

На правах рукописи



СЕКРЕТОВ МИХАИЛ ВАЛЕНТИНОВИЧ

**МЕТОДОЛОГИЯ СОЗДАНИЯ ИНСТРУМЕНТА
ДЛЯ РАЗРУШЕНИЯ КРЕПКИХ ГОРНЫХ ПОРОД**

Научная специальность 2.8.8. Геотехнология, горные машины

**АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени
доктора технических наук**

Москва – 2025

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Национальный исследовательский технологический университет «МИСИС» (НИТУ МИСИС) на кафедре «Горное оборудование, транспорт и машиностроение».

Научный консультант:

Рахутин Максим Григорьевич, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры горного оборудования, транспорта и машиностроения, НИТУ МИСИС

Официальные оппоненты:

Сысоев Николай Иванович, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Горное дело», ФГБОУ ВО «Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова»

Дмитрак Юрий Витальевич, доктор технических наук, профессор, заведующий отделом моделирования и управления горнотехническими системами, ФГБУН Институт проблем комплексного освоения недр им. академика Н.В. Мельникова Российской академии наук (ИПКОН РАН)

Жуков Иван Алексеевич, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой машиностроения, ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II»

Ведущая организация:

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Защита состоится «19» марта 2026 г. в 11.00 часов на заседании диссертационного совета 24.2.410.02 на базе ФГБОУ ВО «Тверской государственный технический университет» по адресу: 170026, г. Тверь, наб. Афанасия Никитина, д. 22, ауд. Ц-208.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Тверской государственный технический университет» и на сайте ВУЗа по адресу:
<https://new.tstu.tver.ru/science/dissertation/24.2.410.02/#pills-defense>

Автореферат разослан «__» ____ 202_ г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
24.2.410.02

Афанасьева Людмила Евгеньевна

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Горная промышленность в Российской Федерации является одной из ведущих отраслей экономики. Важным составляющим звеном технологического процесса добычи полезных ископаемых является бурение крепких горных пород, затраты на которое достигают 25 – 35 % от общих затрат на производство горных работ. Также достаточно широко используются на горных предприятиях такие способы разрушения крепких горных пород, как алмазно-канатное распиливание каменных монолитов и блоков для нужд строительной промышленности.

На предприятиях горнодобывающей промышленности Российской Федерации ежегодно бурится с применением ударно-поворотного и ударно-вращательного способа бурения более 3,5 млн. метров шпуров и скважин на подземных работах.

Годовой объем добываемых в Российской Федерации блоков типа «гранит» и «мрамор» соответствует массе 800 – 900 тыс. тонн.

Инструмент машин и оборудования для разрушения крепких горных пород и материалов широко применяется в горной и строительной промышленности.

Наиболее часто используемыми являются инструменты машин ударного разрушения, а также алмазного и дробового распиливания камнераспиловочного оборудования. К первому виду инструмента относятся буровые коронки (долота) перфораторов, погружных пневмоударников; пики, зубила отбойных молотков и гидромолотов, долотья ударно-врубовых машин (ченнелеров). Ко второму виду инструмента относятся алмазно-канатные, алмазно-дисковые, алмазно-штрапсовые и штрапсовые дробовые пилы оборудования для распиливания камня.

Многие виды инструментов машин ударного разрушения имеют существенные конструктивные недостатки, следствием которых являются повышенные затраты энергии и низкий КПД при разрушении породы, низкая стойкость инструмента и низкая производительность. Повысить эффективность работы инструмента машин ударного разрушения можно за счёт улучшения его геометрических форм и размеров, угла приложения его оси к горной породе, скорости перемещения, более эффективной работы ударных систем.

Алмазно-канатные, алмазно-дисковые, алмазно-штрапсовые, штрапсовые дробовые пилы соответствующих камнераспиловочных станков и оборудования являются эффективными видами инструмента. Однако использование алмазного инструмента сопровождается высоким расходом синтетических алмазов и низким ресурсом режущих алмазных сегментов. При использовании штрапсовых дробовых пил часто возникают ситуации, заключающиеся в потере устойчивости их полотен при больших величинах подачи пильной рамы штрапсовых станков. Повысить эффективность работы пил камнераспиловочного оборудования можно за счёт улучшения их геометрических форм, размеров и установления рациональных усилий подачи.

В существующих теориях создания инструмента при подготовке в исследованиях расчётных моделей и формул, часть задач решалась эмпирическими или приближёнными методами. В последние десятилетия

активно развиваются компьютерные технологии моделирования и расчётов инструмента, что позволило повысить качество и расширить спектр возможностей исследований.

Требуется дальнейшее совершенствование методов расчётов и повышение эффективности эксплуатации инструмента. Поэтому разработка методологии создания инструмента машин для разрушения крепких горных пород является актуальной научной проблемой, имеющей важное хозяйственное значение.

Степень разработанности темы исследования. Большой вклад в области исследования инструмента машин и оборудования для разрушения крепких горных пород внесли учёные: Александров Е.В., Алимов О.Д., Андреев В.Д., Барон Л.И., Бардовский А.Д., Берлин Ю.Я., Варич М.С., Волуев И.В., Гетопанов В.Н., Глатман Л.Б., Дворников Л.Т., Дмитрак Ю.В., Додис Я.М., Дусев В.И., Евсеев В.Д., Еремьянц В.Э., Жуков И. А., Иванов К.И., Казарян Ж.А., Кантович Л.И., Карасёв К.А., Карасёв Ю.Г., Каркашадзе Г.Г., Картавый Н.Г., Керопян А.М., Крапивин М.Г., Крюков Г.М., Лабутин В.Н., Лагунова Ю.А., Латышев В.А., Манжосов В.К., Марков В.С., Морозов В.И., Михайлов В. Г., Мультанов С.И., Нескоромных В.В., Ниfadъев В.И., Пашков Е.Н., Першин Г.Д., Петров Н.Г., Платовских М.Ю., Позин Е.З., Попов А.Н., Протасов Ю.И., Рахутин М.Г., Реготунов А.С., Секретов В.В., Селиванов В. В., Соколинский В.Б., Спивак А.И., Суриков В.В., Сысоев Н.И., Сычёв Ю.И., Тамбовцев П.Н., Тимошенко С.П., Черепанов Г.П., Шалаев И.Я., Юнгмейстер Д.А., Andreia Araujo, Arezou Rasti, Arndt F.K., Bao-Hua Wang, Benjamin Bergmann, Berend Denkena, Bin Wang, Björn-Holger Rahner, Boussinesq M.J, Chengqiang Zhao, Cong Ru, Daniel Gomes, Dong-Xu Wang, Dutta P.K., Fairhurst C., Fei Wang, Lu-Lu Wang, Guanghua Mao, Hamid Ranjkesh Adarmanabadi1, Hang Zhang, Huiping Liang, Hustrilid W.A., Janusz Konstanty, Jiahao Feng, Jianwei Liu, José Patricio, Lan Zhang, Liquan Wang, Lundberg B., Mengguang Fu, Mohammad Reza Sahlabadi, Peiqi Ge, Peng Zhang, Qin-Jian Liu, Raquel M. Santos, Rui Marques, Sears I.E., Shuai Zhang, Tengyun Liu, Vítor Lopez, Wenbo Bi, Wen-Chao Sui, Yong-Chen Pei, Yufei Gao, Zhengbin Zhu.

Объект исследования – инструменты машин и оборудования ударного разрушения, алмазно-канатного, штрипсового и ударного распиливания крепких горных пород.

Предмет исследования – параметры инструмента машин и оборудования для разрушения крепких горных пород ударным воздействием, алмазно-канатным, штрипсовым и ударным распиливанием.

Цель работы – разработка методологии создания инструмента машин и оборудования с высокой стойкостью, производительностью и низкой энергоемкостью разрушения крепких горных пород.

Идея работы заключается в использовании закономерностей распространения ударных волн, образования ядра напряжений, лунки выкола и скола, возникновения действующих сил и внутреннего напряжения в породоразрушающем элементе и породе при различных параметрах создаваемого стойкого и производительного инструмента машин для разрушения крепкой горной породы.

Задачи исследования.

1. Разработать математическую модель прохождения ударных волн в породоразрушающих элементах с трапециoidalным и круговым профилем, учитывающую их конструктивные особенности, позволяющую оценивать эффективность прохождение ударных волн в крепкую горную породу, а также определить рациональные геометрические параметры породоразрушающего элемента (угол наклона боковой поверхности, радиус, высоту, величину зоны контакта).
2. Обосновать метод определения показателей эффективности прохождения ударных волн через различные трёхмерные модели породоразрушающих элементов, позволяющий определить их наиболее рациональные пространственные формы.
3. Разработать математическую модель прохождения ударной волны через корпус и породоразрушающие элементы рабочего инструмента горных машин, учитывающую амплитуду напряжений, позволяющую определить геометрические параметры ядра напряжений в крепкой горной породе и лунки выкола.
4. Разработать метод ударного распиливания крепких горных пород с целью повышения эффективности распиловочной операции.
5. Разработать метод прочностного расчета алмазно-канатной пилы, позволяющий обосновать рациональные формы алмазных сегментов для распиливания камней типа «гранит» и «мрамор».
6. Определить влияние величин усилий вертикальной и горизонтальной подачи пильной рамы штريпсового станка с маятниковой, выпуклой и прямой траекториями её движения на потерю устойчивости штрипсовых пил, приводящей к ухудшению качества пропила.

Методы исследований. При выполнении диссертационной работы использовались теория ударного разрушения крепких горных пород, методы силового расчёта алмазно-канатной пилы камнераспиловочного оборудования, анализ работы ударной пилы экспериментальной модели станка ударного распиливания, анализ работы алмазного многоканатного станка Jupiter GS220 – GT56 на ОАО «Московский камнеобрабатывающий комбинат» г. Долгопрудный, методы математического моделирования с применением компьютерной техники.

Научные положения, выносимые на защиту:

1. Математические модели прохождения ударных волн через корпус и породоразрушающие элементы инструмента машин ударного разрушения в крепкую горную породу, учитывающие их геометрические формы и размеры, позволяющие определять рациональные геометрические параметры: угол наклона боковой поверхности, величину зоны контакта, высоту породоразрушающих элементов; высоту и диаметр (ширину) корпуса.

2. Математическая модель ядра напряжения и лунки выкола и скола, позволяющая определить рациональную величину и вектор нагрузки, действующей со стороны рабочего инструмента, максимально возможное значение объёма выкола и скола с целью достижения максимальной производительности

разрушения крепкой горной породы, причём изолиния ядра напряжений, соответствующих пределу прочности породы, имеет уравнение повернуто-перемещённого эллипса.

3. Математическая модель прохождения ударных волн через корпус и породоразрушающие элементы инструмента машин ударного разрушения с образованием ядра напряжений и лунки выкола в крепкой горной породе, позволяющая определить объём лунки выкола для породоразрушающих элементов кругового профиля, зависимость изменения величины объёма лунки выкола от угла наклона боковой поверхности породоразрушающих элементов трапецидального профиля, получить максимальную производительность и минимальную энергоёмкость ударного разрушения.

4. Метод ударного распиливания крепких горных пород, включающий концепцию станка и инструмента, учитывающий влияние геометрических параметров предложенной ударной пилы, скорости её подачи и свойств породы на производительность и рациональную величину энергии удара, позволяющий с высокой производительностью до $2,2 \text{ м}^2/\text{час}$ и качеством получаемых поверхностей повысить выход товарных блоков более чем на 20% по отношению к буровзрывному способу, на 5 – 10% по отношению к ударно-врубовым станкам (ченнелерам).

5. Метод определения рациональных геометрических форм и радиусов скруглений рабочих кромок алмазных сегментов, основанный на оригинальном подходе к силовому и прочностному расчету алмазно-канатной пилы, позволяющий выявить форму ядра напряжения и скола перед областью взаимодействия с зерном алмаза и снизить напряжения в сегменте.

6. Метод расчета рациональных геометрических параметров штрипсовых пил станков с маятниковой, выпуклой, прямолинейной траекториями движения пильной рамы на основе установленного влияния динамических нагрузок в приводе подачи на потерю их устойчивости («увод»), позволяющий выявить форму ядра напряжения и скола и снизить напряжения в полотне пилы, повысить её устойчивость за счёт использования рациональной величины эксцентрикитета установочных отверстий и рассчитывать рациональный размер абразивной дроби.

Научная новизна работы:

1. Установлены закономерности влияния геометрических форм и параметров корпуса и породоразрушающих элементов инструмента машин ударного разрушения на прохождение ударной волны через них в зону контакта с породой, определяющих объем разрушенной породы, описываемых с помощью предложенной системы коэффициентов эффективности прохождения ударной волны из корпуса и породоразрушающих элементов инструмента в породу, выявивший, что наиболее эффективный породоразрушающий элемент должен иметь трапецидальный профиль с углом наклона боковой поверхности $\delta = 10^\circ - 20^\circ$, эффективность породоразрушающего элемента кругового профиля сопоставима с эффективностью породоразрушающего элемента трапецидального профиля с углом наклона боковой поверхности $\delta = 30^\circ$, высокоэффективными пространственными формами породоразрушающего

элемента является клиновая, сферическая, конусная, пирамидалная с четырьмя прямыми и круговыми гранями, полуцилиндрическая, низкоэффективными – шиповая и вогнуто-клиновая.

2. Установлены зависимости изменения параметров изолиний ядра напряжений от параметров нагрузки, угла её приложения и площади контакта инструмента с породой.

3. Установлены закономерности влияния геометрических форм и параметров корпуса и породоразрушающих элементов инструмента машин ударного разрушения на нагрузку в зоне контакта породоразрушающего элемента с породой, вызванной прохождением через неё ударных волн, определяющей геометрические параметры ядра напряжений и лунки выкола, производительность и энергоёмкость ударного разрушения, на основании которых установлено, что угол наклона боковой поверхности породоразрушающих элементов инструмента машин ударного разрушения должен составлять $15^\circ - 20$ для пород $f < 14$, и $25^\circ - 30^\circ$ для пород $f \geq 14$ с учётом использования в качестве материала вольфрамо-кобальтовых сплавов повышенной прочности, средне- и крупнозернистых с повышенным содержанием кобальта.

4. Установлены зависимости и закономерности производительности и рациональной величины энергии удара от геометрических параметров инструмента предложенной ударной пилы, скорости ее подачи и свойств породы, на основании которых было выявлено, наибольшая производительность ударного распиливания достигается при использовании моделей ударных пил с зубьями трапецидального профиля с относительно небольшими углами наклона их боковой поверхности ($\delta = 20 - 40^\circ$), что подтверждает результаты теоретических исследований о снижении угла наклона боковых поверхности породоразрушающего элемента.

5. На основе предложенных методов силовых и прочностных расчетов алмазно-канатной пилы получены зависимости максимальных напряжений в алмазных сегментах от радиуса скругления передней кромки, обоснованы их рациональные формы, позволяющие повысить ресурс.

6. На основе установленного влияния динамических нагрузок в приводе подачи на потерю устойчивости («увод») штрипсовых пил станков с маятниковой, выпуклой, прямолинейной траекторией движения пильной рамы предложены их рациональные геометрические параметры.

Научное значение работы заключается в разработке методологии создания инструмента машин и оборудования для разрушения крепких горных пород, выразившейся в дальнейшей разработке теории взаимодействия его с породой, позволяющей определить его параметры, исходя из максимальной производительности разрушения породы при ограничении напряжений, возникающих в нём, что позволило создать инструмент с более высокой производительностью, стойкостью и минимальными энергозатратами, предложить новый метод и концепцию станков для ударного распиливания крепких пород.

Практическая значимость.

1. Предложен новый метод ударного распиливания крепких горных пород, на основании которого были разработаны конструкции ударных пил и концепции станков для камнедобывающих и камнеобрабатывающих производств.

