

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования «Национальный
исследовательский технологический университет «МИСИС»

На правах рукописи



Секретов Михаил Валентинович

МЕТОДОЛОГИЯ СОЗДАНИЯ ИНСТРУМЕНТА
ДЛЯ РАЗРУШЕНИЯ КРЕПКИХ ГОРНЫХ ПОРОД

Специальность 2.8.8 – «Геотехнология, горные машины»

Диссертация на соискание учёной степени доктора технических наук

Научный консультант:
доктор технических наук, доцент
Рахутин Максим Григорьевич

Москва, 2025

ВВЕДЕНИЕ.....	6
ГЛАВА 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА НАУЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ В ОБЛАСТИ СОЗДАНИЯ ИНСТРУМЕНТА МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ РАЗРУШЕНИЯ КРЕПКИХ ГОРНЫХ ПОРОД	17
1.1 Анализ опыта применения инструмента машин и оборудования для разрушения крепких горных пород.....	17
1.2 Теоретические основы создания инструмента машин для ударного разрушения крепких горных пород, опыт его эксплуатации	25
1.3 Теоретические основы создания инструмента для камнераспиловочного оборудования, опыт его эксплуатации.....	37
1.4 Выводы по главе 1.....	48
1.5 Обоснование цели и постановка задач диссертационного исследования.....	50
ГЛАВА 2 РАЦИОНАЛЬНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ФОРМЫ И ПАРАМЕТРЫ ПОРОДОРАЗРУШАЮЩЕГО ЭЛЕМЕНТА ИНСТРУМЕНТА МАШИН УДАРНОГО РАЗРУШЕНИЯ.....	53
2.1 Схемы прохождения ударных волн в породоразрушающем элементе для определения его рациональных параметров	53
2.2 Эффективность прохождения ударной волны из породоразрушающего элемента трапецеидального профиля в крепкую горную породу.....	56
2.3 Эффективность прохождения ударной волны из породоразрушающего элемента кругового и вогнутого профиля в крепкую горную породу	71
2.4 Результаты анализа эффективности прохождения ударных волн через породоразрушающий элемент различного профиля	87
2.5 Эффективность прохождения ударных волн в породоразрушающем элементе различных пространственных форм.....	92
2.6 Выводы по главе 2.....	108

ГЛАВА 3 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ФОРМИРОВАНИЯ ЯДРА НАПРЯЖЕНИЯ И ЛУНКИ ВЫКОЛА И СКОЛА В КРЕПКОЙ ГОРНОЙ ПОРОДЕ ПОД ВОЗДЕЙСТВИЕМ ИНСТРУМЕНТА	111
3.1 Исследование процесса формирования ядра напряжений в крепкой горной породе под действием на неё нагрузки со стороны рабочего инструмента	111
3.2 Определение зависимостей изменения параметров изолинии эллипса ядра напряжений от параметров напряжений в породе, нагрузки, угла её приложения и диаметра зоны контакта инструмента с породой	124
3.3 Формулы для определения геометрических параметров ядра напряжения и лунки выкола и скола	160
3.4 Зависимости параметров ядра напряжений и лунки выкола от угла действия вектора нагрузки со стороны инструмента относительно к поверхности крепкой горной породы	172
3.5 Выводы по главе 3	178
ГЛАВА 4 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОХОЖДЕНИЯ УДАРНЫХ ВОЛН ЧЕРЕЗ КОРПУС, ПОРОДОРАЗРУШАЮЩИЙ ЭЛЕМЕНТ ИНСТРУМЕНТА МАШИН УДАРНОГО РАЗРУШЕНИЯ С ОБРАЗОВАНИЕМ ЯДРА НАПРЯЖЕНИЯ И ЛУНКИ ВЫКОЛА В КРЕПКОЙ ГОРНОЙ ПОРОДЕ	179
4.1 Моделирование процесса прохождения ударных волн через корпус и породоразрушающий элемент инструмента машин ударного разрушения с образованием ядра напряжений и лунки выкола в крепкой горной породе	179
4.2 Анализ полученных математических моделей прохождения ударных волн через корпус и породоразрушающий элемент инструмента машин ударного разрушения с образованием ядра напряжений и лунки выкола в крепкой горной породе	201
4.3 Теоретическая производительность, энергоёмкость бурения при использовании долот с предложенными рациональными параметрами породоразрушающих элементов с учётом рассчитанных в них напряжений, определённые на основании результатов полученной математической модели	231
4.4 Выводы по главе 4	242

ГЛАВА 5 ПРЕДЛАГАЕМЫЙ МЕТОД УДАРНОГО РАСПИЛИВАНИЯ КРЕПКИХ ГОРНЫХ ПОРОД И КОНЦЕПЦИЯ УДАРНЫХ ПИЛ И СТАНКОВ ДЛЯ ЕГО ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ.....	244
5.1 Принцип и область применения метода ударного распиливания крепких горных пород, концепция ударных пил и станков для его осуществления	244
5.2 Экспериментальные исследования станка ударного распиливания СУР с применением ударных пил различной конструкции	253
5.3 Расчёт и анализ производительности метода ударного распиливания, направления по его совершенствованию и внедрению в производство	262
5.4 Выводы по главе 5.....	270
ГЛАВА 6 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ФОРМ АЛМАЗНЫХ СЕГМЕНТОВ И РАДИУСА СКРУГЛЕНИЯ ИХ КРОМОК НА ОСНОВЕ ПРЕДЛАГАЕМЫХ МЕТОДОВ СИЛОВЫХ И ПРОЧНОСТНЫХ РАСЧЕТОВ АЛМАЗНО-КАНАТНОЙ ПИЛЫ	273
6.1 Силовой анализ алмазно-канатной пилы камнераспиловочного оборудования с небольшими силами предварительного её натяжения	273
6.2 Силовой анализ алмазно-канатной пилы камнераспиловочного оборудования с большими силами предварительного её натяжения	291
6.3 Корректировка методов силового анализа алмазно-канатной пилы.....	297
6.4 Определение рациональных форм алмазных сегментов и радиуса скругления их рабочих кромок алмазно-канатной пилы	310
6.5 Выводы по главе 6.....	324
ГЛАВА 7 ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ПРИВОДЕ ШТРИПСОВОГО СТАНКА НА ПОТЕРЮ УСТОЙЧИВОСТИ («УВОД») ШТРИПСОВЫХ ПИЛ С РАЗЛИЧНЫМИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИМИ ПАРАМЕТРАМИ.....	327
7.1 Особенности применения штрипсовых распиловочных станков и взаимодействия его инструмента с распиливаемым блоком.....	327

7.2 Силовой анализ взаимодействия штрипсовых пил с распиливаемым блоком и привода подачи штрипсовых распиловочных станков	330
7.3 Влияние динамических нагрузок в приводе подачи пильной рамы на потерю устойчивости («увод») штрипсовых пил с различными геометрическими параметрами и на надёжность элементов штрипсового станка с низкой долговечностью	340
7.4 Выводы по главе 7.....	355
ГЛАВА 8 МЕТОДОЛОГИЯ СОЗДАНИЯ ИНСТРУМЕНТА МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ УДАРНОГО РАЗРУШЕНИЯ, АЛМАЗНО-КАНАТНОГО И ШТРИПСОВОГО РАСПИЛИВАНИЯ КРЕПКИХ ГОРНЫХ ПОРОД.....	357
8.1 Предпосылки и содержание методологии создания инструмента машин и оборудования для ударного разрушения, алмазно-канатного и штрипсового распиливания крепких горных пород.....	357
8.2 Методология создания инструмента машин ударного разрушения крепких горных пород	361
8.3 Методология создания инструмента оборудования для алмазно-канатного распиливания крепких горных пород	364
8.4 Методология создания инструмента для штрипсового распиливания крепких горных пород	368
8.5 Выводы по главе 8.....	371
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	373
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	377
ПРИЛОЖЕНИЕ I.....	409
ПРИЛОЖЕНИЕ II	420
ПРИЛОЖЕНИЕ III	425
ПРИЛОЖЕНИЕ IV	440
ПРИЛОЖЕНИЕ V	454
ПРИЛОЖЕНИЕ VI.....	470

ВВЕДЕНИЕ

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-врубковых машин (ченнелеров). Ко второму виду инструмента относятся алмазно-канатные, алмазно-дисковые, алмазно-штрипсовые и штрипсовые 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-штрипсовые, штрипсовые 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 штрипсовых дробовых пил часто возникают ситуации, заключающиеся в потере устойчивости их полотен при больших величинах подачи пильной рамы штрипсовых 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., Бардовский А.Д., Барон Л.И., 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., Мультианов С.И., Нескормных В.В., Нифадьев 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., Сычѳв 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, V́itor 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 для разрушения 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 трапецеидальным и круговым профилем, учитывающую их конструктивные особенности, позволяющую оценивать эффективность прохождения 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 штрипсового 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 трапецеидального 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 м²/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 эксцентриситета 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 трапецеидальный профиль с углом наклона боковой поверхности $\delta = 10^\circ - 20^\circ$, эффективность породоразрушающего элемента кругового профиля сопоставима с эффективностью породоразрушающего элемента трапецеидального профиля с углом наклона боковой поверхности $\delta = 30^\circ$, высокоэффективными

пространственными формами породоразрушающего элемента является клиновая, сферическая, конусная, пирамидальная 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 $15^\circ - 20^\circ$ 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 её подачи и свойств породы, на основании которых было выявлено, наибольшая производительность ударного распиливания достигается при использовании моделей ударных пил с зубьями трапецеидального 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 трапецеидальном 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 трапецеидальном 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 трапецеидальном 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 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.

ГЛАВА 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА НАУЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ В ОБЛАСТИ СОЗДАНИЯ ИНСТРУМЕНТА МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ РАЗРУШЕНИЯ КРЕПКИХ ГОРНЫХ ПОРОД

1.1 Анализ опыта применения инструмента машин и оборудования для разрушения крепких горных пород

1.1.1 Общие сведения об инструменте, исследуемом в работе

На протяжении последних 150 – 200 лет активно развивается техника для ударного разрушения крепких горных пород. Совершенствовался ударный механизм, механизм поворота и вращения. Рабочий инструмент горных машин для ударного разрушения совершенствовался по пути повышения его прочности, поиску наиболее прочных материалов породоразрушающих элементов, геометрических форм, обеспечивающих высокий ресурс. Под породоразрушающим элементом машин ударного разрушения (ПЭ) понимается лезвие, пластина, вставка, штырь, перо буровой коронки (долота), пики, зубила. Однако геометрическим формам современных моделей инструмента уделялось недостаточное внимание. ПЭ современных буровых коронок, долот перфораторов, бурильных установок и буровых станков ударного типа имеют ряд недостатков: завышенная величина угла заточки и высота, малая по размерам зона контакта с породой. Такие же несовершенства можно выявить и в конструкциях пик и зубил отбойных молотков, гидромолотов и т.д. Эти недостатки можно устранить путём установления рациональных форм ПЭ.

В данной работе рассмотрены вопросы взаимодействия инструмента распиловочного оборудования с крепкой горной породой [118]. Такое оборудование применяется в камнедобывающей и камнеобрабатывающей промышленности [128, 164, 214, 229], самым высокопроизводительным среди которого является алмазно-канатные станки и установки [56]. Рабочим инструментом алмазно-канатных пил являются алмазные сегменты, закреплённые на тросе [93]. Заводы, выпускают такие сегменты, имеющие цилиндрическую форму с острыми кромками, которые являются

концентраторами высоких напряжений. Понизить напряжения в сегментах можно за счёт установления их рациональных форм.

Также высокопроизводительным оборудованием для распиливания с помощью штрипсовых пил блоков крепких горных пород на плиты-заготовки являются штрипсовые станки. Исследования работы этих станков и взаимодействие штрипсовых пил с распиливаемым блоком будет рассмотрен в данной работе.

К альтернативным методам распиливания крепких горных пород можно отнести предлагаемый в работе ударно-распиловочный. Он представлен станками ударного распиливания СУР, рабочим органом которого является ударная пила. Этот метод распиливания будет рассмотрен в данной работе.

1.1.2 Анализ технических характеристик инструмента машин и оборудования для разрушения крепких горных пород

В горной промышленности широкое применение получило оборудование для бурения шпуров и скважин, предназначенных для ведения проходческих и очистных работ буровзрывным способом. Это буровое оборудование представлено переносными перфораторами для бурения шпуров, гидравлическими перфораторами для бурения шпуров и скважин длиной до 30 метров, станками с погружными пневмоударниками для бурения скважин длиной до 70 метров.

Мощность переносных перфораторов типа ПП (ПП36В, ПП50В1, ПП54В1, ПП63В (рисунок 1.1)) составляет 1,6 – 2,2 кВт, энергия единичного удара 36 – 64 Дж, диаметр пробуриваемых шпуров 32 – 46 мм, частота ударов 30 – 40 с⁻¹, номинальное давление сжатого воздуха 0,5 МПа. Производительность бурения шпуров с помощью переносных перфораторов по гранитам составляет до 70 м/смену.

Ударная мощность современных гидравлических перфораторов фирм «Epiroc» и «Sandvik» составляет 4 – 50 кВт, диаметр пробуриваемых скважин – 22 – 180 мм, частота ударов 38 – 110 с⁻¹, давление рабочей жидкости 10 – 25 МПа. Производительность бурения скважин с помощью установок с гидравлическими перфораторами в среднем составляет 300 м/смену.



Рисунок 1.1 – Гидравлический перфоратор (а), пневматический перфоратор (б)

Ударная мощность погружных пневмоударников (рисунок 1.2) станка НКР100 различных модификаций составляет 2,2 – 2,6 кВт, энергия единичного удара 73 – 96 Дж, диаметр пробуриваемых скважин – 85 – 105 мм, частота ударов 27 – 33 с⁻¹, номинальное давление сжатого воздуха 0,5 МПа. Производительность бурения скважин с помощью станков НКР100 составляет 34 – 22 м/смену в породах крепостью, соответственно, $f = 6 - 10$, и 17 – 10 м/смену в породах крепостью, соответственно, $f = 12 - 20$.



Рисунок 1.2 – Погружной пневмоударник с крестовой коронкой

Рабочим инструментом переносных и гидравлических перфораторов являются буровые коронки различных типов. Наиболее часто используются коронки с клиновыми ПЭ (рисунок 1.3) и штырьевыми ПЭ со сферической, конической, параболической и баллистической формой (рисунок 1.4 и 1.5).



Рисунок 1.3 – Крестовая коронка для погружного пневмоударника: новая (а), изношенная (б)

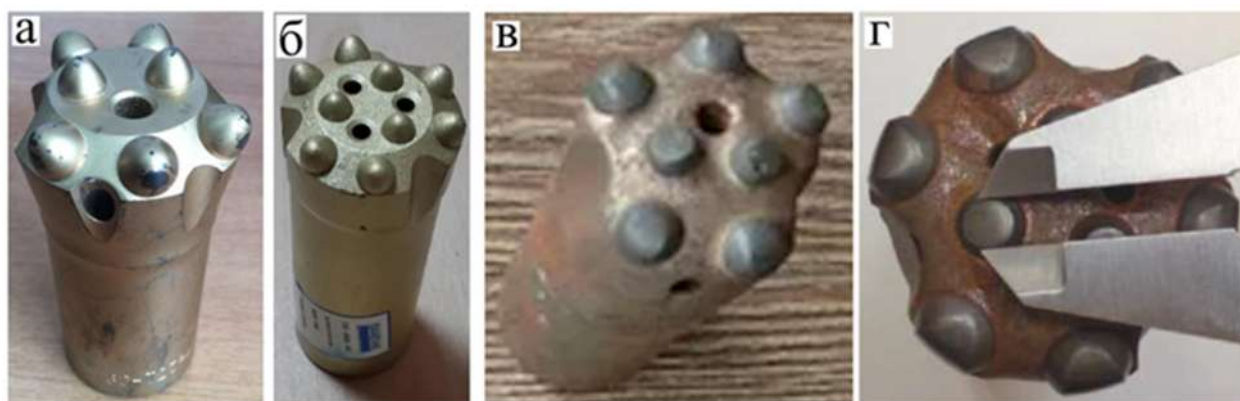


Рисунок 1.4 – Коронка штыревая КНШ для перфоратора: новая (а), (б), изношенная (в), (г)

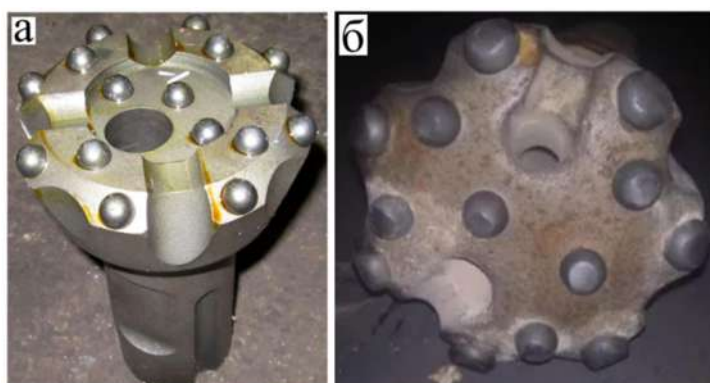


Рисунок 1.5 – Штыревая коронка для погружного пневмоударника: новая (а), изношенная (б)

В среднем по породам крепостью $f = 15 - 16$ по шкале проф. М.М. Протодяконова, среднеабразивных у коронок диаметром $D = 40$ мм лезвийных долотчатых или крестовых стойкость до первой переточки составляет $T_{\text{ст.м}} \approx 80$ пог.м. С переточками ещё 20 – 30 пог.м. У штырьевых коронок по породам крепостью $f = 16 - 18$ $T_{\text{ст.м}} = 100 - 120$ пог.м. У высококачественных коронок (например, шведских, японских и т.д.) стойкость выше на 30 – 40%. Износостойкость отечественных пневмоударников $T_{\text{ст.м}} = 900 - 1500$ пог.м, пневмоударных коронок $T_{\text{ст.м}} = 60 - 220$ пог.м.

