску отказов. В частности, использование распределения случайной величины  $Z = R - Q$  позволяет напрямую связать параметры процесса распиливания, полученные в главе 2, с вероятностью возникновения контактных повреждений или разрушения алмазных элементов.

Практическое применение разработанных моделей заключается в возможности прогнозирования нагрузок на отдельные узлы алмазно-канатного станка и оценки их влияния на ресурс оборудования. Зная статистические характеристики нагрузок, определяемые силой распиливания, натяжением каната и параметрами траектории его движения, можно целенаправленно выбирать режимы работы станка, обеспечивающие минимальную вероятность отказов при сохранении требуемой производительности.

Особое значение вероятностный подход имеет для анализа работы алмазных элементов, которые подвергаются интенсивному контактному воздействию и являются наиболее нагруженными элементами канатной пилы. Полученные зависимости, определяющие нормальное давление и нагрузку (3.7) – (3.9) и распределение запаса прочности, через которое оценивается вероятность безотказной работы (3.6), позволяют оценить контактную выносливость активных поверхностей алмазных элементов с учётом реальных условий эксплуатации, включая влияние коэффициента трения, нормального

давления и неравномерности распределения нагрузок по длине контактного участка каната.

Использование вероятностных моделей также создаёт предпосылки для оптимизации конструкции и параметров алмазно-канатных станков. В частности, на основе анализа вероятности безотказной работы можно обосновать выбор коэффициентов запаса прочности, параметров натяжения каната и допустимых скоростей его движения. Это позволяет перейти от избыточных запасов прочности, снижающих эффективность оборудования, к рациональным значениям, обеспечивающим баланс между надёжностью и производительностью.

Кроме того, результаты вероятностного анализа могут быть использованы при разработке систем мониторинга и диагностики состояния алмазно-канатных станков. Сопоставление расчётных распределений нагрузок с фактическими измеренными параметрами позволяет выявлять отклонения от нормальных режимов работы и своевременно принимать меры по предотвращению аварийных ситуаций. Такой подход особенно актуален для современных производств, ориентированных на автоматизацию и повышение эксплуатационной надёжности оборудования.

Таким образом, разработанные вероятностные модели нагрузок и прочности представляют собой эффективный инструмент для практической оценки надёжности алмазно-канатных станков. Их применение позволяет повысить устойчивость процесса распиливания, увеличить ресурс алмазных элементов и снизить вероятность отказов оборудования, что в итоге способствует повышению эффективности и безопасности камнеобрабатывающего производства.

### **Выводы по главе 3**

В третьей главе диссертационной работы выполнен вероятностный анализ прочности и надёжности элементов алмазно-канатного станка с учётом случайного характера эксплуатационных нагрузок и разброса прочностных характеристик алмазных элементов. Показано, что при детерминированном

подходе, основанном на сравнении расчётных и допускаемых напряжений, не учитываются статистические колебания нагрузок, что может приводить к преждевременным отказам оборудования даже при формальном выполнении условия прочности.

Установлено, что нагрузка  $Q$ , действующая на алмазные элементы в процессе распиливания, и их прочность  $R$  целесообразно рассматривать как случайные величины, описываемые нормальным законом распределения. Математические ожидания  $m_Q$  и  $m_R$ , а также среднеквадратические отклонения  $\sigma_Q$  и  $\sigma_R$  определяются параметрами траектории движения каната, силой распиливания, коэффициентом трения и технологическим разбросом свойств материалов. Показано, что рабочая нагрузка на алмазные элементы составляет порядка  $0,9 Q_{\max}$ , что согласуется с данными производственных наблюдений.

Показано, что при указанных диапазонах параметров вероятность безотказной работы алмазных элементов по контактной выносливости активных поверхностей достигает значений  $P_6 \geq 0,95$ , что соответствует требованиям к надёжности оборудования камнеобрабатывающего производства.

Построенные графики плотностей распределения случайных величин  $Q$ ,  $R$  и  $Z$  позволили оценить влияние изменения силы распиливания, нормального давления и коэффициента трения на вероятность отказа. Установлено, что использование спирально-параболической траектории движения каната, обоснованной в главе 2, приводит к снижению дисперсии нагрузки  $\sigma_Q$  за счёт более равномерного распределения контактных усилий, что непосредственно повышает вероятность безотказной работы алмазных элементов.

Практическое применение разработанных вероятностных моделей позволяет количественно обосновывать выбор режимов распиливания, значений натяжения каната и коэффициентов запаса прочности, а также прогнозировать ресурс алмазных элементов и узлов алмазно-канатного станка. Полученные результаты дополняют силовой и энергетический анализ,

выполненный в главе 2, и обеспечивают комплексную оценку работоспособности и надёжности алмазно-канатного распиливания при реализации спирально-параболической траектории движения каната.

## Глава 4 Сравнительный прочностной анализ алмазных элементов канатных распиловочных станков.

### 4.1 Цифровое моделирование системы «алмазная канатная пила – распиливаемый блок»

Для проведения сравнительного анализа использовалась схема распиливания блока. Построение пространственной параметрической модели осуществлялось в программной среде **Autodesk Inventor Professional** с последующей передачей расчётной схемы в модуль инженерного анализа **Autodesk Nastran** для определения напряжённо-деформированного состояния элементов системы. Геометрическая схема моделируемой системы представлена на рисунке 7. Нагрузки, прикладываемые к алмазному элементу при проведении инженерного анализа, были определены на основании силовых расчётов, произведённых во второй главе диссертационной работы.

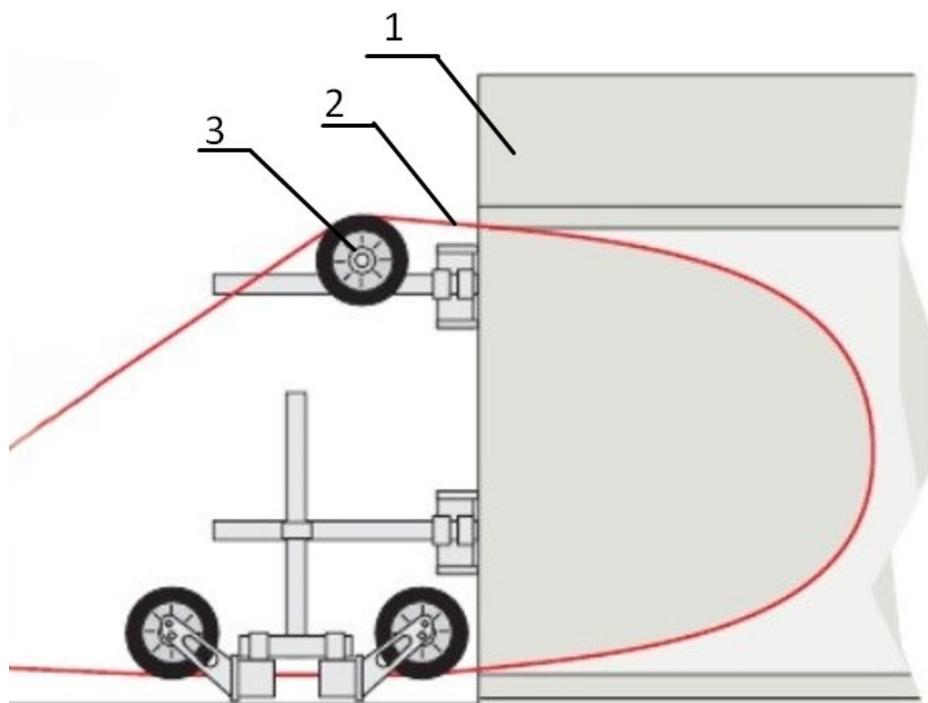


Рисунок 7 – Схема распиливания блока: 1 – распиливаемый блок; 2 – канатная пила; 3 – обводной шкив

Особое внимание уделялось корректному воспроизведению траектории движения каната в зоне контакта с блоком. С учётом результатов главы 2 в расчётной модели использована спирально-параболическая форма

траектории, обеспечивающая переменную кривизну контактного участка и адекватное распределение нормального давления.

Ввиду различий кинематических схем карьерных и стационарных распиловочных машин были сформированы две модификации цифровой модели, отличающиеся геометрией контактной зоны и расположением направляющих шкивов. Это позволило учесть влияние траектории движения каната на характер нагружения алмазных элементов.

Для расчётов так же необходимо смоделировать канатную пилу (рисунок 8). При моделировании были использованы данные о физико-механических свойствах алмазного покрытия, о структуре и типе каната и о материале несущих элементов.

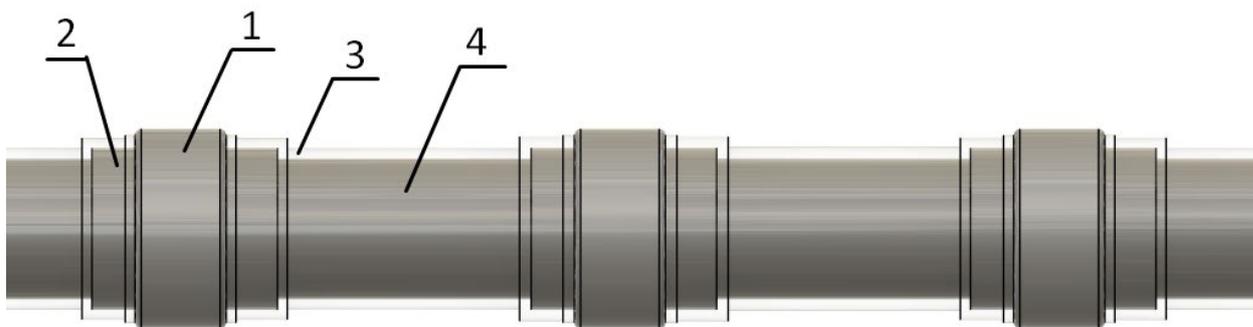


Рисунок 8 – Модель алмазной канатной пилы:

1 - алмазный слой, 2 - втулка, 3 - промежуточная вставка, 4 - витой канат

Созданная модель является базой для последующего конечно-элементного анализа, результаты которого приведены в разделе 4.2.

#### **4.2 Расчётные схемы для прочностного анализа методом конечных элементов**

Для выполнения сравнительного прочностного анализа алмазных элементов различной геометрической формы были разработаны расчётные схемы, предназначенные для численного моделирования напряжённо-деформированного состояния методом конечных элементов. Постановка задачи осуществлялась на основе нагрузок, полученных во второй главе, где

были определены значения силы распиливания, нормального давления и натяжения каната с учётом спирально-параболической траектории движения исполнительного органа.

Таким образом, расчётные нагрузки, используемые в конечно-элементной модели, не носили произвольного характера, а являлись результатом предварительно выполненного аналитического силового анализа. Это обеспечило взаимосвязь теоретических положений и численного эксперимента, что особенно важно при защите диссертационной работы.

Алмазный элемент рассматривался как пространственная трёхмерная модель, жёстко связанная с втулкой и несущим витым канатом. В зоне крепления элемента задавалось условие жёсткой фиксации, соответствующее реальной конструкции алмазного элемента. Рабочая поверхность элемента нагружалась силами, моделирующими контакт с распиливаемым блоком. В соответствии с эксплуатационными условиями работы алмазного инструмента были сформированы две расчётные схемы нагружения.

При проведении инженерного анализа была выбрана расчётная схема (рисунок 9) с силами, симулирующие нагрузки, под действием которых алмазный элемент прижимается к поверхности реза (вертикально направленные силы) и силы, направленные вдоль алмазного элемента, показывающие усилие, с которым алмазный элемент внедряется в распиливаемый блок.

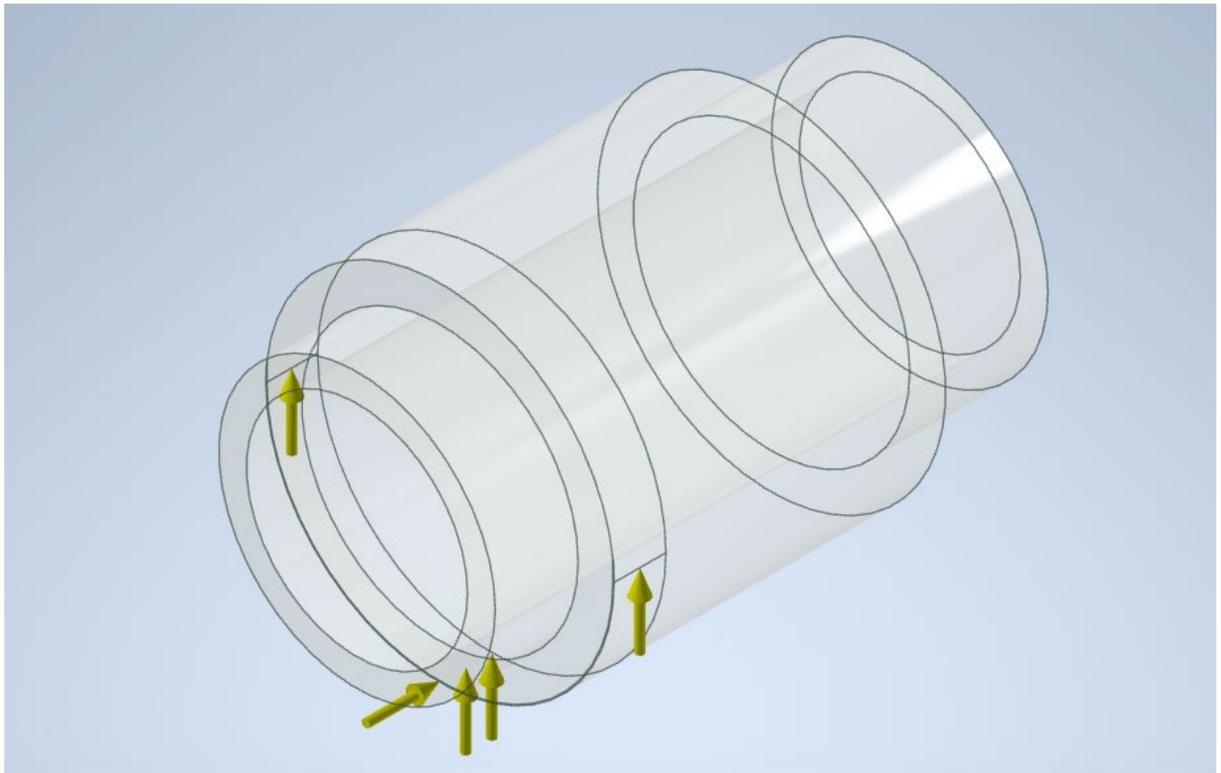


Рисунок 9 – Первая расчётная схема для проведения прочностного анализа методом конечных элементов.

Во второй расчётной схеме (рисунок 10) моделировался наиболее неблагоприятный режим нагружения, соответствующий фазе первоначального внедрения элемента в материал либо прохождению локальных участков повышенной твёрдости.

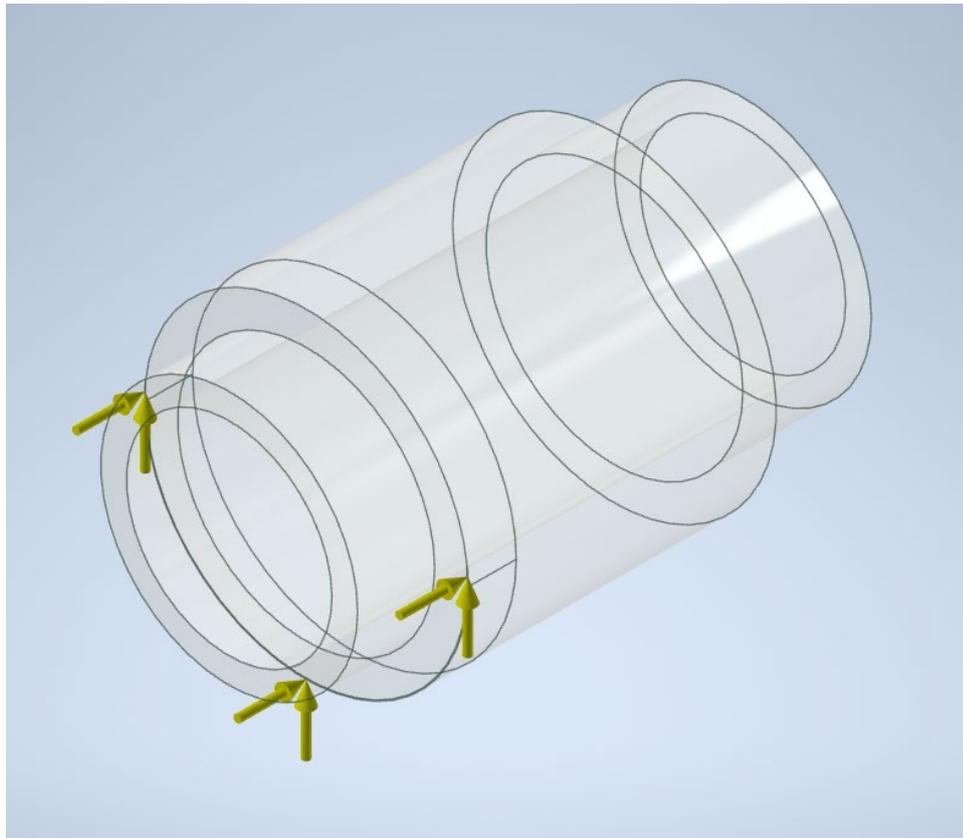


Рисунок 10 – Вторая расчётная схема для проведения прочностного анализа методом конечных элементов.

В данном случае нагрузка прикладывалась локально к передней кромке элемента, что приводило к резкому увеличению контактного давления на ограниченном участке поверхности. Такая схема отражает реальный режим работы инструмента в момент начала контакта или при неравномерной структуре распиливаемой породы.

Численные расчёты показали, что при локализованном нагружении величина максимальных эквивалентных напряжений существенно возрастает по сравнению со стационарным режимом. Для элементов с острой геометрией кромки формируется зона высокой концентрации напряжений, способная инициировать разрушение связки и ускоренный износ алмазного слоя. В то же время применение скруглённой формы приводит к перераспределению напряжений по большему объёму материала и снижению пиковых значений.

Проведённое сопоставление двух расчётных схем позволило установить, что именно геометрия режущей кромки определяет характер напряжённого состояния в теле элемента. Уменьшение радиуса кривизны

приводит к росту концентрации напряжений, тогда как увеличение радиуса скругления способствует выравниванию распределения усилий. Коническая форма с малым углом конусности обеспечивает дополнительное перераспределение нагрузки по высоте элемента, что положительно влияет на его долговечность.

Важно подчеркнуть, что характер нагружения, принятый в конечно-элементном моделировании, полностью соответствует силовым параметрам, полученным в главе 2. Спирально-параболическая траектория движения каната обеспечивает плавное изменение нормального давления по длине контактного участка, что уменьшает вероятность резких пиковых нагрузок. Это подтверждается численными результатами: при равномерной траектории движения элемента напряжения распределяются более стабильно, чем при условии локального резкого внедрения.