2. Разработаны методики: определения рациональных форм породоразрушающих элементов долот для машин ударного и ударно-вращательного бурения; расчёта механической скорости и энергоёмкости перфораторного бурения при трапецидальном профиле породоразрушающих элементов долота; определения рациональных радиусов скругления кромок цилиндрических сегментов алмазных канатов; определения рациональных форм сегментов алмазных канатов методом компьютерного моделирования; расчёта наработок между заменами ходовых гаек привода подачи инструмента камнераспиловочного станка; определения рациональных радиусов скругления кромок цилиндрических сегментов алмазных канатов для распиловки бетона и камня; определения рациональных форм сегментов алмазных канатов для распиловки бетона и камня методом компьютерного моделирования.

Реализация результатов работы. Методики «Определение рациональных форм породоразрушающих элементов долот для ударного и ударно-вращательного бурения», «Расчёт механической скорости и энергоёмкости перфораторного бурения при трапецидальном профиле породоразрушающих элементов долота» приняты к использованию в проектно-конструкторских и исследовательских работах ООО «Гипроуглемаш». Методики «Определение рациональных радиусов скругления кромок цилиндрических сегментов алмазных канатов для распиловки бетона и камня», «Определение рациональных форм сегментов алмазных канатов для распиловки бетона и камня методом компьютерного моделирования» приняты к использованию в плановых научно-технических разработках ООО «СВАРГО». Методики «Определение рациональных форм породоразрушающих элементов долот для ударного и ударно-вращательного бурения», «Расчёт механической скорости и энергоёмкости перфораторного бурения при трапецидальном профиле породоразрушающих элементов долота», «Определение рациональных радиусов скругления кромок цилиндрических сегментов алмазных канатов», «Определение рациональных форм сегментов алмазных канатов методом компьютерного моделирования», «Расчёт наработок между заменами ходовых гаек привода подачи инструмента камнераспиловочного станка» приняты к использованию на ООО «Тульский завод горно-шахтного оборудования» и предприятиях АО «Горнопромышленная финансовая компания».

Апробация результатов работы. Основные положения и результаты работы докладывались и обсуждались на Международных научных симпозиумах «Неделя горняка» Москва 2006 – 2010, 2013, 2014, 2018, 2021 – 2025 гг., заседании научно-технического Совета ОАО «МКК–Холдинг» (Моск. обл., г. Долгопрудный, 2004 г.), XIX и XXII международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека», (г. Екатеринбург, 2021 г. и 2024 г.), IX Международной научно-практической конференции «Перспективы инновационного развития угольных

регионов России» (г. Прокопьевск, 2024 г.), 10-й Международной научно-практической конференции «Инновационные перспективы Донбасса» (г. Донецк, 2024 г.), IX Международной научно-практической конференции «Фундаментальные основы механики», (г. Санкт-Петербург, 2024 г.), X Международной научно-практической конференции «Горная и нефтяная электромеханика – 2024: актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горно-шахтного и нефтепромыслового оборудования» (г. Пермь, 2024 г.), VIII международной научно-технической конференции «Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства» (г. Алчевск, 2024 г.), 20-й Международной конференции по проблемам горной промышленности, строительства и энергетики «Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики: материалы» (г. Тула, 2024 г.), научно-практической конференции, посвященной 80-летию вхождения Тувинской Народной Республики в состав СССР (г. Кызыл, 2024 г.), семинарах кафедры горного оборудования, транспорта и машиностроения Университета МИСИС.

Публикации и патенты. Основные положения диссертационной работы опубликованы в 35 научных трудах, в том числе 16 – в журналах, входящим в перечень рецензируемых научных изданий, рекомендованных ВАК РФ, из них 7 – в журналах, индексируемых базой данных Scopus, в 1-ой монографии. Получен 1 патент РФ на изобретение.

Личный вклад автора заключается в анализе состояния вопроса и постановке задач исследования, теоретических исследованиях и моделировании инструмента машин и оборудования для разрушения крепких горных пород в среде SolidWorks, Ansys, Mathcad и Matlab; разработке математической модели прохождения ударных волн через корпус и породоразрушающие элементы инструмента машин ударного разрушения в крепкую горную породу; разработке математической модели формирования ядра уплотнения и лунки выкола; разработке метода ударного распиливания крепких горных пород и ударных пил для его осуществления; проведении экспериментальных исследований по определению производительности метода ударного распиливания; проведении экспериментальных исследований по определению параметров ударного разрушения крепких горных пород; обосновании рациональных форм алмазных сегментов на основе предлагаемого метода прочностного расчета алмазно-канатной пилы, подготовке материалов для публикации научных статей.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, 8 глав, заключения, содержит 251 рисунок, 5 таблиц, список литературы из 318 наименований и 6 приложений. Общий объем диссертации – 473 страницы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дана общая характеристика работы, обоснована ее актуальность, сформулированы цель, идея, задачи исследования, научные положения, выносимые на защиту, научная новизна, практическая значимость.

В первой главе рассмотрено состояние вопроса научных исследований в области создания инструмента машин для разрушения крепких горных пород.

Дан анализ опыта применения и технических характеристик исследуемого инструмента. Выявлены недостатки конструкций долот и коронок перфораторов, бурильных установок и буровых станков ударного типа, пик и зубил отбойных молотков, гидромолотов и т.д. Отмечено, что недостатки можно устранить путём установления рациональных форм и размеров породоразрушающего элемента инструмента машин ударного разрушения (ПЭ), под которым понимается лезвие, пластина, вставка, штырь, перо буровой коронки (долота), пики, зубила. Также проанализирован опыт эксплуатации алмазных сегментов (элемент, перлина) алмазно-канатной, алмазно-штрапсовой и штрапсовой дробовой пил.

Представлен анализ теоретических основ создания инструмента машин для ударного разрушения крепких горных пород, для камнераспиловочного оборудования, и опыта его эксплуатации.

Обоснованы цели и поставлены задачи диссертационного исследования.

Во второй главе представлены разработанные автором математические модели прохождения ударных волн в ПЭ с трапециoidalным и круговым профилем, образующихся в результате ударного воздействия бойка на волновод (хвостовик, штангу, стержень и т.п.), на основании которых определяются рациональные геометрические параметры ПЭ: угол наклона боковой поверхности, радиус, высота, величина зоны контакта.

В основу анализа положен принцип Гюйгенса, описывающий закон отражения волн. Он свидетельствует о том, что «угол отражения волны равен углу падения по отношению к отражающей поверхности» и «падающий луч, луч отраженный и перпендикуляр, восстановленный в точке падения, лежат в одной плоскости».

Всё разнообразие форм ПЭ можно в некотором приближении свести к основным трём типам:

1. с прямой боковой поверхностью (треугольный или трапециoidalный профиль);
2. с выпуклой боковой поверхностью (круговой или овальный профиль);
3. с вогнутой боковой поверхностью.

Предварительный анализ прохождения волны через ПЭ различной формы был произведен графическим способом, результаты которого представлены на рисунках 1 а, б. Введём определение. Область отражения ударной волны от боковой поверхности ПЭ в зону его контакта с породой (далее, активная зона боковой поверхности ПЭ) – это участок боковой поверхности ПЭ, характеризующийся тем, что попавшая на него часть ударной волны, после отражения и дальнейшего распространения (без отражений или с отражениями от боковых стенок) попадёт в зону контакта ПЭ с породой $t_{\text{конт}}$. Существует также область отражения ударной волны от боковой поверхности ПЭ обратно в инструмент (далее – неактивная зона боковой поверхности ПЭ) характеризующаяся тем, что попавшая на неё часть

ударной волны, после отражения и дальнейшего распространения возвратится обратно в корпус инструмента. На рисунке 3 представлен параметр $h_{\text{бокакт}}$ – рациональная (активная) высота ПЭ, то есть высота активной зоны боковой поверхности ПЭ, Θ – максимальный угол прохождения ударной волны из ПЭ в породу.

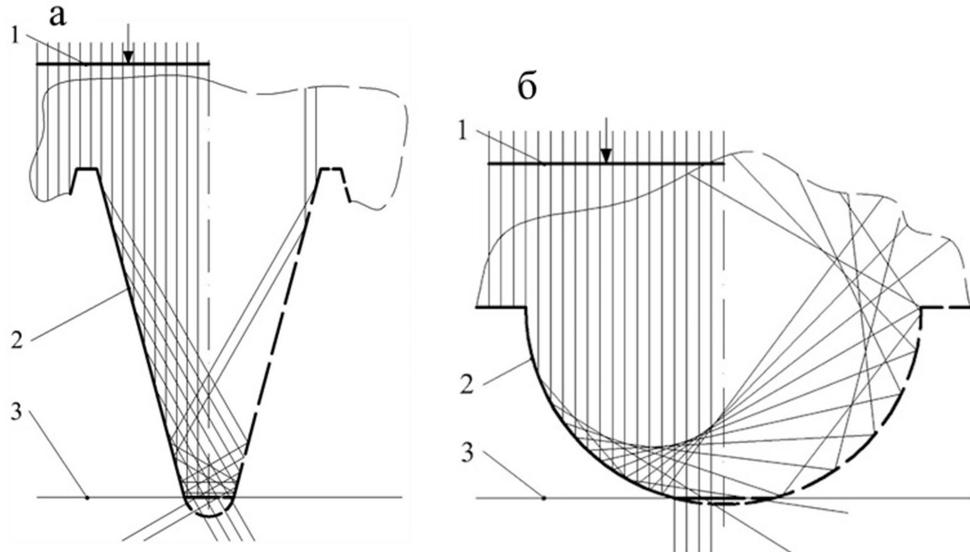


Рисунок 1 – Схема прохождения ударных волн в ПЭ: а) с прямой боковой поверхностью и углом наклона $\delta = 15^\circ$; б) с круговой боковой поверхностью; 1 – участок распространения ударной волны, представленный в виде отрезков распространения при её моделировании; 2 – граница контура ПЭ, 3 – порода, в которую передаются ударные волны; T_3 – длина ПЭ, $t_{\text{конт}}$ – величина зоны контакта ПЭ с породой, $t_{\text{бок}}$ – величина горизонтальной проекции боковой части ПЭ, $t_{\text{пром}}$ – величина промежуточной части между ПЭ

В основу анализа принимаются следующие допущения:

1. все ударные волны, попавшие в зону контакта $t_{\text{конт}}$, проходят в породу;
2. часть волн, попавших на активную зону боковой поверхности, отражаясь от боковых стенок, попадают в зону $t_{\text{конт}}$, другая часть волн из неактивной зоны после нескольких отражений от стенок возвращается обратно в инструмент;
3. волны, попавшие в промежуточную часть $t_{\text{пром}}$, отражаются обратно в инструмент.

Эффективность прохождения ударной волны в ПЭ трапецидального профиля в породу определяется с помощью величины горизонтальной проекции неактивной зоны боковой поверхности ПЭ t_a , исходя из схемы, представленной на рисунке 3:

$$t_a = l_{\text{бок}1} \cdot \sin \delta, \quad (1)$$

где δ – угол наклона боковой поверхности ПЭ, $^\circ$.

Здесь

$$l_{\text{бок}1} = l_{\text{бок}} - l_{\text{бок}2} - l_{\text{бок}3}. \quad (2)$$

где $l_{\text{бок}}$ – длина боковой поверхности ПЭ, мм (рисунок 2); $l_{\text{бок}1}, l_{\text{бок}2}, l_{\text{бок}3}$ – первый, второй и третий расчётные отрезки на боковой поверхности ПЭ, мм (рисунок 3).

Расчёты в работе ведутся только для ПЭ трапецидального профиля с наличием неактивной зоны.

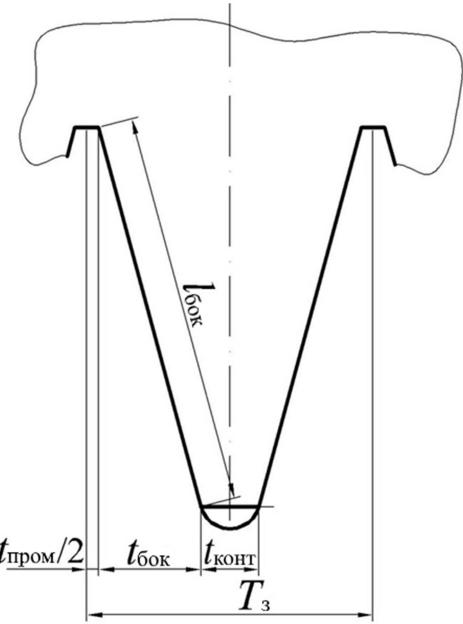


Рисунок 2 – Схема основных участков ПЭ

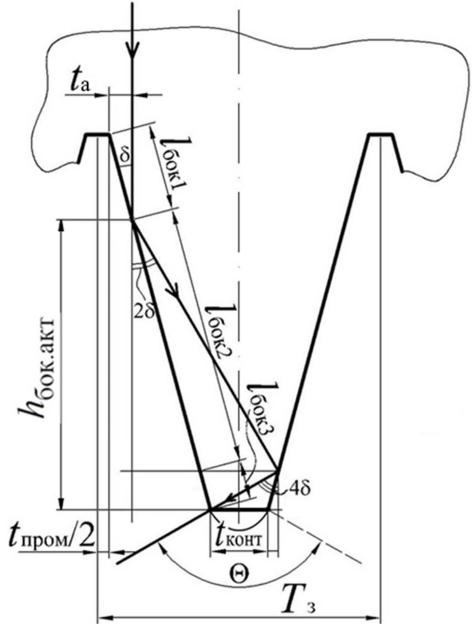


Рисунок 3 – Схема распространения фрагмента ударной волны с двумя отражениями от боковых стенок ПЭ

Геометрический анализ схемы на рисунке 3 с двумя отражениями фрагмента ударной волны от боковой стенки ПЭ при её распространении, обозначенными отрезками, и полученные на основании его соотношения позволили определить значения $l_{\text{бок}2}$ и $l_{\text{бок}3}$:

$$l_{\text{бок}3} = \frac{t_{\text{конт}}}{\operatorname{tg} 4\delta \cdot \cos \delta - \sin \delta}; l_{\text{бок}2} = \frac{t_{\text{конт}} + 2 \cdot \sin \delta \cdot l_{\text{бок}3}}{\operatorname{tg} 2\delta \cdot \cos \delta - \sin \delta}. \quad (3)$$

Также в диссертации были выведены формулы для N общего количества отражений фрагмента ударной волны от боковой стенки ПЭ до попадания в зону контакта $t_{\text{конт}}$.

Для N общего количества отражений фрагмента ударной волны от боковой стенки ПЭ до попадания в зону контакта $t_{\text{конт}}$ при её распространении, обозначенном отрезками, значения $l_{\text{бок}1}, l_{\text{бок}2}, l_{\text{бок}3}, \dots, l_{\text{бок}(N+1)}$ будут определяться по следующим формулам:

$$\begin{aligned} l_{\text{бок}(N+1)} &= \frac{t_{\text{конт}}}{\operatorname{tg}[2N\delta] \cdot \cos \delta - \sin \delta}, \\ l_{\text{бок}N} &= \frac{t_{\text{конт}} + 2 \sin \delta \cdot l_{\text{бок}(N+1)}}{\operatorname{tg}[2(N-1)\delta] \cdot \cos \delta - \sin \delta}, \\ \dots \\ l_{\text{бок}3} &= \frac{t_{\text{конт}} + 2 \sin \delta (l_{\text{бок}4} + \dots + l_{\text{бок}(N-1)} + l_{\text{бок}N})}{\operatorname{tg} 4\delta \cdot \cos \delta - \sin \delta}, \\ l_{\text{бок}2} &= \frac{t_{\text{конт}} + 2 \sin \delta (l_{\text{бок}3} + \dots + l_{\text{бок}N} + l_{\text{бок}(N+1)})}{\operatorname{tg} 2\delta \cdot \cos \delta - \sin \delta}, \\ l_{\text{бок}1} &= l_{\text{бок}} - l_{\text{бок}2} - l_{\text{бок}3} - \dots - l_{\text{бок}N} - l_{\text{бок}(N+1)}, \text{ ММ.} \end{aligned} \quad (4)$$

Найденная величина $l_{бок1}$ по формуле (2) подставляется в формулу (1).