В горной и строительной промышленности применяются пневматические, электрические и гидравлические отбойные молотки (рисунок 1.6 а). Мощность пневматических отбойных молотков типа МО составляет (МО-1Б, МО-2Б, МО-3Б, МО-1Б) 0,85 – 0,94 кВт, энергия единичного удара 30 – 55 Дж, частота ударов 17 – 28 с⁻¹.

В горной и строительной промышленности применяются гидравлические гидромолоты для разрушения негабаритов и проходки выработок в крепких горных породах (рисунок 1.6 б). Энергия удара отечественных гидромолотов фирмы «Импульс» составляет 630 – 9500 Дж, частота ударов 200 – 1600 мин⁻¹, давление рабочей жидкости 9 – 18 МПа, диаметр рабочего инструмента 68 – 150 мм. У зарубежных гидромолотов энергия удара составляет 100 – 14000 Дж и более, частота ударов до 2200 мин⁻¹.

Рабочим инструментом отбойных молотков и гидромолотов являются пики (рисунок 1.7), клинья, зубила, долота и т.п.

В камнедобывающей и камнеобрабатывающей промышленности широко используется алмазно-канатное и штрипсовое распиловочное оборудование.

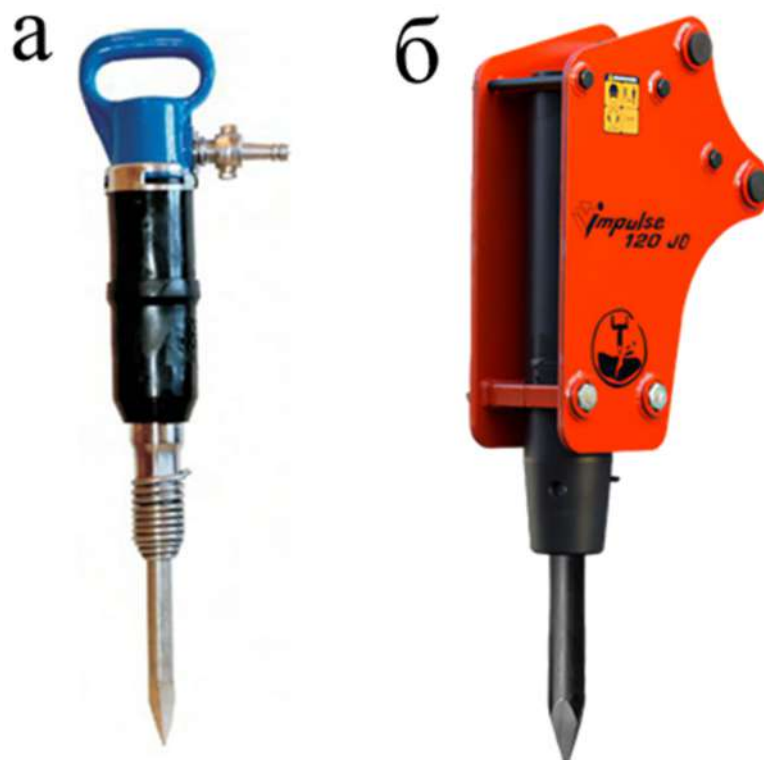


Рисунок 1.6 – Отбойный молоток МО-2Б (а), гидромолот Impulse 120JD (б)



Рисунок 1.7 – Пика гидроударника: новая (а), приработанная (б), изношенная (в)

Производительность карьерной алмазно-канатной установки (рисунок 1.8) составляет 2 – 12 м²/час по граниту, 4 – 20 м²/час по мрамору, мощность 10 – 110 кВт. Производительность многострунных алмазно-канатных распиловочных станков (рисунок 1.9) составляет 0,8 – 3,0 м²/час на одну

пилу для гранита, 1,5 – 12 м²/час на одну пилу для мрамора, установленная мощность станков итальянской фирмы «Pedrini» 90 – 330 кВт.

Рабочим инструментом алмазно-канатного оборудования являются алмазно-канатные пилы (рисунок 1.10). Стойкость одной алмазно-канатной пилы распиливания крепких горных пород типа «гранит» длиной 25 м.:
 $T_{\text{ст. час}} = 150 - 300$ часов, $T_{\text{рес. S}} = 150 - 300$ м² (площадь напиливаемых плит).



Рисунок 1.8 – Карьерная алмазно-канатная пила



Рисунок 1.9 – Многострунный алмазно-канатный станок для распиловки гранитных и мраморных блоков на плиты



Рисунок 1.10 – Алмазно-канатная пила и алмазные сегменты: новые (а), (б), изношенные (в)

Производительность штрипсовых станков для распиливания блоков на плиты-заготовки (рисунок 1.11) составляет $0,08 - 0,12 \text{ м}^2/\text{час}$ на одну пилу для гранита, $0,8 - 1,2 \text{ м}^2/\text{час}$ на одну пилу для мрамора, установленная мощность $50 - 200 \text{ кВт}$.



Рисунок 1.11 – Штрипсовый станок для распиловки мраморных блоков на плиты

Рабочим инструментом штрипсовых станков являются штрипсовые пилы (рисунок 1.12). Стойкость одной штрипсовой пилы для дробового распиливания крепких горных пород типа «гранит»: $T_{\text{ст. час}} = 70 - 100$ часов, $T_{\text{рес. S}} = 8 - 12 \text{ м}^2$ (площадь напильваемых плит).



Рисунок 1.12 – Штрипсовые пилы: новые (а), изношенные (б)

1.2 Теоретические основы создания инструмента машин для ударного разрушения крепких горных пород, опыт его эксплуатации

1.2.1 Формирование ядра напряжений и лунки выкола в крепкой горной породе при действии на неё нагрузки со стороны рабочего инструмента

Параметры ядра напряжения и лунки выкола, образующихся в крепкой горной породе вследствие силового воздействия на неё инструмента, необходимо определять для установления рациональных параметров разрушения массива с целью достижения максимальной производительности рабочего процесса.

Первые работы по исследованию и описанию параметров ядра напряжения были выполнены Буссинеском [268]. Он предположил, что контуры ядра напряжения в материале при действии на него сосредоточенной силы F имеют форму сферы (рисунок 1.13). Напряжение в любой точке сферы будет равно:

$$\sigma = \frac{3F}{2\pi d^2}, \quad (1.1)$$

где d – диаметр сферы.

В работах Протасова, Нескоромных и других авторов [24, 77, 126, 173, 220] подробно описана теория формирования ядра напряжений и лунки выкола при действии на поверхность породы распределённой на некоторой площадке силы F (или распределённой нагрузки q) (рисунок 1.14).

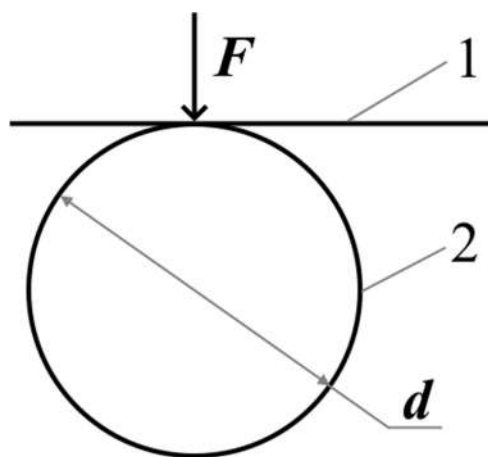


Рисунок 1.13 – Ядро напряжений в материале при действии на него сосредоточенной силы F :

1 – поверхность материала (полупространства), 2 – изолиния напряжений

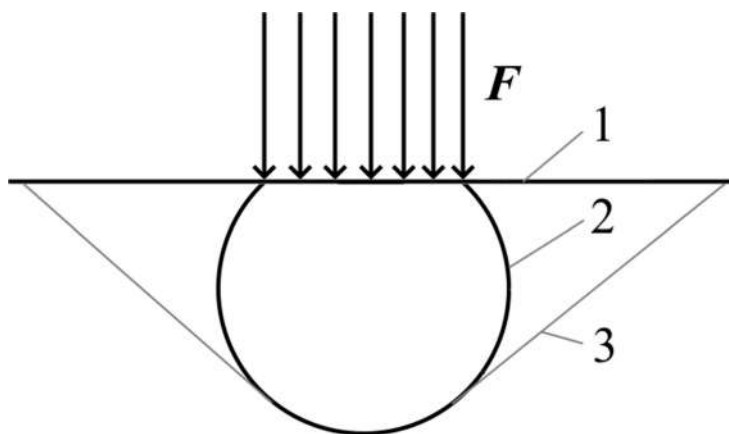


Рисунок 1.14 – Ядро напряжений в материале при действии на него распределённой силы F :

1 – поверхность материала (полупространства), 2 – изолиния напряжений, 3 – линия выкола

В представленной диссертационной работе параметры ядра напряжения и лунки выкола и скола определяются на основании прочностного анализа, выполненного в программе Ansys. На основании полученного расчёта были определены зависимости величины объёма выкола в крепкой горной породе от величины нагрузки $F_{уд}$, действующей со стороны инструмента, от различных углов приложения нагрузки $F_{уд}$ относительно поверхности. Также эти параметры были определены для разных величин зоны контакта ПЭ с породой.

1.2.2 Обзор исследований по определению параметра работа (энергия) ядра напряжения и работа разрушения крепкой горной породы

Важным подходом для определения производительности разрушения крепких горных пород является нахождения параметра работы, затрачиваемой на отделение необходимого объёма породы от массива.

В ряде исследований учёных в области горного дела дан анализ параметра работы, затрачиваемой на разрушение крепкой горной породы [104]. Она складывается из двух составляющих. Первая составляющая – это работа, затрачиваемая на упругую деформацию (площадь треугольника ABC на рисунке 1.15), вторая – на пластическую деформацию (площадь фигуры $CBDE$ на рисунке 1.15). Первая составляющая определяется по формуле:

$$A_{упр.деф} = \frac{1}{2} F_1 \cdot \Delta h_1, \quad (1.2)$$

где F_1 – сила, затрачиваемая на упругую деформацию породы, Н, Δh_1 – деформация породы, м.

Вторую составляющую целесообразно определять экспериментально. Индивидуально для каждой породы определяются экспериментальные точки, на основании которых подбирается аппроксимирующая кривая (на рисунке 1.15 это линия между точками B и D). Работа, затраченная на пластическую деформацию породы $A_{упр.деф}$, определяется путём интегрирования полученной аппроксимирующей функции на участке Δh между отрезками BC и DE .

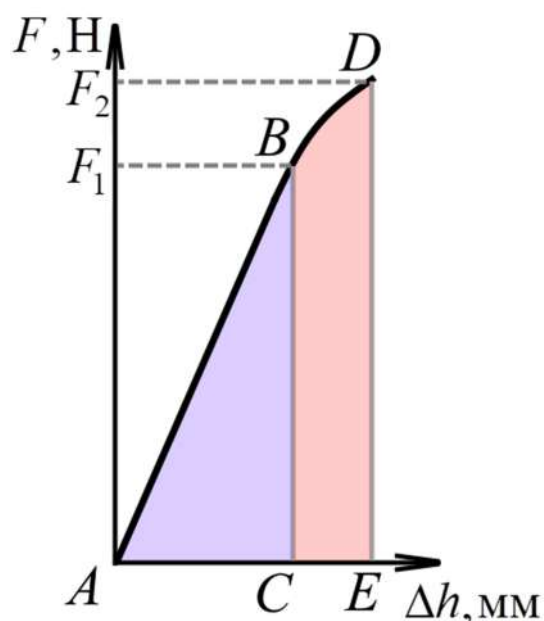


Рисунок 1.15 – Зависимость силы F , действующей со стороны породы, от её деформации Δh

Полная работа разрушения определяется по формуле:

$$A_{\text{разруш}} = A_{\text{упр.деф}} + A_{\text{пласт.деф}}. \quad (1.3)$$

На основании найденной величины работы разрушения определяется величина объемной удельной энергоёмкости разрушения породы:

$$\mathfrak{E} = \frac{A_{\text{разруш}}}{V_{\text{разруш}}}, \frac{\text{Дж}}{\text{мм}^3}, \quad (1.4)$$

где $V_{\text{разруш}}$ – объём разрушенной породы, мм^3 .

В представленной работе удельная энергоёмкость разрушения находится как отношение энергии удара перфоратора $A_{\text{перфоратора}}$, Дж, к величине суммарного объёма выколов (сколов) $V_{\Sigma \text{выкол}}$, образованных после удара долота по породе:

$$\mathfrak{E} = \frac{A_{\text{перфоратора}}}{V_{\Sigma \text{выкол}}}, \frac{\text{Дж}}{\text{мм}^3}. \quad (1.5)$$

В основу многих теорий разрушения пород положена гипотеза Риттингера и закон Кирпичёва–Кика [57, 220]. Они свидетельствуют, что энергия, затраченная на разрушение породы, пропорциональна вновь

образованной поверхности или вновь образованному объёму. В случае высокой дисперсности породы применяется уравнение Риттингера:

$$A_{\text{Рит}} = k_{\text{Рит}} S_{\text{пов}}, \quad (1.6)$$

при малой дисперсности уравнение Кирпичёва–Кика:

$$A_{\text{КК}} = k_{\text{КК}} V_{\text{разруш}}, \quad (1.7)$$

где $k_{\text{Рит}}$ и $k_{\text{КК}}$ – коэффициенты пропорциональности, $S_{\text{пов}}$ – величина площади образованной поверхности, м^2 , $V_{\text{разруш}}$ – объём разрушенной породы, м^3 .

В исследованиях Протасова Ю.И. [173] подробно дан анализ работы ядра уплотнения (напряжения) (рисунок 1.16), формула которой представляет следующий вид:

$$A = \gamma V_0 P Q - \frac{V_0 P^2}{2E_0}, \quad (1.8)$$

где γ – коэффициент энергетического расширения вещества, V_0 – объём ядра уплотнения (напряжения), м^3 , P – сила реакции со стороны окружающей породы, Н, Q – энергия, заключённая в ядре уплотнения (напряжения), Дж, E_0 – объёмный модуль упругости, $E_0 = \frac{E}{3(1-2\mu)}$, МПа.

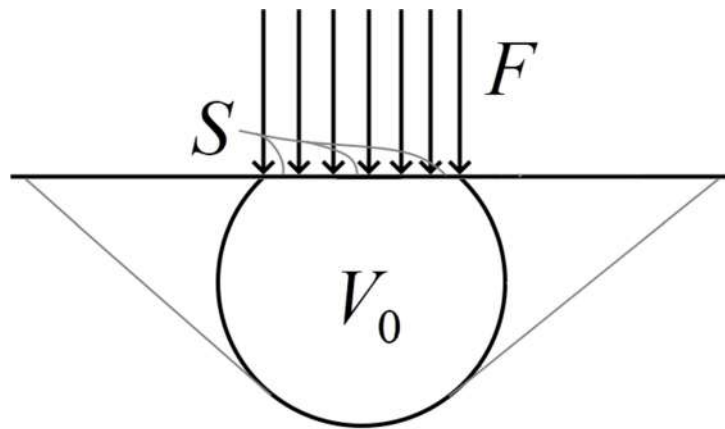


Рисунок 1.16 – Ядро напряжений в материале объёмом V_0 при действии на него распределённой силы F :

Для механической отбойки работа ядра уплотнения (напряжения) вычисляется по формуле:

$$A = \frac{2PV_0\mu F}{SE} - \frac{V_0P^2}{2E_0}, \quad (1.9)$$

где μ – коэффициент Пуассона породы, F – сила действия инструмента на породу, H , S – площадь контакта инструмента с породой, m^2 , E – модуль упругости 1-го рода (модуль Юнга), МПа, E_0 – объёмный модуль упругости,

$$E_0 = \frac{E}{3(1-2\mu)}, \text{ МПа.}$$

Объём выкола в породе при силовом воздействии на неё определяется по формуле:

$$V = \frac{\gamma V_0 EPQ}{\sigma^2 k} - \frac{V_0 P^2 E}{2E_0 \sigma^2 k}, \quad (1.10)$$

где σ – предел прочности твёрдого тела при растяжении, МПа, k – коэффициент пластичности, характеризующий пластическую деформацию породы перед её разрушением.

В представленной работе объём выкола при силовом воздействии на неё определяется на основании прочностного расчёта. Полученный результат рекомендуется сравнивать с результатами представленной энергетической теории.

1.2.3 Анализ термина «ударная волна»

В диссертации часто используется термин «ударная волна». Во многих научных работах [6, 12, 69, 176] под этим термином подразумевается процесс распространение упругой волны в ударной системе оборудования, инструменте и крепкой горной породе. Источником возмущения таких волн является ударник, который производит ударное воздействие на волновод (хвостовик, штанги, муфты), или на инструмент (долото, коронка, пика, зубило, ударная пила и т.п.), или непосредственно на крепкую горную породу. В литературных источниках, близких к теме диссертации, не дано определение термина «ударная волна», но представлены характеристики этого понятия.

При этом, если посмотреть определение «ударная волна» в таких источниках, как, например, «Большая советская энциклопедия» (БСЭ), Рувики, то в них она представлена, как «Поверхность разрыва, которая движется внутри среды, при этом давление, плотность, температура и скорость испытывают скачок. В обычной среде ударная волна – это всегда волна сжатия, а не растяжения» или «скачок уплотнения, распространяющегося со сверхзвуковой скоростью, тонкая переходная область, в которой происходит резкое увеличение плотности, давления и скорости вещества. Ударные волны возникают при взрывах, при сверхзвуковых движениях тел, при мощных электрических разрядах и т.д.»

На основании обобщённой информации из разных литературных источников в представляемой диссертационной работе ударными волнами в ударных системах называются распространяющиеся в твёрдой упругой среде механические возмущения (деформации), источником которых являются частицы среды, которые подверглись ударному воздействию со стороны твёрдого тела (ударника, бойка, молотка, бучарды и т.п.).