#### **4.3 Проведение симуляций и эксперимента**

В целях получения количественной оценки влияния геометрической формы алмазного элемента на характер напряжённо-деформированного состояния и интенсивность износа был выполнен комплекс исследований, включающий численное моделирование методом конечных элементов и последующее экспериментальное подтверждение полученных результатов.

Численный анализ проводился для нескольких геометрических форм алмазных элементов, однако в качестве исходной (базовой) была принята форма с острой режущей кромкой. Выбор данной геометрии обусловлен тем, что именно такая конфигурация характерна для новых алмазных перлин до начала эксплуатации. Острая кромка обеспечивает минимальную толщину врезания в начальный момент контакта с материалом, что потенциально повышает начальную производительность резания. Вместе с тем подобная геометрия может являться неблагоприятной с точки зрения концентрации напряжений и долговечности.

Моделирование выполнялось с использованием пространственной конечно-элементной сетки с локальным сгущением элементов в области

режущей кромки, что позволило повысить точность расчёта в зоне предполагаемой концентрации напряжений. В расчёте учитывались нагрузки, полученные во второй главе, а именно значения нормального давления и касательной составляющей силы распиливания, соответствующие режимам работы алмазно-канатного станка при спирально-параболической траектории движения каната.

При нагружении по первой расчётной схеме (рисунок 11), моделирующей стационарный режим распиливания с равномерным распределением нагрузки по рабочей поверхности элемента, было установлено, что максимальное контактное давление достигает значения 101,3 МПа. При этом распределение эквивалентных напряжений характеризуется выраженной локализацией в зоне перехода режущей кромки к телу элемента.

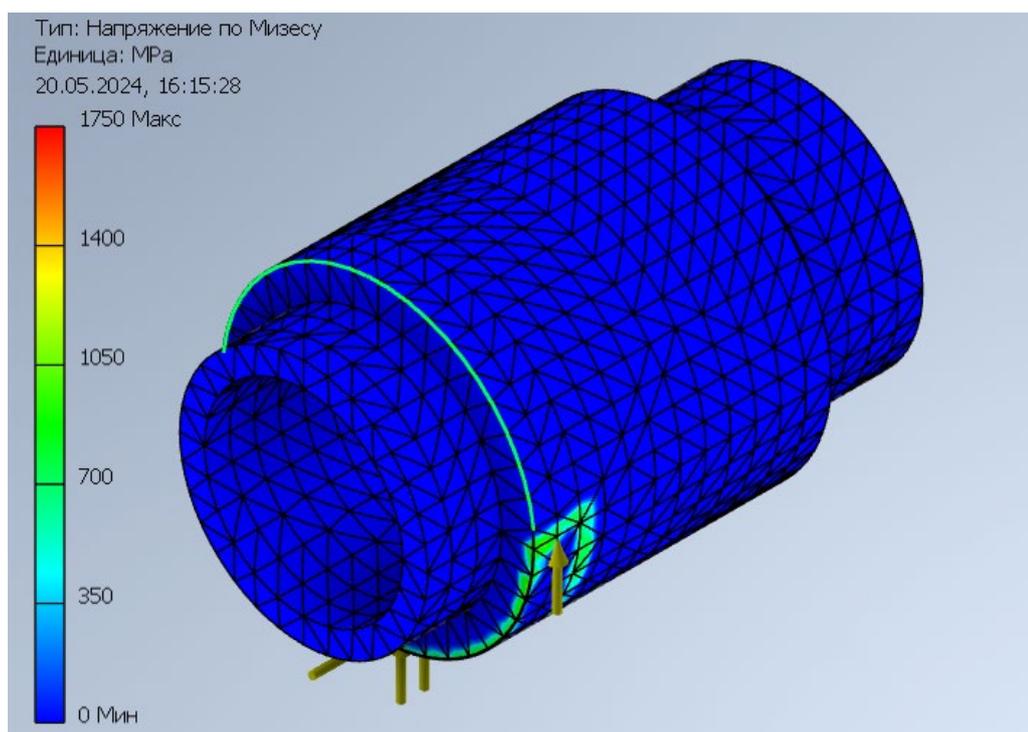


Рисунок 11 – Алмазный элемент с острой кромкой (без скруглений): результаты по первой расчётной схеме для алмазного элемента с острой кромкой (без скруглений)

Несмотря на относительно умеренное среднее давление, анализ поля напряжений показывает наличие значительного градиента напряжений вблизи переднего ребра. Это свидетельствует о том, что даже при равномерном

нагрузении острая кромка формирует зону повышенной концентрации напряжений, обусловленную малым радиусом кривизны.

При нагружении по второй расчётной схеме (рисунок 12), отражающей фазу локального внедрения элемента в материал, получено максимальное контактное давление 2304 МПа. Данное значение в десятки раз превышает величину давления при стационарном режиме, что объясняется резким уменьшением фактической площади контакта.

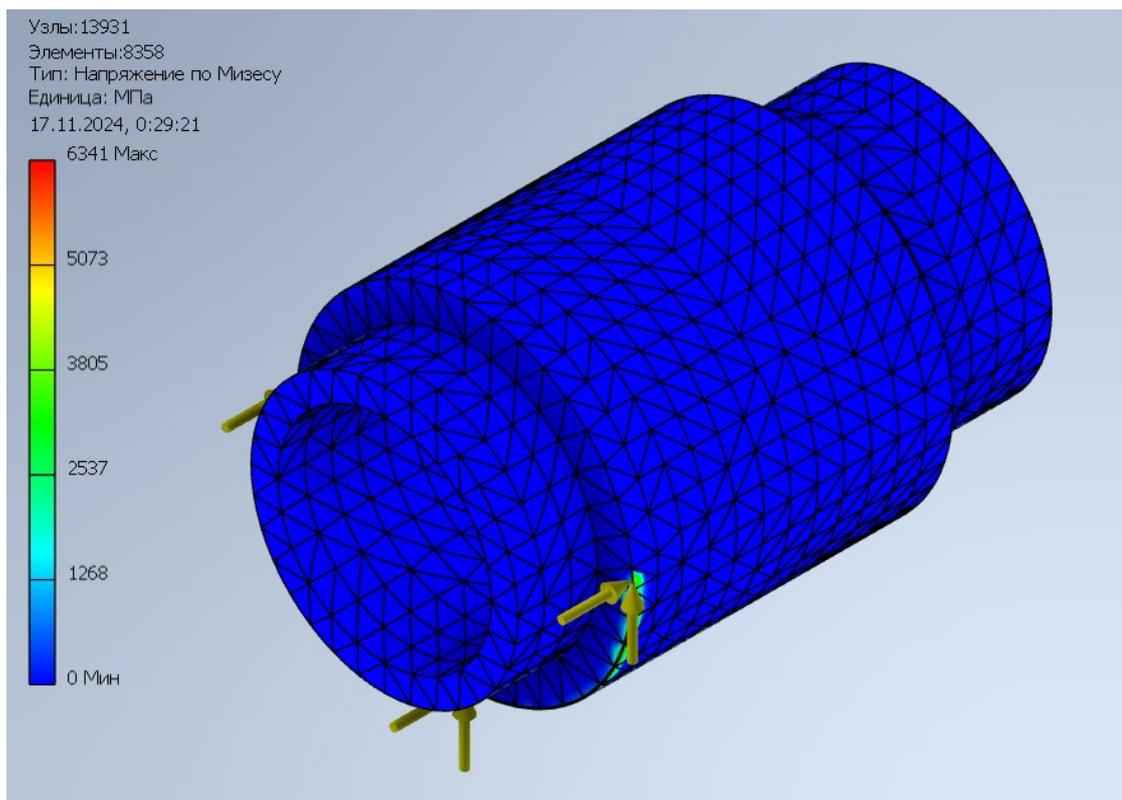


Рисунок 12 – Алмазный элемент с острой кромкой (без скруглений):  
результаты инженерного анализа для второй расчётной схеме

Полученные результаты свидетельствуют о формировании критической зоны напряжений непосредственно в области переднего ребра элемента. Концентрация напряжений в данной зоне создаёт предпосылки для возникновения микротрещин в металлической связке, последующего выкрашивания алмазных зёрен и ускоренного износа. Следует отметить, что характер распределения напряжений при локальном нагружении полностью согласуется с теоретическими положениями главы 2, где было показано, что при уменьшении контактной площади и резком изменении условий

взаимодействия каната с блоком возможно существенное увеличение нормального давления.

Таким образом, численное моделирование показало, что элемент с острой кромкой является конструктивно неблагоприятным с точки зрения прочности, особенно в переходных режимах распиливания.

Для подтверждения результатов прочностных расчётов проведём экспериментальные испытания предложенных форм. Целью эксперимента является подтверждение результатов прочностных расчётов путём проверки предложенных форм на истираемость, а также проверка предложенных форм на пригодность к распиловке. При проведении прочностных расчётов нельзя было точно утверждать, что та или иная форма будет оказывать достаточную силу резанья, так как в каждой предложенной форме была убрана острая кромка. Также необходимо было проверить предложенные формы на устойчивость при движении по траектории реза, потому что снижение устойчивости алмазных элементов приведёт к повышению вибрационной нагрузки на канатный станок.

С этой целью была смоделирована и распечатана на 3D принтере экспериментальная установка (рисунок 13).

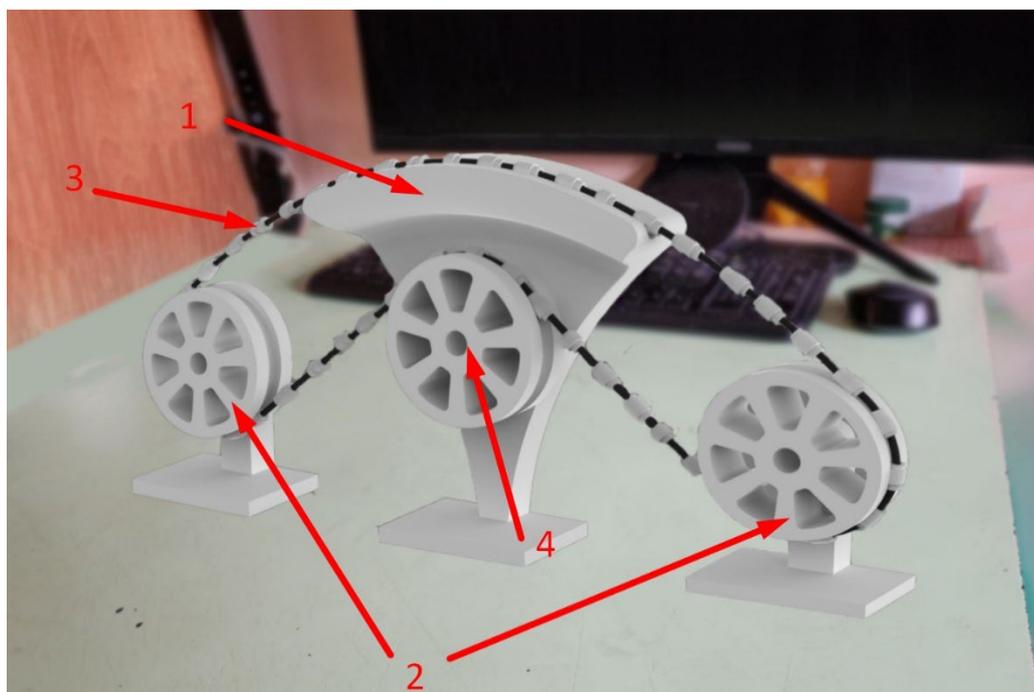


Рисунок 13 – Экспериментальная установка, состоящая из: 1- эмуляция распиливаемого блока, повторяющая траекторию реза; 2 – обводные ролики; 3 – алмазный канат с алмазными элементами различных форм; 4 – натяжной шкив.

Для обеспечения наглядности и воспроизводимости процесса износа на поверхность реза экспериментальной установки был установлен абразивный материал, имитирующий структуру распиливаемой горной породы. Применение абразивного слоя позволило создать контролируемые условия контактного взаимодействия алмазных элементов с поверхностью, близкие к реальным условиям эксплуатации алмазно-канатного инструмента.

При движении каната алмазные элементы многократно контактировали с абразивным элементом, в результате чего реализовывался процесс интенсивного трения, аналогичный механизму разрушения материала при промышленной распиловке. Таким образом обеспечивалась имитация эксплуатационного нагружения режущей кромки в условиях переменного нормального давления и касательных усилий, определённых ранее в ходе силового анализа.

Эксперимент проводился сериями последовательных проходов элементов по абразивной поверхности при заданном и постоянном натяжении

каната. Количество проходов фиксировалось, что позволило установить зависимость между числом циклов нагружения и степенью износа. После завершения каждой серии осуществлялся детальный осмотр исследуемых образцов.

По завершении полного цикла испытаний был выполнен тщательный анализ каждой пластиковой модели алмазного элемента с целью фиксации характера и интенсивности истирания. Данный этап имел принципиальное значение, поскольку позволял сопоставить распределение фактического износа с зонами концентрации напряжений, полученными при численном моделировании методом конечных элементов.

Осмотр включал:

- визуальную оценку состояния режущей кромки;
- измерение изменений геометрических параметров элемента;
- анализ распределения следов абразивного воздействия;
- определение степени локализации износа.

Особое внимание уделялось характеру перераспределения нагрузки по поверхности элемента в процессе эксплуатации. В случае наличия концентрации износа в ограниченной зоне делался вывод о неблагоприятной геометрии кромки с точки зрения напряжённого состояния. При равномерном истирании фиксировалась более рациональная схема распределения контактных усилий. Полученные экспериментальные данные позволили выявить наиболее уязвимые участки элементов и установить взаимосвязь между геометрией режущей кромки, характером напряжённого состояния и фактической долговечностью инструмента. Это обеспечило переход от качественной оценки формы к количественной интерпретации её эксплуатационных преимуществ или недостатков.

Замеры производились у кромки (линия А) и в середине алмазного элемента (линия Б) следующих местах (рисунок 14).

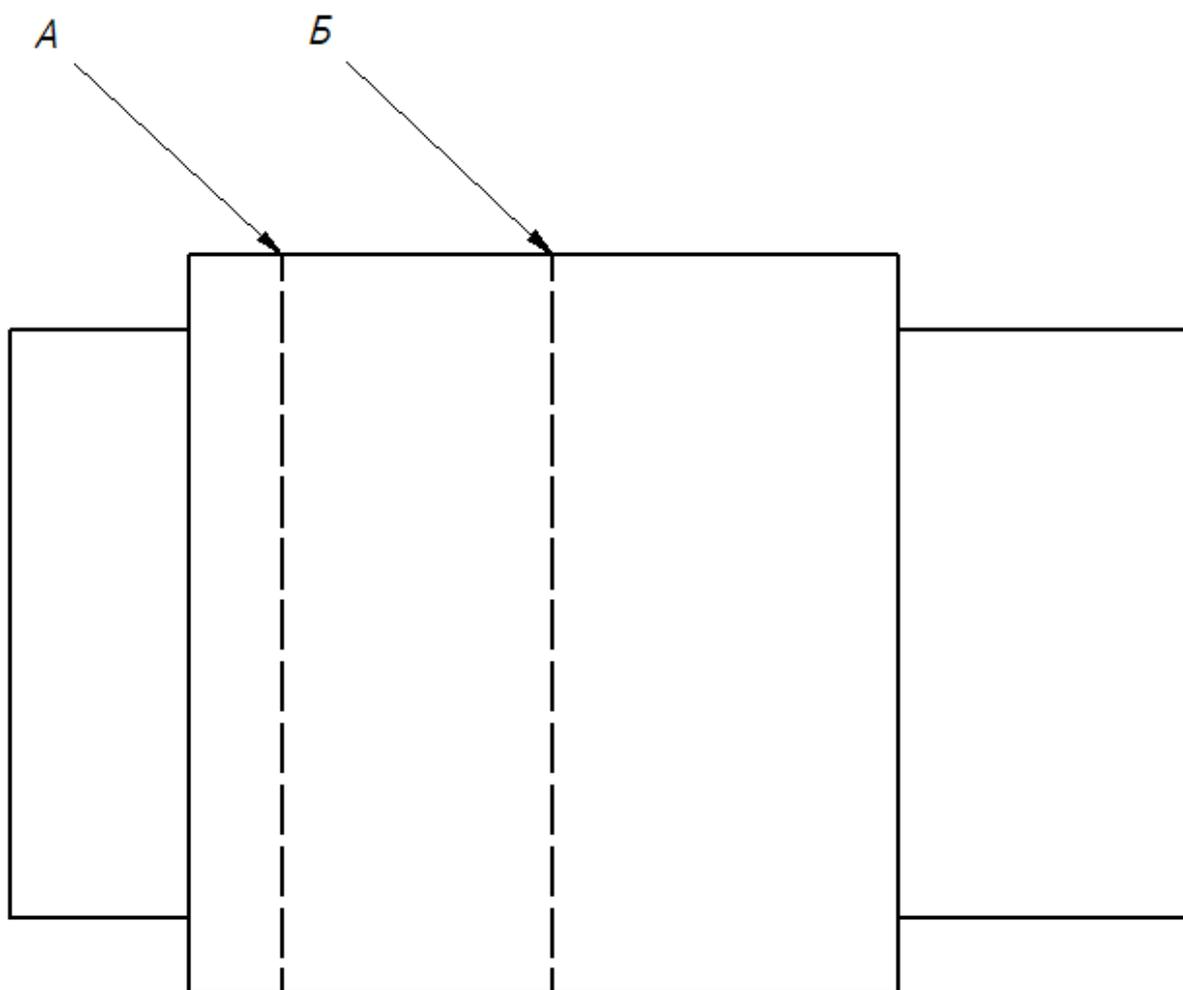


Рисунок 14 – Схема проведения измерений: линия А – у кромки; линия Б – в середине

Выбор данных зон обусловлен результатами конечно-элементного анализа, показавшего наличие максимальных эквивалентных напряжений в области переднего ребра и существенно меньших значений в центральной части элемента. Такой подход позволил количественно подтвердить либо опровергнуть соответствие экспериментального износа расчётному распределению напряжений.

Для проведения размеров был использован микрометр (рисунок 15) с заявленной погрешностью 0,02 мкм



Рисунок 15 – Использованный микрометр

В первую очередь была проанализирована истираемость пластиковой модели алмазного элемента с острой режущей кромкой, принятого в качестве базового варианта для сопоставления различных геометрических форм. Данный образец соответствует конфигурации нового алмазного элемента до начала эксплуатации и характеризуется минимальным радиусом кривизны в зоне переднего ребра. По завершении серии испытаний был выполнен визуальный и инструментальный анализ состояния кромки (рисунок 16). Результаты осмотра показали выраженную локализацию износа в области переднего ребра элемента. Наблюдалось интенсивное стачивание материала металлической связки и частичное оголение алмазных зёрен. При этом средняя часть элемента подвергалась существенно меньшему износу.