На основании выполненного геометрического анализа предложены показатели эффективности прохождения ударной волны в породу в ПЭ с трапециoidalным профилем. Одним из наиболее важных является коэффициент прохождения ударной волны из ПЭ в породу, характеризующий отношение части ударной волны, прошедшей из ПЭ в породу, к части волны, попавшей в ПЭ:

$$k_{\text{прох}} = 1 - \left(\frac{2t_a + t_{\text{пром}}}{T_3} \right), \quad (5)$$

где $t_{\text{бок}} = l_{\text{бок}} \cdot \sin \delta$. Предложены также в диссертации: коэффициент затупления ПЭ $k_{\text{затуп}}$, коэффициент эффективности отражения ударной волны боковой поверхностью ПЭ в зону его контакта с породой $k_{\text{эфф.бок}}$, коэффициент отражения ударных волн от поверхностей ПЭ обратно в инструмент $k_{\text{отраж}}$, коэффициент эффективности формы ПЭ $k_{\text{эфф.форм}}$.

На основании полученной формулы (5) была установлена зависимость (рисунок 4, а, в) $k_{\text{прох}}$ от величины угла наклона боковой поверхности ПЭ δ при постоянной длине боковой поверхности ПЭ $l_{\text{бок}}$. На графике цифрами с 1 по 8 показаны зоны с максимально возможным отражением ударной волны от боковой поверхности ПЭ равным: одному – в зоне под цифрой 1, двум – в зоне под цифрой 2 и т.д. В зоне под цифрой 8 максимальное количество отражений может составлять 8 и более раз. Все волны, отражённые от боковой поверхности ПЭ с углом наклона более 45° , не будут попадать в зону контакта $t_{\text{конт}}$. Анализ полученных зависимостей показывает, что оптимальный угол наклона боковой поверхности ПЭ δ составляет 10° .

Также на основании полученной формулы (5) была установлена зависимость (рисунок 4, б, в) $k_{\text{прох}}$ от величины зоны контакта $t_{\text{конт}}$ при $\delta = 15^\circ$ и при постоянной длине боковой поверхности ПЭ $l_{\text{бок}}$. Полученные зависимости свидетельствуют о том, что по мере затупления инструмента эффективность прохождения ударных волн в породу увеличивается.

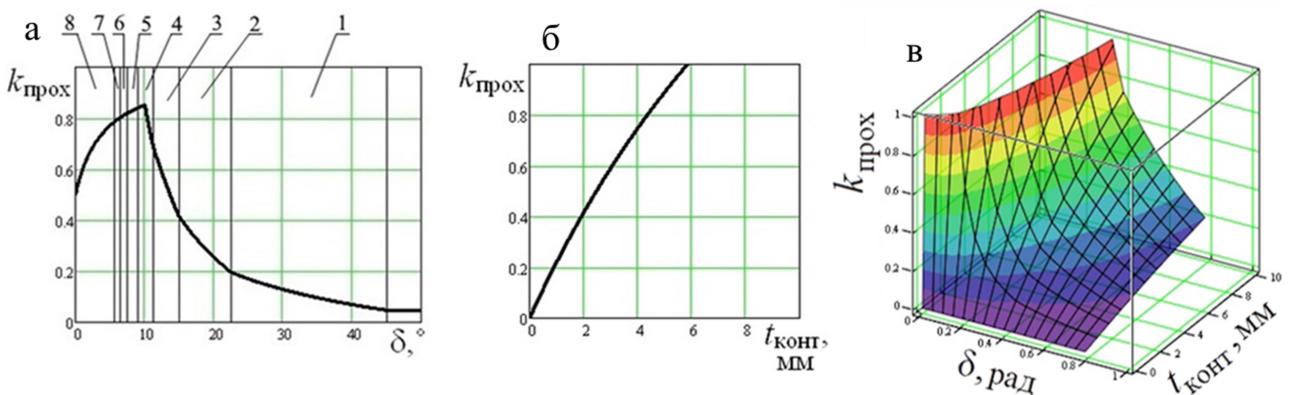


Рисунок 4 – Влияние угла наклона боковой поверхности δ и величины зоны контакта $t_{\text{конт}}$ ПЭ на значение коэффициента прохождения ударной волны из ПЭ в породу $k_{\text{прох}}$

Эффективность прохождения ударной волны в ПЭ кругового профиля в породу определяется с помощью максимальных и минимальных (критических) значений $t_{a.\max i}$ и $t_{a.\min i}$, с одним или более отражением участков ударной волны от боковой поверхности при условии попадания ударной волны в зону контакта $t_{\text{конт}}$, представленной на рисунке 5. Для схемы с одним отражением ударной волны от боковой поверхности значения $t_{a.\max 1}$ и $t_{a.\min 1}$ (рисунок 5) вычисляются по формулам:

$$t_{a.\max 1} = r \left(1 - \cos \frac{\alpha_{\max 1}}{2} \right), t_{a.\min 1} = r \left(1 - \cos \frac{\alpha_{\min 1}}{2} \right), \quad (6)$$

где r – радиус ПЭ, мм; $\alpha_{\max 1}$ и $\alpha_{\min 1}$ – углы между радиальными отрезками, проведёнными от центра ПЭ O до точек отражения ударной волны B, E, A, F , ° (см. рисунок 5). Они находятся из выражений:

$$\alpha_{\max 1} = \frac{2}{3} \left(\frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{t_{\text{конт}}}{2r} \right), \alpha_{\min 1} = \frac{2}{3} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{t_{\text{конт}}}{2r} \right). \quad (7)$$

Для схемы с i -числом отражений

$$t_{a.\max i} = r \left(1 - \cos \frac{\alpha_{\max i}}{2} \right), t_{a.\min i} = r \left(1 - \cos \frac{\alpha_{\min i}}{2} \right), \quad (8)$$

$$\text{где } \alpha_{\max i} = \frac{2}{2i+1} \left(\frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{t_{\text{конт}}}{2r} \right), \alpha_{\min i} = \frac{2}{2i+1} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{t_{\text{конт}}}{2r} \right).$$

С увеличением количества отражений ударной волны от стенки i уменьшается длина хорды (отрезка между отражениями). На рисунке 5 это отрезки AF и BE , обозначаемые далее, как $L_{x.i}$. При условии, что $L_{x.\max.i_N} \leq t_{\text{конт}}$, все ударные волны будут попадать в зону контакта. Здесь i_N – количество отражений ударной волны от боковой стенки ПЭ.

Длина хорды $L_{x.\max.i}, L_{x.\min.i}$ определяется по формуле:

$$L_{x.\max.i} = 2r \frac{\alpha_{\max i}}{2}, L_{x.\min.i} = 2r \frac{\alpha_{\min i}}{2}. \quad (9)$$

На основании полученных зависимостей определена суммарная длина горизонтальной проекции активных входных зон боковой поверхности ПЭ, характеризующаяся тем, что часть ударной волны, попавшая в эти зоны, далее при своём распространении попадёт, отражаясь от боковой стенки ПЭ i -тое число раз, в зону контакта $t_{\text{конт}}$, по формуле:

$$T_{\text{бок.акт}} = (t_{a.\max 1} - t_{a.\min 1}) + (t_{a.\max 2} - t_{a.\min 2}) + \dots + (t_{a.\max i} - t_{a.\min i}) + \dots + (t_{a.\max.i_{N-1}} - t_{a.\min.i_{N-1}}) + t_{a.\max.i_N} \quad (10)$$

На основании выполненного геометрического анализа предложены показатели эффективности прохождения ударной волны в породу в ПЭ с круговым профилем. Одним из наиболее важных является коэффициент прохождения ударной волны из ПЭ в породу:

$$k_{\text{прок}} = \frac{t_{\text{конт}} + 2T_{\text{бок.акт}}}{T_3}; \quad (11)$$

Предложены также в диссертации: коэффициент затупления ПЭ $k_{\text{затуп}}$, коэффициент эффективности отражения ударной волны боковой поверхностью ПЭ в зону его контакта с породой $k_{\text{эфф.бок}}$, коэффициент отражения ударных волн от поверхностей ПЭ обратно в инструмент $k_{\text{отраж}}$, коэффициент эффективности формы ПЭ $k_{\text{эфф.форм}}$.

На основании полученной формулы (11) была получена зависимость $k_{\text{прох}}$ от величины зоны контакта $t_{\text{конт}}$. Она представлена на рисунке 6. На графике цифрами с 1 по 7 показаны зоны с числом i отражений ударной волны от боковой поверхности ПЭ равным: одному в зоне под цифрой 1, двум в зоне под цифрой 2 и т.д. В зоне под цифрой 7 число i отражений может составлять 7 и более раз. Анализ зависимости, представленной на рисунке 6, свидетельствует о том, что по мере затупления инструмента эффективность прохождения ударных волн в породу увеличивается.

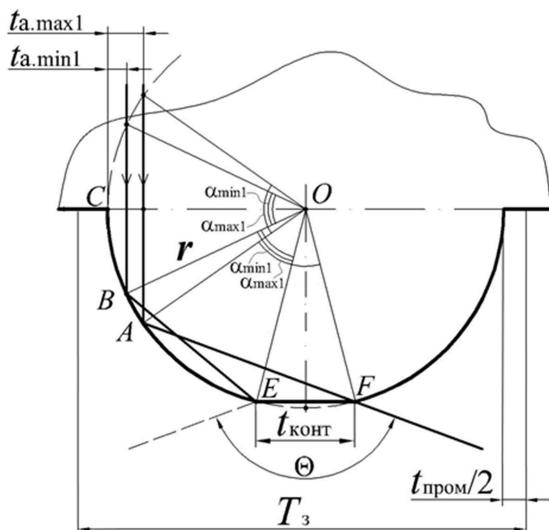


Рисунок 5 – Схема распространения фрагментов ударной волны с одним отражением от боковой стенки ПЭ

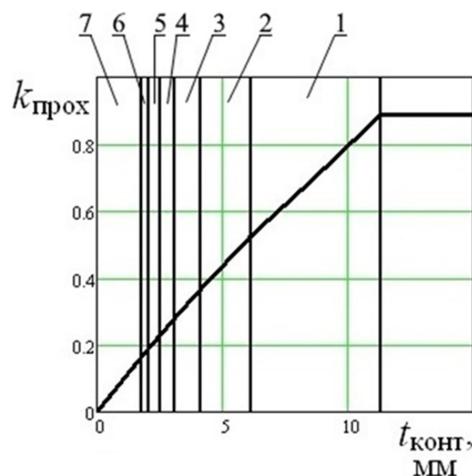


Рисунок 6 – Влияние величины зоны контакта $t_{\text{конт}}$ ПЭ кругового профиля на значение коэффициента прохождения ударной волны из ПЭ в породу

Графический анализ различных форм ПЭ с точки зрения распространения ударных волн на основании полученных зависимостей выявил, что наиболее эффективной является схема с прямой боковой поверхностью и углом наклона $\delta = 10^\circ \div 20^\circ$. Эффективность прохождения волн в ПЭ с углом $\delta = 30^\circ$ снижается в 3 ... 10 раз в зависимости от величины ПЭ.

Эффективность процесса прохождения ударных волн в ПЭ с круговым профилем сопоставима с эффективностью этого процесса для ПЭ трапециoidalного профиля с углом наклона боковой поверхности около 30° .

Определены рациональные формы трёхмерных моделей ПЭ на основе установленных зависимостей показателя площади горизонтальной проекции входных зон ПЭ $S_{\text{вх}}$ и коэффициента эффективности отражения ударной волны боковой поверхностью ПЭ в зону его контакта с породой $k_{\text{эфф.бок}}$ от угла наклона боковой поверхности ПЭ δ (для трапецидального профиля ПЭ) и от величины зоны контакта $t_{\text{конт}}$ при постоянной величине длины ПЭ T_z .

На рисунке 7 представлены формы ПЭ, исследованные в диссертации. Оценка эффективности прохождения ударных волн в пространственной форме ПЭ производится с помощью коэффициента эффективности отражения ударной волны боковой поверхностью ПЭ в зону его контакта с породой:

$$k_{\text{эфф.бок}} = S_{\text{вх}} / S_{\text{бок}}, \quad (12)$$

где $S_{\text{вх}}$ – площадь горизонтальной проекции входных зон ПЭ, мм^2 , характеризующаяся тем, что ударная волна, попавшая в эти зоны, после отражения пройдёт в зону контакта; $S_{\text{бок}}$ – площадь горизонтальной проекции боковой поверхности ПЭ.

Для клиновой формы ПЭ (поз. 3 на рисунке 7) площадь горизонтальной проекции входных зон ПЭ составляет:

$$S_{\text{вх}} = [(T_3 - t_{\text{пром}}) - 2t_a - t_{\text{конт}}] \cdot B_3, \text{ мм}, \quad (13)$$

где значение t_a , определяемое по формуле (1), B_3 – ширина ПЭ, мм.

Площадь горизонтальной проекции боковой поверхности ПЭ составляет:

$$S_{\text{бок}} = [(T_3 - t_{\text{пром}}) - t_{\text{конт}}] \cdot B_3, \text{ мм}. \quad (14)$$

Зависимости $k_{\text{эфф.бок}}$ ($t_{\text{конт}}$) при $\delta = 15^\circ$ и $k_{\text{эфф.бок}}$ (δ) для клиновой формы ПЭ изображены на рисунке 8.

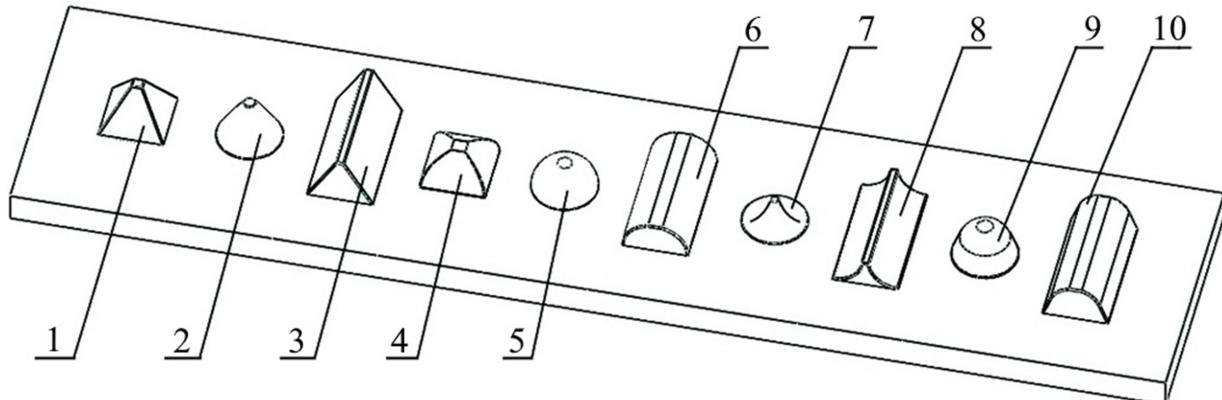


Рисунок 7. Основные формы ПЭ:

1 – пирамидальная с четырьмя прямыми гранями, 2 – конусная, 3 – клиновая, 4 – пирамидальная с четырьмя круговыми гранями, 5 – сферическая, 6 – полуцилиндрическая, 7 – шиповая, 8 – вогнуто-клиновая, 9 – сфероконическая (параболическая, баллистическая), 10 – клиновая скруглённая.