Следует отметить, что в выше указанных источниках, близких к теме диссертации, в качестве синонимов термина «ударная волна» авторы также использовали термины «волна деформация», «волна напряжения» и другие. В диссертации будет использоваться термин «ударная волна», как уже устоявшийся для данной области исследования, наиболее понятный при изложении материала.

1.2.4 Исследования в области ударного бурения крепких горных пород

Теоретическими и экспериментальными исследованиями ударного импульса, образуемого в ударном механизме, инструменте машин ударного разрушения и крепкой горной породе занимались учёные Алимов О.Д. [7 – 12], Иванов К.И., Латышев В.А. Андреев В.Д., Варич М.С., Дусев В.И., [67 – 70, 102, 103], Манжосов В.К. [113 – 116], Реготунов А.С. [174 – 183], Александров Е.В., Соколинский В.Б. [6, 215, 216], Шадрин А.В. [253 – 255] и другие.

В работах этих учёных представлены результаты экспериментальных исследований форм и параметров ударных импульсов, возникающих в элементах ударных систем бурового оборудования [63, 284, 285]. К таким параметрам относятся амплитуда напряжений σ_a или силы F_a и длина импульса $l_{\text{имп}}$ (рисунок 1.17). Ниже представлены графики зависимости изменения величины силы во времени t , возникающей при ударном воздействии одного элемента ударной системы на другой, то есть при прохождении ударных волн из одного элемента в другой. Анализ вышеуказанных работ показал, что максимальная амплитуда возникающей силы при воздействии поршня-ударника перфоратора на штангу составляет $F_{a.\text{max.бойок-штанга}} = 50000 - 200000 \text{ Н}$, при прохождении ударных волн из долота (коронки) в породу $F_{a.\text{max.долото-порода}} = 30000 - 90000 \text{ Н}$ и из ПЭ (лезвия) долота (коронки) в крепкую горную породу (сила внедрения) $F_{a.\text{max. ПЭ-порода}} = 1000 - 8000 \text{ Н}$. Эти величины были взяты за основу входных данных прочностного анализа в программе Ansys (модуле конечных элементов), представленного в диссертационной работе.

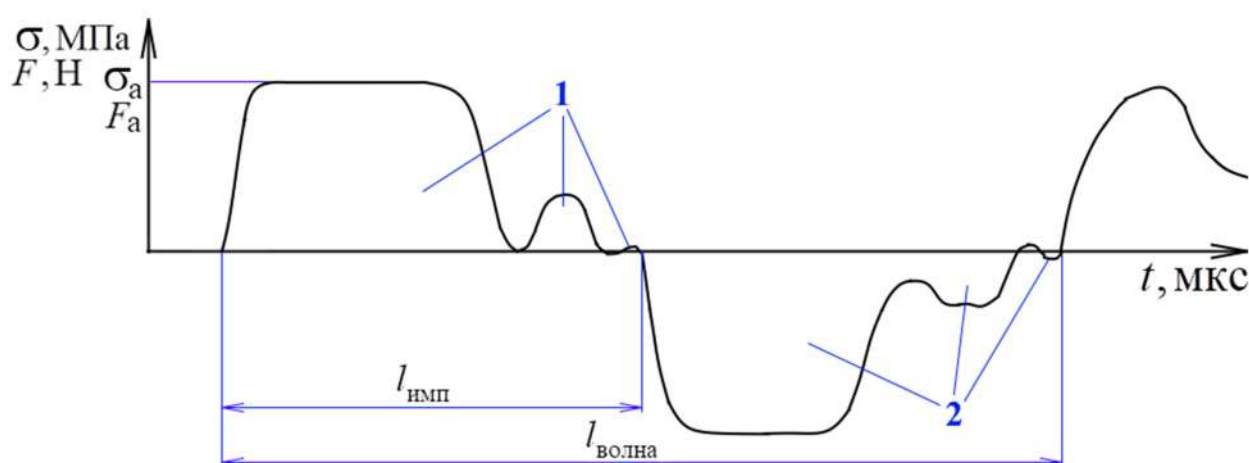


Рисунок 1.17 – Форма ударного импульса, возникающего при ударе поршня-ударника перфоратора о штангу:

1 – волна сжатия, 2 – волна растяжения

1.2.5 Исследования рациональных геометрических форм и размеров ПЭ и корпуса рабочего инструмента для ударного разрушения крепких горных пород

Этому вопросу недостаточно уделено внимания в научной литературе. Дан небольшой анализ геометрических форм ПЭ долот (коронок) в литературе [69]. ПЭ должны в достаточной мере концентрировать ударные волны в зону контакта ПЭ с породой и в саму породу. Например, у лезвий долот перфораторов угол заточки составляет $2\delta = 110^\circ$, то есть угол наклона боковой поверхности $\delta = 55^\circ$. При таких величинах δ ударные волны, направления которых к зоне контакта составляет 90° , попавшие на боковую поверхность лезвия, будут отражаться обратно в корпус. В данном случае будут проходить в зону контакта волны только при прямом попадании. Использование ПЭ трапецеидального профиля с большими углами δ обеспечивают высокую прочность ПЭ, но низкую эффективность прохождения ударных волн в породу.

В работе по результатам исследований предлагается использовать научно обоснованные уменьшенные углы наклона боковой поверхности ПЭ трапецеидального профиля δ , рациональную (активную) высоту ПЭ $h_{\text{бок. акт}}$, рациональную величину зоны контакта $t_{\text{конт}}$, а также увеличенное число ПЭ на рабочем инструменте. Рациональный подбор перечисленных параметров позволит повысить эффективность прохождения ударных волн из инструмента в крепкую горную породу.

1.2.6 Особенности применяемых методов исследования процесса прохождения ударной волны через ударную систему в породу с образованием ядра напряжения и лунки выкола

В диссертации был разработан метод разбиения ударной волны, проходящую через инструмент в породу, на отрезки распространения, позволяющий определить какая часть ударной волны, попавшей в инструмент, прошла из него в породу. С помощью этого метода можно

рассчитать величины: напряжения, которые возникли в зоне контакта ПЭ с породой при их ударном взаимодействии, объёма ядра напряжения и лунки выкола в породе, производительности и энергоёмкости процесса ударного разрушения. Этот метод позволяет определить рациональные формы и размеры корпуса и ПЭ для эффективного разрушения крепких горных пород.

Ранее вопросы повышения эффективности ударного разрушения породы решались с помощью различных методов, к которым относятся: увеличение длины бойка (ударника) ударного устройства, использование бойков (ударников) с утолщением задней части и фигурных, формирующих соответствующие ударные импульсы; формирование ударных импульсов с помощью гидравлических систем; увеличение частоты ударов бойка (ударника) и другие. Однако мало уделялось внимания вопросу об установлении рациональных форм и размеров ПЭ.

Исследования процесса прохождения ударных волн через ударные системы типа «бойк (ударник) – волновод (штанга или штанги, переходник) – инструмент – порода» проводились экспериментальными и аналитическими методами.

Экспериментальные исследования проводились с помощью различной аппаратуры: катодных осциллографов; пьезоэлектрических акселерометров, тензометрических и индукционных датчиков с устройствами для усиления и вывода сигнала; поляриметров, фиксирующих фотоупругое изображения материала и другие. В результате экспериментов определялись величины и изображения деформаций, напряжений в материале при прохождении через них ударных волн. В результате проведённых исследований находились величины коэффициентов полезного действия (КПД) ударной системы, выявлялся характер распространения ударных волн и их концентрация в различных участках элементов системы. Анализ результатов позволил определить рациональные геометрические формы и параметры исследуемых элементов и назначать необходимые требования к материалам для их изготовления.

Аналитические методы исследования ударных систем применялись, в первую очередь, для определения величины производительности ударного разрушения, расходуемой энергии с помощью эмпирических зависимостей и коэффициента полезного действия (КПД) ударной системы.

В теории ударного разрушения пород важным является «закон формы ударяющегося тела», сформулированный и доказанный Ивановым К.И., Александровым Е.В., Манзиенко Г.Г. и другими учёными [67, 70]. Он свидетельствует, что КПД ударной системы зависит не только от кинетической энергии ударяющегося тела, но и от его формы, в частности от длины.

В представленной диссертации в продолжение мысли установленного «закона формы ударяющегося тела» утверждается, что и форма инструмента машин для ударного разрушения влияет на КПД ударной системы, а соответственно, и на производительность.

Были разработаны энергетические методы расчёта ударных систем, краткое описание некоторых из них дано в пункте 1.2.2.

Достаточно часто в различных исследованиях по описываемой теме применяется метод формирования и распространения импульсов упругой деформации в ударных системах переменной формы, основанный на волновой теории Сен-Венана, и метод определения сил и напряжений в элементах ударных систем [6, 12, 64, 69, 70]. С помощью этих методов достаточно сложно производить расчёты в элементах геометрических форм с плавно изменяющимся контуром (со скруглениями, трапецидальный и т.п.), их необходимо разбивать на мелкие ступенчатые участки. Они сложны для анализа прохождения ударных волн через корпус инструмента и ПЭ. Однако, при расчёте таких элементов ударной системы, как боёк и штанги, эти методы приводят к достаточно точным результатам, и они в дальнейшем должны продолжать совершенствоваться. Вместе с этими методами используется метод расчёта нагрузок на контакте инструмента с породой [69], который разработали и далее совершенствовали учёные Ферхарст Г.,

Саймон Р., Иванов К.И., Соколинский В.Б., Алимов О.Д., Шапошников И.Д., Дворников Л.Т. С помощью трёх последних методов сложно рассчитать объём выкола, образованного после прохождения ударной волны через инструмент в породу.

Представленный в диссертации метод разбиения ударной волны, проходящей через инструмент в породу, на отрезки распространения, основан на принципе Гюйгенса, законе отражения волн. Для данных исследований подразумевается закон отражения ударных волн от поверхностей инструмента. Сделано допущение, что ударная волна, которая распространяется в инструменте является сферической, т.е. фронт распространения имеет форму сферы. Метод хорошо учитывает распространения ударных волн в инструменте различных форм. С помощью него возможно выявить способность ПЭ трапецеидального и кругового профиля концентрировать ударные волны в зону контакта. Исследованы также процессы прохождения волн в зоне контакта ПЭ с породой с учётом их преломления. Разработка метода была произведена в модуле программирования Matlab, отличающимся широкими возможностями и быстродействием.

Силовой анализ с помощью представленного метода позволяет определить величины напряжений, вызванные ударной волной, в разных участках корпуса, ПЭ, зоне контакта инструмента с породой. На основании силового анализа зоны контакта ПЭ с породой был разработан метод построения ядра напряжения и лунки выкола. При разработке этого метода учитывался опыт предыдущих работ [77, 126, 173, 221], краткий анализ которых представлен выше (пункт 1.2.1 и 1.2.2). Этот метод включает в себя построение эпюр эквивалентных и касательных напряжений в горной породе с помощью программ, использующих метод конечных элементов. На основании полученных эпюр были определены, соответственно, геометрические формы и параметры ядра напряжения, лунки выкола и скола. Разработанный метод, в отличие от других, позволяет определить

зависимости геометрических параметров ядра напряжения и лунки выкола от величины приложенной нагрузки на горную породу, угла её действия и величины зона контакта.

Отличительная особенность представленных исследований заключается в том, что разработанные методы позволяют определить влияние геометрической формы и размеров корпуса и ПЭ для ударного разрушения на величину объёма лунки выкола и скола, образованного в породе, а, следовательно, и на производительность процесса отбойки. При разработке методов широко использовались современные компьютерные программы.

1.3 Теоретические основы создания инструмента для камнераспиловочного оборудования, опыт его эксплуатации

1.3.1 Перспективы применения оборудования для отделения гранитных и мраморных монолитов и блоков от массива с помощью ударного воздействия инструмента на породу

К такому оборудованию относятся установки строчечного бурения и ченнелеры.

Установки строчечного бурения включают [82] в себя базовое самоходное или переносное оборудование, на котором установлены в ряд с определённым шагом перфораторы, предназначенные для одновременного бурения строчки шпуров для дальнейшего проведения взрывных работ или расклинивания с целью отделения каменного монолита от массива. Этот способ добычи монолитов низкоэффективный из-за низкого качества получаемого сырья из-за наличия в нём многочисленных трещин.

Ченнелеры (ударно-врубковые машины) [78, 82] предназначены для пробивания щелей в каменном массиве с помощью долотьев, через которые проходит ударный импульс в крепкую горную породу, генерируемый ударным механизмом, расположенном на базовом оборудовании. Ченнелеры

имеют высокую производительность, но при этом поверхность получаемых монолитов или блоков имеет низкое качество из-за наличия в ней многочисленных трещин и сколов.

Перечисленные виды оборудования редко применяется на карьерах по добыче камня в настоящее время. Однако ударные способы разрушения крепких горных пород, как показывает практика горнорудных и строительных предприятий, являются одними из самых высокоэффективных. Эти способы необходимо внедрять в камнедобывающую и камнеобрабатывающую отрасли России, а также совершенствовать их. Возможно в дальнейшем создание ударного оборудования для добычи и разделения каменных блоков, имеющего высокую производительность при сохранении высокого качества поверхности изделий.

1.3.2 Научные исследования в области создания рабочего инструмента и систем его подачи высокопроизводительного камнераспиловочного оборудования

В представленной диссертационной работе также объектами исследования явилось алмазно-канатное оборудование для выпиливания каменных монолитов из массива горной породы, пассивировки каменных блоков (выравнивания боковых поверхностей) и распиливания каменных блоков на толстомерные и тонкомерные плиты (слэбы) [72, 73, 78, 82, 230, 232], а также штрипсовые станки для распиливания каменных блоков на тонкомерные плиты (слэбы) [228, 233].

В последние годы интерес к научным исследованиям алмазно-канатного оборудования возник в связи с тем, что оно стало широко применяться на карьерах по добычи блоков камня для нужд строительной промышленности и стало одним из основным видов распиловочных станков на камнеобрабатывающих заводах. Такая ситуация в Мировом производстве камня произошла вследствие снижения стоимости

технических синтетических алмазов и, как следствие, алмазного инструмента [161, 203].

Штрипсовые станки различных видов достаточно хорошо изучены. Их применение на предприятиях снизилось. Однако исследования работы и совершенствование их привода и конструкции штрипсовых пил продолжаются.

1.3.3 Исследования рациональных параметров алмазно-канатной пилы камнераспиловочного оборудования

По теме алмазно-канатного камнераспиловочного оборудования представлено в отечественной литературе мало научных исследований. Тем не менее, достаточно глубоко этой тематикой занимались учёные Картавый Н.Г., Сычёв Ю.И. и Волуев И.В., Першин Г.Д. В книге [82] представлен силовой расчёт алмазно-канатной пилы. Анализ сил распиливания каменного блока проводился на основании формулы равновесия гибкой нити (формулы Эйлера):

$$F_{\text{РАСП}} = P(1 - e^{-f_0\alpha}), \quad (1.11)$$

где P – сила, действующая в канатной пиле со стороны приводного барабана, без учёта реактивной силы, действующей со стороны натяжного барабана, H , f_0 – коэффициент трения каната с алмазными элементами о поверхность пропила, α – угол охвата блока канатной пилой, °. Эта формула была выведена для круговой траектории распиливания. В представленной работе эта формула была скорректирована под параболическую траекторию распиливания с целью более точного определения действующих сил в системе «алмазный канат – распиливаемый блок». Эта формула позволяет подобрать мощность привода рабочего органа. Этот метод определения сил актуален для алмазно-канатного оборудования с небольшими силами предварительного натяжения каната $F_{\text{раст}} < 100 - 200 \text{ Н}$.

В работе также представлен «метод смещения парабол» для определения сил распиливания алмазно-канатного станка с большими силами

предварительного натяжения каната $F_{\text{раст}} \approx 700 - 2000$ Н. Такие станки предназначены чаще всего для горизонтального распиливания блоков на камнеобрабатывающих заводах и могут иметь одно-, двух- и многоканатную конструкцию алмазно-канатной пилы (рисунок 1.18).

На основе разработанных силовых методов расчёта был выполнен прочностной расчёт алмазных сегментов пилы с помощью метода конечных элементов в модуле Simulation программы SolidWorks, позволивший выполнить сравнительный анализ их рациональных форм. Рациональные формы сегментов позволяют повысить ресурс алмазно-канатной пилы (рисунок 1.19).

По тематике алмазно-канатного оборудования представляют также научный интерес работы Першина Г.Д. и Его коллег и учеников. В учебном пособии [140] и статьях [79, 80, 141 – 159, 300, 301] дано описание технологии добычи блочного камня с помощью алмазно-канатного оборудования, анализа его производительности, энергоёмкости рабочего процесса, силовых и кинематических параметров алмазно-канатной пилы, показателей износа алмазных сегментов, удельных затрат на резание, геометрических параметров распиливания, экономических расчётов процесса добычи блоков и других.

По тематике алмазно-канатного оборудования опубликовано в последние годы много результатов научных исследований зарубежных учёных, что свидетельствует о быстром совершенствовании конструкции и способов эксплуатации этого вида техники.

В статье Arezou Rasti, Hamid Ranjkesh Adarmanabadi¹, Mohammad Reza Sahlabadi [264] были определены зависимости величины износа алмазных сегментов и шкивов алмазно-канатных карьерных установок от скорости распиливания и от угла резания для различных камней (известняка и мрамора).