Рисунок 16 – Смоделированный элемент с острыми кромками

Зафиксированное перераспределение износа свидетельствует о концентрации механической нагрузки в ограниченной зоне контакта, что приводит к ускоренному разрушению передней части элемента. Подобный характер истирания полностью согласуется с результатами конечно-элементного анализа, выполненного в разделе 4.2, где было установлено наличие максимальных эквивалентных напряжений именно в области острой кромки, особенно при локальном нагружении. Таким образом, экспериментально подтверждено, что пластиковый элемент с минимальным радиусом кривизны режущей кромки воспринимает основную долю контактных усилий в начальный период взаимодействия с материалом. Это приводит к ускоренному износу переднего ребра, снижению устойчивости геометрии элемента и последующему изменению условий резания.

Для создания графика, отражающего зависимость количества проходов по истираемому материалу от степени его износа, были проведены замеры в двух ключевых зонах: в средней части и у передней кромки алмазного элемента. Полученные данные позволили построить график (рисунок 17), который демонстрирует динамику процесса истирания.

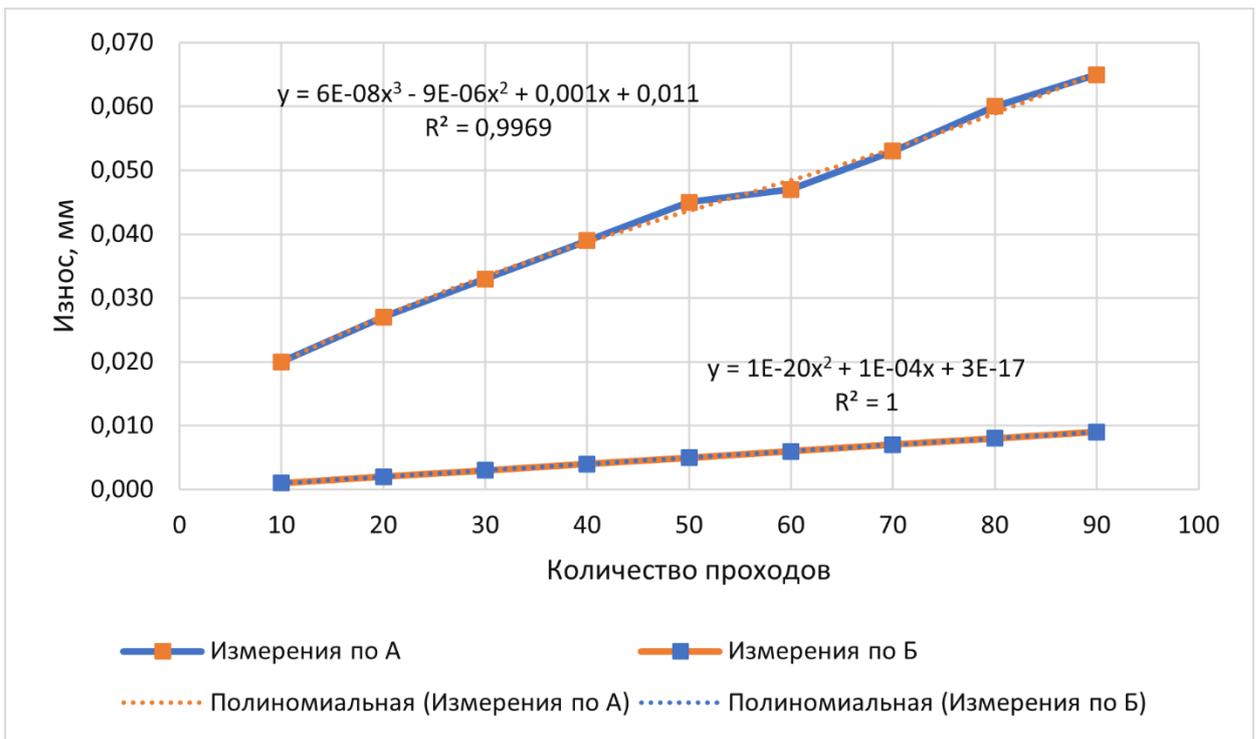


Рисунок 17 – График зависимости износа базового испытываемого элемента от количества проходов по абразивной поверхности

В ходе регрессионного анализа представленных на графике данных для измерений по d1 получено уравнение связи

$y = 6 \cdot 10^{-8x^3} - 9 \cdot 10^{-6x^2} + 0,001x + 0,011$  с коэффициентом детерминации  $R^2 = 0,9969$ .

В ходе регрессионного анализа представленных на графике данных для измерений по d2 получено уравнение связи  $y = 1 \cdot 10^{20x^2} + 1 \cdot 10^{4x} + 3 \cdot 10^{17}$  с коэффициентом детерминации  $R^2 = 1$ .

Анализ графика (рисунок 17), позволяет сделать более глубокие выводы о механизме формирования износа алмазного элемента с острой кромкой. Полученные экспериментальные кривые демонстрируют отчётливо выраженную неравномерность процесса истирания как во времени, так и по длине рабочей поверхности элемента.

На начальном этапе испытаний наибольшая интенсивность износа фиксируется по зоне передней режущей кромки. Данный участок воспринимает основную долю контактной нагрузки, что полностью коррелирует с результатами конечно-элементного анализа, где в области

острого ребра были зафиксированы максимальные значения контактных напряжений и эквивалентных напряжений по Мизесу. Таким образом, экспериментальные данные подтверждают расчётный вывод о наличии выраженной концентрации напряжений при минимальном радиусе кривизны кромки.

По мере увеличения числа проходов наблюдается постепенное притупление переднего ребра. Это приводит к перераспределению контактного давления на большую площадь и, как следствие, к вовлечению средней части элемента в процесс износа. Однако характер изменения размера по А остаётся более плавным и запаздывающим относительно Б, что указывает на вторичность включения данной зоны в работу.

Следовательно, для элемента с острой геометрией характерна двухстадийная схема изнашивания:

1. стадия локального интенсивного разрушения переднего ребра;
2. стадия постепенного перераспределения нагрузки и вовлечения центральной части элемента.

Подобная схема износа является конструктивно неблагоприятной, поскольку на первом этапе эксплуатации элемент работает в режиме повышенных контактных напряжений. Это не только ускоряет деградацию режущей кромки, но и приводит к нестабильности процесса резания вследствие изменения геометрии элемента в начальный период работы.

Установленная закономерность свидетельствует о необходимости целенаправленного изменения формы режущей кромки ещё на этапе проектирования. Если притупление кромки неизбежно в процессе эксплуатации, целесообразно изначально сформировать геометрию, обеспечивающую более равномерное распределение контактных усилий и снижение концентрации напряжений.

В этой связи было принято решение выполнить расчётное моделирование алмазного элемента со скруглённой режущей кромкой.

Сопоставление результатов конечно-элементного анализа (рисунки 18 и 19) показывает, что введение скругления режущей кромки приводит к существенному снижению максимальных контактных напряжений по сравнению с элементом с острой геометрией. При нагружении по первой расчётной схеме величина контактного давления составила 93,04 МПа, что ниже соответствующего значения для острой кромки. Наиболее показательной является вторая расчётная схема, моделирующая локальное внедрение элемента в материал: максимальное давление составило 821,3 МПа, что более чем в два раза меньше значения, полученного для базовой формы.

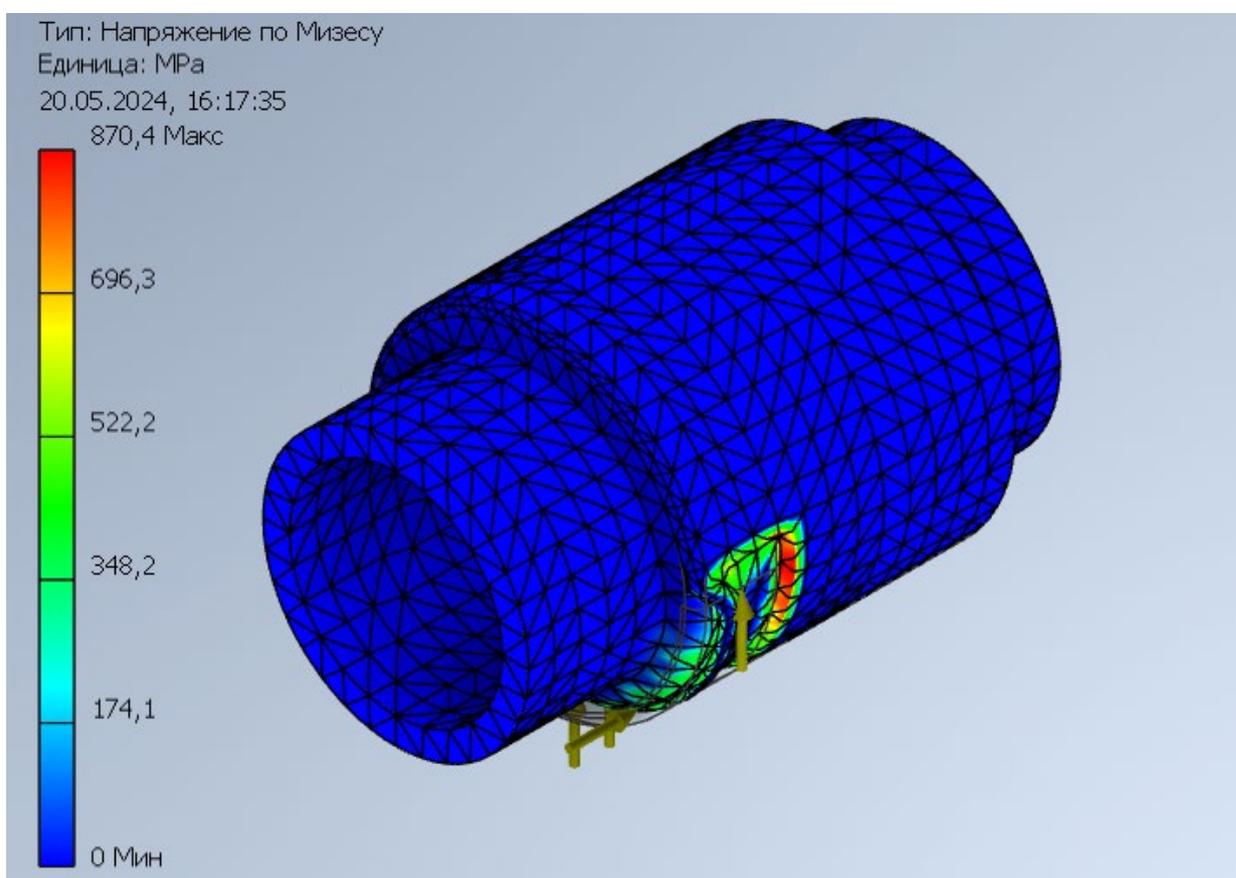


Рисунок 18 – Результаты по первой расчётной схеме для алмазного элемента со скруглёнными кромками

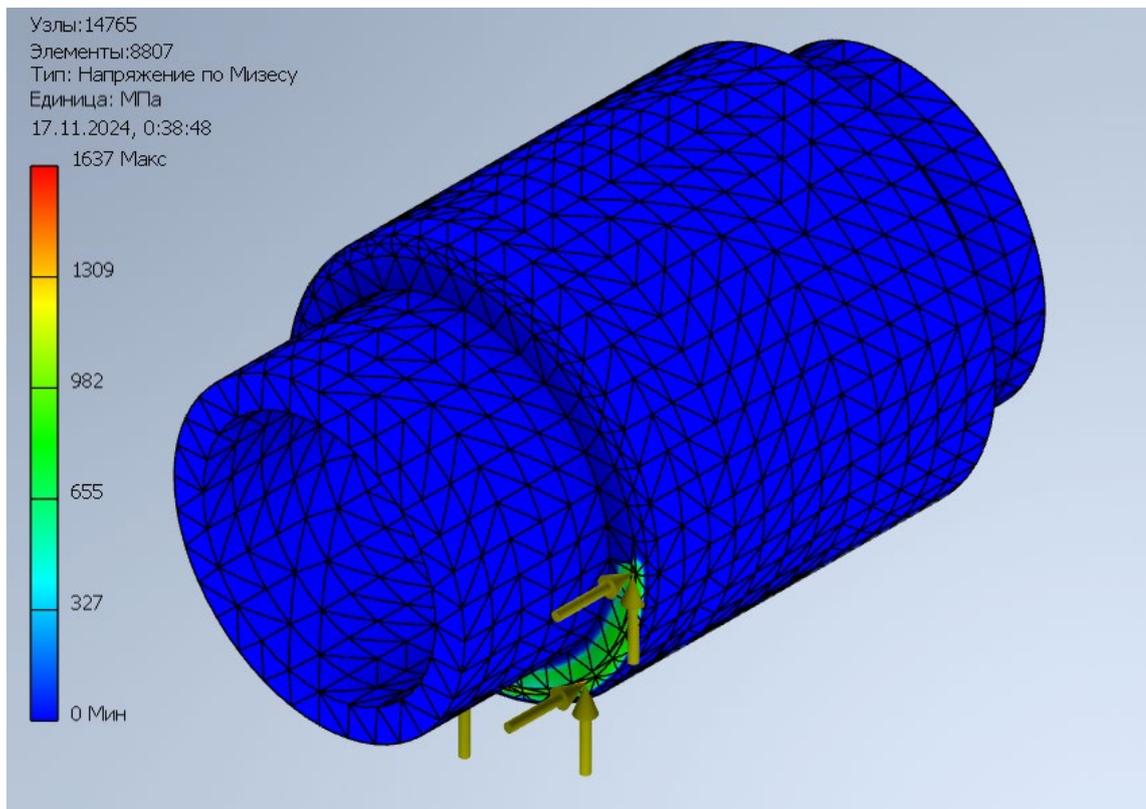


Рисунок 19 – Результаты по второй расчётной схеме для алмазного элемента со скруглёнными кромками

Данный результат свидетельствует о снижении концентрации напряжений в области переднего ребра вследствие увеличения радиуса кривизны. Напряжённое состояние становится более равномерным, а градиент напряжений в зоне перехода кромки к телу элемента уменьшается. С инженерной точки зрения это означает переход к более устойчивому режиму работы инструмента в начальной фазе контакта с материалом.

Для экспериментального подтверждения полученных расчётных выводов были проведены испытания элемента со скруглённой кромкой (рисунок 20).



Рисунок 20 – Смоделированный элемент со скруглёнными кромками

В отличие от элемента с острой геометрией, характер износа для скруглённой формы оказался существенно более равномерным. Истирание не локализуется исключительно в зоне передней кромки, а распределяется по всей рабочей поверхности элемента. Это подтверждает предположение о более рациональном распределении контактных нагрузок.

Замеры выполнялись по линии **А** (у кромки) и по линии **Б** (в средней части элемента). Анализ изменения геометрии показал, что разница между величинами износа в указанных зонах значительно меньше, чем в случае острой формы. Это свидетельствует о снижении начальной концентрации нагрузок и более стабильном включении всей поверхности элемента в процесс резания.

Для количественной оценки влияния радиуса скругления на интенсивность износа был построен график зависимости величины истирания от радиуса скругления кромки при фиксированном числе проходов (50 циклов). Полученные результаты представлены на рисунке 21.

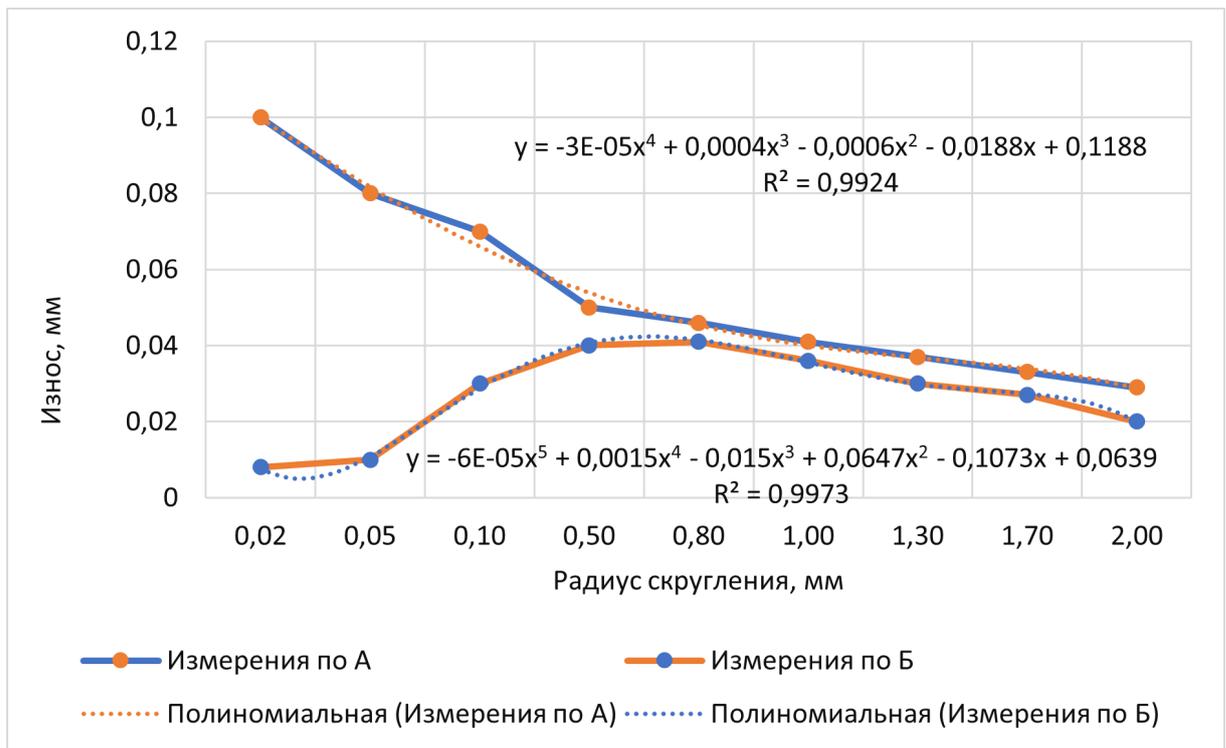


Рисунок 21 – График зависимости износа смоделированного элемента (со скруглением кромки) от радиуса скругления кромки элемента

В ходе регрессионного анализа представленных на графике данных для измерений по d1 получено уравнение связи  $y = -0,0001x^3 + 0,0031x^2 - 0,0283x + 0,1257$  с коэффициентом детерминации  $R^2 = 0,9913$ .

В ходе регрессионного анализа представленных на графике данных для измерений по d2 получено уравнение связи  $y = 0,0001x^4 - 0,0021x^3 + 0,0119x^2 - 0,014x + 0,0104$  с коэффициентом детерминации  $R^2 = 0,941$ .

Построенная зависимость демонстрирует наличие выраженного экстремума. При малых значениях радиуса скругления характер износа приближается к поведению острой кромки - сохраняется тенденция к локализации нагрузки в зоне линии А. По мере увеличения радиуса наблюдается выравнивание износа по линиям А и Б. Однако чрезмерное увеличение радиуса приводит к снижению интенсивности внедрения элемента в материал и изменению характера контакта.

Анализ экспериментальных данных позволил установить, что рациональный диапазон радиуса скругления находится в пределах 0,5–0,8 мм. Именно в этом интервале обеспечивается наилучшее сочетание следующих факторов:

- снижение максимальных контактных напряжений;
- равномерность распределения износа по линиям А и Б;
- сохранение устойчивости элемента при движении по траектории реза;
- отсутствие паразитных вибраций.