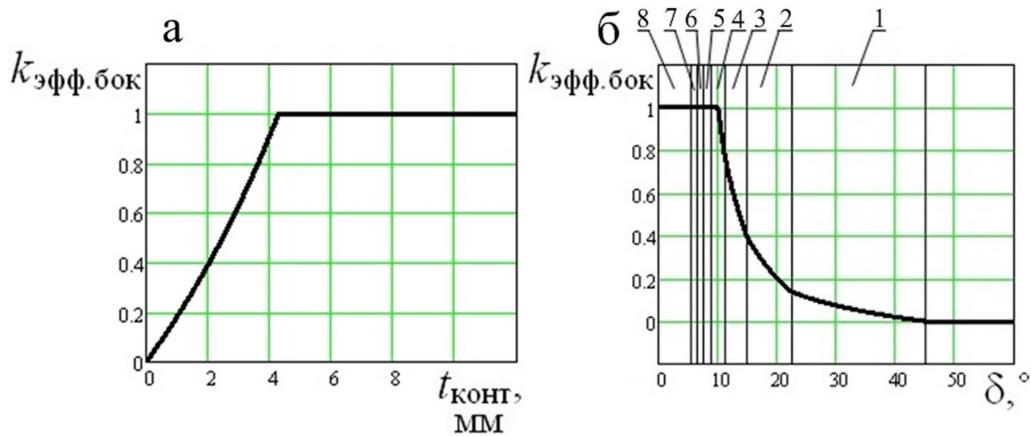


Рисунок 8 – Зависимости коэффициента отражения ударной волны боковой поверхностью клинового ПЭ в зону контакта от величины зоны контакта (а) и от угла наклона боковой поверхности ПЭ δ (б)

Также была определена в диссертации эффективность прохождения ударной волны в ПЭ с формой: пирамидальной с четырьмя прямыми и круговыми боковыми гранями, конусной, сферической, полуцилиндрической.

Традиционно для бурения крепких горных пород применяются буровые долотчатые и крестовые коронки с клиновыми ПЭ с углом заточки 2δ , равным 110° . В соответствии с вышеизложенным материалом предлагается применять ПЭ с малыми углами заточки (рисунок 9).

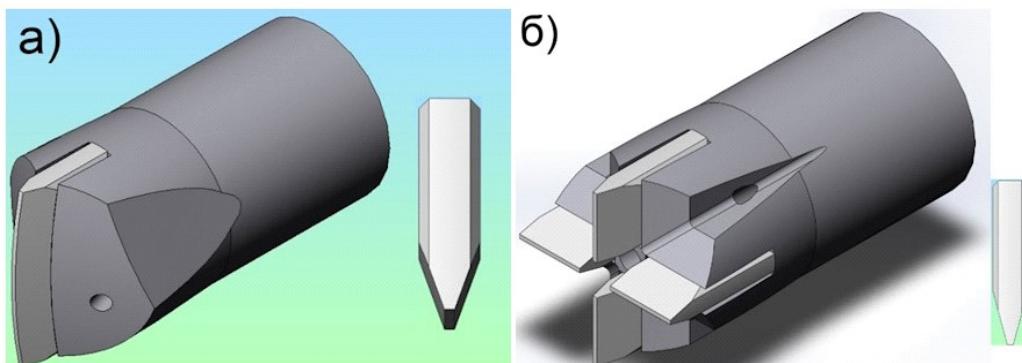


Рисунок 9 – Предложенные конструкции коронки: а) долотчатой с углом заточки ПЭ 40° , б) крестовой с углом заточки ПЭ 30°

Анализ показал, что эффективность прохождения ударных волн в ПЭ будет возрастать в зависимости от увеличения зоны контакта $t_{\text{конт}}$, связанной с износом рабочей поверхности, до определённого значения.

Анализ полученных зависимостей $k_{\text{эфф.бок}}(\delta)$ и $k_{\text{эфф.бок}}(t_{\text{конт}})$ показывает, что самой эффективной пространственной формой ПЭ по критерию прохождения ударных волн в породу является клиновая (поз. 3 на рисунке 7). Для этой формы характерны очень высокое сосредоточение ударных волн в зону контакта. Причём в начальной стадии затупления инструмента (примерно до 1 мм), как видно из рисунка 8 а, ударные волны с высокой эффективностью проходят в зону контакта $t_{\text{конт}}$. К высокоэффективным формам по указанному критерию можно отнести также сферическую, конусную, пирамидальную с

четырьмя прямыми и круговыми гранями, полуцилиндрическую, сфероконическую, клиновую скруглённую (поз. 5, 2, 1, 4, 6, 9, 10 на рисунке 7). Низкоэффективными формами ПЭ являются шиповая и вогнуто-клиновая (поз. 7, 8 на рисунке 7).

Анализ зависимостей $k_{\text{эфф.бок}} (\delta)$ показывает, что эффективность прохождения ударных волн из ПЭ в крепкую горную породу с уменьшением угла наклона боковой грани резко возрастает. Вследствие высокого сосредоточения ударных нагрузок в зоне контакта может происходить выкрашивание участков ПЭ. В данном случае необходимо перед началом использования рабочего инструмента создавать зону затупления на ПЭ.

В третьей главе представлена математическая модель формирования ядра напряжений и лунки выкола (скола) в крепкой горной породе под воздействием инструмента, позволяющая определить рациональную величину и вектор нагрузки, действующей на породу, максимально возможное значение объёма выкола и скола с целью достижения максимальной производительности разрушения крепкой горной породы. В работе принято, что изолиния ядра напряжений, соответствующих пределу прочности породы, имеет уравнение повернуто-перемещённого эллипса:

$$y_{\text{элл.ян}}(x) = \left[\frac{1}{2 \left(\frac{\sin^2(\alpha_{\text{ян}})}{a_{\text{ян}}^2} + \frac{\cos^2(\alpha_{\text{ян}})}{b_{\text{ян}}^2} \right)} \left[- \left((x - x_{\text{ян}}) \cdot \sin(2\alpha_{\text{ян}}) \cdot \left(\frac{1}{a_{\text{ян}}^2} - \frac{1}{b_{\text{ян}}^2} \right) \right) \pm \right. \right. \\ \left. \left. \pm \left(\left((x - x_{\text{ян}}) \cdot \sin(2\alpha_{\text{ян}}) \cdot \left(\frac{1}{a_{\text{ян}}^2} - \frac{1}{b_{\text{ян}}^2} \right) \right)^2 - \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. - 4 \left(\frac{\sin^2(\alpha_{\text{ян}})}{a_{\text{ян}}^2} + \frac{\cos^2(\alpha_{\text{ян}})}{b_{\text{ян}}^2} \right) \left(\left(\frac{\cos^2(\alpha_{\text{ян}})}{a_{\text{ян}}^2} + \frac{\sin^2(\alpha_{\text{ян}})}{b_{\text{ян}}^2} \right) (x - x_{\text{ян}})^2 - 1 \right) \right)^{\frac{1}{2}} \right] \right] + y_{\text{ян}} \quad (15)$$

где x и y – текущие координаты эллипса; $a_{\text{ян}}$ и $b_{\text{ян}}$ – размеры полуосей; $x_{\text{ян}}$, $y_{\text{ян}}$ – координаты центра эллипса, $\alpha_{\text{ян}}$ – угол поворота эллипса вокруг своего центра. С помощью уравнения (15) и эпюор напряжений в горной породе были построены модели контуров ядер напряжения в горной породе в виде эллипсов в программе Mathcad.

На основании полученных эпюор касательных напряжений в горной породе, вызванных действием нагрузки под различными углами α_F , и моделей ядер напряжений определены основные параметры линий выкола и скола (координаты расположения, и угол наклона линий $\lambda_{\text{кас}}$) и параметры площади и объёма выкола $S_{\text{выкол}}$ и $V_{\text{выкол}}$.

Проведённый анализ напряжений в крепкой горной породе, вызванный действием сил F , необходим для дальнейшего подробного анализа работы системы «инструмент машин ударного разрушения – крепкая горная порода».

В четвёртой главе представлена математическая модель процесса прохождения ударных волн через корпус инструмента и ПЭ с образованием ядра напряжений и лунки выкола в крепкой горной породе, позволяющая определить объём лунки выкола для ПЭ кругового профиля, зависимость изменения величины объёма лунки выкола от угла наклона боковой поверхности ПЭ трапецидального профиля, получить максимальную производительность и минимальную энергоёмкость ударного разрушения.

В основу работы, рассматривающей закономерности распространения ударных волн в корпусе инструмента машин ударного разрушения (долота и коронки бурильных установок и буровых станков ударного типа, пики и зубила отбойных молотков, гидромолотов и т.д.), положен принцип Гюйгенса, описывающий закон отражения волн.

Анализ эффективности прохождения ударных волн через корпус рабочего инструмента основывается на разработанной автором компьютерной программе. Алгоритм программы основывается на математической модели распространения фронта ударной волны разбитого на множество отрезков распространения в заданном сечении корпуса рабочего инструмента, созданной в системе Matlab.

Прошедшие ударные волны из ПЭ в породу формируют ядро напряжений в ней. Если напряжения превышают предел прочности породы, то в ней формируется лунка выкола или скола.

В работе было условно принято, что напряжение, при котором произойдёт разрушение крепкой горной породы, будет составлять $\sigma_{\text{разр}} = 1000$ МПа. Этому напряжению будут соответствовать изолинии ядра напряжения в крепкой горной породе, показанная на рисунках 10, 11, 12. В работе был задан параметр длины (диаметра) зоны контакта ПЭ и породы $t_{\text{конт}} = 2$ мм.

Нагрузка со стороны ПЭ на породу при прямом попадании ударных волн в зону контакта ПЭ (без отражения от боковой поверхности ПЭ) составила $F_{\text{уд.0отражений}} = 5200$ Н, соответствующей амплитуде волны сжатия $\sigma_{\text{а.сж.уд.волны}} = 1655$ МПа. Разброс этой нагрузки составил $\pm 4\%$. Эта нагрузка была задана, исходя из анализа литературы по теме исследований.

Эффективность прохождения ударных волн из ПЭ трапецидального профиля в крепкую горную породу в моделях различной конфигурации (рисунок 10) оценивалась с помощью коэффициента прохождения ударных волн из инструмента в породу, определяемого как отношение общего количества отрезков модели распространения ударной волны $n_{\text{конт}}$, попавших в зону контакта ПЭ с породой и пройденных в неё, к количеству отрезков модели распространения ударной волны $n_{\text{боек}}$, сгенерированных программой в зоне бойка или волновода: $K_{\text{пув}} = n_{\text{конт}} / n_{\text{боек}}$. Под понятием «волновод» понимается штанга, хвостовик штанги или другие виды переходных устройств. На рисунке 10 для моделей (а); (б); (в); (г) $K_{\text{пув}}$ составил, соответственно, 0,3429; 0,4138; 0,3810; $K_{\text{пув}} = 0,8429$.

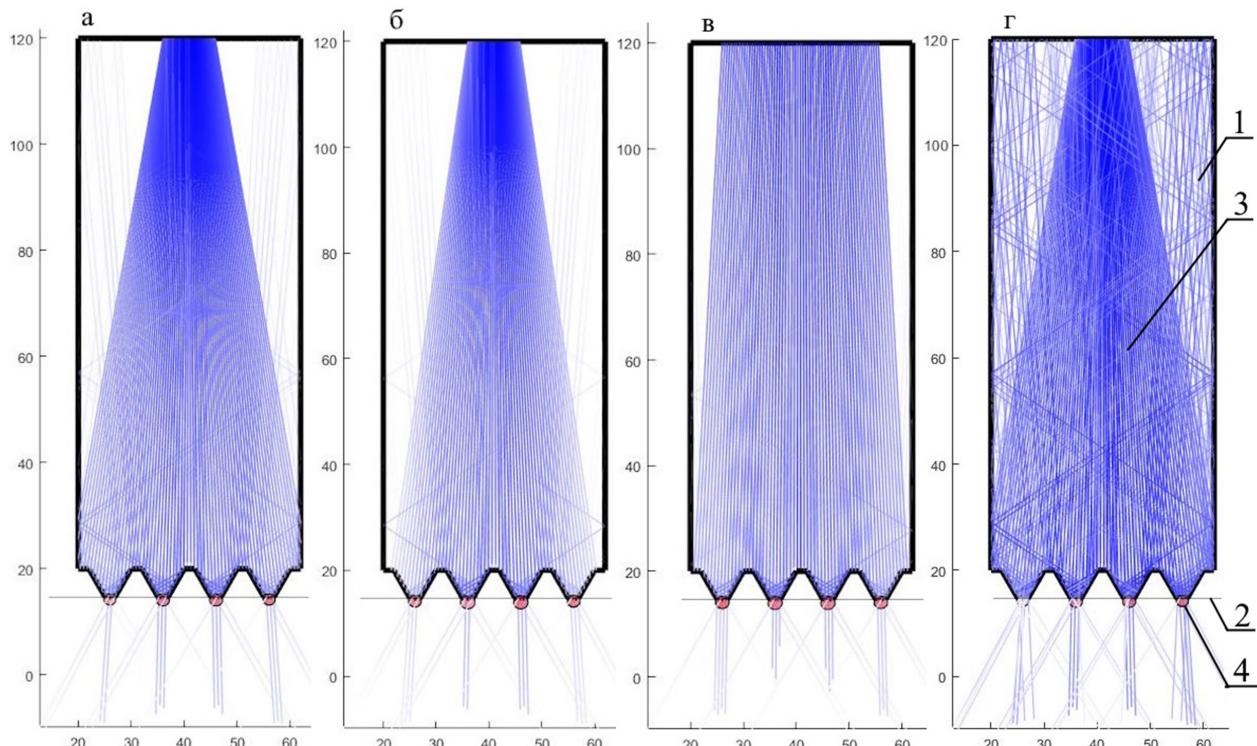


Рисунок 10 – Модели прохождения ударных волн: а – с отражением периферийных лучей от боковой стенки корпуса; б – без отражения; в – с приработанной рабочей поверхностью бойка или волновода и хвостовой части долота; г – без отскока долота после удара (ударно-вращательный и вращательно-ударный тип бурения)

На моделях прохождения ударных волн через корпус долота и ударной пилы были проведены исследования эффективности прохождения ударных волн для каждого в отдельности ПЭ трапециoidalного профиля с различным углом наклона боковой поверхности δ (45, 30, 15 градусов) и кругового профиля. Они изображены на рисунке 11.

Геометрические параметры ядер напряжения на рисунках 11, а, б, в, г были найдены путём замера изолиний и изоповерхностей эквивалентных напряжений на эпюрах, построенных в программе Ansys, с использованием уравнения (15) (рисунок 11, д, е).

По изолиниям напряжений на эпюрах были построены эллиптические контуры ядер напряжения $\sigma = 1000$ МПа (соответствующего такой же величине контактной прочности крепкой горной породы P_k) в программе Mathcad (рисунок 12) с расчётом параметров: большой полуоси $a_{\text{эл}}$, малой полуоси $b_{\text{эл}}$, координат центра эллипса по оси ординат $y_{\text{эл}}$, объёма ядра напряжений $V_{\text{ядро}}$, объёма выкола породы $V_{\text{выкол}}$. Расчётные углы наклона отрезков выкола (поз. 3 на рисунке 12), которые являются касательными к изолинии эллипса ядра напряжений в крепкой горной породе, составили $\lambda_{\text{кас}} = 33^\circ$ при действии на неё ПЭ трапециoidalного и кругового профиля. Они перпендикулярны большим осям каплевидных фигур, изображённых на эпюре касательных напряжений в породе (рисунок 11 ж).