Рисунок 1.18 – Алмазно-канатный распиловочный станок:

а) Hensel (однострунный), б) Jupiter фирмы Pedrini (многострунный)

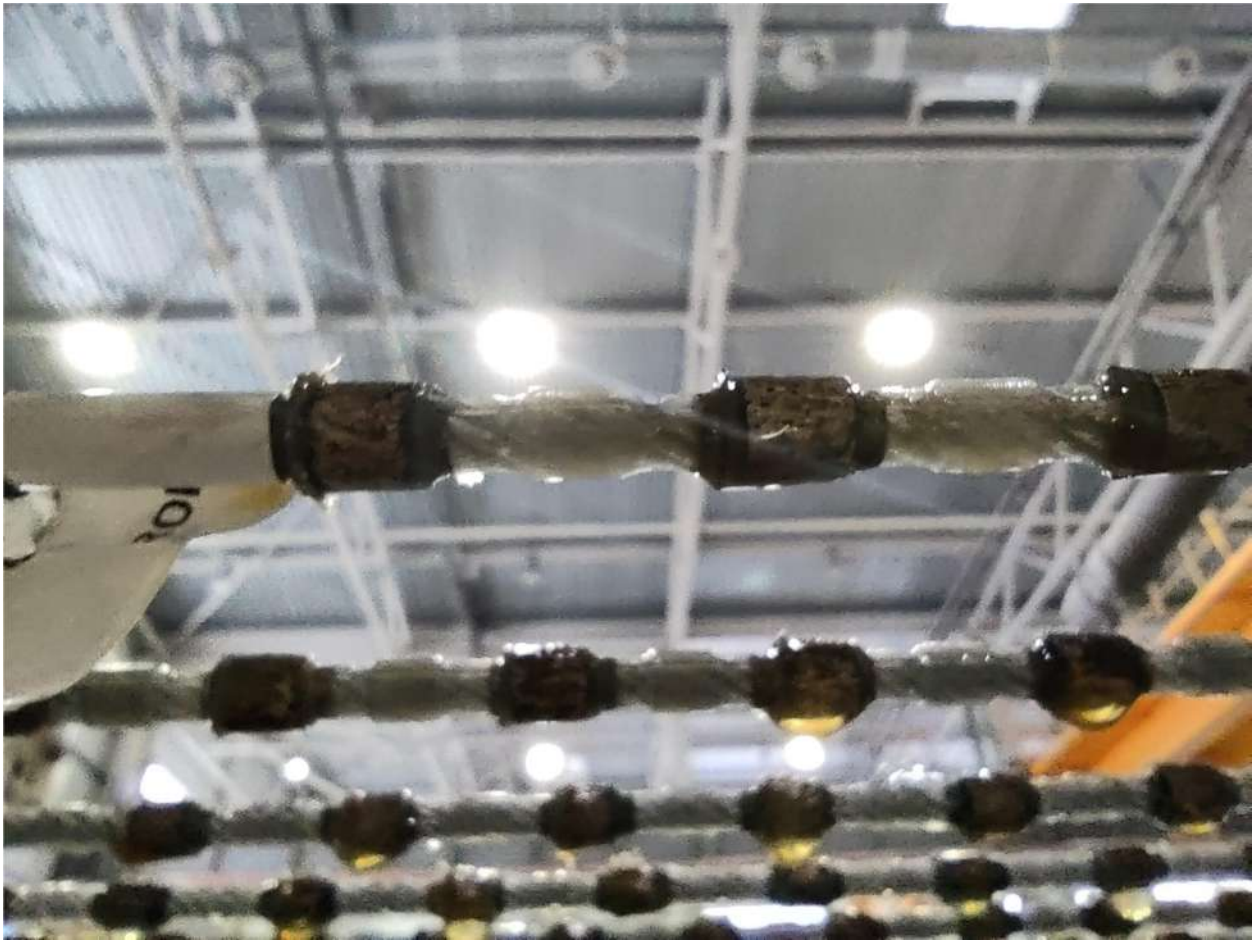


Рисунок 1.19 – Алмазно-канатные пилы и сегменты станка Jupiter

В статье Berend Denkena, Benjamin Bergmann, Björn-Holger Rahner [266] проведены исследования и предложены к внедрению на производстве система контроля за алмазно-канатной пилой во время её работы, что значительно сможет повысить надёжность оборудования в целом.

В статье Daniel Gomes, Andreia Araujo, Rui Marques, José Patricio, Vítor Lopez, Raquel M. Santos [270] проведен прочностной расчёт проволоки алмазно-канатной пилы с использованием программы метода конечных элементов Abaqus. Анализ созданной модели в программе позволяет подбирать различные геометрические и прочностные параметры проволоки и динамические привода, что позволит повысить ресурс рабочего органа.

В статье Janusz Konstanty [282] проведен силовой анализ алмазно-канатной пилы, на основе которого предлагаются усовершенствованные способы изготовления алмазных сегментов. Также автор предлагает

увеличивать длину пропила за счёт использования для распиловки блоков увеличенной длины. Эти способы также позволят повысить ресурс алмазно-канатной пилы.

В статье Lan Zhang, Cong Ru, Liquan Wang, Zhengbin Zhu and Chengqiang Zhao [286] был проведён анализ влияния скорости резания алмазно-канатной пилой на кромки алмазного элемента. На основе проведённого исследования авторами даются рекомендации по режимам работы оборудования.

В статье Bin Wu, Zhenyu Zhang, Junyuan Feng 1, Fanning Meng, Shengzuo Wan, Xuye Zhuang, Li Li, Haoran Liu and Fuxu Zhang [267] на основании экспериментальных исследований с помощью интерферометра и обработки результатов в программе Matlab был предложен новый метод алмазно-канатного распиливания с улучшенными показателями качества распиленной поверхности.

В статье Lu-Lu Wang, Yong-Chen Pei, Hang Zhang, Bin Wang, Qin-Jian Liu, Dong-Xu Wang, Bao-Hua Wang, Wen-Chao Sui [292] проведены исследования по влиянию нормальной силы на производительность и качество распиливания. Под нормальной силой здесь подразумевается сила, действующая со стороны алмазного сегмента алмазно-канатной пилы относительно поверхности пропила блока под углом 90° .

В статье Hao Wu [278] подробно рассмотрены физические процессы взаимодействия алмазного каната с распиливаемой заготовкой, что важно для повышения производительности распиловочной операции крепких материалов.

В статье Liu B.C., Z.P. Zhang Z.P., Sun Y.H. [290] проведены исследования по определению траектории распиливания алмазно-канатных пил карьерных установок. Было выявлено, что траектория близка к эвольвенте (рисунок 1.20). Такие результаты позволяют наиболее точно определять силы распиливания и натяжения алмазно-канатной пилы. Анализ этой статьи показывает, что траектория распиливания алмазно-канатных

карьерных установок достаточно точно имеет траекторию эвольвенты на некотором её участке. На рисунке 1.20 это будет участок от точки 3 до точки 9. Начальная часть эвольвенты не относится к зоне распиливания (точки 1, 2, 3). Также достаточно точно можно описывать траекторию распиливания с помощью повернутой параболы.

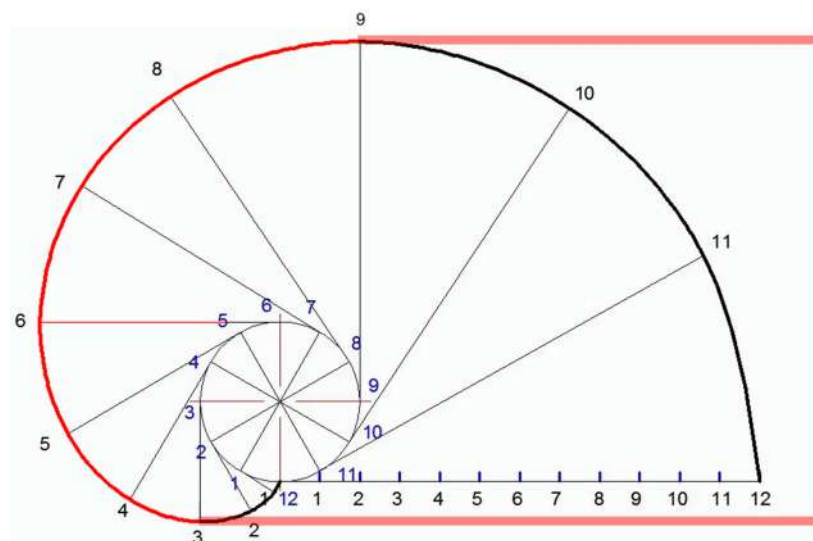


Рисунок 1.20 – Эвольвентная траектория распиливания (контуры нераспиленной части монолита или блока обозначены красными линиями)

В статье Huiping Liang, Jiahao Feng, Jianwei Liu, Shuai Zhang, Guanghua Mao [280] предложен новый способ алмазно-канатного распиливания с адаптивной регулировкой натяжения алмазно-канатной пилы.

В статье Anjula Buddhika Nayomi Dassanayake, Anjana Udara Samarakoon, Samarasuriya Patabendige Chaminda, Chulantha Lakmal Jayawardena, Yasanga Suduweli Kondage, Kannangara Appuhamilage Tharindu Theekshana Kannangara [263] дано описание преимуществ и недостатков алмазно-канатного распиливания. К недостаткам относятся высокий расход технических алмазов и частые порывы алмазно-канатной пилы. Альтернативными способами могут быть алмазно-штрипсовый, алмазно-дисковый и усовершенствованный буровзрывной способ.

В статье Mengguang Fu, Peng Zhang and Fei Wang [296] приведены результаты теоретического и экспериментального анализа собственных

вибрационных характеристик каната алмазно-канатной пилы. Повышение вибрации каната усиливается при увеличении сил предварительного натяжения, а также зависит от величины расстояния между алмазными сегментами.

В статье Sung Kwon Ahn [304] дано описание экспериментальной установки, позволяющей определять нагрузки в алмазно-канатной пиле и траекторию распиливания, а также другие параметры. Эксперименты показали, что максимальные силы трения (силы распиливания) пилы при выходе из пропила составляют около 100 Н, что соответствует расчётным данным, полученным в представленной диссертационной работе. Данная экспериментальная установка может значительно повысить эффективность использования алмазно-канатной пилы, повысить производительность операции и надёжность станка в целом.

В статье Tengyun Liu, Peiqi Ge, Wenbo Bi, Yufei Gao [307] проведён анализ действия силы нормального давления на алмазную проволоку при распиливании кремния и углы изгиба алмазной проволоки. Этот анализ актуален для исследования силовых параметров алмазно-канатного оборудования для камнедобывающей и камнеобрабатывающей промышленности.

1.3.4 Исследования рациональных параметров штрипсовых пил, пильной рамы и системы её подачи штрипсовых камнераспиловочных станков

Научных исследований по тематике штрипсовых станков достаточно много. Они описаны в трудах учёных Сычёва Ю.И., Берлина Ю.Я., Шалаева И.Я., Картавого Н.Г. Волуева И.В. [82, 228 – 233], Казаряна Ж.А. [72 – 74], Секретова М.В., Секретова В.В., Губанова С.Г. [52, 53, 189, 194 – 199, 201, 202, 205, 207, 208].

В работе [82] дан геометрический и кинематический анализ работы пильной рамы с поставом пил, траектории распиливания, механизма

натяжения пил и их устойчивости, расчёт мощности главного привода и кривошипно-шатунного механизма штрипсовых станков, намечены пути совершенствования этих станков. В работе [232] представлена номограмма для определения рациональных геометрических параметров штрипсовых пил для различных видов штрипсовых станков.

В работах Секретова М.В., Секретова В.В., Губанова С.Г. дан анализ сил, возникающих в приводе вертикальной подачи штрипсового станка с маятниковой и выпуклой траекторией распиливания и конструкции в целом [52, 189, 195, 198, 199, 202, 207, 208] (рисунок 1.21 и 1.22), влияющих на устойчивую работу штрипсовых пил. На его основе был выполнен прочностной анализ низконадёжных элементов этого привода. В первую очередь к таким элементам относятся ходовые гайки вертикальной подачи пильной рамы. Были предложены методы повышения надёжности исследованных элементов.

Ценный научный вклад в теорию штрипсового дробового распиливания внесли зарубежные учёные Ribeiro, R.P., Paraguassú, A.V. и Moreiras, S.T.F. [302]. Они экспериментально определили коэффициент динамического трения стальных штрипсовых пил совместно с дробью и пульпой о дно пропила распиливаемого блока. На основании полученных результатов исследований этих учёных и работ [52, 189, 195, 198, 199, 202, 207, 208] была определена в данной работе горизонтальная нагрузка на пильную раму со стороны кривошипно-шатунного механизма при штрипсовом дробовом распиливании. Эта сила также является силой штрипсового дробового распиливания. Также в данной работе была определена сила алмазного штрипсового распиливания (рисунок 1.23).

Результаты представленных исследований в работе позволят подбирать рациональные конструктивные, прочностные и режимные параметры штрипсовых пил, привода движения пильной рамы и привода её вертикальной подачи, повысить стабильную работу и надёжность станка в целом.



Рисунок 1.21 – Штрипсовый станок с выпуклой траекторией качания пильной рамы Gaspari Menotti



Рисунок 1.22 – Рабочая зона штрипсового станка с маятниковой траекторией качания пильной рамы Masterbreton



Рисунок 1.23 – Алмазно-штрипсовый станок Diaga с прямолинейным движением пильной рамы

1.4 Выводы по главе 1

1. Рассмотрено состояние вопроса научных исследований в области создания инструмента для разрушения крепких горных пород.

2. Дан анализ опыта применения инструмента для разрушения крепких горных пород. Приведены общие сведения об инструменте и оборудовании, исследуемом в работе, и анализ его технических характеристик.

3. Представлены теоретические основы и проблемы создания инструмента для ударного разрушения крепких горных пород. Рассмотрен вопрос взаимодействия инструмента ударного действия с крепкой горной породой. В результате этого взаимодействия образуется в породе ядро напряжения, и если напряжения в нём превышают допустимые, то образуется лунка выкола или скола. Представлены известные теории разрушения крепких горных пород с описанием затрачиваемой работы на образование выкола или скола.

Дано описание исследований в области ударного бурения крепких горных пород. Ударный импульс, сгенерированный бойком, передаётся в

волновод, далее в рабочий инструмент и породу, образуя в ней ядро напряжения и лунку выкола или скола при условии превышения рабочих напряжений допускаемых. Данные предыдущих исследований силовых параметров, действующих в ударной системе и породе, были взяты за основу исследований в этой работе.

Представлены вопросы исследования рациональных геометрических форм и размеров ПЭ и корпуса рабочего инструмента для ударного разрушения крепких горных пород. Обозначены проблемы несовершенства применяемого инструмента для ударного разрушения крепких горных пород, заключающееся в неэффективном прохождении ударных волн в породу из-за большого по величине параметра угла наклона боковой поверхности лезвия ПЭ трапецеидального профиля δ .

4. Представлены теоретические основы создания инструмента для камнераспиловочного оборудования, опыт его эксплуатации.

Дано описание перспектив применения оборудования для отделения гранитных и мраморных монолитов и блоков от массива с помощью ударного воздействия инструмента на породу.

Приведён анализ исследований в области совершенства работы и конструкции алмазно-канатного оборудования и его исполнительного органа алмазно-канатной пилы. Дано описание предложенных в работе силовых и прочностных методов исследований алмазно-канатной пилы, направленных на повышение производительности и надёжности оборудования в целом.

5. Приведён анализ исследований рациональных конструктивных, прочностных и режимных параметров штрипсовых пил, пильной рамы и системы подачи штрипсовых камнераспиловочных станков с целью повышения их производительности и надёжности.

1.5 Обоснование цели и постановка задач диссертационного исследования

Общая характеристика проблемы создания инструмента машин для разрушения крепких горных пород, изучение состояния вопроса научных исследований позволили сделать следующие выводы.

1. Рабочий инструмент горных машин для ударного разрушения совершенствовался преимущественно по пути повышения его прочности, однако его геометрическим формам уделялось недостаточное внимание. Определение рациональных геометрических форм и размеров инструмента с точки зрения прохождения через него ударных волн могут значительно повысить эффективность работы инструмента: производительность операции, ресурс элементов ударной системы. ПЭ современного инструмента машин для ударного разрушения крепких горных пород имеют существенные недостатки, заключающиеся в низкой эффективности прохождения ударных волн через них в породу.

2. На предприятиях горной промышленности Российской Федерации и в Море используются методы взрывные и алмазно-канатного распиливания для отделения монолитов от массива крепких горных пород и дальнейшего разделения их на блоки и плиты. Эти методы имеют высокую производительность, но при этом получается либо низкое качество получаемых изделий, либо они являются дорогостоящими. Однако недостаточно используются и изучены методы ударного разрушения крепких горных пород для добычи каменных блоков.

3. При добыче и обработке камня в Российской Федерации и в Море в последние десятилетия стал широко использоваться метод алмазно-канатного распиливания. Однако при проектировании алмазно-канатного оборудования используются методы силовых и прочностных расчётов алмазно-канатных пил, которые приводят к приближённым результатам и не позволяют в полной мере учесть специфику работы. Формы широко используемых режущих алмазных сегментов пилы имеют недостатки, к

которым относятся высокие напряжения в кромках, что приводит к низкому их ресурсу.

4. При обработке камня используются штрипсовые распиловочные станки. Они достаточно хорошо изучены, но при этом исследования работы, совершенствование конструкции штрипсовых пил и их привода продолжаются. Необходимо создание более совершенных силовых расчётов привода подачи, которые позволили бы обеспечить работу штрипсовых пил без потери устойчивости их полотен и высокую долговечность рабочих элементов.

Таким образом, методологии создания инструмента машин для разрушения крепких горных пород является актуальной научной проблемой, решение которой позволяет обеспечить дальнейшее совершенствование методов расчётов и повышение эффективности эксплуатации инструмента.

Для достижения поставленной в диссертационной работе цели необходимо решить следующие задачи научного исследования.

1. Разработка математической модели распространения ударных волн в ПЭ с трапецеидальным, круговым и вогнутым профилем, позволяющей оценивать эффективность прохождения ударных волн в крепкую горную породу с помощью системы коэффициентов, и на основе их определить рациональные геометрические параметры ПЭ: угол наклона боковой поверхности ПЭ трапецеидального профиля, радиус ПЭ кругового и вогнутого профиля, высота ПЭ, величина зоны контакта.

2. Обоснование метода определения показателей эффективности прохождения ударных волн через различные трёхмерные модели ПЭ, позволяющий определить их наиболее рациональные пространственные формы, которые в дальнейшем могут рекомендоваться для использования в конструкциях инструмента машин для ударного разрушения крепких горных пород.