Таким образом, экспериментально подтверждено, что предварительное формирование скруглённой кромки позволяет перевести элемент в более благоприятный режим работы уже на начальном этапе эксплуатации. Это исключает фазу интенсивного локального разрушения, характерную для острой формы, и обеспечивает повышение эксплуатационной стабильности алмазного инструмента.

Установление рационального диапазона радиуса скругления позволило решить задачу снижения концентрации напряжений в зоне режущей кромки. Однако проведённый анализ показал, что одного лишь скругления недостаточно для оптимизации всего напряжённого состояния элемента. При работе инструмента существенное значение имеет не только форма переднего ребра, но и пространственное распределение площади контакта по высоте элемента.

В связи с этим дальнейшее совершенствование геометрии было направлено на изменение общей формы рабочей части. Целью модификации являлось обеспечение более плавного вовлечения элемента в процесс резания и постепенного увеличения площади контакта по мере внедрения в материал. Такой подход должен способствовать дополнительному снижению локальных напряжений и более устойчивому характеру взаимодействия с распиливаемым блоком.

На основании проведённого анализа была предложена конусная форма алмазного элемента со скруглённой кромкой. Принципиальное отличие

данной конфигурации заключается в том, что контактная поверхность формируется не мгновенно по всей ширине элемента, а последовательно, по мере углубления в материал. Это обеспечивает постепенное перераспределение усилий и уменьшение пиковых нагрузок.

Результаты конечно-элементного анализа для элемента конусной формы представлены на рисунках 22 и 23.

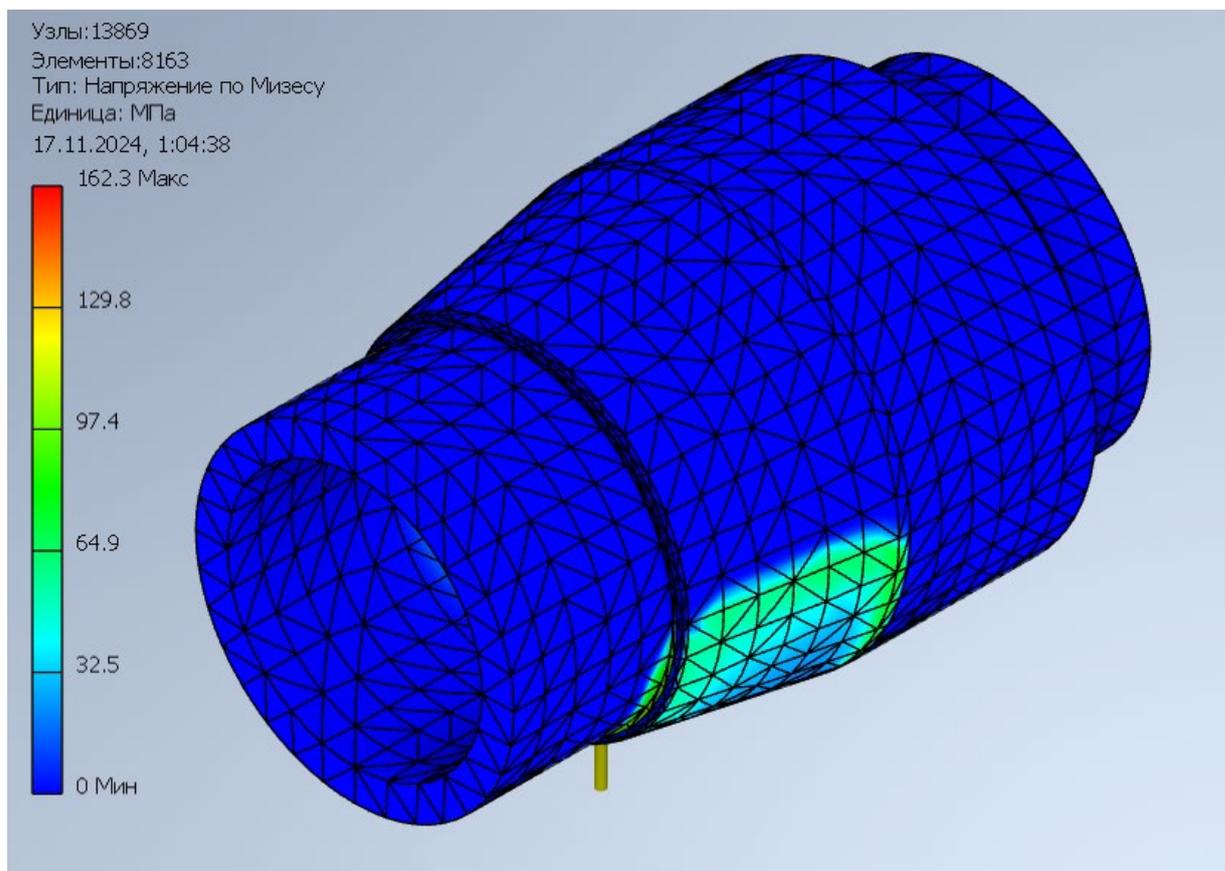


Рисунок 22 – Конусный алмазный элемент со скруглёнными кромками (небольшой угол конусности, около 4-5°): результаты для первой расчётной схемы

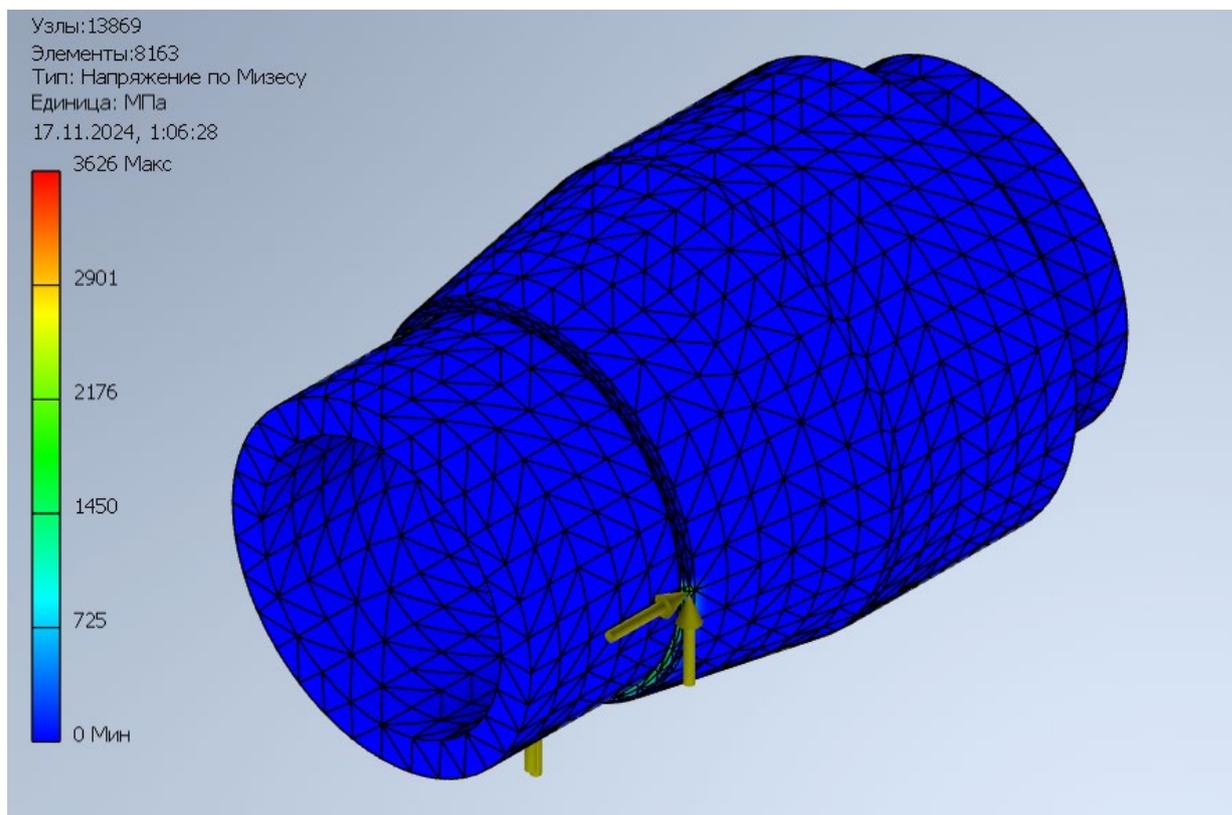


Рисунок 23 – Конусный алмазный элемент со скруглёнными кромками (небольшой угол конусности, около 4-5°): результаты для второй расчётной схемы

Анализ полученных данных показывает, что при нагружении по первой расчётной схеме максимальное контактное давление составляет 95,1 МПа, что сопоставимо со скруглённой формой и существенно ниже значения для острой геометрии. Однако наиболее значимым является результат по второй расчётной схеме: максимальное давление составляет 90,24 МПа, что в разы ниже показателей как острой, так и просто скруглённой формы.

Данное снижение объясняется изменением характера взаимодействия элемента с материалом. Конусная геометрия обеспечивает постепенное нарастание площади контакта, вследствие чего локальная концентрация напряжений в зоне переднего ребра практически устраняется. Нагрузка перераспределяется по всей поверхности элемента, формируя более равномерное напряжённое состояние.

Таким образом, расчётный анализ подтверждает, что конусная форма со скруглённой кромкой обеспечивает:

- минимизацию пиковых контактных напряжений;
- снижение градиента напряжений в зоне перехода кромки;
- повышение устойчивости элемента при локальном нагружении.

Далее целесообразно перейти к экспериментальной проверке элемента конусной формы (рисунок 24) с анализом характера износа и устойчивости при движении по абразивной поверхности.



Рисунок 24 – Сmodelированный элемент конической формы со скруглёнными кромками

В ходе испытаний установлено, что процесс истирания для элемента конусной формы характеризуется равномерным распределением по всей рабочей поверхности. В отличие от элемента с острой кромкой, где наблюдалась выраженная локализация износа у переднего ребра, конусная геометрия обеспечивает постепенное вовлечение поверхности в контакт с абразивным материалом.

Измерения по линиям **А** (у кромки) и **Б** (в средней части) показали близкие значения линейного износа на протяжении всего цикла испытаний. Это свидетельствует о более устойчивом перераспределении контактной нагрузки по высоте элемента. Полученный результат подтверждает выводы расчётной части, согласно которым конусная форма способствует снижению пиковых контактных напряжений и уменьшению градиента напряжённого состояния.

Особое внимание уделялось оценке устойчивости элемента при движении по абразивной поверхности. В процессе испытаний не зафиксировано паразитных вибраций и колебаний, что указывает на стабильность контактного взаимодействия. Это имеет принципиальное значение для эксплуатации алмазно-канатного станка, поскольку возникновение вибраций приводит к дополнительным динамическим нагрузкам на канат и элементы привода.

Для определения рационального угла конусности был выполнен дополнительный эксперимент с варьированием геометрического параметра. Полученные результаты представлены в виде графической зависимости величины износа от угла конусности (рисунок 25).

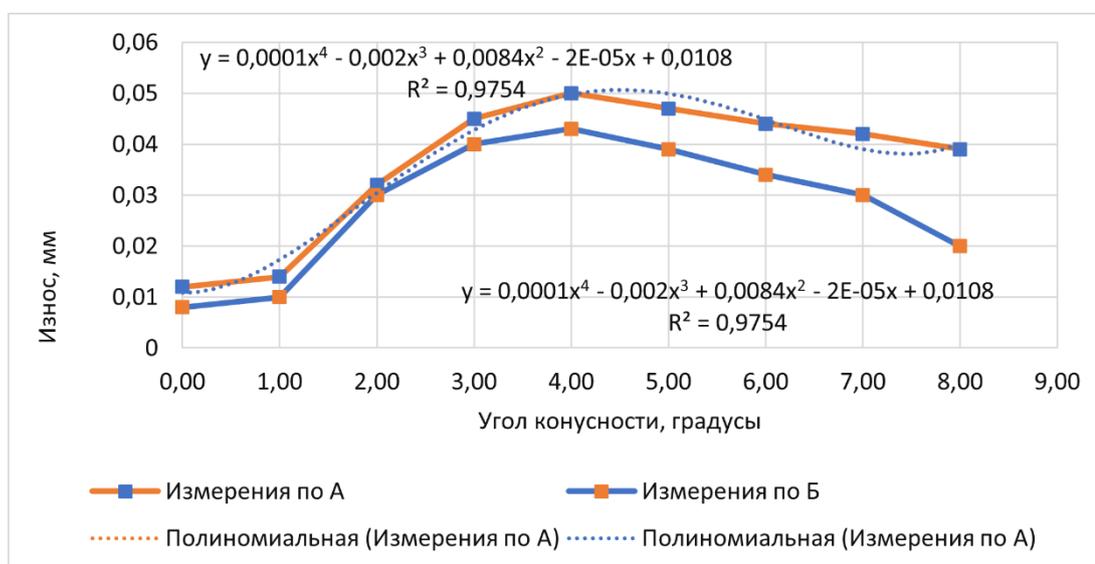


Рисунок 25 – Зависимость износа смоделированного элемента конусной формы от угла его конусности

В ходе регрессионного анализа представленных на графике данных для измерений по d1 получено уравнение связи  $y = 0,0012x^4 - 0,0126x^3 + 0,0349x^2 - 0,0129x + 0,0093$  с коэффициентом детерминации  $R^2 = 0,9459$ .

В ходе регрессионного анализа представленных на графике данных для измерений по d2 получено уравнение связи  $y = 0,0008x^3 - 0,0123x^2 + 0,0486x - 0,0181$  с коэффициентом детерминации  $R^2 = 0,8947$ .

Анализ графика показывает наличие выраженного оптимума в диапазоне углов 4–5°. При меньших значениях угла наблюдается увеличение локального давления в зоне линии А, обусловленное недостаточным увеличением площади контакта. При больших углах происходит преждевременное расширение пятна контакта, что снижает эффективность внедрения элемента в материал и изменяет характер распределения нагрузок.

Таким образом, угол конусности 4–5° обеспечивает наиболее благоприятное сочетание следующих факторов:

- равномерное распределение износа по линиям А и Б;
- минимальные значения максимального контактного давления;
- стабильность движения элемента без вибрационных проявлений;
- сохранение достаточной режущей способности.

Полученные результаты позволяют утверждать, что конусная форма со скруглённой кромкой при угле конусности 4–5° является рациональной с точки зрения как прочностных характеристик, так и эксплуатационной устойчивости.

В целях дальнейшей оптимизации распределения контактных напряжений была рассмотрена геометрическая модификация рабочей части алмазного элемента, основанная на формировании эллипсоидного скругления кромки. Выбор данной формы обусловлен необходимостью обеспечить более плавный переход от режущей части к основной поверхности элемента и тем самым минимизировать концентрацию напряжений в зоне переднего контакта.

В отличие от цилиндрического или простого радиусного скругления, эллипсоидная конфигурация позволяет варьировать кривизну по длине кромки. Это создаёт предпосылки для более гибкого перераспределения нагрузки при внедрении элемента в материал и теоретически может обеспечить дополнительное снижение локальных напряжений.

Результаты конечно-элементного анализа для элемента с эллипсоидным скруглением представлены на рисунках 26 и 27.

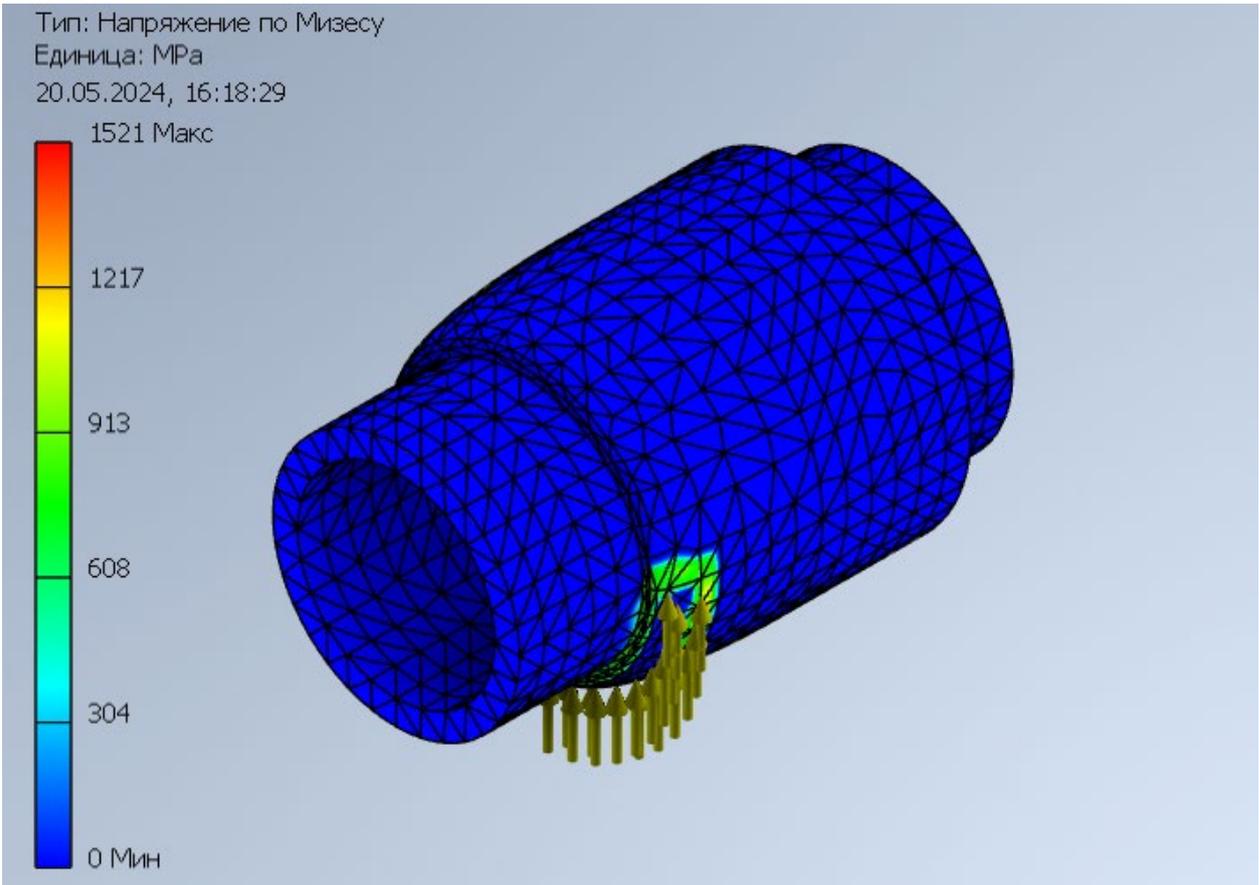


Рисунок 26 – Результаты по первой расчётной схеме для алмазного элемента с эллипсоидным скруглением кромки