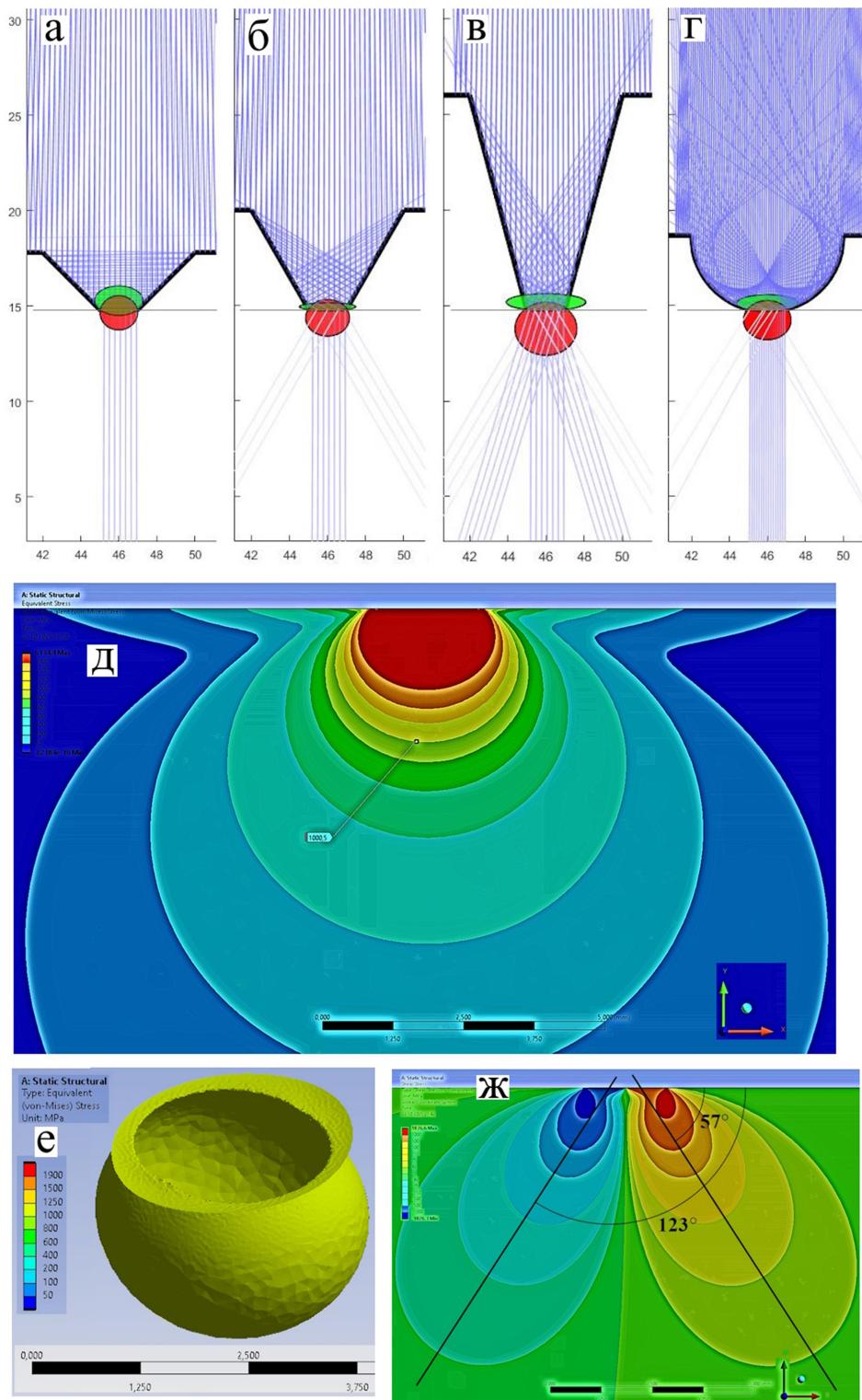


Рисунок 11 – Модели, эпюры изолиний и изоповерхностей ядра напряжения $\sigma = 1000$ МПа в крепкой горной породе, учитывающие прохождение ударных волн через ПЭ трапецеидального профиля с углами δ : 45° (а); 30° (б); 15° (в), (д), (е), (ж); и кругового профиля (г)

Эффективность прохождения ударных волн в ПЭ в зависимости от угла наклона их боковой поверхности δ оценивалась по параметрам: $a_{\text{эл}}$, $b_{\text{эл}}$, $y_{\text{эл}}$, $V_{\text{ядро}}$, $V_{\text{выкол}}$, рациональной (активной) высоты ПЭ $h_{\text{бок.акт}}$ (рисунок 3) и коэффициента

$K_{\text{ПУВ}}$. На основании экспериментальных точек на графиках были установлены аппроксимирующие зависимости параметра $V_{\text{выкол}}$ и $h_{\text{бок.акт}}$ от угла δ :

$$V_{\text{выкол}}(\delta) = \frac{(\delta - 39,6)^2}{12,8} + 3,92; \quad (16)$$

$$h_{\text{бок.акт}}(\delta) = \frac{164,4}{\delta - 2,384} - 3,887; \quad (17)$$

Зависимость (16) действительна в диапазоне $0 \leq \delta \leq 39,6^\circ$. Свыше $39,6^\circ$ зависимость примет постоянную величину. Зависимость (17) действительна в диапазоне $0 \leq \delta \leq 45^\circ$. Свыше 45° зависимость примет постоянную величину. Полученные зависимости представлены на рисунке 13. Величина достоверности аппроксимации R^2 этих зависимостей составила 0,989 и 0,998.

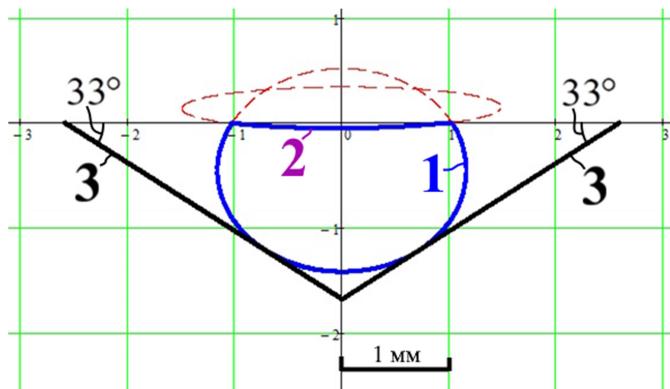


Рисунок 12 – Модель ядра напряжения и лунки выкода, образованной вследствие воздействия ПЭ трапецидального профиля с $\delta = 30^\circ$ на крепкую горную породу (1 – ядро напряжения сжатия; 2 – ядро напряжения растяжения; 3 – линии выкода)

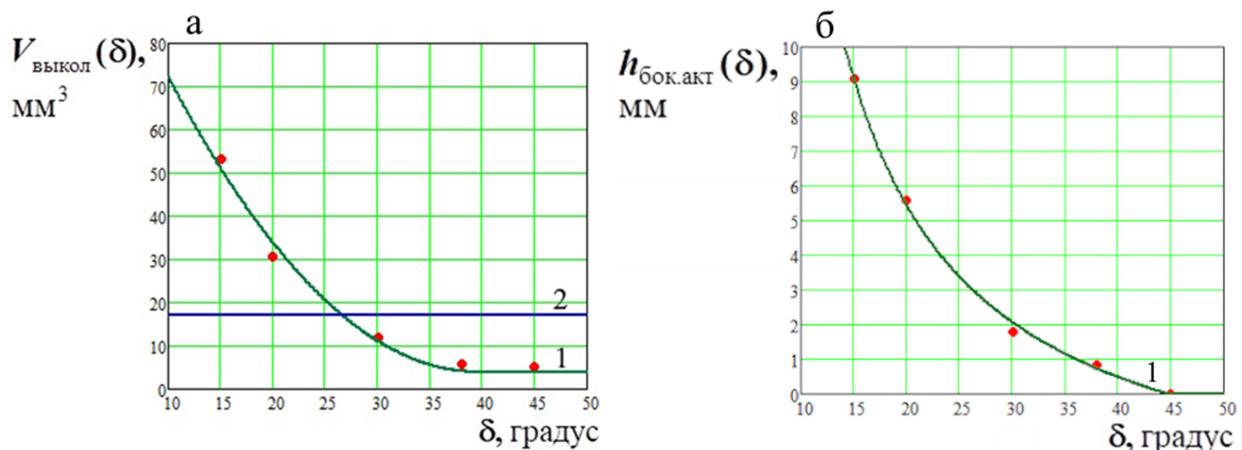


Рисунок 13 – Зависимости объёма выкода породы (а), рациональной (активной) высоты ПЭ (б), от угла наклона боковой поверхности ПЭ (1 – кривая для ПЭ трапецидального профиля; 2 – прямая для ПЭ кругового профиля)

Анализ эпюор и зависимостей, представленных на рисунках 10 – 13, показывает, что с уменьшением угла наклона боковой поверхности ПЭ трапецидального сечения δ величины параметров эллипса $a_{\text{эл}}$, $b_{\text{эл}}$, $y_{\text{эл}}$, $V_{\text{ядро}}$, $h_{\text{бок.акт}}$, $K_{\text{ПУВ}}$ увеличиваются. Следствием роста этих параметров окажется

увеличение параметра $V_{\text{выкол}}$ при уменьшении угла δ . Параметр $V_{\text{выкол}}$ далее используется для расчёта производительности процесса ударного разрушения.

Сравнение моделей на рисунках 11, а – г позволяет сделать вывод о том, что эффективность прохождения ударных волн в породу у круговых ПЭ сопоставима с трапецидальными ПЭ с углом наклона боковой поверхности $\delta = 27 - 28$ градусов.

На основании исследований была определена механическая скорость бурения перфоратора в зависимости от угла наклона боковой поверхности ПЭ δ :

$$v_{\text{бур}}(\delta) = \frac{4V_{\text{выкол}}(\delta)n_{\text{ПЭ}}n_{\text{уд}}K_{\text{Янблиз}}}{\pi d_{\text{долота}}^2}, \text{ мм/с.} \quad (18)$$

где $V_{\text{выкол}}$ – объём выкола по данным расчёта параметров ядра напряжения и лунки выкола, мм^3 ; $n_{\text{ПЭ}}$ – число ПЭ долота; $n_{\text{уд}}$ – частота ударов поршня перфоратора, с^{-1} , $d_{\text{долота}}$ – диаметр долота, мм ; $K_{\text{Янблиз}}$ – коэффициент коррекции производительности, учитывающий близкое расположение ядер напряжения, $K_{\text{Янблиз}} = 0,8 - 1,2$.

Зависимость (18) механической скорости бурения $v_{\text{бур}}$ от δ представлена на рисунке 14 а.

Определена энергоёмкость бурения в зависимости от угла наклона боковой поверхности ПЭ δ :

$$\mathcal{E}(\delta) = \frac{A_{\text{уд}}}{V_{\text{выкол}}(\delta)n_{\text{ПЭ}}}, \text{ Дж/мм}^3, \quad (19)$$

где $A_{\text{уд}}$ – энергия удара поршня перфоратора, Дж.

На основании зависимости $\mathcal{E}(\delta)$ определена зависимость (19), изображённый на рисунке 14 б.

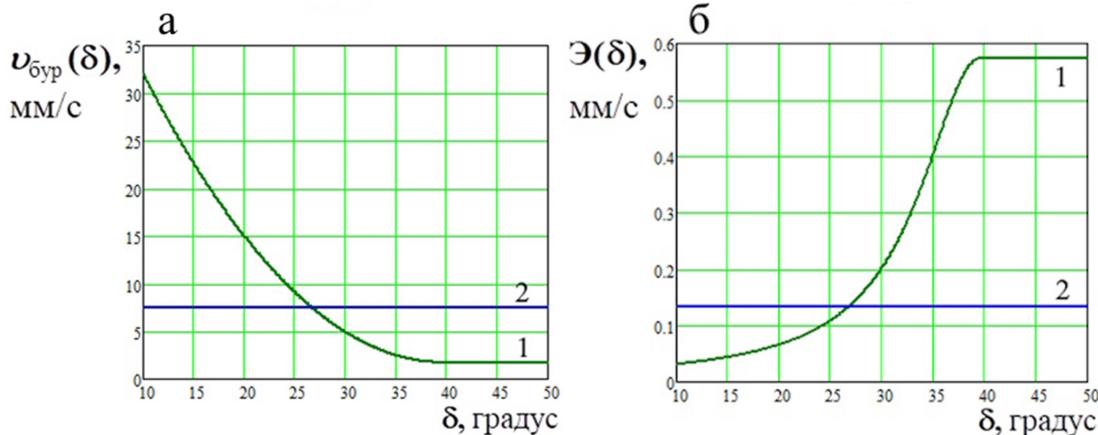


Рисунок 14 – Зависимости механической скорости (а) и энергоёмкости бурения (б) от угла наклона боковой поверхности ПЭ δ

(1 – кривые для ПЭ трапецидального профиля; 2 – прямые для ПЭ кругового профиля)

На основании анализа полученных эпюр напряжений в ПЭ кругового и трапецидального профиля (рисунок 15) была определена зависимость изменения напряжения при прохождении ударной волны через зону контакта ПЭ с породой от угла наклона боковой поверхности (рисунок 16).

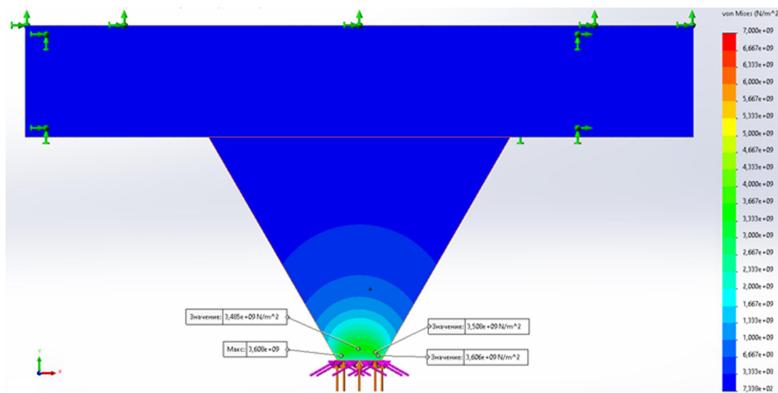


Рисунок 15 – Эпюра напряжений в ПЭ трапецидального профиля с углом наклона боковой поверхности $\delta = 30^\circ$ при прохождении через него ударной волны

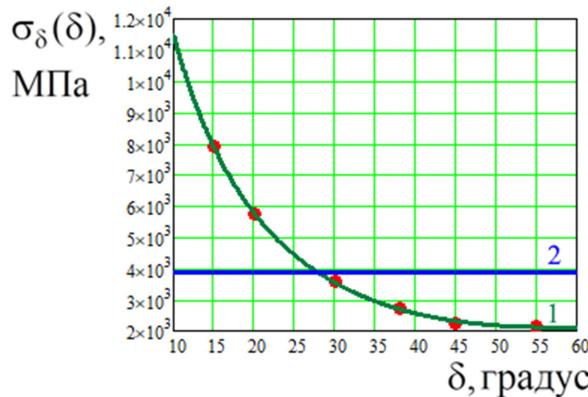


Рисунок 16 – Зависимость изменения напряжения при прохождении ударной волны в ПЭ трапецидального профиля в зоне его контакта с породой от угла наклона боковой поверхности

На основании выполненных исследований рекомендуемый угол наклона боковой поверхности ПЭ при использовании их в горных породах с $f < 14$ составляет $\delta = 25 - 30^\circ$. При этом коэффициент теоретического повышения механической скорости бурения и снижения его энергоёмкости при уменьшении угла наклона боковой поверхности ПЭ δ с 45° (55°) до $25 - 30^\circ$ $k_{v25-30/45} = 2,8 - 5,2$ (см. пункт 4.3.1). В горных породах с $f \geq 14$ рекомендуемый угол составляет $\delta = 15 - 20^\circ$, при этом $k_{v15-20/45} = 8,6 - 13,0$. На практике производительность будет снижаться из-за переизмельчения породы, недостаточно быстрого выноса буровой мелочи из забоя шпура или скважины и других факторов.