3. Разработка математической модели прохождения ударной волны через корпус и ПЭ горных машин, учитывающей амплитуду её напряжений и форму распространения, позволяющую определить геометрические

параметры ядра напряжений в крепкой горной породе, лунки выкола, производительность ударного разрушения.

4. Разработка метода ударного распиливания крепких горных пород с целью повышения эффективности распиловочной операции в условиях карьера, завода и мастерских.

5. Разработка методов силового и прочностного расчета алмазно-канатной пилы, которые позволят обосновать рациональные формы алмазных сегментов для распиливания камней типа «гранит» и «мрамор» и повысить их ресурс.

6. Определить влияния величин усилий вертикальной и горизонтальной подачи штрипсового станка с маятниковой, выпуклой и прямой траекторией её движения на потерю устойчивости штрипсовых пил с различными геометрическими параметрами.

ГЛАВА 2 РАЦИОНАЛЬНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ФОРМЫ И ПАРАМЕТРЫ ПОРОДОРАЗРУШАЮЩЕГО ЭЛЕМЕНТА ИНСТРУМЕНТА МАШИН УДАРНОГО РАЗРУШЕНИЯ

2.1 Схемы прохождения ударных волн в породоразрушающем элементе для определения его рациональных параметров

2.1.1 Влияние параметров ПЭ на эффективность ударного разрушения крепких горных пород

На эффективность ударного разрушения значительную роль оказывает геометрическая форма рабочего инструмента и его ПЭ [38, 39]. Увеличить эффективность прохождения ударной волны через ПЭ трапецеидального профиля рабочего инструмента можно за счёт уменьшения угла наклона его боковой поверхности и создания зоны затупления ПЭ в месте его контакта с породой [54, 55, 193, 200, 209]. Также эффективность процесса ударного разрушения крепких горных пород можно повысить за счёт установления рациональной высоты ПЭ и увеличения их количества на рабочей поверхности инструмента. Эти вопросы рассматриваются в этой главе.

2.1.2 Схемы прохождения ударных волн в ПЭ

Цель данной работы – определение рациональных геометрических параметров и форм ПЭ машин для разрушения крепких горных пород ударом на основании волновой теории.

Всё разнообразие форм ПЭ горных машин можно классифицировать по типу боковой поверхности [70, 125, 261], которая может быть:

1. прямой наклонной (трапецеидальный профиль (рисунок 2.1));
2. выпуклой (круговой или овальный профиль (рисунок 2.2 а));
3. вогнутой (шипообразный профиль (рисунок 2.2 б));
4. комбинированной (трапецеидальный со скруглениями и т.п.);
5. сложнопрофильной (эвольвентный, параболический, баллистический, гиперболический и т.д.).

Предварительный анализ прохождения волны через ПЭ различной формы был произведён графическим способом [111, 112], результаты которого представлены на рисунках 2.1, а, б и 2.2, а, б. Цифрой 1 на них обозначен участок распространения ударной волны, который представлен в виде отрезков распространения при её моделировании. Направление распространения задано стрелкой. Цифрой 2 обозначена граница контура ПЭ, 3 – порода, в которую передаются ударные волны.

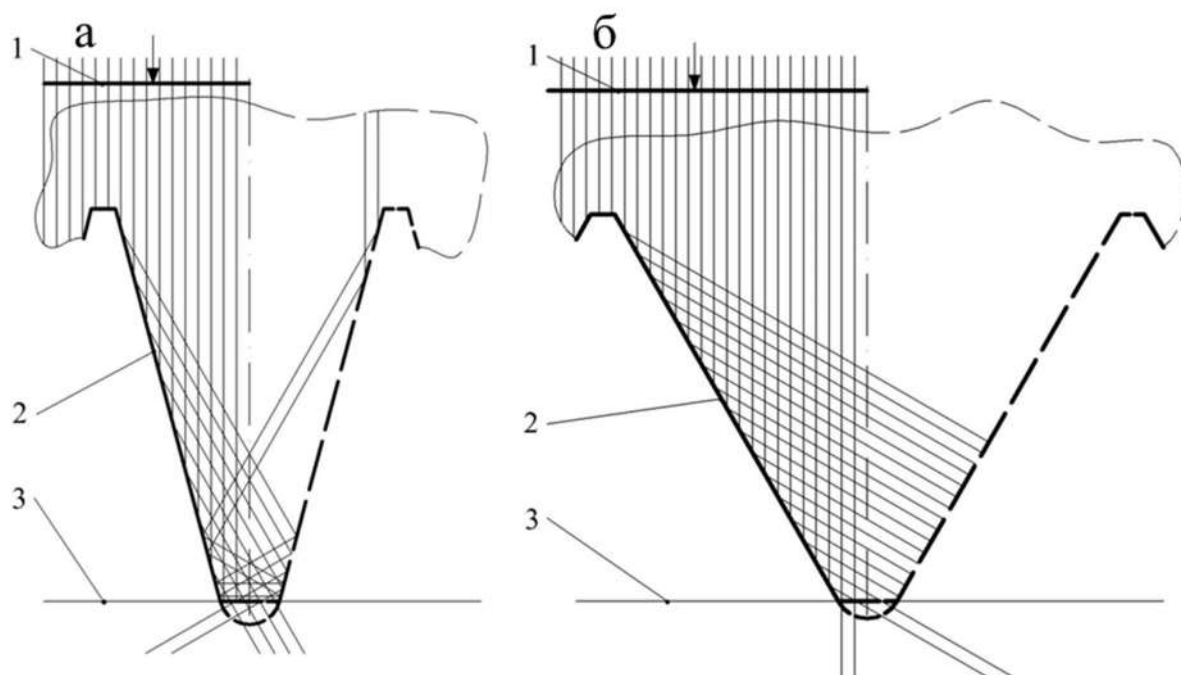


Рисунок 2.1 – Схема прохождения ударных волн в ПЭ с прямой боковой поверхностью и углом наклона: а) 15°, б) 30°

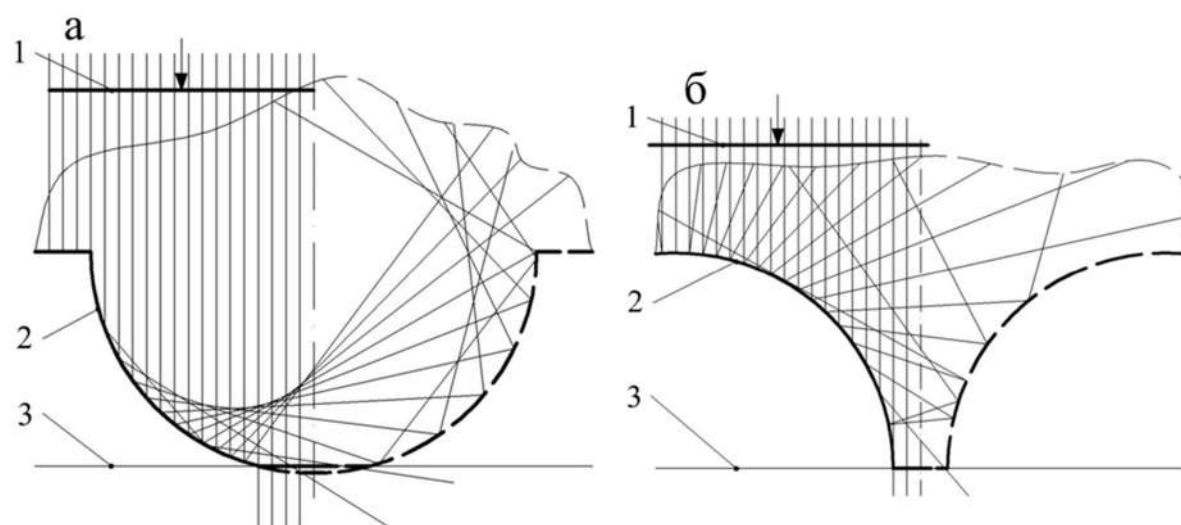


Рисунок 2.2 – Схема прохождения ударных волн в ПЭ с круговой (а) и вогнутой (б) боковой поверхностью

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».

Для того чтобы определить эффективность прохождения ударной волны в ПЭ, необходимо вначале обозначить его основные участки. Для этого составим схему (рисунок 2.3), на которой показаны: T_z – длина ПЭ, $t_{\text{конт}}$ – величина зоны контакта ПЭ с породой, $l_{\text{бок}}$, $t_{\text{бок}}$ – соответственно, длина и величина горизонтальной проекция боковой части ПЭ, $l_{\text{бок1}}$, $l_{\text{бок2}}$, $l_{\text{бок3}}$ – первый, второй и третий расчётные отрезки на боковой поверхности ПЭ (рисунок 2.4), $t_{\text{пром}}$ – величина промежуточной части. 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.

Примем следующие допущения:

1. все ударные волны попавшие в зону $t_{\text{конт}}$, проходят в породу;
2. часть волн, попавших на боковую поверхность, отражаясь от боковых стенок, попадают в зону $t_{\text{конт}}$ (активная зона), другая часть отраженных от стенок волн уходит обратно в инструмент (неактивная зона);
3. волны, попавшие в промежуточную часть $t_{\text{пром}}$, отражаются обратно в инструмент.

2.2 Эффективность прохождения ударной волны из породоразрушающего элемента трапецидального профиля в крепкую горную породу

Определим эффективность прохождения ударной волны в ПЭ трапецидального профиля в породу с помощью величины горизонтальной проекции неактивной зоны боковой поверхности ПЭ t_a , исходя из схемы, представленной на рисунке 2.4.

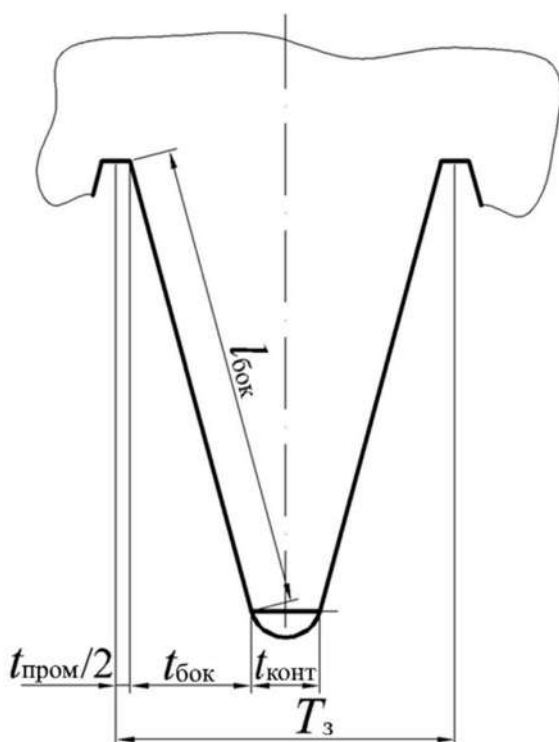


Рисунок 2.3 – Схема основных участков ПЭ

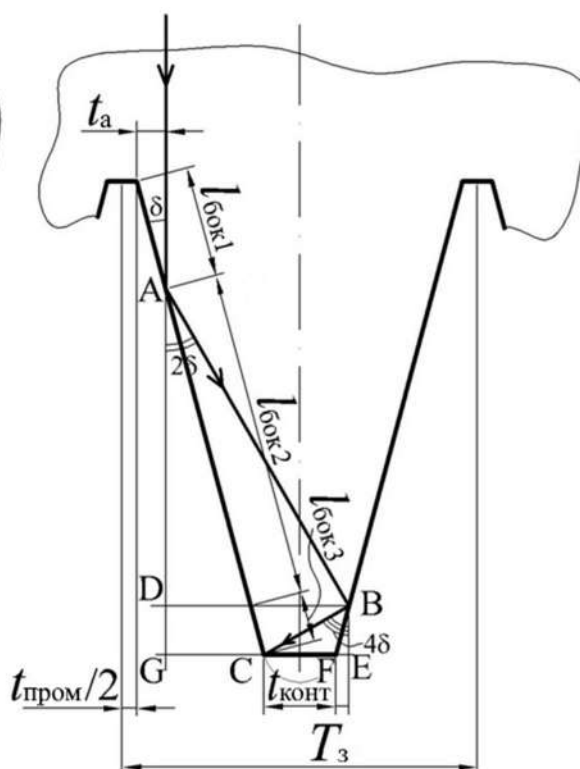


Рисунок 2.4 – Схема распространения фрагмента ударной волны с двумя отражениями от боковой стенки ПЭ

Все расчёты в работе ведутся для ПЭ трапецидального профиля с наличием неактивной зоны, которая отделяется от активной зоны с использованием величины t_a . Определим её на основании представленной схемы:

$$t_a = l_{\text{бок1}} \cdot \sin \delta, \quad (2.1)$$

где δ – угол наклона боковой поверхности ПЭ, градус. Здесь

$$l_{\text{бок1}} = l_{\text{бок}} - l_{\text{бок2}} - l_{\text{бок3}}. \quad (2.2)$$

Геометрические параметры инструмента δ и $l_{\text{бок}}$, входящую в формулу (2.1) и (2.2) известны. В формуле (2.2) неизвестны значения $l_{\text{бок2}}$ и $l_{\text{бок3}}$. Найдём их на основании схемы на рисунке 2.4.

Найдём тангенс угла DAB

$$\text{tg} \angle DAB = \text{tg} 2\delta = \frac{DB}{AD}, \quad (2.3)$$

где $DB = CF + GC + FE = t_{\text{конт}} + (l_{\text{бок2}} + l_{\text{бок3}}) \cdot \sin \delta + l_{\text{бок3}} \cdot \sin \delta = t_{\text{конт}} + (l_{\text{бок2}} + 2 \cdot l_{\text{бок3}}) \cdot \sin \delta$;

$AD = AG - DG = (l_{\text{бок2}} + l_{\text{бок3}}) \cdot \cos \delta - l_{\text{бок3}} \cdot \cos \delta = l_{\text{бок2}} \cdot \cos \delta$.

Выражение (2.3) примет вид:

$$\text{tg} 2\delta = \frac{t_{\text{конт}} + (l_{\text{бок2}} + 2 \cdot l_{\text{бок3}}) \cdot \sin \delta}{l_{\text{бок2}} \cdot \cos \delta}. \quad (2.4)$$

Приведем выражение (2.4) к уравнению:

$$l_{\text{бок2}} \cdot \text{tg} 2\delta \cdot \cos \delta - (l_{\text{бок2}} + 2 \cdot l_{\text{бок3}}) \cdot \sin \delta - t_{\text{конт}} = 0. \quad (2.5)$$

Найдём тангенс угла CBE

$$\text{tg} \angle CBE = \text{tg} 4\delta = \frac{CE}{BE}, \quad (2.6)$$

где $CE = CF + FE = t_{\text{конт}} + l_{\text{бок3}} \cdot \sin \delta$,

$BE = l_{\text{бок3}} \cdot \cos \delta$.

Выражение (2.6) примет вид:

$$\text{tg} 4\delta = \frac{t_{\text{конт}} + l_{\text{бок3}} \cdot \sin \delta}{l_{\text{бок3}} \cdot \cos \delta}. \quad (2.7)$$

Приведем выражение (2.7) к уравнению:

$$l_{\text{бок3}} \cdot \text{tg} 4\delta \cdot \cos \delta - l_{\text{бок3}} \cdot \sin \delta - t_{\text{конт}} = 0. \quad (2.8)$$

Решая уравнение (2.8), находим значение $l_{\text{бок3}}$. Затем подставляем его в уравнение (2.5) и, решая его, находим значение $l_{\text{бок2}}$.

В работе также были проанализированы схемы отрезков распространения фрагмента ударной волны на отдельном участке с одним (рисунок 2.5) и тремя отражениями от боковой стенки ПЭ. Методика расчёта для этих схем аналогична предыдущей.

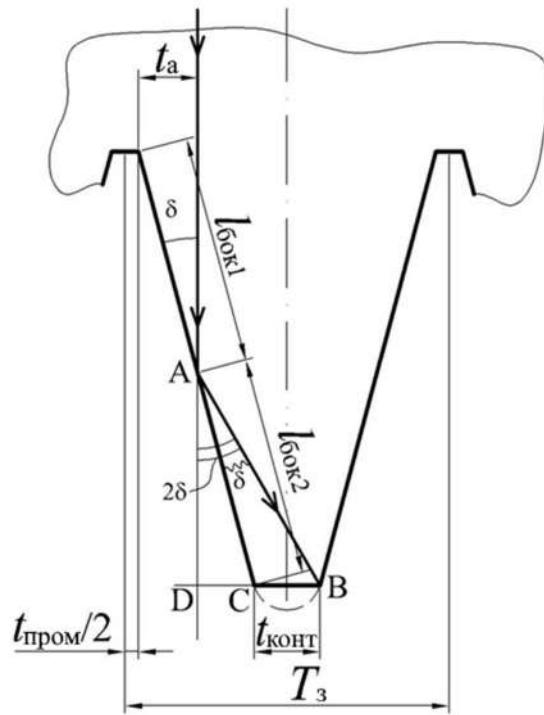


Рисунок 2.5 – Схема распространения фрагмента ударной волны с одним отражением от боковой стенки ПЭ

Для схемы с одним отражением ударной волны (рисунок 2.5) выражение (2.7) примет следующий вид:

$$\operatorname{tg} \angle BAD = \operatorname{tg} 2\delta = \frac{t_{\text{конт}} + l_{\text{бок}2} \cdot \sin \delta}{l_{\text{бок}2} \cdot \cos \delta}. \quad (2.9)$$

Приведем выражение (2.9) к уравнению:

$$l_{\text{бок}2} \cdot \operatorname{tg} 2\delta \cdot \cos \delta - l_{\text{бок}2} \cdot \sin \delta - t_{\text{конт}} = 0.$$

Значение $l_{\text{бок}1}$ определим аналогично выражению (2.2):

$$l_{\text{бок}1} = l_{\text{бок}} - l_{\text{бок}2}. \quad (2.10)$$

Для данной расчётной схемы величина t_a используется для отделения активной зоны боковой поверхности ПЭ с 1 и 2 отражениями ударной волны от неё.