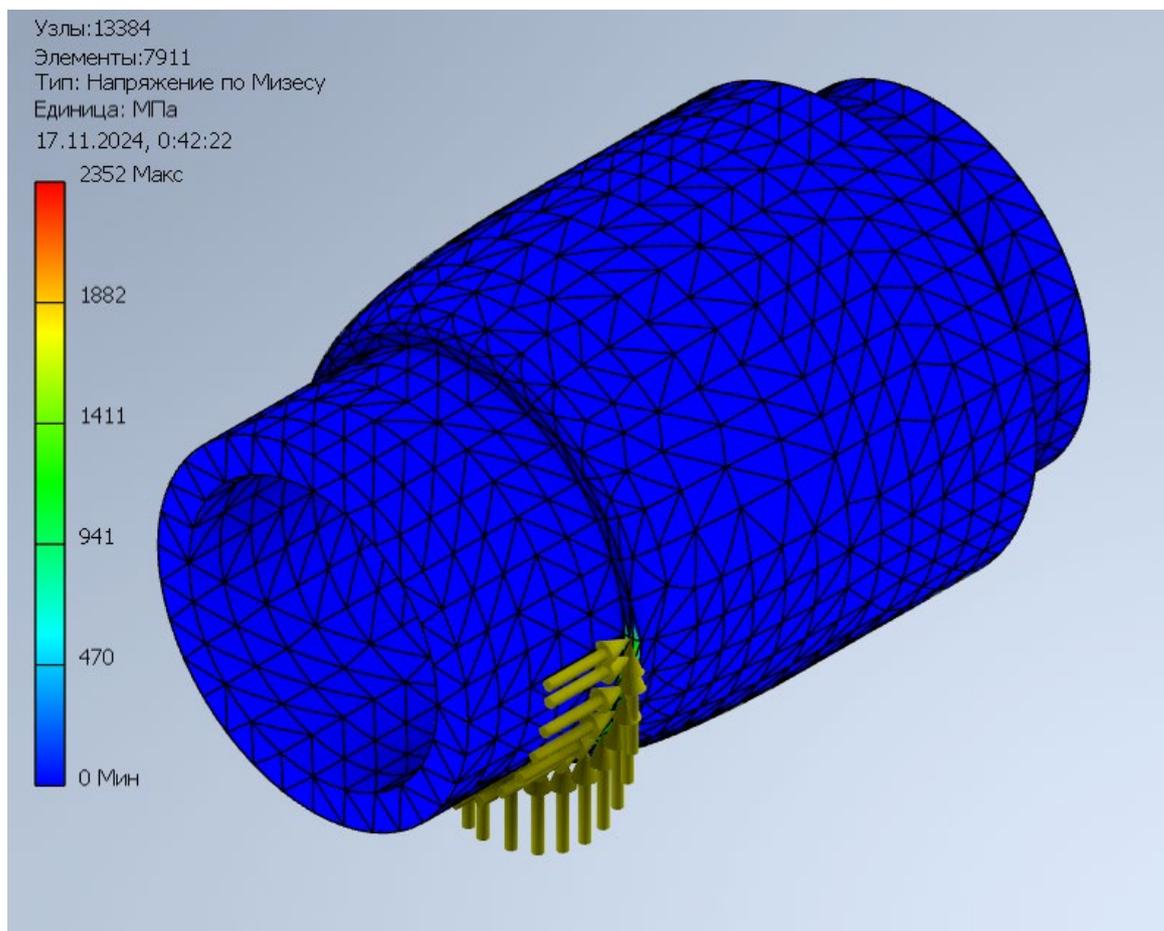


Рисунок 27 – Результаты для второй расчётной схеме для алмазного элемента с эллипсоидным скруглением кромки

По результатам расчёта установлено, что при нагружении по первой схеме максимальное давление составило 93,1 МПа, что сопоставимо со значениями для скруглённой формы. По второй схеме максимальное давление достигло 653,9 МПа, что ниже показателей для острой и радиусной формы, однако выше, чем для элемента конусной конфигурации.

Следовательно, эллипсоидное скругление обеспечивает снижение концентрации напряжений по сравнению с базовой формой, однако не демонстрирует минимальных значений контактного давления среди рассмотренных вариантов.

Для экспериментального подтверждения расчётных выводов были проведены испытания элемента эллипсоидной формы (рисунок 28).

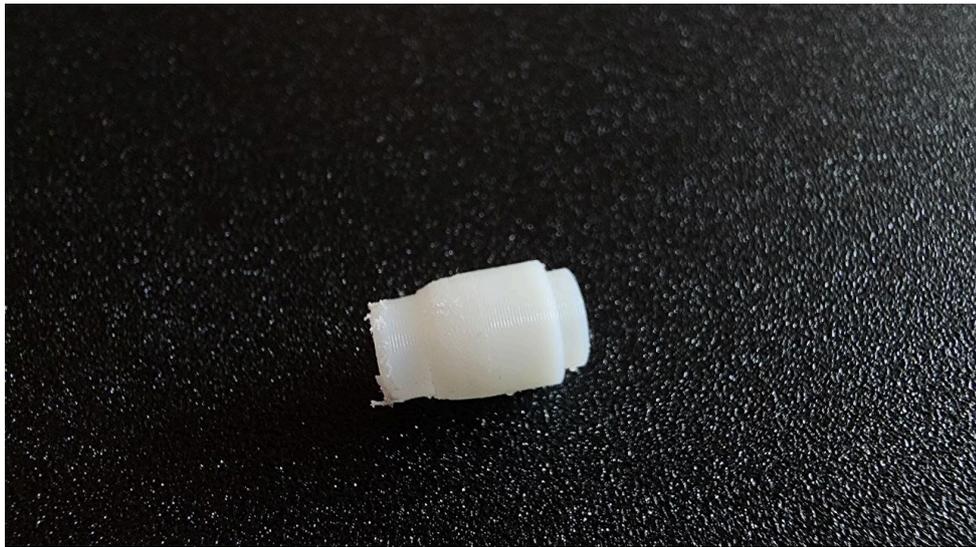


Рисунок 28 – Смоделированный элемент эллипсоидной формы

В ходе испытаний выявлено, что процесс истирания носит локализованный характер. Наибольший износ фиксировался в ограниченной зоне эллипсоидной поверхности, что приводило к постепенному изменению пространственного положения элемента при движении по абразивной поверхности. Наблюдалось частичное перераспределение нагрузки, сопровождающееся подъёмом задней части элемента.

Подобное поведение свидетельствует о неравномерности распределения контактного давления вдоль эллипсоидной поверхности. Несмотря на сглаживание кромки, геометрическая асимметрия приводит к смещению зоны максимального контакта в определённую область, что ухудшает устойчивость движения.

Для количественной оценки влияния геометрического параметра эллипсоидного скругления была построена зависимость износа от протяжённости большой оси эллипса (рисунок 34).

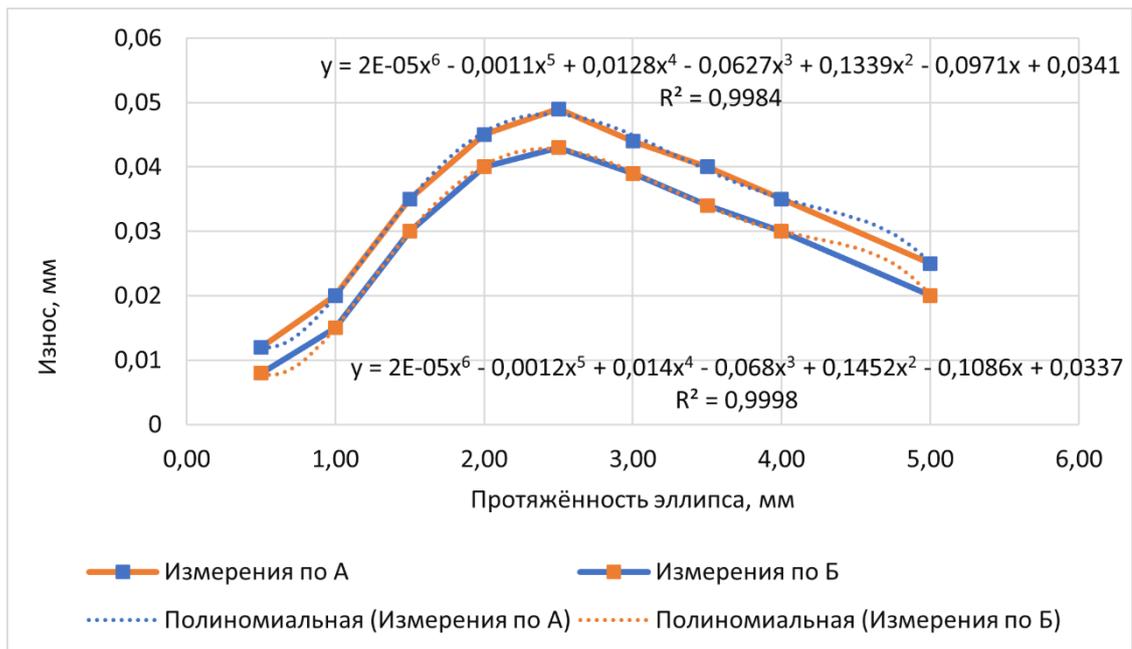


Рисунок 29 – График зависимости износа элемента эллипсоидной формы при различных длинах эллипса

В ходе регрессионного анализа представленных на графике данных для измерений по d1 получено уравнение связи  $y = 0,0001x^4 - 0,002x^3 + 0,0084x^2 - 2 \cdot 10^{-5}x + 0,0108$  с коэффициентом детерминации  $R^2 = 0,9754$ .

В ходе регрессионного анализа представленных на графике данных для измерений по d2 получено уравнение связи  $y = 0,0001x^4 - 0,002x^3 + 0,0084x^2 - 2 \cdot 10^{-5}x + 0,0108$  с коэффициентом детерминации  $R^2 = 0,9754$ .

Анализ графической зависимости показал наличие рационального значения протяжённости большой оси эллипса, равного 2,5 мм при общей длине алмазной части 6 мм. В указанном диапазоне наблюдается наименьшая разница износа по линиям А и Б, что свидетельствует о наиболее сбалансированном распределении нагрузки.

При меньших значениях оси сохраняется локализация износа в передней зоне, при больших - возрастает нестабильность контакта вследствие изменения кинематики взаимодействия.

Таким образом, эллипсоидная форма с протяжённостью большой оси 2,5 мм обеспечивает приемлемый уровень перераспределения напряжений, однако по совокупности расчётных и экспериментальных данных уступает элементу конусной формы по показателям устойчивости и равномерности износа.

В рамках дальнейшего поиска рациональной геометрии рабочей части алмазного элемента была рассмотрена бочкообразная форма. Данная конфигурация характеризуется плавным увеличением радиуса от центральной части к периферии, что теоретически должно обеспечивать более равномерное распределение контактного давления по ширине элемента.

Предпосылкой к рассмотрению бочкообразной формы послужило стремление минимизировать локальные зоны концентрации напряжений и обеспечить симметричное распределение усилий при взаимодействии элемента с распиливаемым материалом. Предполагалось, что постепенное изменение кривизны поверхности позволит снизить пиковые контактные давления, характерные для форм с выраженной кромкой.

Результаты конечно-элементного анализа представлены на рисунках 30 и 31.

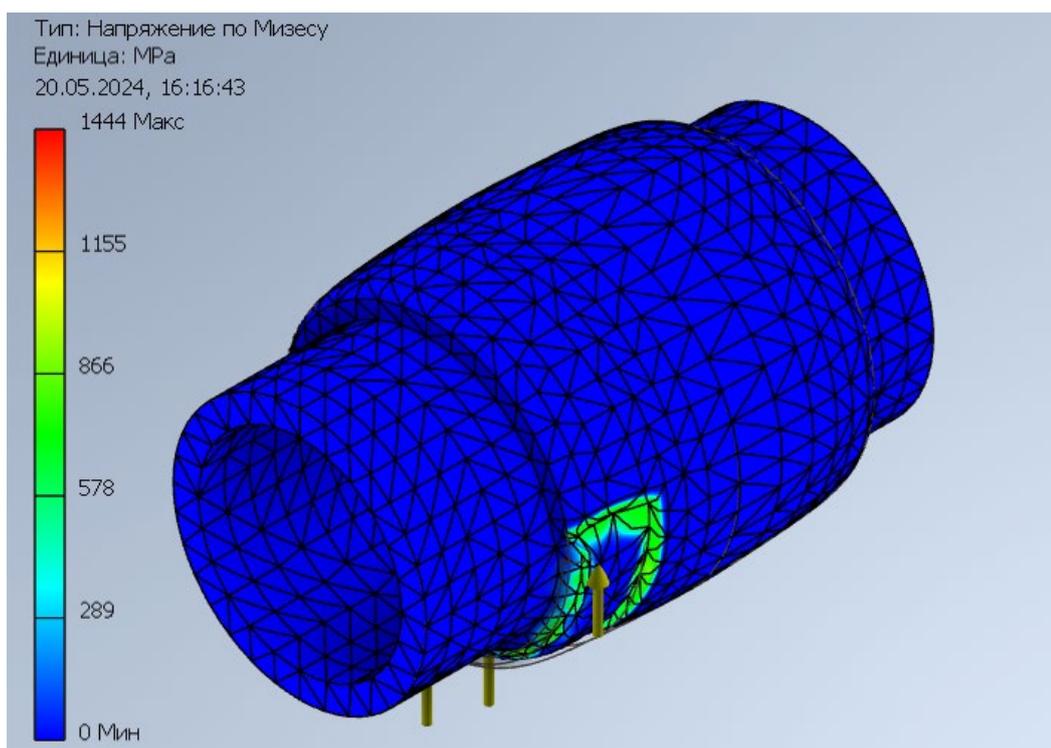


Рисунок 30 – Алмазный элемент бочкообразной формы: результаты для первой расчётной схемы.

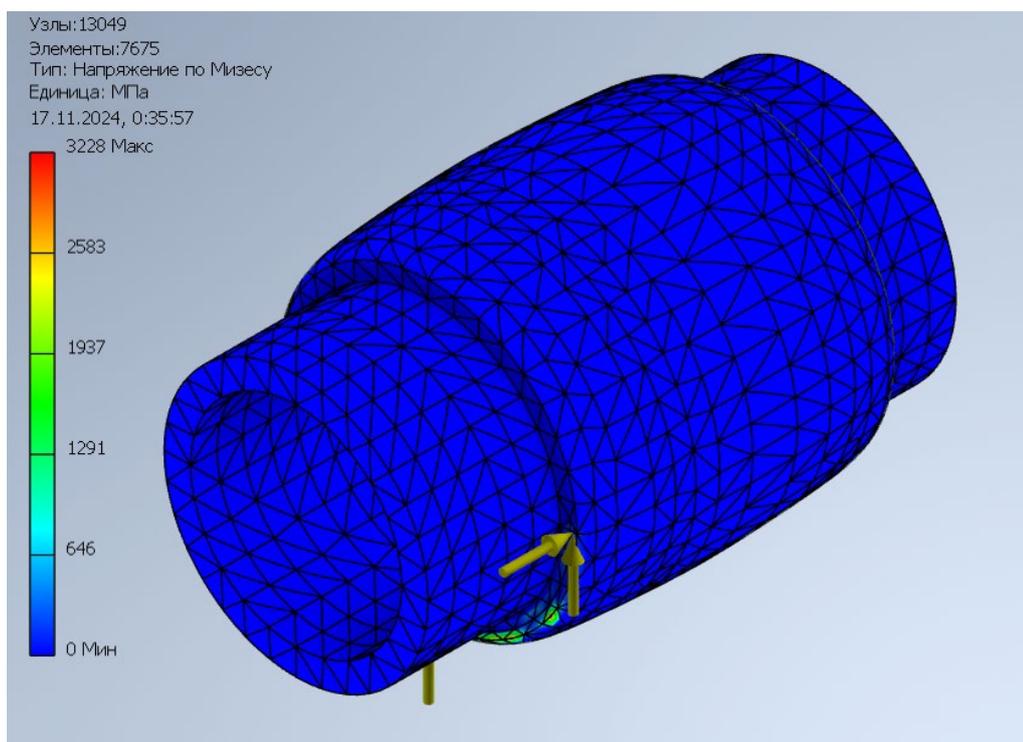


Рисунок 31 – Алмазный элемент бочкообразной формы: результаты для второй расчётной схемы.

По результатам расчётов установлено, что при нагружении по первой расчётной схеме максимальное давление составило 94,18 МПа, что сопоставимо с ранее рассмотренными модификациями. По второй расчётной схеме величина контактного давления достигла 568,8 МПа, что ниже показателей для острой и эллипсоидной форм, однако не демонстрирует принципиального преимущества по сравнению с конусной конфигурацией.

Анализ напряжённого состояния показывает, что бочкообразная форма действительно снижает концентрацию напряжений в зоне контакта. Однако распределение напряжений по поверхности элемента имеет выраженную продольную неравномерность, связанную с геометрией кривизны.

Для подтверждения расчётных выводов была проведена серия экспериментальных испытаний элемента бочкообразной формы. В процессе движения по абразивной поверхности зафиксировано возникновение паразитных вибраций. Движение элемента сопровождалось нестабильностью

контакта, что приводило к периодическому изменению пятна соприкосновения.

Подобное поведение объясняется особенностями геометрии: при контакте с плоской абразивной поверхностью бочкообразный профиль формирует переменную площадь соприкосновения, что вызывает динамическое перераспределение нагрузки и приводит к колебательному режиму работы. Возникающие вибрации негативно сказываются на стабильности каната и могут увеличивать динамическую нагрузку на элементы станка.

Следует подчеркнуть, что даже при удовлетворительных расчётных показателях контактного давления эксплуатационная устойчивость является определяющим фактором при выборе формы элемента. Появление паразитных вибраций исключает возможность практического применения данной конфигурации без дополнительной геометрической коррекции.

Таким образом, несмотря на снижение максимальных напряжений по сравнению с базовой формой, бочкообразная геометрия не обеспечивает требуемой устойчивости при движении по траектории реза. В связи с этим результаты испытаний для данной формы не учитывались при определении рациональной конфигурации алмазного элемента.

После исключения бочкообразной конфигурации из числа рациональных вариантов дальнейшее внимание было сосредоточено на элементе двухконической формы. Данная геометрия представляет собой сочетание двух сопряжённых конусов, ориентированных симметрично относительно средней плоскости элемента. Конструктивная идея такой формы заключается в обеспечении постепенного увеличения площади контакта при внедрении элемента в материал и одновременном сохранении устойчивости при движении по траектории реза.

Предполагалось, что наличие двух конусов позволит более равномерно распределить контактные усилия по длине рабочей поверхности, а также снизить вероятность локального перегрузения одной из зон элемента. Кроме

того, двухконическая конфигурация теоретически обеспечивает увеличение пятна контакта по сравнению с одиночным конусом, что должно положительно сказаться на устойчивости движения.

Результаты конечно-элементного анализа представлены на рисунках 32 и 33.