На основании анализа напряжений в ПЭ было предложено при уменьшении угла наклона боковой поверхности ПЭ использовать марки вольфрамо-кобальтовых сплавов повышенной прочности, средне- и крупнозернистые с повышенным содержанием кобальта: ВК6В, ВК8В, ВК10КС, ВК11В, ВК11, ВК15, ВК20, ВК20КС, ВК25.

Оценивая эти факторы, с учётом рекомендуемых геометрических параметров ПЭ и материалов для их изготовления, а также предложенных усовершенствований конструкции инструмента возможно повысить производительность бурения в $1,1 - 1,5$ раза и стойкость коронок в $1,1 - 1,2$ раза при использовании предлагаемых инструментов.

В соответствии с перечисленными мероприятиями предлагается использовать буровые коронки с уменьшенным углом наклона боковой стенки ПЭ трапецидального сечения и с увеличенным числом ПЭ.

В пятой главе представлены предложенные теория, метод, инструмент и концепция станка для ударного распиливания крепких горных пород, обоснованы зависимости производительности и рациональной величины энергии удара от геометрических параметров предложенной ударной пилы, скорости её подачи и свойств породы.

Предлагаемый ударно-распиловочный метод добычи блоков и распиливания их на плиты-заготовки основывается на принципе одновременного воздействия на обрабатываемый блок ударных и режущих нагрузок со стороны ударной пилы. Принципиальная схема работы ударной пилы и ударного устройства представлена на рисунке 17 а.

Данный метод может быть реализован в предлагаемых концепциях ударных пил станков ударного распиливания для добычи каменных блоков на карьерах и обработки их в условиях мастерских и завода. Он эффективен для ударного распиливания хрупких крепких и сверхкрепких горных пород типа «гранит» и «мрамор» с пределом прочности на сжатие, соответственно, $\sigma_{всж.гранит} = 120 - 250$ МПа и $\sigma_{всж.мрамор} = 50 - 130$ МПа, и позволяет получить высокое качество обработанной поверхности при средней производительности и низкой себестоимости распиливания.

Подбор режимов работы ударного устройства должен осуществляться таким образом, чтобы во время рабочего процесса не происходило крупных выколов и сколов распиливаемого материала. Энергия удара ударного устройства подбирается индивидуально для каждой крепкой горной породы.

На практике автором диссертационной работы была изготовлена модель станка ударного распиливания (рисунок 17, б, в, г). На ней были проведены распиливание крепкой горной породы (рисунок 17 д), экспериментальные исследования и рассчитана производительность.

Предложена формула для расчёта часовой производительности метода ударного распиливания:

$$Q_{сур.маст} = \frac{3,6 \cdot S_{1\text{прох}} \cdot L_{бл}}{t_{1\text{прох}}}, \text{ м}^2/\text{час}, \quad (20)$$

где $S_{1\text{прох}}$ – слой камня, снимаемый за один проход, мм; $t_{1\text{прох}}$ – время одного прохода, с; $L_{бл}$ – длина пропила (длина распиливаемого блока), м.

В результате эксперимента по распиливанию гранита с пределом прочности на сжатие $\sigma_{вс} = 150$ МПа на изготовленном станке получены следующие величины: $S_{1\text{прох}} = 0,7$ мм, $t_{1\text{прох}} = 4$ с, $L_{бл} = 0,3$ м, $Q_{сур.маст} = 0,189$ м²/час (формула (20)).

Также экспериментальные исследования выявили, что наибольшая производительность ударного распиливания достигается при использовании моделей ударных пил с зубьями трапецидального профиля с относительно небольшими углами наклона их боковой поверхности δ ($\delta = 20 - 40^\circ$), что подтверждает теорию, представленную в главах 2 и 4 диссертации.

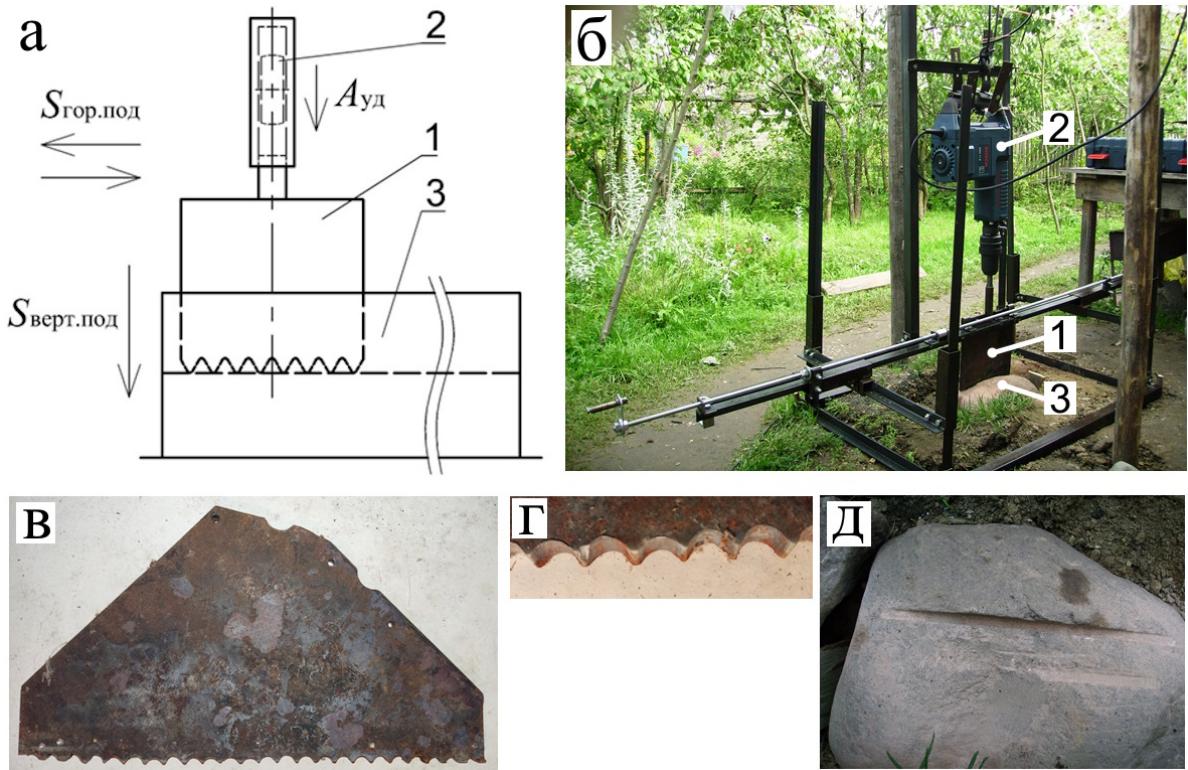


Рисунок 17 – Ударная пила и станок ударного распиливания:
а – принципиальная схема работы; б – экспериментальная модель;
в, г – фотография ударной пилы с зубьями трапецидального профиля с углом наклона их боковой поверхности $\delta = 25 - 40^\circ$; д – фотография пропила;
1 – зубчатая пила; 2 – ударный механизм; 3 – распиливаемая горная порода

Оптимальный рабочий процесс ударного распиливания реализуется при прохождении в породе определённой энергии удара, генерируемой ударным устройством. Оценить оптимальность рабочего процесса для определённой конфигурации зубчатой пилы можно с помощью удельной энергии удара, приходящейся на отделённый объём породы от поверхности дна пропила:

$$A_{уд.V} = \frac{A_{уд.устр.} \cdot N_{уд.1пила}}{S_{пилы} \cdot S_{1проп}} = \frac{A_{уд.устр.} \cdot N_{уд.1пила}}{L_{пилы} \cdot B_{пилы} \cdot S_{1проп} \cdot 10^{-3}}, \text{Дж}/\text{м}^3, \quad (21)$$

где $A_{уд.устр.}$ – энергия удара ударного устройства, Дж; $N_{уд.1пила}$ – количество ударов пилы по дну пропила за время её прохода пути, равного её длине $L_{пилы}$, $S_{пилы}$ – рабочая площадь дна пропила в зоне пилы, м^2 ; $L_{пилы}$, $B_{пилы}$ – соответственно, длина и толщина пилы, м.

Для поддержания оптимального рабочего процесса необходимо, чтобы $A_{уд.S}$ была постоянной. Т.е. при увеличении $S_{пилы}$ должна увеличиваться пропорционально и энергия удара ударного устройства. В случае большой длины и толщины пилы целесообразно использовать несколько равномерно распределённых по длине ударных устройств.

При увеличении габаритов ударной пилы будет увеличиваться, соответственно, и производительность станка пропорционально длине пилы. При этом необходимо увеличивать скорость возвратно-поступательного

движения пилы во избежание процесса переизмельчения отделённой породы, отрицательно влияющего на производительность станка.

Эксперименты по ударному распиливанию с применением в качестве ударного устройства отбойного молотка Bosch GSH11E проводились на 2-ом и 3-тьем режимах, что соответствует энергии удара $A_{уд.2} = 10,0$ Дж и $A_{уд.3} = 13,3$ Дж. Среднее значение было принято $A_{уд.ср} = 11,7$ Дж. Этому значению соответствовал оптимальный режим рабочего процесса. Величина $N_{уд.1\text{пила}} \approx 71$. При этом размеры ударной пилы составляли: длина $L_{\text{пилы маст.}} = 0,25$ м, толщина $B_{\text{пилы маст.}} = 0,008$ м. Удельная энергия удара, приходящаяся на отделённый объём породы от поверхности дна пропила, согласно формуле (21) составила $A_{уд.V} = 593$ МДж/м³ = 165 кВт·ч/м³. Диапазон изменения этой величины для распиливаемых крепких горных пород в соответствии с увеличением предела прочности на сжатие составляет $A_{уд.V} = 60 - 310$ кВт·ч/м³. В диссертации определены зависимости производительности, энергоёмкости процесса и рациональной величины энергии удара ударного устройства от свойств породы. Предлагаемая ударная пила для обработки каменных блоков в условиях завода аналогичной конфигурации имеет размеры: длина $L_{\text{пилы завод}} = 2,00$ м, толщина $B_{\text{пилы завод}} = 0,16$ м. Исходя из формулы (21), можно определить суммарную энергию удара ударных устройств пилы:

$$A_{уд.устр.} = \frac{A_{уд.V} \cdot L_{\text{пилы завод}} \cdot B_{\text{пилы завод}} \cdot S_{1\text{прох}}}{N_{уд.1\text{пила}}} = \frac{593 \cdot 2,00 \cdot 0,016 \cdot 0,7 \cdot 10^{-3}}{71} = 187 \text{ Дж.} \quad (22)$$

Полученный результат свидетельствует, что ударная пила для обработки каменных блоков в условиях завода должна включать в себя 3 или 4 мощных ударных устройства. При этом производительность будет зависеть от длины пилы. Для станка заводского исполнения по отношению к станку для мастерской производительность увеличится кратно коэффициенту длины пилы

$$k_{\text{пилы}} = \frac{L_{\text{пилы завод}}}{L_{\text{пилы маст.}}} = \frac{2,00}{0,25} = 8. \quad (23)$$

В соответствии с формулой (20), производительность метода ударного распиливания при обработке каменных блоков в условиях завода:

$$Q_{\text{сур. завод}} = Q_{\text{сур. маст.}} \cdot \frac{L_{\text{пилы завод}}}{L_{\text{пилы маст.}}} = 0,189 \cdot \frac{2,00}{0,25} = 1,512 \text{ м}^2/\text{час.} \quad (24)$$

Производительность метода ударного распиливания при добыче блоков на карьере:

$$Q_{\text{сур.карьер}} = 3,6 \cdot S_{1\text{прох}} \cdot \frac{L_{\text{пилы завод}}}{L_{\text{пилы маст.}}} \cdot S_{\text{гор.под}} = 3,6 \cdot 0,7 \cdot \frac{2,00}{0,25} \cdot 0,1 = 2,016 \text{ м}^2/\text{час}, \quad (25)$$

где $S_{\text{гор.под}}$ – скорость горизонтальной подачи пилы, м/с.

На основании проведённых выше расчётов определена зависимость изменения производительности метода ударного распиливания в условиях завода $Q_{\text{сур. завод}}$ от времени одного прохода пилы $t_{1\text{прох}}$ (рисунок 18). На графике с целью сравнения также отмечены горизонтальными штриховыми линиями производительности других камнеобрабатывающих станков.

Анализ зависимости на рисунке 18 позволяет сделать вывод, что метод ударного распиливания является высокоэффективным и перспективным.

Наибольшая эффективность применения этого метода достигается при распиливании блоков ценных крепких и сверхкрепких горных пород (например, высокодекоративные граниты, диабазы и т.п.).

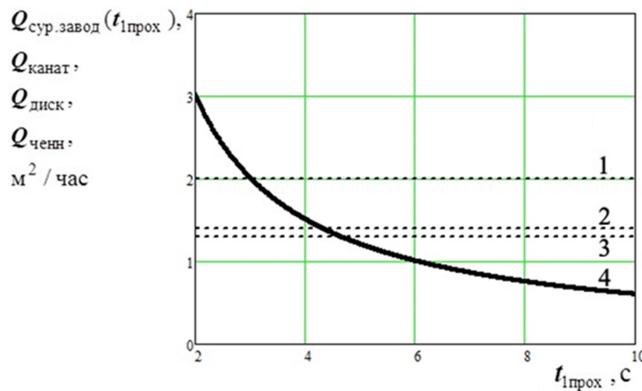


Рисунок 18 – Производительность дискового (линия 1); карьерного канатного (линия 2) распиловочного станка; ченнелера (линия 3) и предлагаемого метода ударного распиливания в зависимости от времени одного прохода пилы (4)

В шестой главе представлен метод силового и прочностного расчета алмазно-канатной пилы камнераспиловочного оборудования с небольшими ($F_{\text{РАСТ}} < 100 - 200 \text{ Н}$) и большими ($F_{\text{РАСТ}} \approx 700 - 2000 \text{ Н}$) силами её натяжения, характерными, соответственно, для карьерных алмазно-канатных машин и алмазно-канатных распиловочных станков (одно-, двух- и многострунных). Эти методы позволяют установить рациональные формы алмазных сегментов и рациональный радиус скругления рабочих кромок и, как следствие, повысить производительность распиливания в 1,1 – 1,3 и стойкость пилы в 1,1 – 1,2 раза. Исследуемый распиливаемый материал – крепкая горная порода типа «гранит» и «мрамор» с пределом прочности на сжатие, соответственно, $\sigma_{\text{всж.гранит}} = 120 - 250 \text{ МПа}$ и $\sigma_{\text{всж.мрамор}} = 50 - 130 \text{ МПа}$.

В работе был проведён в программе SolidWorks прочностной анализ алмазных сегментов алмазно-канатной пилы. Он основывался на силовом анализе системы «алмазно-канатная пила – распиливаемый блок». Основными исходными данными для анализа являются максимальные сила распиливания $F_{\text{РАСП}} = 102 \text{ Н}$ и нормальное давление $N = 291,4 \text{ Н}$. Схема наложения сил принята нижней подковообразной для самого неблагоприятного случая работы режущего элемента – контакта кромки или скругления со дном пропила. Результаты представлены на рисунке 19 в виде эпюор напряжений. Максимальные напряжения в цилиндрическом алмазном сегменте с острыми кромками составили $\sigma_{\text{max.остр}} = 1628 \text{ МПа}$, в конусном – $\sigma_{\text{max.конус}} = 512 \text{ МПа}$, в цилиндрическом с эллипсоидным скруглением кромки – $\sigma_{\text{max.эллкр}} = 589 \text{ МПа}$, в бочкообразном – $\sigma_{\text{max.бочк}} = 489 \text{ МПа}$, в коническом – $\sigma_{\text{max.кон}} = 444 \text{ МПа}$, в двухконическом – $\sigma_{\text{max.2кон}} = 465 \text{ МПа}$. Полученные величины напряжений необходимо сравнивать с пределом прочности связки алмазного слоя сегмента. При распиливании прочных абразивных горных пород типа «гранит» применяется связка на кобальтовой основе М6-05 твёрдостью HRC = 38,8. Этот показатель соответствует пределу прочности при растяжении $\sigma_b \approx 950 - 1000$

МПа, пределу текучести $\sigma_t \approx 500 - 600$ МПа, пределу выносливости $\sigma_{-1} \approx 300 - 400$ МПа.