Для схемы с тремя отражениями ударной волны необходимо решить три уравнения, получаемые из трёх выражений, аналогичных (2.4) и (2.7), имеющих следующий вид:

$$\operatorname{tg} 2\delta = \frac{t_{\text{конт}} + (l_{\text{бок}2} + 2 \cdot l_{\text{бок}3} + 2 \cdot l_{\text{бок}4}) \cdot \sin \delta}{l_{\text{бок}2} \cdot \cos \delta}. \quad (2.11)$$

$$\operatorname{tg} 4\delta = \frac{t_{\text{конт}} + (l_{\text{бок3}} + 2 \cdot l_{\text{бок4}}) \cdot \sin \delta}{l_{\text{бок3}} \cdot \cos \delta}. \quad (2.12)$$

$$\operatorname{tg} 6\delta = \frac{t_{\text{конт}} + l_{\text{бок4}} \cdot \sin \delta}{l_{\text{бок4}} \cdot \cos \delta}. \quad (2.13)$$

Приведем выражения (2.11), (2.12), (2.13) к следующему виду:

$$l_{\text{бок2}} \cdot \operatorname{tg} 2\delta \cdot \cos \delta - (l_{\text{бок2}} + 2 \cdot l_{\text{бок3}} + 2 \cdot l_{\text{бок4}}) \cdot \sin \delta - t_{\text{конт}} = 0. \quad (2.14)$$

$$l_{\text{бок3}} \cdot \operatorname{tg} 4\delta \cdot \cos \delta - (l_{\text{бок3}} + 2 \cdot l_{\text{бок4}}) \cdot \sin \delta - t_{\text{конт}} = 0. \quad (2.15)$$

$$l_{\text{бок4}} \cdot \operatorname{tg} 6\delta \cdot \cos \delta - l_{\text{бок4}} \cdot \sin \delta - t_{\text{конт}} = 0. \quad (2.16)$$

Вначале находим значение $l_{\text{бок4}}$ в уравнении (2.16)

$$l_{\text{бок4}} = \frac{t_{\text{конт}}}{\operatorname{tg} 6\delta \cdot \cos \delta - \sin \delta}. \quad (2.17)$$

Далее подставляем $l_{\text{бок4}}$ в уравнение (2.15) и находим значение $l_{\text{бок3}}$

$$l_{\text{бок3}} = \frac{t_{\text{конт}} + 2 \cdot \sin \delta \cdot l_{\text{бок4}}}{\operatorname{tg} 4\delta \cdot \cos \delta - \sin \delta}. \quad (2.18)$$

Затем подставляем значения $l_{\text{бок3}}$ и $l_{\text{бок4}}$ в формулу (2.14) и находим значение $l_{\text{бок2}}$

$$l_{\text{бок2}} = \frac{t_{\text{конт}} + 2 \cdot \sin \delta \cdot (l_{\text{бок3}} + l_{\text{бок4}})}{\operatorname{tg} 2\delta \cdot \cos \delta - \sin \delta}. \quad (2.19)$$

Значение $l_{\text{бок1}}$ определим аналогично выражению (2.2):

$$l_{\text{бок1}} = l_{\text{бок}} - l_{\text{бок2}} - l_{\text{бок3}} - l_{\text{бок4}}. \quad (2.20)$$

Схемы с четырьмя, пятью и более отражениями будут иметь место при условии, что угол последнего отражения не будет превышать 90° . Иначе волна не достигнет площадки $t_{\text{конт}}$. На рисунке 2.4 таким углом будет $\angle \text{CBE} = 4\delta < 90^\circ$ ($\delta < 22,5^\circ$), на рисунке 2.5 – $\angle \text{BAD} = 2\delta < 90^\circ$ ($\delta < 45^\circ$). Для схемы с тремя отражениями – $6\delta < 90^\circ$ ($\delta < 15^\circ$).

Универсальная система уравнений для N отражений, где N – общее количество отражений фрагмента ударной волны от боковой стенки ПЭ до попадания в зону контакта $t_{\text{конт}}$ при её распространении, обозначенном отрезками, будет выглядеть следующим образом

$$\left\{ \begin{array}{l} l_{\text{бок}2} \cdot \text{tg} 2\delta \cdot \cos \delta - (l_{\text{бок}2} + 2 \cdot l_{\text{бок}3} + \dots + 2 \cdot l_{\text{бок}N} + 2 \cdot l_{\text{бок}N+1}) \cdot \sin \delta - t_{\text{конт}} = 0 \\ l_{\text{бок}3} \cdot \text{tg} 4\delta \cdot \cos \delta - (l_{\text{бок}3} + 2 \cdot l_{\text{бок}4} + \dots + 2 \cdot l_{\text{бок}N-1} + 2 \cdot l_{\text{бок}N}) \cdot \sin \delta - t_{\text{конт}} = 0 \\ \dots\dots\dots \\ l_{\text{бок}N} \cdot \text{tg}[2(N-1)\delta] \cdot \cos \delta - (l_{\text{бок}N} + 2 \cdot l_{\text{бок}N+1}) \cdot \sin \delta - t_{\text{конт}} = 0 \\ l_{\text{бок}N+1} \cdot \text{tg}[2N\delta] \cdot \cos \delta - l_{\text{бок}N+1} \cdot \sin \delta - t_{\text{конт}} = 0 \end{array} \right. \quad (2.21)$$

Отсюда

$$\begin{aligned} l_{\text{бок}N+1} &= \frac{t_{\text{конт}}}{\text{tg}[2N\delta] \cdot \cos \delta - \sin \delta}, \\ l_{\text{бок}N} &= \frac{t_{\text{конт}} + 2 \cdot \sin \delta \cdot l_{\text{бок}N+1}}{\text{tg}[2(N-1)\delta] \cdot \cos \delta - \sin \delta}, \\ &\dots\dots\dots \\ l_{\text{бок}3} &= \frac{t_{\text{конт}} + 2 \cdot \sin \delta \cdot (l_{\text{бок}4} + \dots + l_{\text{бок}N-1} + l_{\text{бок}N})}{\text{tg} 4\delta \cdot \cos \delta - \sin \delta}, \\ l_{\text{бок}2} &= \frac{t_{\text{конт}} + 2 \cdot \sin \delta \cdot (l_{\text{бок}3} + \dots + l_{\text{бок}N} + l_{\text{бок}N+1})}{\text{tg} 2\delta \cdot \cos \delta - \sin \delta}. \end{aligned} \quad (2.22)$$

Значение $l_{\text{бок}1}$ определяется по формуле

$$l_{\text{бок}1} = l_{\text{бок}} - l_{\text{бок}2} - l_{\text{бок}3} - \dots - l_{\text{бок}N} - l_{\text{бок}N+1}.$$

Максимальный и минимальный углы δ для схемы с числом отражений N

$$\delta_{\max} = \frac{\pi}{4 \cdot N}, \quad \delta_{\min} = \frac{\pi}{4 \cdot (N+1)}, \text{ рад} \quad (2.23)$$

или

$$\delta_{\max} = \frac{180}{4 \cdot N}, \quad \delta_{\min} = \frac{180}{4 \cdot (N+1)}, \text{ градус.} \quad (2.24)$$

Основные показатели эффективности прохождения ударной волны в породе в ПЭ с трапецеидальным профилем рассчитываются по предложенным формулам:

коэффициент прохождения ударной волны из ПЭ в породе, характеризующий отношение части ударной волны, прошедшей из ПЭ в породе, к части волны, попавшей в ПЭ

$$k_{\text{прох}} = 1 - \left(\frac{2t_a + t_{\text{пром}}}{T_3} \right) \text{ или } k_{\text{прох}} = \frac{2(t_{\text{бок}} - t_a) + t_{\text{конт}}}{T_3}, \quad (2.25)$$

где $t_{\text{бок}} = l_{\text{бок}} \cdot \sin \delta$,

коэффициент затупления ПЭ, характеризующий отношение части ударной волны, попавшей в зону контакта ПЭ с породой при прямом попадании из корпуса (без отражений от боковой поверхности ПЭ), к части волны, попавшей в ПЭ

$$k_{\text{затуп}} = \frac{t_{\text{конт}}}{T_3}; \quad (2.26)$$

коэффициент эффективности отражения ударной волны боковой поверхностью ПЭ в зону его контакта с породой, характеризующий отношение части ударной волны, попавшей на боковую поверхность ПЭ и далее, отразившейся от неё и прошедшей в зону контакта ПЭ с породой, ко всей части волны, попавшей на боковую поверхность ПЭ

$$k_{\text{эфф.бок}} = 1 - \left(\frac{t_a}{t_{\text{бок}}} \right); \quad (2.27)$$

коэффициент отражения ударных волн поверхностями ПЭ обратно в инструмент, характеризующий отношение части ударной волны, не прошедшей из ПЭ в породу и отразившейся обратно в корпус, к части волны, попавшей в ПЭ

$$k_{\text{отраж}} = \frac{2 \cdot t_a + t_{\text{пром}}}{T_3}; \quad (2.28)$$

коэффициент эффективности формы ПЭ, характеризующий отношение части ударной волны, попавшей на боковую поверхность ПЭ и далее, отразившейся от неё и прошедшей в зону контакта ПЭ с породой, к части волны, попавшей в ПЭ

$$k_{\text{эфф.форм}} = k_{\text{прох}} - k_{\text{затуп}} \text{ или } k_{\text{эфф.форм}} = \frac{2(t_{\text{бок}} - t_a)}{T_3}, \quad (2.29)$$

где t_a – величина горизонтальной проекции неактивной зоны боковой поверхности ПЭ, найденная из базовой схемы с N отражениями. Например, для ПЭ с $\delta = 15^\circ$ базовой схемой будет являться схема с $N = 2$ (рисунок 2.4).

На основании выполненных вычислений были получены следующие результаты (при условии того, что длина боковой поверхности ПЭ $l_{\text{бок}} = \text{const}$).

для ПЭ с $\angle \delta = 15^\circ$ $k_{\text{прох}} = 0,415$, $k_{\text{затуп}} = 0,111$, $k_{\text{эфф.бок}} = 0,391$,

$k_{\text{отраж}} = 0,585$, $k_{\text{эфф.форм}} = 0,304$;

для ПЭ с $\angle \delta = 30^\circ$ $k_{\text{прох}} = 0,129$, $k_{\text{затуп}} = 0,065$, $k_{\text{эфф.бок}} = 0,074$,

$k_{\text{отраж}} = 0,871$, $k_{\text{эфф.форм}} = 0,065$;

для ПЭ с $\angle \delta = 45^\circ$ $k_{\text{прох}} = 0,047$, $k_{\text{затуп}} = 0,047$, $k_{\text{эфф.бок}} = 0$,

$k_{\text{отраж}} = 0,953$, $k_{\text{эфф.форм}} = 0$.

На основании полученной математической модели прохождения ударных волн через ПЭ с трапецидальным профилем были построены зависимости основных значений и показателей, представленных выше, от величины угла наклона боковой поверхности ПЭ δ при постоянной длине боковой поверхности ПЭ $l_{\text{бок}}$. Они представлены на рисунках 2.6 – 2.11.

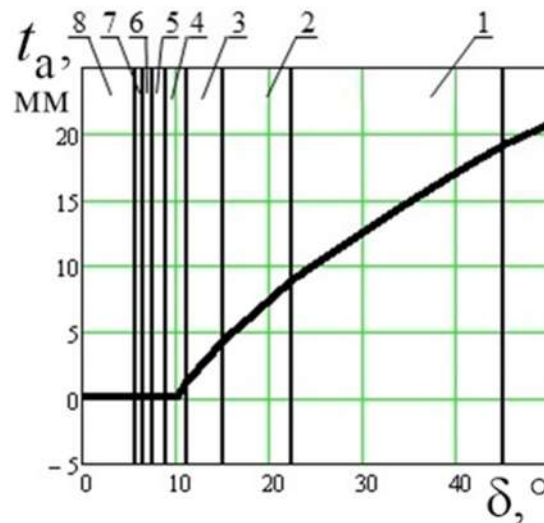


Рисунок 2.6 – Зависимость величины горизонтальной проекции неактивной зоны боковой поверхности ПЭ от угла её наклона, определённая на основании формулы (2.1)

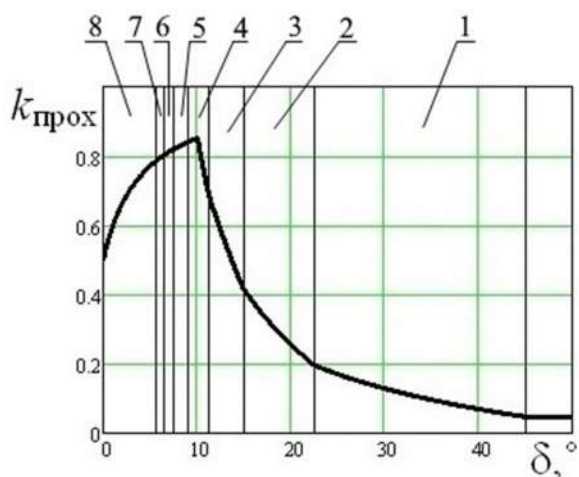


Рисунок 2.7 – Зависимость коэффициента прохождения ударной волны из ПЭ в породу от угла наклона боковой поверхности ПЭ, определённая на основании формулы (2.25)

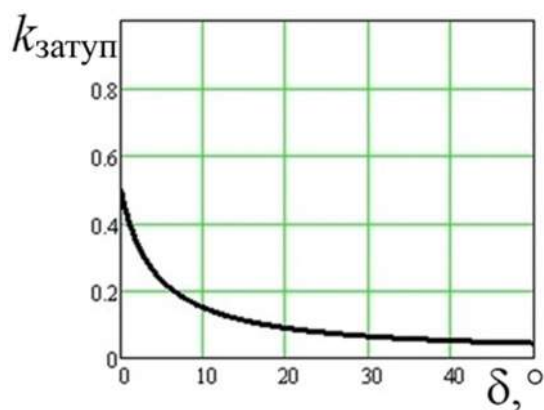


Рисунок 2.8 – Зависимость коэффициента затупления ПЭ от угла наклона боковой поверхности ПЭ, определённая на основании формулы (2.26)

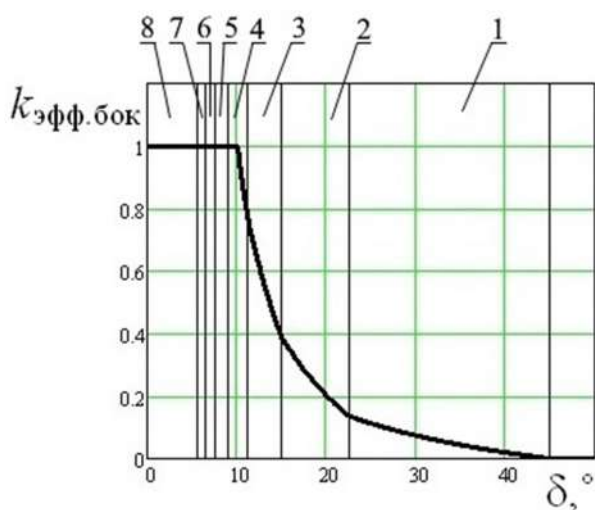


Рисунок 2.9 – Зависимость коэффициента эффективности отражения ударной волны боковой поверхностью ПЭ в зону его контакта с породой от угла наклона боковой поверхности, определённая на основании формулы (2.27)

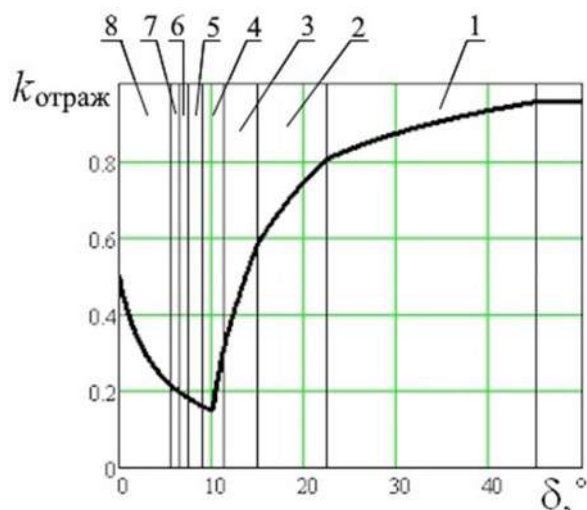


Рисунок 2.10 – Зависимость коэффициента отражения ударных волн поверхностями ПЭ обратно в инструмент от угла наклона боковой поверхности ПЭ, определённая на основании формулы (2.28)

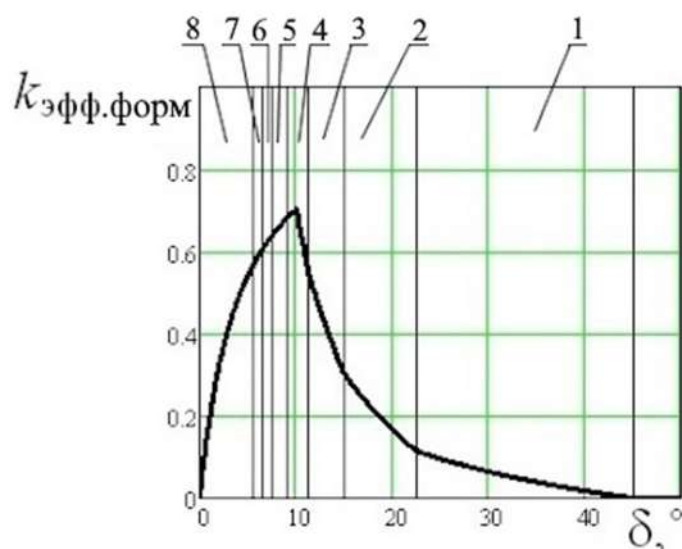


Рисунок 2.11 – Зависимость коэффициента эффективности формы ПЭ от угла наклона боковой поверхности ПЭ, определённая на основании формулы (2.29).