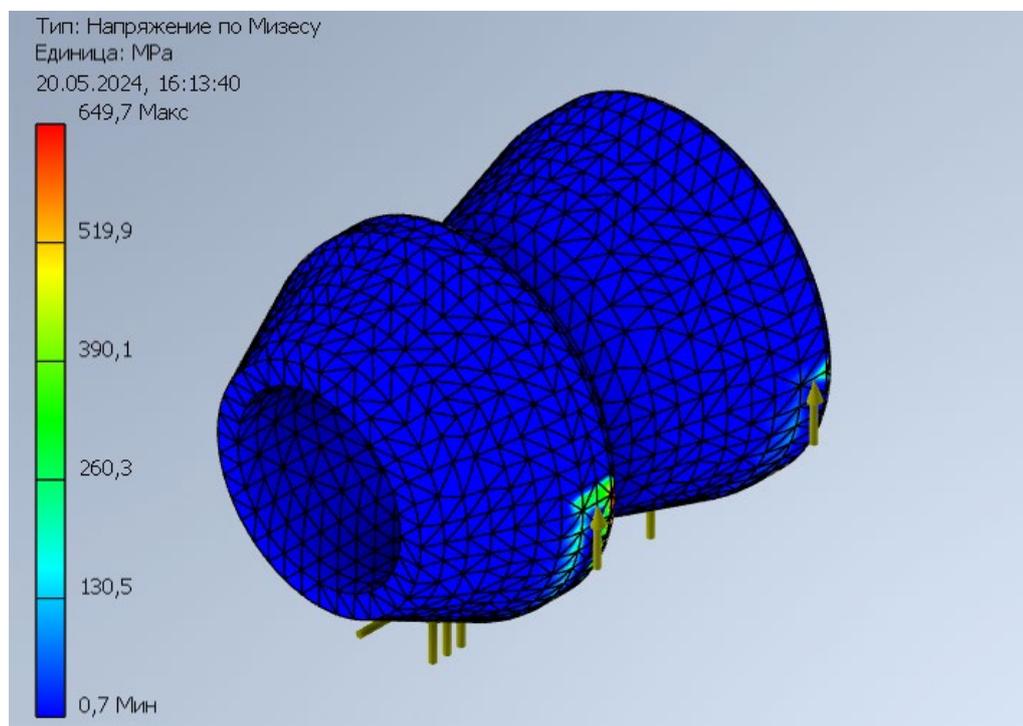


Рисунок 32 – Двухконический алмазный элемент со скруглёнными кромками: результаты для первой расчётной схемы.

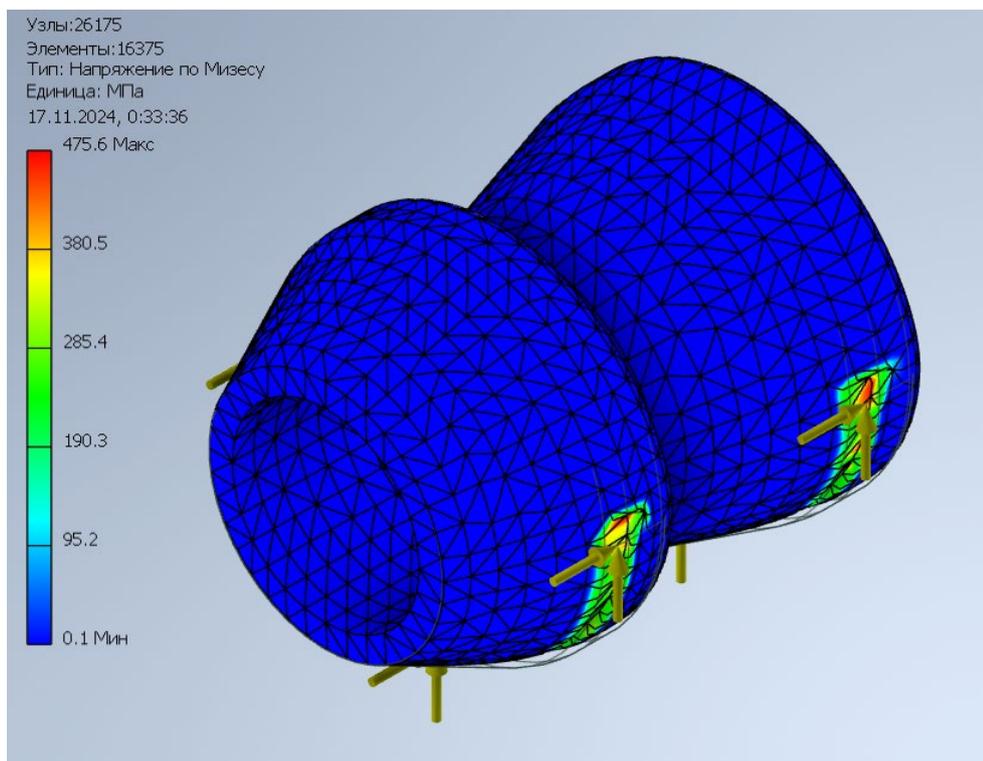


Рисунок 33 – Двухконический алмазный элемент со скруглёнными кромками: результаты для второй расчётной схемы.

По результатам расчётов установлено, что при нагружении по первой расчётной схеме максимальное давление составило 103,7 МПа, что несколько превышает значения для конусной формы. По второй расчётной схеме максимальное давление достигло 965 МПа, что значительно выше, чем для элемента с одним конусом при оптимальном угле конусности.

Таким образом, расчётный анализ показывает, что двухконическая форма не обеспечивает минимальных значений контактного давления. Однако оценка рациональности формы не может основываться исключительно на максимальных значениях напряжений - необходимо учитывать характер распределения износа и устойчивость при реальной эксплуатации.

Экспериментальные испытания двухконического элемента представлены на рисунке 34.



Рисунок 34 – Смоделированный элемент двухконической формы

В ходе испытаний установлено, что процесс износа носит выражено неравномерный характер. Первый конус, расположенный по направлению движения, воспринимает основную часть нагрузки и подвергается более интенсивному истиранию. Второй конус вовлекается в работу позже и изнашивается преимущественно в зоне наибольшего диаметра.

Подобная картина объясняется последовательным характером контакта: первоначально в работу включается передний конус, который формирует основное пятно контакта. Лишь после частичного изменения геометрии нагрузки перераспределяются на задний конус. Это приводит к асимметрии напряжённого состояния и формированию переменного пятна контакта.

Для количественной оценки динамики износа была построена зависимость изменения геометрии элемента от количества проходов (рисунок 35).

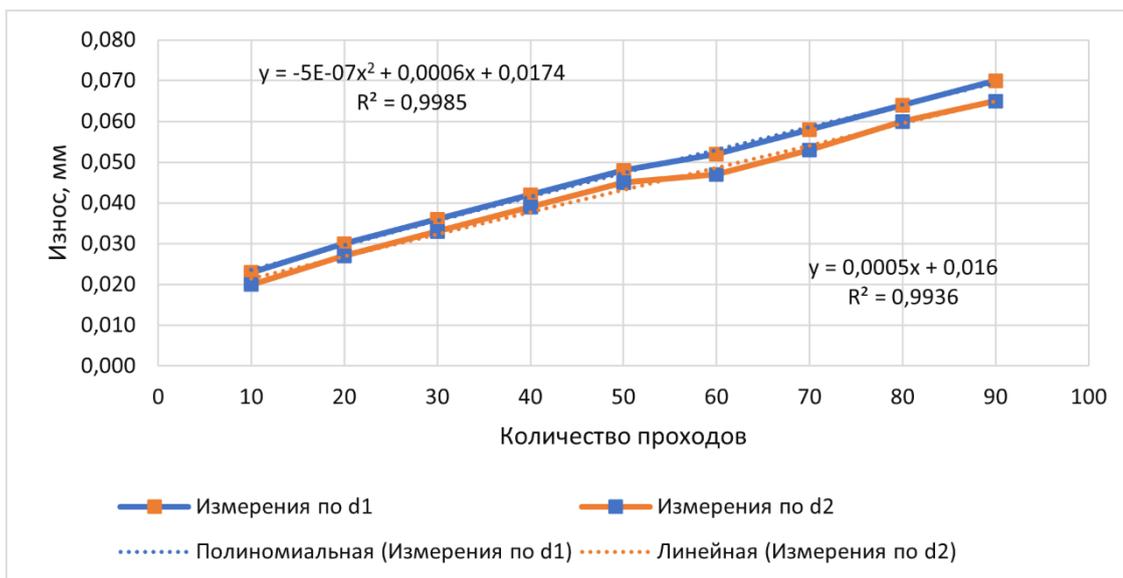


Рисунок 35 – График зависимости износа смоделированного элемента от количества проходов.

В ходе регрессионного анализа представленных на графике данных для измерений по d1 получено уравнение связи  $y = -5 \cdot 10^{-7}x^2 + 0,0006x + 0,0174$  с коэффициентом детерминации  $R^2 = 0,9985$ .

В ходе регрессионного анализа представленных на графике данных для измерений по d2 получено уравнение связи  $y = 0,0005x + 0,016$  с коэффициентом детерминации  $R^2 = 0,9936$ .

Анализ графической зависимости показывает, что после первоначальной стадии интенсивного износа переднего конуса процесс стабилизируется и вовлекает второй конус. В дальнейшем износ распределяется более равномерно, однако начальная стадия характеризуется повышенной концентрацией нагрузки.

С инженерной точки зрения двухконическая форма демонстрирует улучшение устойчивости по сравнению с одиночным конусом малой площади контакта, однако уступает оптимизированной конусной конфигурации по уровню максимальных контактных напряжений и равномерности начального износа.

Таким образом, двухконическая форма представляет собой конструктивно работоспособный вариант, однако не демонстрирует

совокупного преимущества по сравнению с конусной формой со скруглённой кромкой при угле 4–5°.

Проведённый комплекс расчётных и экспериментальных исследований позволил выполнить системное сопоставление алмазных элементов различных геометрических форм с точки зрения напряжённого состояния, характера износа и эксплуатационной устойчивости.

Элемент с острой кромкой продемонстрировал наиболее неблагоприятную картину напряжённого состояния. При локальном нагружении наблюдались максимальные значения контактного давления, сопровождающиеся выраженной концентрацией напряжений в зоне переднего ребра. Экспериментальные данные подтвердили наличие двухстадийного износа: интенсивное стачивание кромки на начальном этапе с последующим перераспределением нагрузки на центральную часть элемента. Такая схема работы является конструктивно нерациональной ввиду ускоренной деградации геометрии инструмента в начальный период эксплуатации.

Элемент со скруглённой кромкой показал существенное снижение пиковых контактных напряжений. Экспериментальные испытания подтвердили более равномерный характер истирания по линиям А и Б. Определён рациональный диапазон радиуса скругления 0,5–0,8 мм, обеспечивающий минимизацию концентрации нагрузок при сохранении режущей способности.

Эллипсоидная форма позволила дополнительно перераспределить контактные усилия, однако показала локализацию износа в ограниченной зоне поверхности и частичную нестабильность положения элемента при движении. Несмотря на снижение максимальных напряжений по сравнению с острой формой, эксплуатационные характеристики уступают элементу конусной конфигурации.

Бочкообразная форма продемонстрировала удовлетворительные расчётные показатели по контактному давлению, однако в ходе испытаний выявлены паразитные вибрации, вызванные переменной площадью контакта.

Наличие динамической нестабильности исключает возможность практического применения данной конфигурации без дополнительной корректировки геометрии.

Двухконическая форма обеспечила увеличение пятна контакта и относительную стабилизацию движения по сравнению с одиночным конусом малого угла. Однако расчётные данные показали более высокие значения максимального контактного давления, а эксперимент выявил неравномерный износ переднего и заднего конусов на начальной стадии работы.

Наиболее рациональные результаты продемонстрировал элемент конусной формы со скруглённой кромкой при угле конусности  $4\text{--}5^\circ$ . Для данной конфигурации установлено:

- минимальные значения максимального контактного давления при локальном нагружении;
- отсутствие выраженных зон концентрации напряжений;
- равномерный характер износа по линиям А и Б;
- стабильное движение по абразивной поверхности без вибрационных проявлений;
- постепенное вовлечение поверхности в процесс резания.

Комплексная оценка показала, что именно данная форма обеспечивает оптимальное сочетание прочностных характеристик и эксплуатационной устойчивости.

Следует подчеркнуть, что полученные результаты согласуются с теоретическими положениями второй главы, где было показано влияние переменной кривизны траектории движения каната на распределение нормального давления. Конусная форма элемента дополнительно усиливает данный эффект за счёт пространственного перераспределения контактной площади, что приводит к синергетическому снижению пиковых нагрузок.

Таким образом, по совокупности расчётных и экспериментальных данных в качестве рациональной геометрической конфигурации алмазного

элемента рекомендуется конусная форма со скруглённой кромкой при угле конусности  $4-5^\circ$  и радиусе скругления  $0,5-0,8$  мм.

Полученные результаты могут быть использованы при проектировании алмазно-канатных распиловочных станков, а также при разработке новых типов алмазных элементов, ориентированных на повышение долговечности и устойчивости процесса распиливания природного камня.

#### **4.4 Обоснование коэффициентов подобия при переходе от модельного износа к реальному изнашиванию алмазного элемента**

Для обеспечения эффективной распиловки таких материалов, как мрамор, гранит и габбро-диабаз, применяется алмазный канат, ресурс которого на один метр длины составляет от 6 до 15 метров. Этот показатель является важным параметром, определяющим эффективность и долговечность инструмента при работе с абразивными материалами.

Формула подобия параметров изнашивания алмазного элемента распиловочного станка и экспериментального пластикового элемента играет ключевую роль в оптимизации процесса обработки материалов. Данная формула позволяет установить взаимосвязь между износом алмазного элемента и его пластикового аналога, что способствует более точному прогнозированию износа и улучшению эксплуатационных характеристик алмазных канатов.

Применение алмазного каната с указанными характеристиками позволяет достичь высокой производительности и качества распиловки. Это достигается за счёт оптимального распределения алмазных частиц по поверхности каната, что обеспечивает равномерный износ и длительный срок службы инструмента.

Исследования в области подобия параметров изнашивания алмазных и пластиковых элементов предоставляют ценные данные для научного сообщества и инженерной практики. Они позволяют разрабатывать более эффективные методы эксплуатации и обслуживания алмазных канатов, что

способствует повышению производительности и снижению затрат на производство.

Таким образом, использование алмазных канатов с ресурсом одного метра 6–15 м и применение формулы подобия параметров изнашивания являются важными аспектами в развитии технологий распиловки материалов в горном деле и смежных отраслях. Эти подходы способствуют улучшению качества обработки и повышению эффективности производственных процессов.

Исходные данные необходимые для расчётов:

$V_{под} = 0,5 \text{ м/час}$  – скорость подачи.

$V_{кан} = 20-35 \text{ м/с}$  – скорость движения каната.

$L_{блока} = 3 \text{ м}$  – длина блока.

$L_{петли} = 25 \text{ м}$  – длина петли.

Производителем канатов заявлен ресурс распиливания одного каната в  $E_{износ каната} = 9 \text{ м}^2$ .

Полный износ каната:

$$T_{алм.эл.час} = T_{петли} / Q_{кан} = 225 / 1,5 = 150 \text{ час} \quad (4.1)$$

Износостойкость петли каната:

$$T_{петли} = L_{кан} * E_{износ.каната} = 25 * 9 = 225 \text{ м}^2 \quad (4.2)$$

Производительность одного алмазного каната распиловочного станка:

$$Q_{кан} = v_{под} * L_{блока} = 0,5 * 3 = 1,5 \text{ м}^2 / \text{час} \quad (4.3)$$

При выполнении работы канатный элемент не находится в постоянном контакте с распиливаемым блоком на протяжении всего времени процесса. Это обстоятельство требует внесения корректировок в расчёт времени эксплуатации с учётом специального коэффициента. Для более точного определения времени эффективного контакта необходимо учитывать длину петли каната, которая составляет 25 метров, а также длину самого блока, равную 3 метрам. Введённый коэффициент, отражающий время нахождения алмазного элемента в контакте с блоком, составляет 0,12.

Этот коэффициент играет ключевую роль в оценке реального времени взаимодействия алмазного элемента с материалом, что позволяет более точно прогнозировать износ и планировать интервалы обслуживания. При расчёте времени контакта важно учитывать, что только небольшая доля от общего времени работы каната приходится на непосредственное взаимодействие с блоком. Это позволяет более эффективно распределять ресурсы и минимизировать простои оборудования, связанные с заменой изношенных элементов.

Применение данного коэффициента также способствует оптимизации производственного процесса, позволяя более рационально использовать алмазные канаты и снижать затраты на их эксплуатацию. Таким образом, корректировка времени с учётом коэффициента нахождения алмазного элемента в контакте с блоком является важным этапом в обеспечении стабильной и эффективной работы распиловочного оборудования при обработке различных материалов.

Эти данные предоставляют ценную информацию для научных исследований и инженерных разработок в области горного дела, способствуя развитию технологий и повышению качества обработки материалов. В дальнейшем такие исследования могут привести к созданию более износостойких и производительных алмазных канатов, что откроет новые возможности для повышения эффективности производственных процессов.

$$K_{\text{чист.времени}} = L_{\text{блока}} / L_{\text{нет.ли}} = 3 / 25 = 0,12 \quad (4.4)$$

С учётом коэффициента чистого времени полный износ каната:

$$T_{\text{алм.эл.чист.}} = T_{\text{алм.эл.час}} * K_{\text{чист.времени}} = 150 * 0,12 = 18 \text{ час} \quad (4.5)$$

Расчёт длины изнашивания алмазного элемента с учётом отработки полного цикла всего каната:

$$L_{\text{изн}} = v_{\text{кан}} * T_{\text{алм.эл.час}} = 3600 * 30 * 150 = 16200 \text{ км} \quad (4.6)$$

Величина износа алмазного элемента:

$$U_{\text{изн. алм. эл.}} = v_{\text{изн. алм.}} * T_{\text{алм. эл. чист.}} \quad (4.7)$$

Согласно полученным данным с производства, при диаметре алмазного элемента 8,3 мм, максимальная величина износа составляет  $U_{\text{изн. алм. эл.}} = 2,1$  мм (измерение по диаметру).

Исходя из величины износа и известного времени полного износа каната, скорость износа:

$$v_{\text{изн. алм.}} = \frac{U_{\text{изн. алм. эл.}}}{T_{\text{алм. эл. чист.}}} = \frac{2,1}{18} = 0,12 \text{ мм/час} \quad (4.8)$$

Для определения коэффициента подобия между алмазным и пластиковым элементами необходимо воспользоваться данными, которые были собраны в ходе проведённого эксперимента. Этот коэффициент имеет важное значение для установления взаимосвязи между износом обоих типов элементов, что позволяет проводить более точные прогнозы относительно их эксплуатационных характеристик и износа.

Экспериментальные данные предоставляют основу для анализа и сравнения процессов изнашивания алмазных и пластиковых элементов. Использование этих данных позволяет учёным и инженерам разработать более точные модели износа, что, в свою очередь, способствует улучшению проектирования и эксплуатации алмазных инструментов.

Процесс получения коэффициента подобия включает в себя детальное изучение механизмов износа обоих типов элементов при различных условиях работы. Это исследование помогает выявить ключевые факторы, влияющие на износ, такие как интенсивность абразивного воздействия, скорость резания и характеристики обрабатываемого материала.