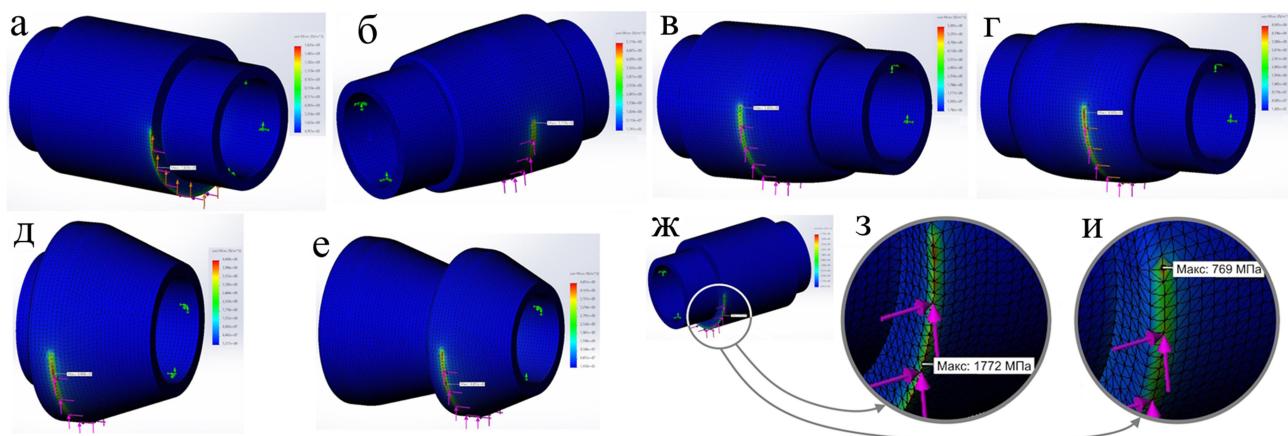


Рисунок 19 – Эпюра напряжений в алмазном сегменте: а) цилиндрическом с острыми кромками; б) конусно-цилиндрическом со скруглёнными кромками; в) цилиндрическом с эллипсоидным скруглением кромки; г) бочкообразном; д) коническом; е) двухконическом; ж) цилиндрическом с кромкой з) острой, и) скруглённой

Анализ эпюр напряжений выявил, что наиболее предпочтительными по критерию прочности являются режущие элементы бочкообразной, конической и двухконической форм. Менее предпочтительны элементы конусной формы и цилиндрической с эллипсоидным скруглением кромки. Не рекомендуется применять цилиндрические алмазные сегменты с острыми кромками.

В работе был проведён прочностной анализ цилиндрических алмазных сегментов с острой и скруглённой кромками (рисунок 19 ж). Он выявил, что снижение напряжений в сегменте в зависимости от радиуса его скругления рабочей кромки $R_{скр}$, примыкающей к контактной зоне будет изменяться по гиперболическому закону:

$$\sigma_{\max, скр}(R_{скр}) = \left(\frac{k}{R_{скр} + \Delta R} \right) + \sigma_{ac}, \text{ МПа}, \quad (26)$$

где k – коэффициент пропорциональности, Н/мм; ΔR – величина коррекции параметра $R_{скр}$ по оси абсцисс, мм; σ_{ac} – минимальная величина напряжения, соответствующая расположению горизонтальной асимптоте гиперболы, МПа.

В представленном исследовании для алмазного сегмента диаметром $d_{сегм} = 6,3$ мм получены следующие величины: $k = 29,5$ Н/мм; $\Delta R = 0,015$ мм; $\sigma_{ac} = 519,5$ МПа. Величина достоверности аппроксимации $\sigma_{\max, скр}(R_{скр})$ составила $R^2 = 0,960$. Зависимость максимальных напряжений на кромке в алмазных сегментах от её радиуса скругления, построенный на основании формулы (26), представлена на рисунке 20.

На основании зависимости можно сделать вывод, что для исследуемого алмазного сегмента минимальный радиус скругления должен составлять 0,2 – 0,3 мм (зона выполнения кривой). Если учитывать процесс приработывания рабочей поверхности во время распиления, то радиус необходимо увеличивать

до 0,3 – 0,4 мм. Установить рациональную величину радиуса скругления для различных по величине диаметра алмазных сегментов по критерию прочности можно, используя предложенный показатель относительного радиуса скругления $r_{\text{скр},d} = R_{\text{скр}}/d_{\text{сегм}}$. Его величина должна составлять $r_{\text{скр},d} = 0,047 – 0,062$.

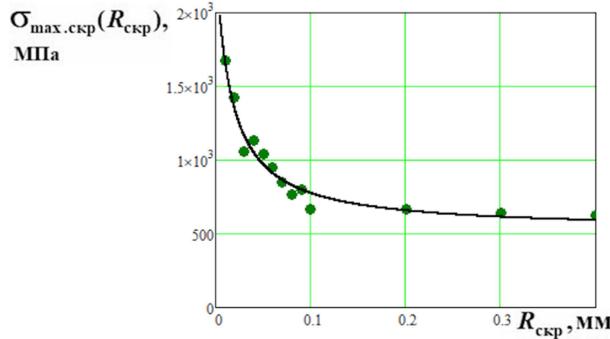


Рисунок 20 – Зависимость максимальных напряжений в алмазных сегментах со скруглённой кромкой от радиуса скругления

На основании анализа геометрических параметров ядра напряжения и скола в породе при воздействии на неё зерна алмаза сегмента (Рисунок 21) было выявлено, что при уменьшении угла резания α будет увеличиваться объём скола и производительность распиливания. Рекомендуемый угол резания на основании исследований $\alpha_{\text{алмаз}} = 125^\circ$. Уменьшить угол резания α алмазов в связке можно с помощью методов их целенаправленного ориентирования.

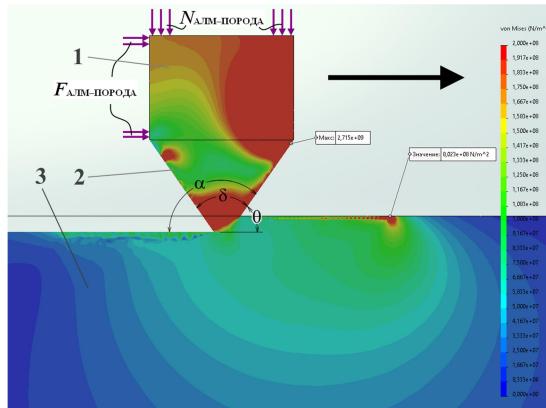


Рисунок 21 – Эпюра эквивалентных напряжений в модели «зерно алмаза – порода» при резании гранита алмазно-канатной пилой: δ – угол острия алмаза ($\delta_{\text{алмаз}} = 70^\circ$), α – угол резания ($\alpha_{\text{алмаз}} = 125^\circ$)

1 – связка, 2 – нижняя часть алмаза, 3 – порода

В седьмой главе на основе установленного влияния динамических нагрузок в приводе подачи на потерю устойчивости («увод») штрипсовых пил станков с маятниковой, выпуклой, прямолинейной траекторией движения пильной рамы определены их рациональные геометрические параметры. Предложена усовершенствованная конструкция штрипсовой пилы со смещёнными вниз и вверх крепёжными отверстиями в соответствии с величиной эксцентрикитета ε (рисунок 22, а, б), что позволит повысить производительность распиливания в 1,1 – 1,3, стойкость пилы в 1,1 – 1,2 раза. Исследуемый распиливаемый материал – крепкая горная порода типа «гранит» и «мрамор» с пределом прочности на

сжатие, соответственно, $\sigma_{\text{всж.гранит}} = 120 - 160$ МПа и $\sigma_{\text{всж.мрамор}} = 50 - 130$ МПа.

Эксцентрикитет установочного отверстия ε определяется из соотношения:

$$\varepsilon = t_3/H, \quad (27)$$

где t_3 – величина смещения линии натяжения пилы от осевой (центральной) линии вниз, мм; H – высота полотна пилы, мм. При увеличении эксцентрикитета ε будет увеличиваться величина критического усилия подачи на одну пилу $P_{\text{кр}}$ в соответствии с параболической зависимостью:

$$P_{\text{кр}}(t_3) = \frac{(t_3 + c_{31})^2}{-k_{32}} + c_{33}, H, \quad (28)$$

где c_{31} , c_{33} – смещение величины, соответственно, t_3 и $P_{\text{кр}}$; k_{32} – коэффициент степени «крутизны» параболы.

Зависимость (28) для пилы с высотой полотна $H = 160, 180, 200$ мм, толщиной полотна $B = 4$ мм и с силой её растяжения $P_p = 80$ кН представлена на рисунке 23 а. При $H = 160$ величина $c_{31} = -43,7$, $c_{33} = 7078$, $k_{32} = 1,177$. Величина достоверности аппроксимации $P_{\text{кр}}(t_3)$ составила $R^2 = 0,996$. Рациональная величина параметра $\varepsilon = 0,2 - 0,3$. Выше неё рост величины критического усилия подачи $P_{\text{кр}}$ прекращается для пил с различными параметрами H, B, P_p .

На основании анализа напряжений в полотне штрипсовой пилы при различных значениях ε , выполненного в программе SolidWorks модуле Simulation (рисунок 22 в) были определены зависимости изменения величины напряжений, полученные на основании показаний датчиков, установленных в разных местах полотна штрипсовой пилы, от величины эксцентрикитета установочного отверстия $\sigma_{\text{полотно}}(\varepsilon)$ (рисунок 23 б). Его рациональная величина составила $\varepsilon = 0,15 - 0,20$ по критерию устойчивости полотна и равномерного распределения напряжений в инструменте.

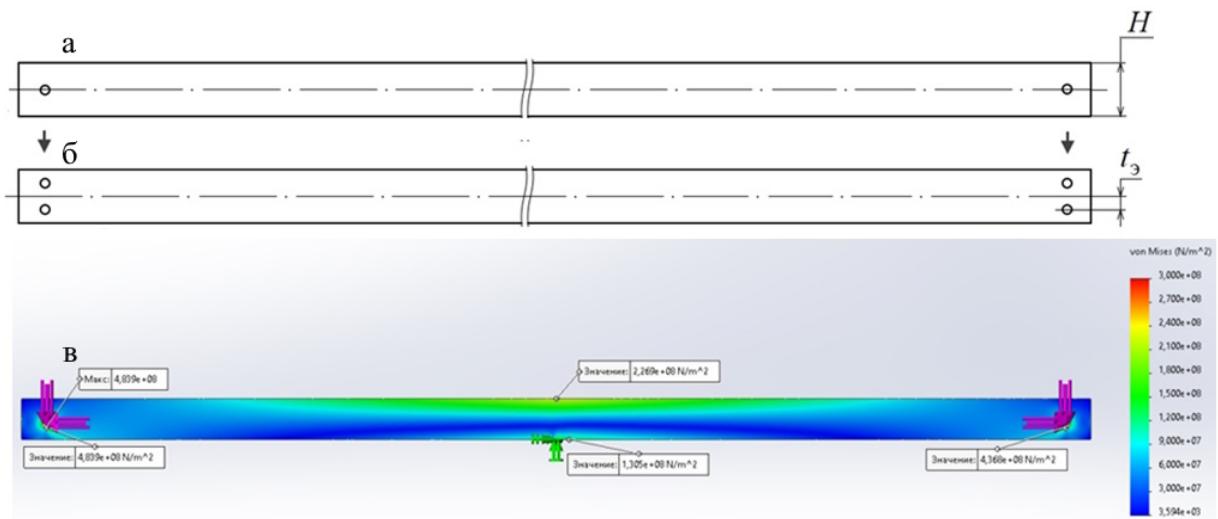


Рисунок 22 – Обычная (а) и усовершенствованная (б) конструкция штрипсовой пилы для распиливания блоков гранита со смещёнными отверстиями и эпюра напряжений в её полотне (в)

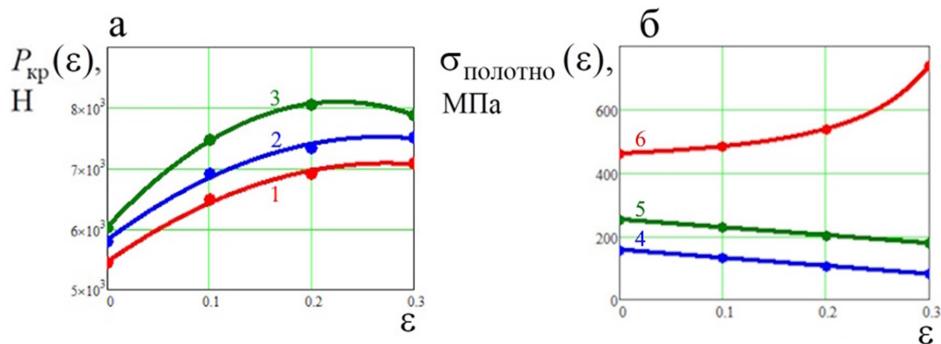


Рисунок 23 – Зависимость критического усилия подачи (а) штрипсовой пилы и напряжений (б) в её полотне от эксцентрикитета установочного отверстия (толщина полотна H , равная: 1 – 160 мм; 2 – 180 мм; 3 – 200 мм; показания датчика, установленного: 4 – в нижней части полотна; 5 – в верхней части полотна; 6 – на нижней кромке установочного отверстия пилы)

В качестве абразивного материала при штрипсовом распиливании используются алмазы и металлическая дробь. Анализ эпюор эквивалентных напряжений при взаимодействии дроби с породой показал, что наиболее эффективным является режим распиливания с протаскиванием дроби по дну пропила без вращения. В этом случае рекомендуется использовать в качестве материала полотен штрипсовых пил незакалённые вязкие стали, например 65Г. При увеличении диаметра дроби в 2 раза объём выкола и производительность могут увеличиться в 1,1 – 1,2 раза.

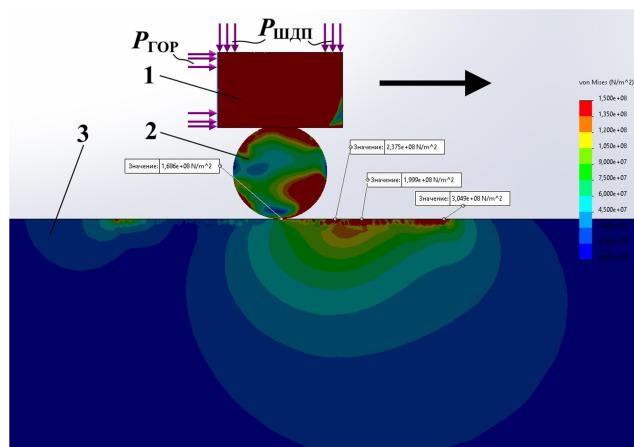


Рисунок 24 – Эпюра эквивалентных напряжений в модели «штрипсовая пила – дробь – известковая пульпа – порода» в случае протаскивания дроби по дну пропила без вращения

1 – усечённый элемент пилы, 2 – модель дроби, 3 – модель породы

В восьмой главе представлены основные этапы создания инструмента для разрушения крепких горных пород, являющихся частью разработанной методологии:

- анализ физико-механических свойств разрушаемой породы,
- выбор предварительной формы инструмента из известных,

- уточнение формы, геометрических параметров инструмента на этапе моделирования с целью повышения производительности процесса разрушения горной породы при минимальных затратах энергии,
- использование предложенных методов определения сил, действующих при контактном взаимодействии инструмента с породой,
- использование предложенных методов определения напряжений, действующих в системе «инструмент – порода»,
- окончательное уточнения форм, геометрических параметров инструмента, исходя из максимального объёма выкола или скола в породе, производительности разрушения с тем условием, что силы, действующие на инструмент, напряжения в инструменте, вводимая энергия в инструмент не будут превышать допускаемых величин,
- сравнение прогнозной производительности и стойкости созданного инструмента с учётом используемых материалов с инструментами-аналогами.