На рисунке 2.6, 2.7, 2.9, 2.10 и 2.11 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 отражение может составлять 8, 9, 10 и более раз. Все волны, отражённые от боковой поверхности ПЭ с углом наклона более 45°, не будут попадать в зону контакта $t_{\text{конт}}$. Перегиб графиков $t_a(\delta)$, $k_{\text{прох}}(\delta)$, $k_{\text{затуп}}(\delta)$, $k_{\text{эфф.бок}}(\delta)$, $k_{\text{отраж}}(\delta)$ и $k_{\text{эфф.форм}}(\delta)$ свидетельствует о том,

что значение t_a становится равным нулю и не может стать отрицательным. Этот перегиб соответствует определенной зоне с максимальным отражением ударной волны от боковой поверхности ПЭ с определённым числом отражений. Это максимальное число отражений в ПЭ, которое может быть. На рисунках 2.6, 2.7, 2.9, 2.10 и 2.11 это число равно четырём. Значение $t_a = 0$ также свидетельствует о том, что все волны, попадающие на боковую поверхность ПЭ, отражаются в конечном итоге в зону контакта $t_{\text{конт}}$.

Также на основании полученной математической модели были построены зависимости основных значений и показателей, представленных выше, от величины зоны контакта $t_{\text{конт}}$ при постоянной длине боковой поверхности ПЭ $l_{\text{бок}}$ и величине угла наклона боковой поверхности ПЭ $\delta = 15^\circ$. Они представлены на рисунках 2.12 – 2.17.

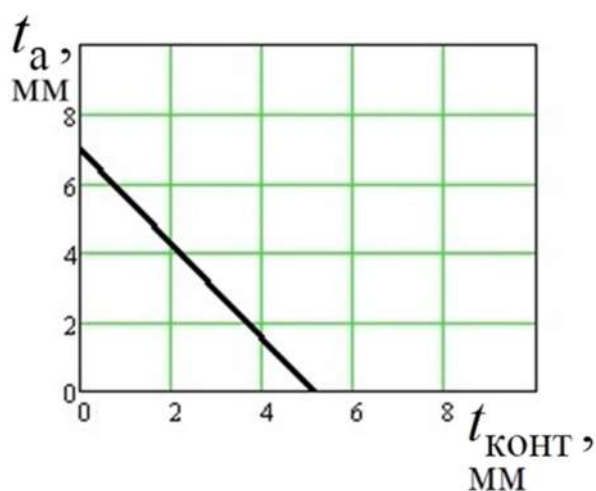


Рисунок 2.12 – Зависимость величины горизонтальной проекции неактивной зоны боковой поверхности ПЭ от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённая на основании формулы (2.1)

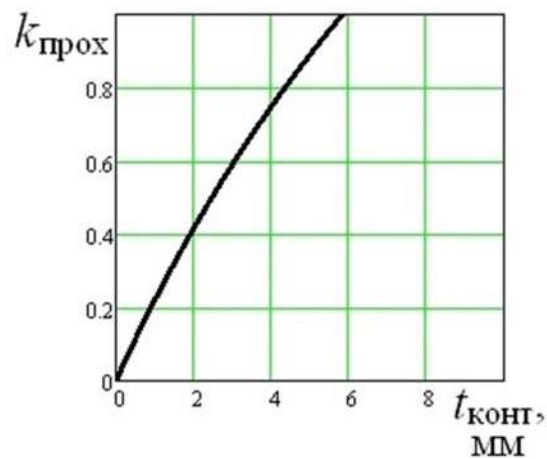


Рисунок 2.13 – Зависимость коэффициента прохождения ударной волны из ПЭ в породу от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённая на основании формулы (2.25)

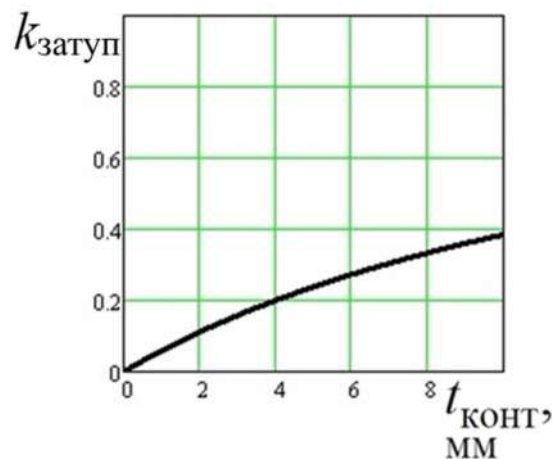


Рисунок 2.14 – Зависимость коэффициента затупления ПЭ от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённая на основании формулы (2.26)

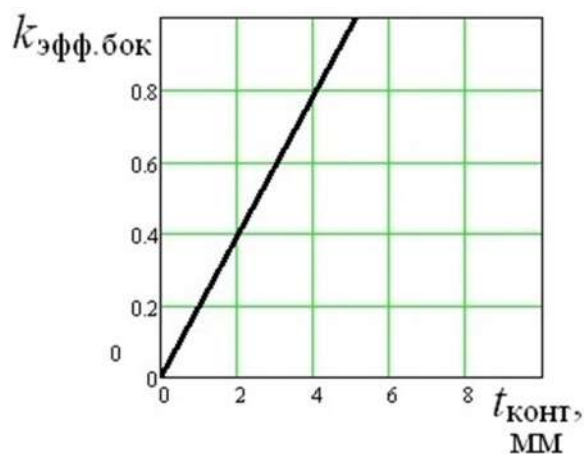


Рисунок 2.15 – Зависимость коэффициента эффективности отражения ударной волны боковой поверхностью ПЭ в зону его контакта с породой от величины зоны контакта, определённая на основании формулы (2.27)

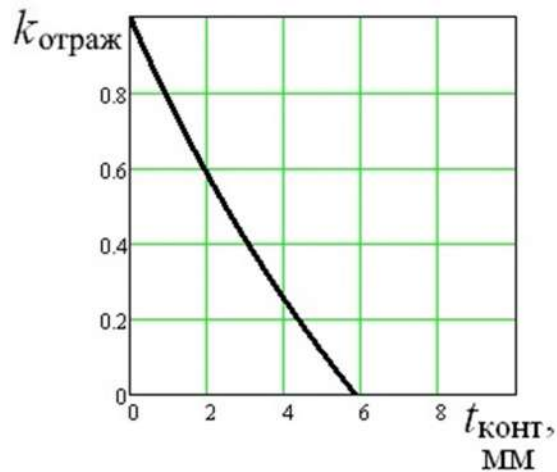


Рисунок 2.16 – Зависимость коэффициента отражения ударных волн поверхностями ПЭ обратно в инструмент от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённая на основании формулы (2.28)

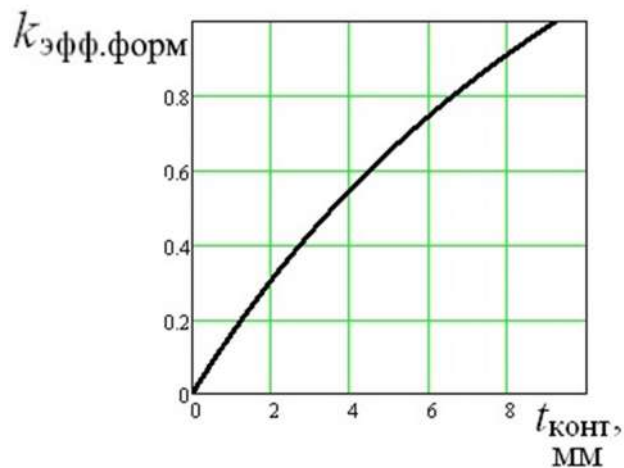


Рисунок 2.17 – Зависимость коэффициента эффективности формы ПЭ от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённая на основании формулы (2.29)

В работе также были построены пространственные графики зависимостей значений t_a , $k_{\text{прох}}$, $k_{\text{затуп}}$, $k_{\text{эфф.бок}}$, $k_{\text{отраж}}$, $k_{\text{эфф.форм}}$ от величины зоны контакта $t_{\text{конт}}$ и от величины угла наклона боковой поверхности ПЭ δ при постоянной длине боковой поверхности ПЭ $l_{\text{бок}}$. Они представлены на рисунках 2.18 – 2.23.

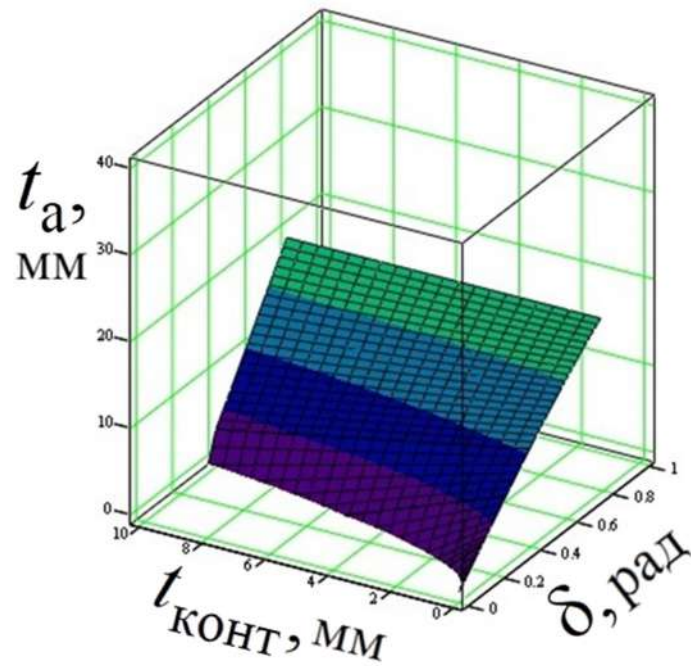


Рисунок 2.18 – Зависимость величины горизонтальной проекции неактивной зоны боковой поверхности ПЭ от угла её наклона и от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённая на основании формулы (2.1)

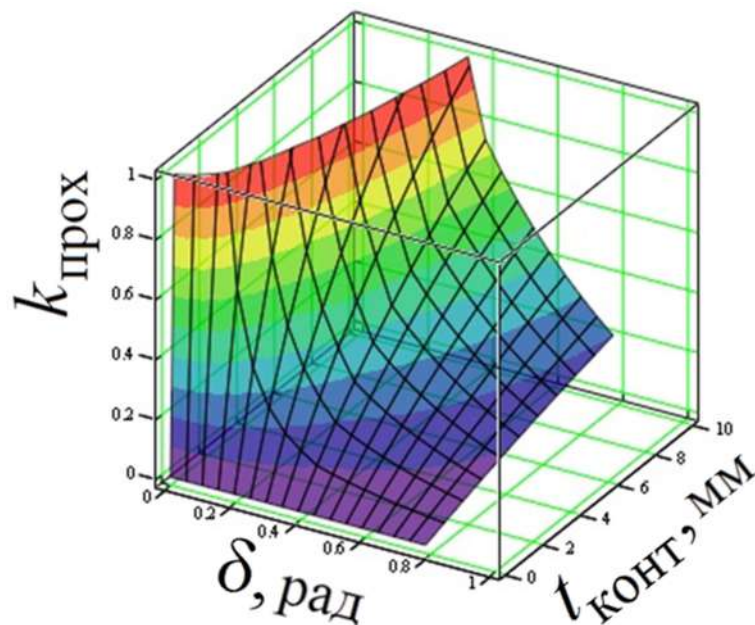


Рисунок 2.19 – Зависимость коэффициента прохождения ударной волны из ПЭ в породу от угла наклона боковой поверхности ПЭ и от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённая на основании формулы (2.25)

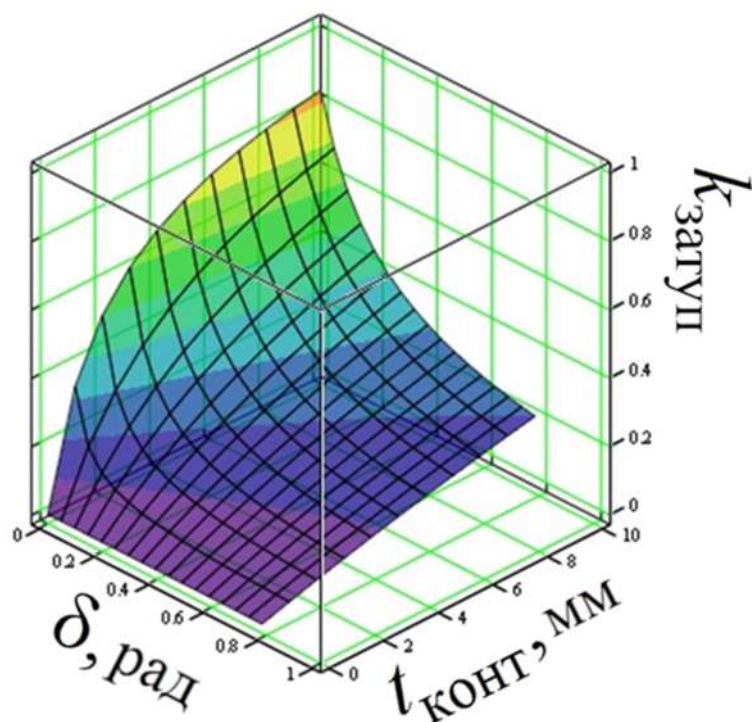


Рисунок 2.20 – Зависимость коэффициента затупления ПЭ от угла наклона боковой поверхности ПЭ и от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённая на основании формулы (2.26)

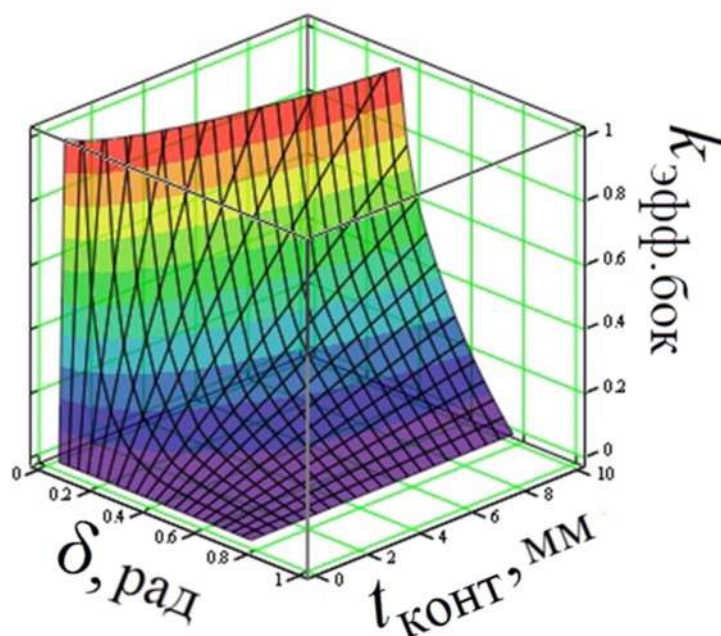


Рисунок 2.21– Зависимость коэффициента эффективности отражения ударной волны боковой поверхностью ПЭ в зону его контакта с породой от угла наклона боковой поверхности и от величины зоны контакта, определённая на основании формулы (2.27)

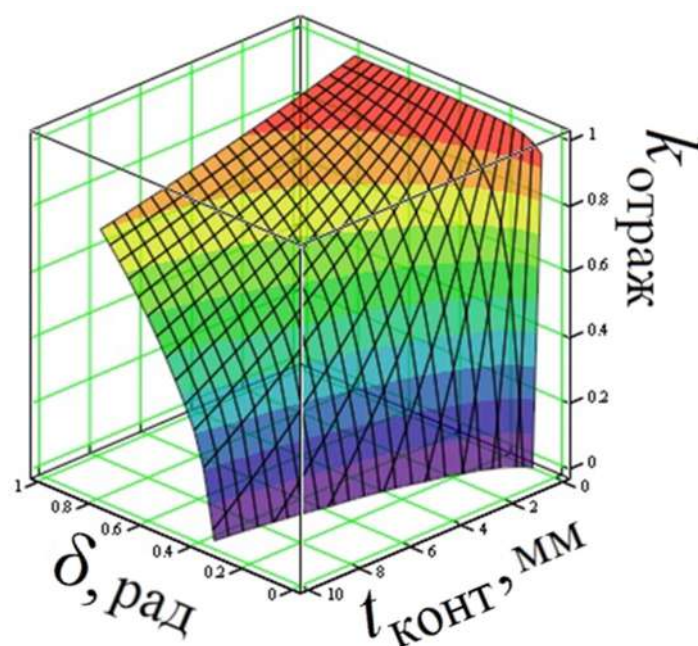


Рисунок 2.22 – Зависимость коэффициента отражения ударных волн поверхностями ПЭ обратно в инструмент от угла наклона боковой поверхности ПЭ и от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённая на основании формулы (2.28)

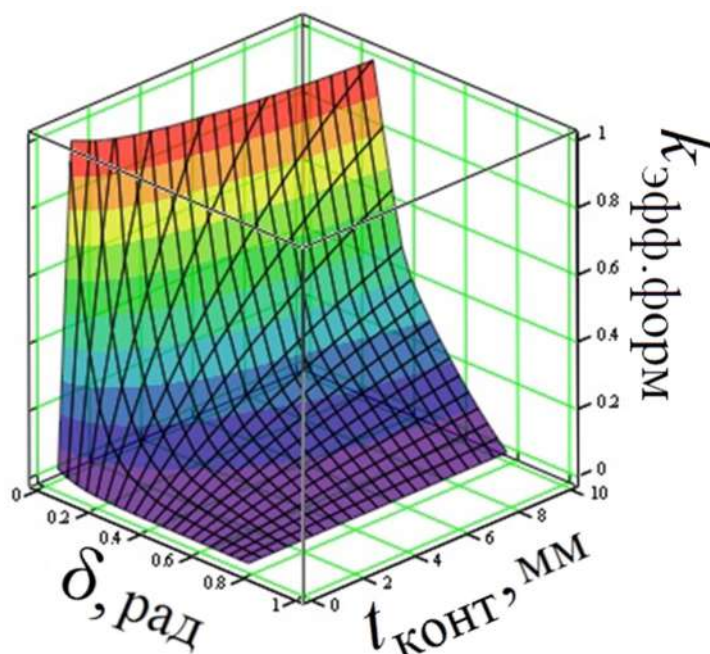


Рисунок 2.23 – Зависимость коэффициента эффективности формы ПЭ от угла наклона боковой поверхности ПЭ и от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённая на основании формулы (2.29)

2.3 Эффективность прохождения ударной волны из породоразрушающего элемента кругового и вогнутого профиля в крепкую горную породу

2.3.1 Круговой профиль

Определим эффективность прохождения ударной волны в ПЭ кругового профиля. За основу расчёта примем схему, представленную на рисунке 2.24. На этой схеме необходимо определить величину горизонтальной проекции активной зоны боковой поверхности ПЭ t_a . Исходя из схемы на рисунке 2.24,

$$t_a = CO - DO = r - r \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = r \cdot (1 - \cos \frac{\alpha}{2}). \quad (2.30)$$

где r – радиус ПЭ, мм. Значение угла $\angle \alpha$ выразим через длину дуги СА

$$\tilde{l}_{CA} = \frac{\alpha}{2} \cdot r, \text{ отсюда } \alpha = \frac{2 \cdot \tilde{l}_{CA}}{r}$$

Подставим полученное значение в формулу (24)

$$t_a = r \cdot (1 - \cos \frac{\tilde{l}_{CA}}{r}).$$

Угол первого контакта отрезка распространения фрагмента ударной волны с боковой стенкой ПЭ (на рисунке 2.24 $\angle COA$) составляет $\alpha/2$, угол второго контакта (на рисунке 2.24 $\angle COF$) составляет $3\alpha/2$. Далее полагаем, что волна уходит в породу. Длина дуги до второго контакта составляет

$$\tilde{l}_{CF} = \frac{3 \cdot \alpha}{2} \cdot r. \quad (2.31)$$

Для схемы на рисунке 2.25 максимальная и минимальная величина горизонтальной проекции активной зоны боковой поверхности ПЭ с одним отражением участка ударной волны от боковой поверхности $t_{a,max1}$ и $t_{a,min1}$ при условии попадания ударной волны в зону контакта $t_{конт}$ (далее сокращённо «критические значения») будет соответствовать положению, при котором вторая точка контакта волны с боковой стенкой ПЭ будет совпадать с крайним положением площадки контакта (в точках Е и F).