Применение коэффициента подобия на практике позволяет более эффективно планировать техническое обслуживание и замену алмазных элементов, что способствует повышению производительности и снижению затрат на производство. Таким образом, экспериментальные данные играют ключевую роль в разработке и оптимизации технологий распиловки материалов в горном деле и смежных отраслях.

Эти результаты имеют большое значение для научного сообщества и инженерной практики, способствуя развитию новых методов и технологий в области обработки абразивных материалов. В дальнейшем использование коэффициента подобия может привести к созданию более долговечных и эффективных алмазных инструментов, что откроет новые перспективы для повышения качества и эффективности производственных процессов.

Величина износа пластикового элемента:

$$U_{\text{изн.пл.эл.}} = v_{\text{изн.пл.}} * T_{\text{пл.эл.чист.}} \quad (4.9)$$

Согласно полученным данным при проведении эксперимента, при диаметре алмазного элемента 4,3 мм, максимальная величина износа составляет  $U_{\text{изн.алм.эл.}} = 0,07$  мм (измерение по диаметру).

Исходя из величины износа и известного времени полного износа каната, скорость износа:

$$v_{\text{изн.пл.}} = \frac{U_{\text{изн.пл.эл.}}}{T_{\text{пл.эл.чист.}}} = \frac{0,07}{0,8} = 0,0875 \text{ мм/час} \quad (4.10)$$

По итогам проведённых расчётов получаем следующие коэффициента:

Коэффициент скорости износа элемента.

$$K_{\text{скор.изн.}} = \frac{v_{\text{изн.алм.эл.}}}{v_{\text{изн.пл.эл.}}} = \frac{0,12}{0,0875} = 1,371 \quad (4.11)$$

Коэффициент времени нахождения алмазного элемента в контакте с блоком.

$$K_{\text{вр.}} = \frac{T_{\text{изн.алм.эл.}}}{T_{\text{изн.пл.эл.}}} = \frac{18}{0,8} = 22,5 \quad (4.12)$$

Для проверки выведенных коэффициентов проведём расчёт величины износа алмазного элемента.

$$U_{\text{изн.алм.эл.}} = K_{\text{скор.изн.}} * v_{\text{изн.пл.эл.}} + K_{\text{вр.}} * v_{\text{изн.пл.эл.}} = 1,371 * 0,087 + 22,5 * 0,087 = 2,07 \text{ мм} \quad (4.13)$$

Таким образом полученные коэффициенты подобия могут быть использованы для корректировки результатов эксперимента.

Поскольку скорость износа определяется как отношение величины износа к соответствующему времени, выражение может быть приведено к более удобной инженерной форме через измеряемые параметры:

$$v_{изн} = \frac{U}{t} \quad (4.14)$$

Подставляя данное соотношение в обобщённую формулу, получаем итоговую зависимость для определения реального износа алмазного элемента через результаты модельного эксперимента:

$$U_{алм} = U_{пл} * \frac{t_{общ} * \varphi}{t_{эксн}} * \frac{v_{изн,алм}}{v_{изн,пл}} \quad (4.15)$$

В практическом применении отношение скоростей износа может быть представлено через экспериментально определённый коэффициент скорости изнашивания материалов, что позволяет окончательно записать выражение в виде:

$$U_{алм} = U_{пл} * K_v * K_t \quad (4.16)$$

где  $K_v$ - коэффициент подобия по скорости износа материалов;  $K_t = \frac{t_{общ} \cdot \varphi}{t_{эксн}}$  коэффициент приведения по времени контакта.

#### Выводы по главе 4

Разработана цифровая модель системы «алмазная канатная пила – распиливаемый блок», учитывающая различия в траектории движения алмазных элементов для карьерных и стационарных станков. Модель включает элементы системы (блок, канат, шкивы) и физико-механические свойства алмазного покрытия, что обеспечивает точное моделирование нагрузок.

Созданы две расчётные схемы для прочностного анализа методом конечных элементов: первая с приложением сил вдоль и перпендикулярно поверхности элемента, вторая - к кромке элемента. Эти схемы позволяют детально анализировать распределение напряжений и деформаций, выявляя критические зоны алмазных элементов.

Прочностной анализ показал, что острая кромка алмазного элемента испытывает высокие давления (101.3 МПа по первой схеме, 2304 МПа по второй), что приводит к быстрому износу. Коническая форма со скруглённой кромкой демонстрирует равномерный износ и стабильность, что делает её оптимальной для повышения долговечности инструмента.

Разработана формула подобия для износа алмазных и пластиковых элементов, основанная на экспериментальных данных (износ алмазного элемента: 0.07 мм при диаметре 4.3 мм, 2.1 мм при 8.3 мм). Коэффициент времени контакта (0.12) и ресурс каната (6–15 м<sup>2</sup>/м) позволяют точно прогнозировать износ и оптимизировать обслуживание.

Экспериментальные результаты подтверждают, что коническая форма алмазных элементов со скруглённой кромкой обеспечивает наибольшую эффективность и стабильность при резке абразивных материалов, таких как мрамор, гранит и габбро-диабаз, снижая частоту замен и производственные затраты.

Полученные данные и модели являются важным инструментом для проектирования износостойких алмазных инструментов, способствуя повышению производительности и снижению затрат в камнеобработке за счёт оптимизации конструкции элементов и режимов эксплуатации.

## Заключение

В диссертации, представляющей собой законченную научно-квалификационную работу, на основании выполненных автором теоретических и экспериментальных исследований содержится решение актуальной научной задачи повышения эффективности и надёжности алмазно-канатных распиловочных станков, что имеет важное значение для производства строительных материалов.

Основные научные результаты работы и выводы, полученные лично автором, заключаются в следующем:

1. Разработана теоретическая модель силового взаимодействия алмазного каната с распиливаемым блоком с учётом переменной кривизны траектории движения исполнительного органа. Установлено влияние траектории движения каната на распределение нормального давления и касательных усилий в зоне контакта резания.

2. Получены аналитические зависимости для определения силы распиливания, натяжения каната и контактного давления в зоне реза, учитывающие длину блока и длину петли каната, а также кинематические параметры процесса резания. Введён коэффициент эффективного времени контакта алмазного режущего элемента с распиливаемым блоком.

3. Разработана пространственная конечно-элементная модель системы «алмазный элемент – распиливаемый блок», позволяющая определить распределение эквивалентных напряжений при различных геометрических конфигурациях алмазного режущего элемента.

4. Установлено, что алмазный режущий элемент с острой кромкой характеризуется максимальными значениями контактного давления и выраженной концентрацией напряжений в зоне его переднего ребра, что приводит к двухстадийной схеме его изнашивания и к ускоренному нарушению первоначальной геометрической формы элемента.

5. Определено влияние радиуса скругления кромки модели режущего элемента на характер его напряжённого состояния и износа. Экспериментально установлен рациональный диапазон радиуса скругления,

равный 0,5–0,8 мм, обеспечивающий снижение пиковых нагрузок и выравнивание износа по длине элемента.

6. Разработана и исследована конусная форма модели режущего элемента со скруглённой кромкой. Установлено, что при угле конусности 4–5° обеспечивается равномерное распределение износа при движении элемента по траектории реза в отсутствие паразитных вибраций.

7. Выполнено сопоставительное исследование моделей режущего элемента конусной, эллипсоидной формы и формы со скруглением кромки. Установлено, что указанные конфигурации не обеспечивают совокупного преимущества по показателям напряжённого состояния и эксплуатационной устойчивости по сравнению с конусной формой.

8. Разработан вероятностный метод оценки надёжности алмазных элементов алмазно-канатного станка, основанный на представлении эксплуатационных нагрузок и прочностных характеристик как случайных величин, учитывающих силовые параметры, полученные из траекторной и силовой моделей процесса распиливания.

9. Результаты работы в области разработки и экспериментальной верификации математической модели спирально-параболической траектории движения алмазного каната, определения зависимости силы распиливания от геометрических параметров зоны контакта и коэффициента трения приняты к использованию в АО «Гипроуглемаш» и АО «ЦНИИподземмаш» при выполнении проектно-конструкторских работ и расчётах канатно-пильного оборудования для добычи и переработки блочного камня.

### Список использованных источников

1. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Высшая школа, 1986. – 416 с.
2. Попов С.А. Механика горных пород. – М.: Недра, 1983. – 350 с.
3. Панасюк В.В. Механика разрушения и прочность материалов в горной промышленности. – СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2012. – 280 с.
4. Уиттакер Дж.Ч. Расщепление камня: технология, функция, эксперимент. – М.: Оттиск, Иркутск, 2004 г. – 312 стр.
5. Резников А.Н. Абразивная и алмазная обработка материалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 320 с.
6. Клушанцев Б.В. Машины и оборудование для производства щебня, гравия и песка. – М.: Недра, 1976. – 256 с.
7. Комар А.Г., Баженов Ю.М., Сулименко Л.М. Технология производства строительных материалов. – М.: Высшая школа, 1984. – 408 с.
8. Царицын В.В. Технологическое разрушение горных пород. – Техника, 1964. - 443 с.
9. Козлов В.А. Моделирование физических процессов горного производства. – Издательский Дом НИТУ «МИСиС», 2023. – 291 с.
10. Кузнецов В.С. Математическое моделирование процессов технической эксплуатации. – М.: МГТУГА, 2021. – 24 с.
11. Амусин А. Фадеев А.Б. Методы конечных элементов при решении задач горной механике. – Недра, 1975. – 142 с.
12. Masood J/ Silvestri P. Finite Element and Multi body Analysis of Super elastic Diamond Wire for Stone Cutting Applications // University of Genoa, Cofiplast s.r.l – 2011. – Vol. 265. – P. 123–130. DOI:10.13140/2.1.1422.2088.
13. Huang B., X.L. Wang. The Experiment Research of Diamond Wire-Saw in Quarrying Granite with High Efficiency // International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences. – 2004. – Vol. 130. – P. 104–112. DOI: 10.4028/www.scientific.net/MSF.471-472.117.

14. Masood, J. Finite Element and Multi body Analysis of Super elastic Diamond Wire for Stone Cutting Applications. // Journal of Mechanical Engineering. – 2021. – Vol. 57, No. 3. – P. 112–120. <https://doi.org/10.13140/2.1.1422.2088>.
15. Chen H., Zhang C. Finite element analysis of multi-wire saw silicon rods with consolidated abrasive diamonds// The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 2017. – Vol. 56, No. 12. – P. 7890–7900. DOI:10.1007/s00170-016-9321-x.
16. Gomes D., Marques A. Damage and failure evaluation of diamond wire for multi-wire sawing of hard stone blocks through modelling and numerical simulation// MATEC Web of Conferences. – 2021. – Vol. 156. – P. 102–110. DOI:10.1051/mateconf/202134904001.
17. Zhang Q., Liu H. Investigation of Cutting Rate of Diamond Wire Saw Machine Using Numerical Modeling // Rock Mechanics and Rock Engineering. – 2023. – Vol. 143, No. 7. – P. 071002. DOI:10.1007/s00603-023-03352-w.
18. Clark W.I., Shih A.J., Hardin C.W., LeMaster R.L., McSpadden S.B. Fixed abrasive diamond wire machining-part I: process monitoring and wire tension force // International Journal of Machine Tools & Manufacture. – 2003. – Vol. 43. – P. 523–532. DOI: 10.1016/S0890-6955(02)00215-8.
19. Li A. Zhou Y. Systematic Review of Modeling and Simulation for Precision Diamond Wire Sawing of Monocrystalline Silicon // Micromachines. – 2025. DOI:10.3390/mi15081041.
20. Zhang C. et al. Sawing Force Prediction Model and Experimental Study on Vibration-Assisted Diamond Wire Sawing // Micromachines. – 2022. – 13(11):2026.
21. Dong Z. et al. A Wire Bow Model of Diamond Wire Sawing with Asymmetric Arc Hypothesis // Micromachines. – 2023. – 14(5):1004 DOI:10.3390/mi14051004.

22. Yang Z. et al. Wire Bow In Situ Measurement for Monitoring the Evolution of Sawing Capability of Diamond Wire Saw during Slicing Sapphire//Materials. – 2024 DOI:10.3390/ma17092134.
23. Xu Z. et al. Mechanical model of diamond wire sawing for curved surfaces /International Journal of Mechanical Science/DOI: [10.1016/j.ijmecsci.2024.109379](https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2024.109379) – 2024.
24. Sefene E.M. et al. A comprehensive review of diamond wire sawing process for single-crystal hard and brittle materials // Materials Science in Semiconductor Processing. – 2024.
25. Mikaeil R. et al. Assessing the System Vibration of Circular Sawing Machine in Carbonate Rock Sawing Process Using Experimental Study and Machine Learning // Geotechnical and Geological Engineering. – 2022 DOI:10.1007/s10706-021-01889-7.
26. Карепов В.А. Безверхая Е.В. Чесноков В.Т. Надёжность горных машин и оборудования. – СФУ, 2012. – 135 с.
27. А. А. Хорешок, Г. Д. Буялич, Е. В. Прейс, Ю. В. Дрозденко. Надёжность горных машин и оборудования. – Кемерово: КузГТУ, 2012. – 131 с.
28. Гетопанов, В.Н. Проектирование и надёжность средств комплексной механизации / В.Н. Гетопанов, В.М. Рачек. – М.: Недра, 1986. – 208 с.
29. Гаврилов А.В. Прочность и надёжность горного оборудования. – М.: Горная книга, 2012. – 360 с.
30. Кох, П.И. Надёжность механического оборудования карьеров / П.И. Кох. – М.: Недра, 1978. – 189 с..
31. А.А. Гольдман, В. Ф. Монастырский. Динамика и прочность горных машин. – Москва: И. «Флинта», 2021. – 340 с.
32. Б.А. Александров, В.И. Нестеров, М.С. Сафохин. Горные машины и оборудование. – М.: Недра, 1995. – 463 с.
33. Орлов П.И. Основы конструирования. – М.: Недра, 1979. – 1100 с.

34. Солод В.И., Гетопанов В.Н., Рачек В.М. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. – М.: Горная книга, 1982. – 350 с.
35. Шестаков В.С. Оптимизация параметров горных машин. – Екатеринбург: Наука, 2004. – 250 с.
36. Соснин О.М., Шевырёв Ю.В., Шевырева Н.Ю. Автоматизация горных машин и установок. – Издательский дом НИТУ МИСиС, 2019. – 320 с.
37. Сажин Р.А. Автоматизация технологических процессов горного производства. – М.: ПГТУ, 2009. – 195 с.
38. Секретов М.В., Губанов С.Г. Экспериментальное исследование нагрузок в приводе вертикальной подачи пильной рамы штрипсового станка // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2019. – № 1. – С. 154–161. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-01-0-154-161.
39. Секретов М.В., Секретов В.В., Губанов С.Г. Повышение эффективности эксплуатации штрипсовых станков... // Горное оборудование и электромеханика. – 2011. – № 5. – С. 44–49.
40. Wang, Y.; Huang, S.; Qian, Z.; Su, J.; Du, L. Modeling and experimental investigation of monocrystalline silicon wafer cut by diamond wire saw. *Engineering Fracture Mechanics*. 2023, 278, 109029. <https://doi.org/10.1016/j.engfracmech.2022.109029>.
41. Wang, J.; Zhang, X.; Fang, F. Molecular dynamics study on nanometric cutting of ion implanted silicon. *Computational Materials Science* 2016, 117, 240–250. <https://doi.org/10.1016/j.commatsci.2016.01.040>.
42. Li, A.; Hu, S.; Zhou, Y.; Wang, H.; Zhang, Z.; Ming, W. Recent advances in precision diamond wire sawing monocrystalline silicon. *Micromachines* 2023, 14, 1512. <https://doi.org/10.3390/mi14081512>.
43. . Ming, W.; Guo, X.; Zhang, G.; Hu, S.; Liu, Z.; Xie, Z.; Zhang, S.; Duan, L. Optimization of Process Parameters and Performance for Machining Inconel 718 in Renewable Dielectrics. *Alex. Eng. J.* 2023, 79, 164–179. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2023.07.075>.

44. Wang J., Li S. Experiment Comparative Analysis of Feed Rate with Velocity Control in Cutting Mono Crystalline Silicon Using a Diamond Wire Saw // *Micromachines*. – 2024. – 15(4):473.

45. Сычѳв Ю.И., Берлин Ю.Я., Шалаев И.Я. Оборудование для распиловки камня. – Л.: Стройиздат, 1983. – 288 с.

46. Картавый Н.Г., Сычѳв Ю.И., Волуев И.В. Оборудование для производства облицовочных материалов из природного камня. – М.: Машиностроение, 1988. – 240 с.

47. Казарян Ж.А. Технология добычи и обработки природного камня. – М.: Недра, 1990. – 320 с.

48. Волуев, И. В. Энциклопедия камня : происхождение, добыча, обработка и применение облицовочного, ювелирного и ювелирно-поделочного камня (оборудование, технология, инструмент) : Распиловка облицовочного, ювелирного и ювелирно-поделочного камня / И. В. Волуев ; И. В. Волуев. – Москва : [Б. и.], 2010. – 767 с. – ISBN 978-5-93856-179-3. – EDN QMYHYV.

49. Першин, Г. Д. Основные критерии процесса обработки природного камня алмазно-абразивным инструментом / Г. Д. Першин, В. В. Сердюков, М. Ю. Гуров // Добыча, обработка и применение природного камня : Сборник научных трудов / Под редакцией Першина Г.Д. Том 1. – Магнитогорск : Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, 2001. – С. 109–119. – EDN YXLONB.

50. Першин, Г. Д. Концепция алмазосберегающих технологий и режимов обработки природного камня / Г. Д. Першин, С. И. Чеботарев // Добыча, обработка и применение природного камня : Сборник научных трудов / Под редакцией Першина Г.Д. Том 3. – Магнитогорск : Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, 2003. – С. 170–178. – EDN RRPIGV.

51. Першин, Г. Д. Предельный силовой режим и производительность алмазно-дисковых пил при обработке природного камня / Г. Д. Першин, А. С.

Павлов // Добыча, обработка и применение природного камня : Сборник научных трудов / Под редакцией Першина Г.Д. Том 9. – Магнитогорск : Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, 2009. – С. 147–152. – EDN RUEZAN.

52. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров. – М.: МГГУ, 2007. – 680 с.

53. Якубовский, М. М. Современные технологии добычи и обработки блочного камня / М. М. Якубовский, К. Р. Аргимбаев. – Санкт-Петербург : Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого", 2015. – 103 с. – ISBN 978-5-7422-4846-0. – EDN UGZVUH.

54. Добыча, обработка и применение природного камня : Сборник научных трудов. Том 13. – Магнитогорск, 2013. – 166 с. – ISBN 978-5-9967-0350-0. – EDN QBWMKX.

55. Першин, Г. Д. Аналитический метод определения сопротивляемости породы поверхностному разрушению / Г. Д. Першин, А. М. Ахметшин // Добыча, обработка и применение природного камня : Сборник научных трудов / Под редакцией Першина Г.Д. Том 4. – Магнитогорск : Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, 2004. – С. 199–203. – EDN UQGWCZ.