Рекомендации и дальнейшие перспективы разработки темы заключаются в разработке математических моделей прохождения ударных волн через корпус и ПЭ сложных форм (параболоидной, сфероконической, клиновой скруглённой и т.д.); создании моделей буровых коронок (долот) с максимально эффективным выносом буровой мелочи из забоя шпура или скважины с целью предотвращения процесса переизмельчения породы при ударном бурении; исследовании рациональных конструктивных, режимных и эксплуатационных параметров станков ударного распиливания.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе теоретически обоснована и решена крупная научно-техническая проблема в области горных машин, заключающаяся в разработке методологии создания инструмента машин и оборудования для разрушения крепких горных пород, включающей математические модели, методики, закономерности и зависимости, систему показателей и коэффициентов, и, позволяющей определять рациональные параметры и формы буровых коронок, алмазных сегментов, штрапсовых пил и предложенной ударной пилы, что существенно повышает эффективность проектирования и эксплуатации, повышает производительность, стойкость инструмента, снижает энергоёмкость разрушения имеет важное хозяйственное значение для горной промышленности.

Основные результаты работы заключаются в следующем:

1. Разработана методология создания инструмента машин для разрушения крепких горных пород, включающая математические модели, методы, методики, закономерности и зависимости, систему показателей и коэффициентов, и, позволяющая определять рациональные параметры и формы буровых коронок, алмазных сегментов, штрапсовых пил и предложенной ударной пилы, использование которых позволяет повысить производительность ударного

разрушения в 1,1 – 1,5 раза, распиливания в 1,1 – 1,3; повысить стойкость (ресурс) инструмента машин ударного разрушения и пил в 1,1 – 1,2 раза.

2. Разработаны математические модели прохождения ударных волн в породоразрушающих элементах инструмента машин ударного разрушения с трапециoidalным и круговым профилем, позволяющие определить зависимость эффективности прохождения ударной волны через породоразрушающий элемент в крепкую горную породу от угла наклона боковой поверхности породоразрушающего элемента трапециoidalного профиля и от величины зона контакта инструмента с породой. Анализ полученных зависимостей выявил, что наиболее эффективной является трапециoidalная форма породоразрушающего элемента с углом наклона боковой поверхности $10^\circ - 20^\circ$.

3. На основании математической модели прохождения ударных волн через породоразрушающие элементы инструмента машин ударного разрушения и зависимости эффективности отражения ударной волны боковой поверхностью породоразрушающего элемента в зону его контакта с породой от угла наклона боковой поверхности породоразрушающего элемента с трапециoidalным профилем и от величины зоны контакта выявлено, что эффективными формами породоразрушающих элементов является клиновая, сферическая, конусная.

4. Разработана математическая модель образования ядра напряжений и лунки выкола и скола в крепкой горной породе, на основании которой были определены зависимости параметров изолиний ядра напряжений от площади контакта инструмента с породой, действующей на ней нагрузки и угла её приложения.

5. Разработана математическая модель прохождения ударных волн через корпус, породоразрушающие элементы инструмента с образованием ядра напряжения и лунки выкола в крепкой горной породе, на основании которой были определены зависимости геометрических параметров лунки выкола от величины напряжений в породе, возникающих при прохождении через неё ударной волны из породоразрушающего элемента, позволяющие определить теоретическую производительность оборудования и энергоёмкость разрушения.

6. На основе исследования разработанных математических моделей рекомендуется угол наклона боковой поверхности породоразрушающих элементов инструмента машин ударного разрушения $25 - 30^\circ$ для пород с $f < 14$, и $15 - 20^\circ$ для пород с $f \geq 14$ и использование вольфрамо-кобальтовых сплавов повышенной прочности, средне- и крупнозернистых с повышенным содержанием кобальта.

7. На основе анализа математических моделей установлено, что производительность и энергоёмкость разрушения ударных систем с долотами и ударными пилами с круговыми породоразрушающими элементами эквивалентна системе с трапециoidalными породоразрушающими элементами с углом наклона боковой поверхности $27 - 28^\circ$. Рекомендованная величина рациональной (активной) высоты породоразрушающего элемента должна быть не более

5 – 9 мм для долот перфораторов с клиновыми породоразрушающими элементами с углом наклона боковой поверхности 15 – 20°.

8. Разработаны теория, метод, инструмент и концепция станка для ударного распиливания крепких горных пород, обоснована зависимость производительности и рациональной величины энергии удара ударного устройства от геометрических параметров предложенной ударной пилы, скорости её подачи и свойств породы. Предложенный метод позволяет с высокой производительностью и качеством получаемых поверхностей повысить выход товарных блоков более чем на 20% по отношению к буровзрывному способу, применяемому на карьерах в настоящее время, и на 5 – 10% по отношению к ударно-врубовым станкам (ченнелерам). Диапазон изменения производительности составит от 0,18–2,2 в $\text{м}^2/\text{час}$, величина удельной энергии удара, приходящейся на отделённый объём породы от поверхности дна пропила, 60 – 310 $\text{kВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$.

9. На основе предложенных методов силовых и прочностных расчетов алмазно-канатной пилы установлены рациональные формы алмазных сегментов и радиус скругления передней кромки, позволяющие повысить их ресурс. Рациональную величину радиуса скругления алмазных сегментов по критерию прочности предлагается рассчитывать на основании предложенного показателя относительного радиуса скругления. Рекомендуется его величина в диапазоне 0,047 – 0,062. Наиболее предпочтительными по критерию прочности являются режущие элементы бочкообразной, конической и двухконической форм. Не рекомендуется применять цилиндрические алмазные сегменты с острыми кромками.

10. На основе установленного влияния динамических нагрузок на надежность привода подачи и потерю устойчивости («увод») штрипсовых пил станков с маятниковой, выпуклой, прямолинейной траекторией движения пильной рамы предложены их рациональные геометрические параметры, такие как величина эксцентрикитета установочных отверстий, равная 0,15 – 0,20, толщина корпуса 4,5 – 5,0 мм.

11. Методики «Определение рациональных форм породоразрушающих элементов долот для ударного и ударно-вращательного бурения», «Расчёт механической скорости и энергоёмкости перфораторного бурения при трапецидальном профиле породоразрушающих элементов долота» приняты к использованию в проектно-конструкторских и исследовательских работах ООО «Гипроуглемаш», Методики «Определение рациональных радиусов скругления кромок цилиндрических сегментов алмазных канатов для распиловки бетона и камня», «Определение рациональных форм сегментов алмазных канатов для распиловки бетона и камня методом компьютерного моделирования» приняты к использованию в плановых научно-технических разработках ООО «СВАРГО». Методики «Определение рациональных форм породоразрушающих элементов долот для ударного и ударно-вращательного бурения», «Расчёт механической скорости и энергоёмкости перфораторного бурения при трапецидальном профиле породоразрушающих

элементов долота», «Определение рациональных радиусов скругления кромок цилиндрических сегментов алмазных канатов», «Определение рациональных форм сегментов алмазных канатов методом компьютерного моделирования», «Расчёт наработок между заменами ходовых гаек привода подачи инструмента камнераспиловочного станка» приняты к использованию на ООО «Тульский завод горно-шахтного оборудования» и предприятиях АО «Горнопромышленная финансовая компания».

Основные положения диссертации опубликованы в следующих статьях:

– в изданиях, входящих в научометрическую базу SCOPUS:

1. Секретов М.В. Способ ударного распиливания горных пород. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – 2018. № 9. – С. 81 – 89.
2. Секретов М.В., Губанов С. Г. Экспериментальное исследование нагрузок в приводе вертикальной подачи пильной рамы штрипсового станка. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – 2019. № 1. – С. 154 – 161.
3. Секретов М.В., Губанов С. Г. Методика расчета нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсового станка с выпуклой траекторией распиливания. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – 2019. № 2. – С. 136 – 145.
4. Секретов М.В., Рахутин М.Г., Губанов С.Г. Перспективы применения станков ударного распиливания для добычи и обработки прочного природного камня. – Горный журнал. – 2019. № 8. – С. 65 – 69.
5. Sekretov M. V. Rakhutin M. G. Loading of Diamond Wire Saw of Stone Cutting Machine // Journal of Mining Science. – 2024. – Vol. 60. No. 1. – P. 124 – 132.
6. Пецык А.А., Секретов М.В., Губанов С.Г. Сравнительный прочностной анализ алмазных сегментов канатных камнерезных станков // Горная промышленность. – 2024. – № 3. – С. 45 – 47.
7. Sekretov M.V. Rakhutin M.G. Substantiation of diamond bead shapes for wire sawing machines // Eurasian Mining. – 2024. No. 2. – P. 81 – 84.

– в изданиях, рекомендованных ВАК РФ:

8. Секретов М.В. Оценка выносливости зубчатых передач трансмиссии горных машин вероятностными методами. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – 2007. № 8. – С. 183 – 188.
9. Секретов М.В. Оптимальные геометрические формы рабочего инструмента для разрушения горных пород ударом. – Горное оборудование и электромеханика. – 2011. № 3. – С. 40 – 46.
10. Секретов М.В., Секретов В.В., Губанов С.Г. Повышение эффективности эксплуатации штрипсовых станков для распиливания гранитных блоков. – Горное оборудование и электромеханика. – 2011. № 5. – С. 44 – 49.
11. Секретов М.В. Выбор рациональных форм зубьев рабочего инструмента бурильных машин ударного действия. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – 2013. № 6. – С. 208 – 213.
12. Губанов С.Г., Секретов В.В., Секретов М.В. Анализ динамических нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсового станка. – Горное оборудование и электромеханика. – 2014. № 3. – С. 32 – 36.

13. Секретов М.В. Анализ эффективности работы буровых коронок для ударно-вращательного и вращательно-ударного бурения. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – 2014. № 12. – С. 211 – 217.
14. Секретов М.В. Анализ эффективности прохождения ударных волн через корпус рабочего инструмента с различным профилем зубьев. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – 2015. № 1. – С. 76 – 80.
15. Пецык А.А., Секретов М.В. Вероятностное распределение нагрузки и прочности деталей дискового распиловочного станка. – Вестник Тверского государственного технического университета. Серия: Технические науки. – 2021. № 1 (9). – С. 48 – 55.
16. Секретов, М.В., Рахутин М.Г. Определение нагрузки на алмазно-канатную пилу камнераспиловочного оборудования // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2024. № 1. – С. 133 – 142.

- в других изданиях:

17. Губанов С.Г., Секретов М.В. Анализ производительности и эффективности эксплуатации штрипсовых станков ведущих фирм Мира. – М.: Научный вестник МГГУ. – 2011. № 1 (10). – С. 3 – 8
18. Польской А.В., Секретов М.В. Эффективные пространственные формы зубьев рабочего инструмента бурильных машин ударного действия. – М.: Научный вестник МГГУ. – 2011. № 2 (11). – С. 50 – 62.
19. Кантович Л.И., Ивахник В.Г., Секретов М.В. К вопросу стабилизации бурового става станков НКР-100 в условиях ОАО «Комбинат КМАруды». – М.: Научный вестник МГГУ. – 2013. № 7 (40). – С. 33 – 39.
20. Секретов М.В., Кривенко А.Е. Выбор рациональных форм зубьев коронок для бурения крепких горных пород. – Сборник докладов международной научно-практической конференции молодых учёных и студентов «Оценка эффективности использования механизмов государственного регулирования, направленных на комплексное развитие моногородов Казахстана, России и Белоруссии». – Рудный (Казахстан).: Рудненский индустриальный институт. – 2015. – С. 190 – 195.
21. Губанов С.Г., Секретов М.В. Выбор рациональных форм зубьев рабочего инструмента бурильных машин ударного действия. Збірник центру наукових публікацій «Велес» за матеріалами V міжнародної науково-практичної конференції: «Весняні наукові читання», м. Київ: збірник статей (рівень стандарту, академічний рівень). – К.: Центр наукових публікацій. – 2019. – С. 73 – 80.
22. Секретов М.В., Губанов С.Г. Анализ динамических нагрузок, возникающих в приводе подъёма-опускания пильной рамы штрипсовых станков. – М.: Евразийский союз ученых. – 2019. № 4-3 (61). – С. 10 – 15
23. Губанов С.Г., Секретов М.В. Анализ форм зубьев рабочих органов буровых установок ударного типа. – М.: Евразийский союз ученых. – 2019. № 4 – 3(61). – С. 16 – 22
24. Секретов М.В., Пецык А.А. Сравнительный анализ маятниковой и выпуклой траекторий качания пил штрипсовых станков. – В сборнике: Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. сборник трудов XIX международной научно-технической

- конференции, проведенной в рамках Уральской горнорудной декады. Екатеринбург. – 2021. – С. 102 – 105.
25. Пецык А.А., Секретов М.В., Селиванов Н.А. Перспективы использования оборудования для алмазно-канатного распиливания крепких горных пород // 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.
26. Пецык А.А., Секретов М.В., Кучеренко Е.Д., Селиванов Н.А. Перспективы применения синтетических алмазов для распиливания крепких горных пород алмазно-канатными станками // 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.
27. Секретов М.В., Рахутин М.Г. Обоснование параметров зубьев долот перфоратора // Инновационные перспективы Донбасса: материалы 10-й Международной научно-практической конференции, Донецк, 28–30 мая 2024 г. – Донецк: Донецкий национальный технический университет. – 2024. – С. 7 – 12.
28. Секретов М.В. Оценка эффективности прохождения ударных волн через корпус и зубья инструмента для разрушения крепких пород // Фундаментальные основы механики: сборник материалов конференции. – СПб.: – 2024. № 14. – С. 52 – 54.
29. Секретов М.В. Анализ напряжений в алмазном сегменте алмазно-канатного распиловочного оборудования // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горношахтного и нефтепромыслового оборудования: материалы конференции. – Пермь. – 2024. Т. 1. – С. 110 – 116.
30. Секретов М.В. Анализ рациональных форм зубьев ударного инструмента для разрушения крепких пород // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горношахтного и нефтепромыслового оборудования: материалы конференции. – Пермь. – 2024. Т. 1. – С. 117 – 122.
31. Секретов М.В. Прочностной анализ алмазных элементов оборудования для распиливания крепких горных пород с целью повышения их ресурса // Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства: Сборник тезисов докладов VIII международной научно-технической конференции, Алчевск, 23–24 октября 2024 года. – Алчевск: Донбасский государственный технический университет. – 2024. – С. 228 – 229.
32. Секретов М.В. Рациональные формы зубьев инструмента для разрушения крепких пород и материалов // Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики: материалы 20-й Международной конференции по проблемам горной промышленности, строительства и энергетики, Тула, 6 – 7 Ноября 2024 г. – Тула: ТулГУ. – 2024. – С. 67 – 72.

33. Секретов М.В. К вопросу разрушения горных пород // Научные труды Тувинского государственного университета: Материалы ежегодной научно-практической конференции. – Кызыл: Тувинский государственный университет, 2024. – С. 38-41.

- в научной монографии:

34. Секретов М.В., Раутин М.Г. Ударное разрушение крепких горных пород: Монография. – М.: Издательство «Горная книга». – 2025. – 224 с.

Авторские свидетельства и патенты

35. Патент Российской Федерации на изобретение № 2571118. Способ ударного распиливания горных пород и устройство для его осуществления. Опубл. 20.12.2015, Бюл. № 35. Зарегистрирован 19 ноября 2015 г. / Секретов В.В., Секретов М.В., Кантович Л.И., Кривенко А.Е.