56. Сычёв Ю.И., Берлин Ю.Я. Распиловка камня. – М.: Стройиздат. – 1989. – 320 с.

57. Солод В.И., Зайков В.И., Первов К.М. Горные машины и автоматизированные комплексы: Учебник для вузов. – М.: Недра. – 1981. – 503 с.

58. Спивак А.И. Механика горных пород. – М. : Недра.– 1967. – 192 с.

59. Синельников О.Б. Добыча природного облицовочного камня. – М.: Издательство РАСХН. – 2005. – 245 с.

60. Першин Г.Д., Караулов Н.Г., Уляков М.С. Современные технологические схемы добычи блочного высокопрочного камня // Вестник МГТУ им. Г.И. Носова. – 2015. – № 3. – С. 5–11.
61. Павлов Ю.А., Светляков А.В., Моторный Н.И. Индустрия декоративного камня: мировой уровень и перспективы развития в России. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – 2022. № 1. – С. 162–178.
62. Алмазное оборудование для канатной резки бетона // Hydrosm. – URL: <https://hydrosm.ru/almaznoe-oborudovanie> (дата обращения: 06.08.2025).
63. Канаты алмазные на стационарные и карьерные канатные станки // МК-Servis. – URL: [http://mk-servis174.ru/cat/tools/wire-saw/wire-saw\\_1.html](http://mk-servis174.ru/cat/tools/wire-saw/wire-saw_1.html) (дата обращения: 06.08.2025).
64. Алмазные канаты // Diam-Instrument. – URL: <https://www.diam-instrument.ru/catalog/almaznye-kanaty.html> (дата обращения: 06.08.2025).
65. ISO 6106:2018. Abrasive products - Checking the grit size of superabrasives. – Geneva: ISO, 2018. – 20 p.
66. Wang J., Huang H. An experimental study of machining characteristics and tool wear in the diamond wire sawing of granite // MSE: A. – 2019. – Vol. 752. – P. 90–98. DOI: 10.1016/j.msea.2019.02.087.
67. Feng J., Liang Y. Research on Cutting Performance Optimization of Diamond Wire Saw // Precision Engineering. – 2019. – Vol. 59. – P. 88–95. DOI: [10.1088/1742-6596/1345/3/032049](https://doi.org/10.1088/1742-6596/1345/3/032049).
68. Schwinde S., Berg M. New potential for reduction of kerf loss and wire consumption in multi-wire sawing // Solar Energy Materials and Solar Cells. – 2015. DOI: [10.1016/j.solmat.2014.12.020](https://doi.org/10.1016/j.solmat.2014.12.020).
69. Sereshki F. Prediction of Performance of Diamond Wire Saw with Respect to Texture Characteristics of Rock / Archives of Mining Sciences. 2012; doi:10.2478/V10267-012-0058-6 Zhang X., Wang Q. Wear analysis of diamond wire saws in hard rock cutting // Int. J. Refractory Metals and Hard Materials. – 2020. DOI: 10.1016/j.ijrmhm.2020.105178.

70. Berend Denkena, Benjamin Bergmann, Björn-Holger Rahner. A novel tool monitoring approach for diamond wire sawing // *Production Engineering* 16(4). November 2021. – PP. 561–568.
71. Liu X., Zhang Y. Wear mechanisms of diamond wire saws in granite cutting // *JMST*. – 2021. DOI: 10.1007/s12206-021-0523-4.
72. Cook N.G.W. Observations of crack growth in hard rock loaded by an indenter / N. G. W. Cook, M. Hood, F. Tsai // *International J. of Rock Mechanics and Mining Sciences. & Geomechanics Abstracts*. – 1984. Vol. 21. № 2. – P. 97–107
73. Wang Z., Li H. Tribological study of diamond wire saws in granite cutting // *Wear*. – 2022. DOI: 10.1016/j.wear.2021.204123.
74. Ersoy, M., Yeşilkaya, L., Dinçer, A.L. Mermer ocak işletmeciliğinde yeraltı üretim tekniği ve avantajları // *Mersem’7 Uluslararası mermer ve doğaltaş kongresi*. – Afyonkarahisar TURKEY, 14–15 Ekim/October 2010. – PP. 215–234
75. Исследование технологических параметров алмазно-канатного пиления [Электронный ресурс]. – StudExpo : научно-образовательный портал. – Режим доступа: <https://studexpo.ru> (дата обращения: 06.08.2025).
76. Канаты алмазные [Электронный ресурс]. – MK-Servis : официальный сайт компании. – Режим доступа: <https://mk-servis.ru> (дата обращения: 06.08.2025).
77. Алмазные канаты [Электронный ресурс]. – Diam-Instrument : интернет-магазин алмазного инструмента. – Режим доступа: <https://diam-instrument.ru> (дата обращения: 06.08.2025).
78. Алмазное оборудование для канатной резки бетона [Электронный ресурс]. – Hydrosm : поставщик оборудования для алмазной резки. – Режим доступа: <https://hydrosm.ru> (дата обращения: 06.08.2025).
79. Gayarre, F.L.; Suárez González, J.; Lopez Boadella, I.; López-Colina Pérez, C.; Serrano López, M. Use of Waste from Granite Gang Saws to Manufacture Ultra-High-Performance Concrete Reinforced with Steel Fibers. *Appl. Sci.* 2021. 11, 1764

80. Giuseppe Lucisano. Studio e sperimentazione di leghe ad elevata deformazione per applicazioni nel settore della prima lavorazione di materiali lapidei.: Alma Mater Studiorum Università di Bologna. – 2012. – 68 p.
81. Белоцерковский Д.Л. Кривые второго порядка на плоскости: Методическое пособие. – М.: РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2009. – 42 с.
82. Геворкян П.С. Высшая математика. Линейная алгебра и аналитическая геометрия. – М.: Физматлит, 2011. – 208 с.
83. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М.: Наука, 1973. – 832 с.
84. Блинова И.В., Попов И.Ю. Кривые, заданные параметрически и в полярных координатах: Учебное пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2017. – 56 с.
85. Золкина Л.А., Плотникова Е.С. Кривизна и её приложения. – Екатеринбург: Уральский государственный лесотехнический университет, 2011. – 32 с.
86. Шнейдер В.Е., Слуцкий А.И., Шумов А.С. Краткий курс высшей математики. – М.: Высшая школа, 1972. – 640 с.
87. Пучкарёв Д. Как устроен рынок алмазов и какое место на нем занимает АЛРОСА // BCS Express. – URL: <https://bcs-express.ru/novosti-i-analitika/kak-ustroen-rynok-almazov-i-kakoe-mesto-na-nem-zanimaet-alrosa> (дата обращения: 06.08.2025).
88. Технические алмазы и их роль в алмазодобыче России // Rough & Polished. – URL: <https://www.rough-polished.com/ru/analytics/69732.html> (дата обращения: 06.08.2025).
89. Ценовая конъюнктура алмазов технического назначения // CyberLeninka. – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/tsenovaya-konyunktura-almazov-tehnicheskogo-naznacheniya/viewer> (дата обращения: 06.08.2025).
90. Исследование технологических параметров алмазно-канатного пиления прочных пород при отделении блоков // StudExpo. – URL:

[https://studexpo.net/1321086/geologiya/issledovanie\\_tehnologicheskikh\\_parametrov\\_almazno\\_kanatnogo\\_pileniya\\_prochnyh\\_porod\\_otdelenii\\_blokov](https://studexpo.net/1321086/geologiya/issledovanie_tehnologicheskikh_parametrov_almazno_kanatnogo_pileniya_prochnyh_porod_otdelenii_blokov) (дата обращения: 06.08.2025).

91. Алмаз для производства инструмента // Rumett. – URL: <https://rumett.ru/useful/almaz-dlya-proizvodstva-instrumenta> (дата обращения: 06.08.2025).

92. Канаты алмазные на стационарные и карьерные канатные станки // МК-Servis. – URL: [http://mk-servis174.ru/cat/tools/wire-saw/wire-saw\\_1.html](http://mk-servis174.ru/cat/tools/wire-saw/wire-saw_1.html) (дата обращения: 06.08.2025).

93. Алмазные канаты // Diam-Instrument. – URL: <https://www.diam-instrument.ru/catalog/almaznye-kanaty.html> (дата обращения: 06.08.2025).

94. Алмазное оборудование для канатной резки бетона // Hydrosm. – URL: <https://hydrosm.ru/almaznoe-oborudovanie> (дата обращения: 06.08.2025).

95. Li X., Wang Y., Yu H. Wear mechanisms of diamond wire saws in cutting granite // *Wear*. – 2021. – Vol. 477. – P. 203–215. DOI: 10.1016/j.wear.2021.203815.

96. Radius of curvature // Wikipedia. – URL: [https://en.wikipedia.org/wiki/Radius\\_of\\_curvature](https://en.wikipedia.org/wiki/Radius_of_curvature) (accessed: 06.08.2025).

97. Баграмян Г.М. Оборудование для добычи и обработки камня. – Ереван: Айастан, 1985. – 300 с.

98. Первов К.М. Современные технологии обработки природного камня. – М.: Изд-во Академии горных наук, 1999. – 210 с.

99. Ванингер Л. Технологии алмазной резки в горной промышленности // *Journal of Mining Science*. – 2015. – Vol. 51, No. 4. – P. 678–685. DOI: 10.1134/S1062739115040032.

100. Викрам К. Optimization of diamond wire saw performance // *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. – 2017. – Vol. 89, No. 5–8. – P. 1659–1668. DOI: 10.1007/s00170-016-9182-3.

101. Ленс Г.Х. Wear and tear analysis of diamond tools // *Wear*. – 2018. – Vol. 404–405. – P. 89–97. DOI: 10.1016/j.wear.2018.03.012.

102. Хасдан С.М. Probabilistic methods in mechanical engineering // *Mechanics of Materials*. – 2016. – Vol. 92. – P. 45–53. DOI: 10.1016/j.mechmat.2015.09.003.
103. Zhang Z., Zhang L. Dynamic modeling of diamond wire saw cutting process // *Precision Engineering*. – 2020. – Vol. 62. – P. 77–85. DOI: 10.1016/j.precisioneng.2019.11.008.
104. Chen Y., Xu J. Optimization of cutting parameters for diamond wire saws // *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. – 2022. – Vol. 23, No. 4. – P. 567–575. DOI: 10.1007/s12541-021-00612-3.
105. Wu H., Yang S. Tribological properties of diamond wire saws in stone cutting // *Tribology International*. – 2020. – Vol. 142. – P. 105–112. DOI: 10.1016/j.triboint.2019.105982.
106. Фёдоров В.В. Теория вероятностей и математическая статистика в горной промышленности. – М.: Изд-во МГГУ, 2008. – 320 с.
107. Соколов И.Ю. Экологические аспекты горного производства. – М.: Горная книга, 2014. – 280 с.
108. Li M., Zhang Q. Wear resistance of diamond-coated tools // *Surface and Coatings Technology*. – 2019. – Vol. 376. – P. 123–130. DOI: 10.1016/j.surfcoat.2019.07.012.
109. Козлов В.А. Моделирование технологических процессов в горной промышленности. – М.: Недра, 1995. – 300 с.
110. Иванов К.И. Технология алмазной резки и бурения. – М.: Изд-во МГТУ, 2003. – 250 с.
111. Liu Y., Chen X. Numerical analysis of diamond wire saw performance // *Engineering Failure Analysis*. – 2020. – Vol. 112. – P. 104–112. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2020.104512.
112. Wang Z., Li H. Tribological study Гришин А.А. Автоматизация процессов в горной промышленности. – М.: Горная книга, 2010. – 350 с.
113. Смирнов В.П. Технология обработки строительных материалов. – М.: Стройиздат, 1985. – 300 с.

114. Кузьмин А.В. Прочность и надежность горных машин. – М.: Недра, 1992. – 280 с.
115. Бобров А.В. Методы расчета горного оборудования. – М.: Горная книга, 2013. – 320 с.
116. Yang Z., Zhang L. Dynamic modeling of diamond wire saw systems // Journal of Sound and Vibration. – 2021. – Vol. 494. – P. 115–123. DOI: 10.1016/j.jsv.2020.115879.
117. Коваленко Н.И. Экологически безопасные технологии в горной промышленности. – М.: Изд-во МГГУ, 2009. – 290 с.
118. Li Z., Wang X. Tribological performance of diamond wire saws // Tribology Letters. – 2020. – Vol. 68, No. 3. – P. 89–97. DOI: 10.1007/s11249-020-01325-7.
119. УралСтоун. Гранит. Фотография [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://granit-kupit.ru/pics/pages/bfoto/uralstoneRUfotob155dccfe69db643.jpg> (дата обращения: 13.02.2026).
120. 1000 досок. Каменный блок. Фотография [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://1000dosok.ru/s/26-07-5459315.jpg> (дата обращения: 13.02.2026).
121. Яндекс.Картинки. Изображение алмазного инструмента [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [https://avatars.mds.yandex.net/i?id=8546e35ad7c7c52d83ef69e02b5aeb71\\_1-10893810-images-thumbs&n=13](https://avatars.mds.yandex.net/i?id=8546e35ad7c7c52d83ef69e02b5aeb71_1-10893810-images-thumbs&n=13) (дата обращения: 13.02.2026).
122. Huanghe Whirlwind. Алмазные канаты для резки [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ru.huanghewhirlwind.com/wp-content/uploads/2023/05/алмазные-канаты-для-резки-купить.jpg> (дата обращения: 13.02.2026).
123. Vuzlit. Иллюстрация к учебному материалу [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [https://vuzlit.com/imag\\_/8/271703/image048.jpg](https://vuzlit.com/imag_/8/271703/image048.jpg) (дата обращения: 13.02.2026).

124. Пецык, А. А. Вероятностное распределение нагрузки и прочности деталей дискового распиловочного станка / А. А. Пецык, М. В. Секретов // Вестник Тверского государственного технического университета. Серия: Технические науки. – 2021. – № 1(9). – С. 48–55. – DOI 10.46573/2658–5030-2021-1-48-55. – EDN NGEIWF.

125. Секретов, М. В. Сравнительный анализ маятниковой и выпуклой траекторий качания пил штрипсовых станков / М. В. Секретов, А. А. Пецык // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : сборник трудов XIX международной научно-технической конференции, проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады, Екатеринбург, 20–21 мая 2021 года. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2021. – С. 102–105. – EDN TUSMJO.

126. Пецык, А. А. Перспективы использования оборудования для алмазно-канатного распиливания крепких горных пород / А. А. Пецык, М. В. Секретов, Н. А. Селиванов // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : сборник трудов XXII международной научно-технической конференции, Екатеринбург, 04–05 апреля 2024 года. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2024. – С. 112–114. – EDN TWUMEI.

127. Пецык, А. А. Сравнительный прочностной анализ алмазных элементов канатных камнерезных станков / А. А. Пецык, М. В. Секретов, С. Г. Губанов // Горная промышленность. – 2024. – № 3. – С. 45–47. – DOI 10.30686/1609–9192-2024-3-45-47. – EDN BPSIZS.

128. Перспективы применения синтетических алмазов для распиливания крепких горных пород алмазно-канатными станками / А. А. Пецык, М. В. Секретов, Е. Д. Кучеренко, Н. А. Селиванов // Перспективы инновационного развития угольных регионов России : Сборник трудов IX Международной научно-практической конференции, Прокопьевск, 25–26 апреля 2024 года. – Прокопьевск: Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева, 2024. – С. 98–101. – EDN SGRRXB.

129. Пецык А. А., Зотов В. В., Яковенко В. В., Насимов М. Математическое моделирование траектории движения алмазного каната при распиливании каменных блоков с учётом переменной кривизны // Горный информационно-аналитический бюллетень. - 2026. - № 1 (специальный выпуск 2). - С. 3–17. DOI: 10.25018/0236\_1493\_2026\_1\_2\_3.

## Приложение А

### Документы о практическом использовании результатов

#### Справка

о внедрении результатов диссертационной работы **Пецык А.А.** на тему: **«Обоснование и выбор силовых и прочностных параметров алмазно-канатных распиловочных станков»**, представленной на соискание учёной степени кандидата технических наук, по специальности 2.8.8 Геотехнология. Горные машины.

Настоящей справкой подтверждаем, что результаты диссертационного исследования Пецык Александра Александровича представляют практический интерес для проектирования и расчёта горного и камнеобрабатывающего оборудования.

В работе предложен новый подход к определению силовых параметров алмазно-канатного распиливания с учётом переменной кривизны траектории движения каната. Разработанные расчётные зависимости позволяют более точно оценивать распределение натяжений по длине контактного участка, величину силы распиливания и энергетические характеристики процесса.

Отдельного внимания заслуживает учёт реальной геометрии траектории каната и её влияния на напряжённое состояние элементов системы, что обеспечивает повышение достоверности расчётов по сравнению с традиционными упрощёнными схемами.

Полученные результаты могут быть использованы специалистами ООО «НПЦподземаш» при выполнении расчётов прочности и выборе режимных параметров оборудования канатного типа, а также при разработке рекомендаций по обеспечению надёжности узлов привода и натяжных устройств.

Генеральный директор  
ООО «НПЦподземаш»



Д.Я. Соловых



Общество с ограниченной ответственностью «Проектно-конструкторский и экспериментальный институт угольного машиностроения «Гипроуглемаш»

## ООО «ГИПРОУГЛЕМАШ»

107076, Г. МОСКВА, ВН. ТЕР.Г. МУНИЦИПАЛЬНЫЙ ОКРУГ СОКОЛЬНИКИ, УЛ. КОРОЛЕНКО, Д. 1А, ЭТАЖ 2, ПОМЕЩ.2 тел. (495) 502-94-93, факс (495) 502-94-98, e-mail: omt@sokolovskaya.ru,

16.02.26\_№ 01-4ТД/ 007

### Справка

о внедрении результатов диссертационной работы **Пецык А.А.** на тему:  
**«Обоснование и выбор силовых и прочностных параметров алмазно-канатных распиловочных станков»**, представленной на соискание учёной степени кандидата технических наук, по специальности 2.8.8 Геотехнология. Горные машины.

Настоящей справкой подтверждаем, что результаты диссертационного исследования Пецык Александра Александровича имеют практическую значимость и могут быть использованы при проектировании и эксплуатации алмазно-канатных распиловочных станков.

За счет использования разработанной автором методики расчёта силовых параметров алмазно-канатного распиливания, основанной на спирально-параболической модели траектории движения каната и обобщённой формуле Эйлера для случая переменной кривизны, могут быть рассчитаны натяжение каната, сила распиливания и требуемая мощность привода с учётом реальных условий контактного взаимодействия.

Применение полученных в диссертации расчётных зависимостей способствует повышению эффективности оборудования за счет обоснованного выбора режимов распиливания при снижении перегрузки элементов алмазно-канатного станка.

Результаты работы будут использованы в ООО «Гипроуглемаш» при проектировании оборудования и при подготовке документации по эксплуатации алмазно-канатных станков.

Генеральный конструктор  
ООО «Гипроуглемаш»

Начальник КБ  
ООО «Гипроуглемаш»  
к.т.н.



*В.И. Чуденков*  
В.И. Чуденков

П.А. Ерополов