Для определения угла α , значения $t_{a,max1}$ и $t_{a,min1}$ необходимо определить геометрические параметры площадки контакта. Значение

$$t_{конт} = 2 \cdot r \cdot \sin \frac{\alpha_{конт}}{2}, \text{ отсюда } \alpha_{конт} = 2 \cdot \arcsin \frac{t_{конт}}{2 \cdot r}$$

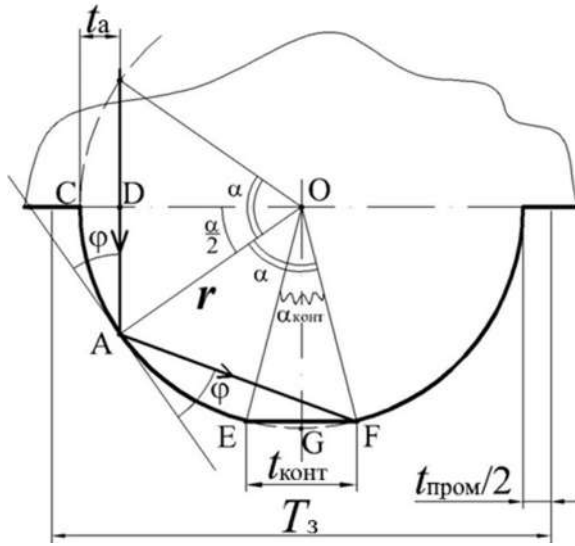


Рисунок 2.24 – Схема распространения фрагмента ударной волны на отдельном участке с одним отражением от боковой стенки ПЭ

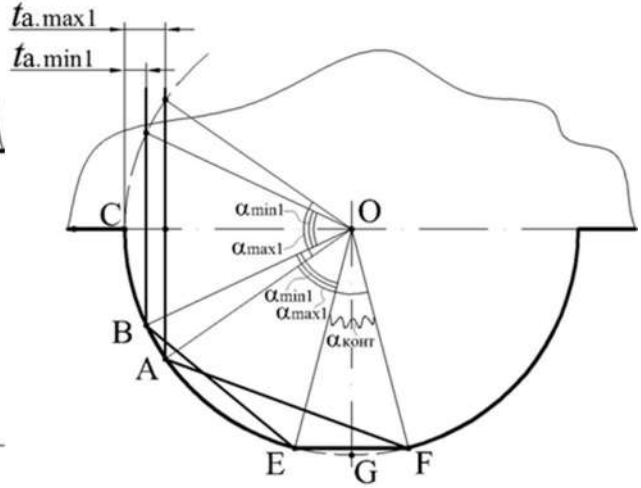


Рисунок 2.25 – Схема распространения фрагмента ударной волны с одним отражением от боковой стенки ПЭ с круговым профилем при критических значениях $t_{a,max1}$ и $t_{a,min1}$

Длина дуги $\check{l}_{EF} = 2 \cdot r \cdot \arcsin \frac{t_{конт}}{2 \cdot r}$. С учётом этого длина дуги

$$\check{l}_{CF} = \check{l}_{CG} + \frac{\check{l}_{EF}}{2} = \frac{\pi}{2} \cdot r + \frac{\alpha_{конт}}{2} \cdot r = r \cdot \left(\frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{t_{конт}}{2 \cdot r} \right), \quad (2.32)$$

$$\check{l}_{CE} = \check{l}_{CG} - \frac{\check{l}_{EF}}{2} = \frac{\pi}{2} \cdot r - \frac{\alpha_{конт}}{2} \cdot r = r \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{t_{конт}}{2 \cdot r} \right). \quad (2.33)$$

Подставим в формулах (2.32) и (2.33) вместо \check{l}_{CF} и \check{l}_{CE} , согласно формуле (2.31), значение α , обозначив его в соответствии со схемой на рисунке 2.25, как α_{max} и α_{min} – углы между радиальными отрезками, проведёнными от центра ПЭ O до точек отражения ударной волны B, E, A, F, °

$$\frac{3 \cdot \alpha_{max1}}{2} \cdot r = r \cdot \left(\frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{t_{конт}}{2 \cdot r} \right),$$

$$\frac{3 \cdot \alpha_{min1}}{2} \cdot r = r \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{t_{конт}}{2 \cdot r} \right).$$

Отсюда получим

$$\alpha_{\max 1} = \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{t_{\text{КОИТ}}}{2 \cdot r} \right), \quad (2.34)$$

$$\alpha_{\min 1} = \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{t_{\text{КОИТ}}}{2 \cdot r} \right). \quad (2.35)$$

В соответствии с формулой (16)

$$t_{a.\max 1} = r \cdot \left(1 - \cos \frac{\alpha_{\max 1}}{2} \right), \quad (2.36)$$

$$t_{a.\min 1} = r \cdot \left(1 - \cos \frac{\alpha_{\min 1}}{2} \right). \quad (2.37)$$

Также был проведён анализ схем с двумя (рисунок 2.26), тремя и более отражениями.

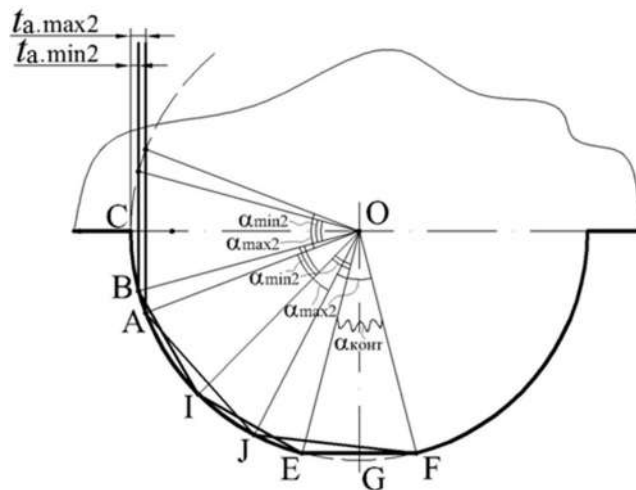


Рисунок 2.26 – Схема распространения фрагментов ударной волны с двумя отражениями от боковой стенки ПЭ с круговым профилем при критических значениях $t_{a.\max 1}$ и $t_{a.\min 1}$

Для схемы с двумя отражениями формулы (2.34) и (2.35) примут следующий вид

$$\alpha_{\max 2} = \frac{2}{5} \cdot \left(\frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{t_{\text{КОИТ}}}{2 \cdot r} \right), \quad \alpha_{\min 2} = \frac{2}{5} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{t_{\text{КОИТ}}}{2 \cdot r} \right),$$

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

$$t_{a.\min 2} = r \cdot \left(1 - \cos \frac{\alpha_{\min 2}}{2} \right). \quad (2.38)$$

Формулы (2.34) – (2.38) можно привести к универсальному виду

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

$$t_{a.\max i} = r \cdot \left(1 - \cos \frac{\alpha_{\max i}}{2} \right), \quad t_{a.\min i} = r \cdot \left(1 - \cos \frac{\alpha_{\min i}}{2} \right). \quad (2.39)$$

где i – количество отражений фрагмента ударной волны от боковой стенки ПЭ до попадания в зону контакта $t_{\text{конт}}$ при её распространении, обозначенного отрезками.

С увеличением количества отражений ударной волны от стенки i уменьшается длина хорды (отрезка между отражениями). На рисунке 2.24 и 2.25 это отрезки AF и BE, на рисунке 2.26 отрезки AJ, JF, BI, IE. Обозначим эти отрезки, как длину хорды $L_{\text{хорда},i}$. При условии, что максимальная величина хорды

$$L_{\text{хорда},\max M} \leq t_{\text{конт}}, \quad (2.40)$$

все ударные волны будут попадать в зону контакта. Здесь M – количество отражений ударной волны от боковой стенки ПЭ при выполнении условия (2.40). Максимальная и минимальная величина длины хорды $L_{\text{хорда},\max i}$, $L_{\text{хорда},\min i}$ определяются по формулам:

$$L_{\text{хорда},\max i} = 2 \cdot r \cdot \frac{\alpha_{\max i}}{2}, \quad (2.41)$$

$$L_{\text{хорда},\min i} = 2 \cdot r \cdot \frac{\alpha_{\min i}}{2}. \quad (2.42)$$

Определим суммарную длину горизонтальной проекции активных входных зон боковой поверхности ПЭ, характеризующая 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:

$$T_{\text{бок.акт}} = (t_{a.\max 1} - t_{a.\min 1}) (t_{a.\max 2} - t_{a.\min 2}) + \dots + (t_{a.\max i} - t_{a.\min i}) + \dots + (t_{a.\max M-1} - t_{a.\min M-1}) + t_{a.\max M}, \quad (2.43)$$

где значения $t_{a.\max 1}$, $t_{a.\min 1}$, определённые по формулам (2.36) и (2.37), действительны в диапазоне изменения величины зоны контакта от 0 до $t_{\text{конт.крит1}}$; для $t_{a.\max 2}$, $t_{a.\min 2}$ (формулы (2.38)) этот диапазон составит от 0 до

$t_{\text{конт.крит}2}$; для $t_{a.\max i}$, $t_{a.\min i}$ (формула (2.39)) – от 0 до $t_{\text{конт.крит} i}$; для $t_{a.\max M}$, $t_{a.\min M}$ – от 0 до $t_{\text{конт.крит} M}$. Здесь $t_{\text{конт.крит}1} = L_{\text{хорда.мах}1}$; $t_{\text{конт.крит}2} = L_{\text{хорда.мах}2}$; $t_{\text{конт.крит} i} = L_{\text{хорда.мах} i}$; $t_{\text{конт.крит} M} = L_{\text{хорда.мах} M}$.

Основные показатели эффективности прохождения ударной волны в ПЭ с круговым профилем рассчитываются по предложенным формулам:

коэффициент прохождения ударной волны из ПЭ в породу

$$k_{\text{прох}} = \frac{t_{\text{конт}} + 2 \cdot T_{\text{бок.акт}}}{T_3}; \quad (2.44)$$

коэффициент затупления ПЭ

$$k_{\text{затуп}} = \frac{t_{\text{конт}}}{T_3}; \quad (2.45)$$

коэффициент эффективности отражения ударной волны боковой поверхностью ПЭ в зону его контакта с породой

$$k_{\text{эфф.бок}} = \frac{T_{\text{бок.акт}}}{r - \left(\frac{t_{\text{конт}}}{2} \right)}; \quad (2.46)$$

коэффициент отражения ударных волн поверхностями ПЭ обратно в инструмент

$$k_{\text{отраж}} = 1 - \left(\frac{t_{\text{конт}} + 2 \cdot T_{\text{бок.акт}}}{T_3} \right); \quad (2.47)$$

коэффициент эффективности формы ПЭ

$$k_{\text{эфф.форм}} = k_{\text{прох}} - k_{\text{затуп}}. \quad (2.48)$$

На основании проделанных вычислений в программе Mathcad были получены следующие результаты для ПЭ с радиусом $r = 8$ мм, $t_{\text{конт}} = 2$ мм: $k_{\text{прох}} = 0,184$, $k_{\text{затуп}} = 0,111$, $k_{\text{эфф.бок}} = 0,093$, $k_{\text{отраж}} = 0,816$, $k_{\text{эфф.форм}} = 0,073$.

На основании полученной математической модели распространения ударных волн в круговом ПЭ были построены зависимости основных значений и показателей, представленных выше, от величины зоны контакта $t_{\text{конт}}$. Они представлены на рисунках 2.27 – 2.34.

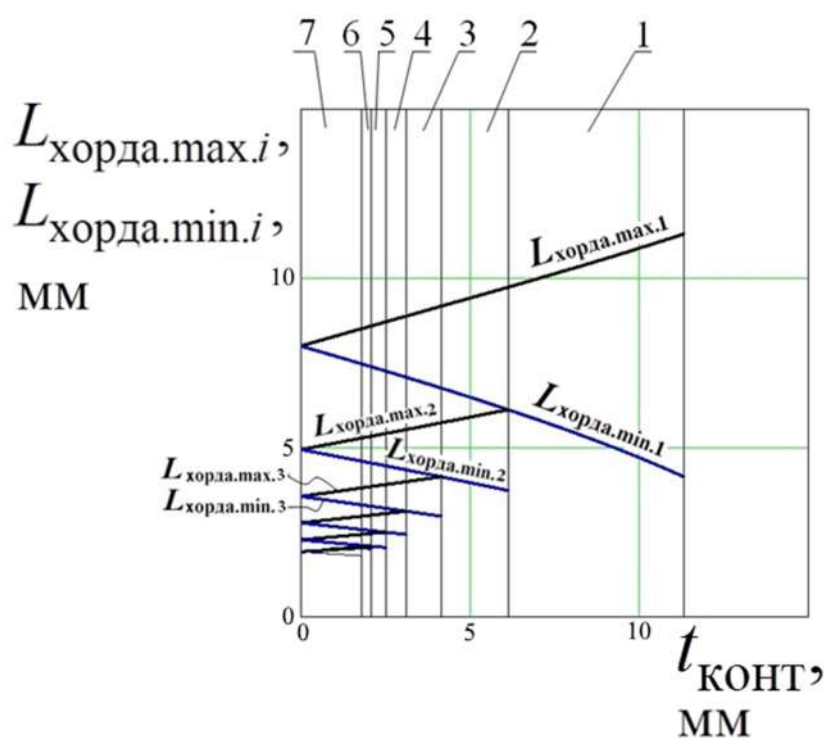


Рисунок 2.27 – Зависимость максимальной и минимальной величины длины хорды от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённые на основании формул (2.41) и (2.42)

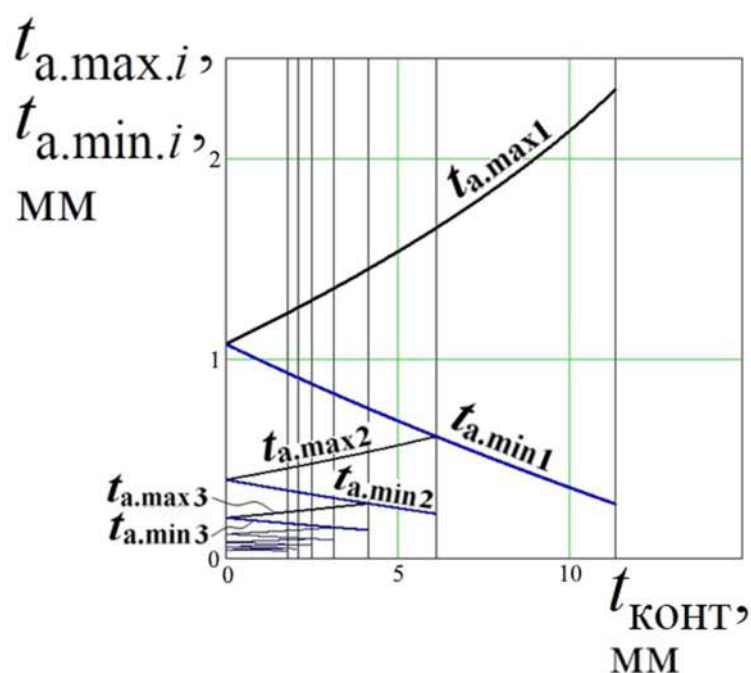


Рисунок 2.28 – Зависимость максимальной и минимальной величины горизонтальной проекции активной зоны боковой поверхности ПЭ с i количеством отражений фрагмента ударной волны боковой поверхностью от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённые на основании формул (2.30), (2.36) и (2.37)

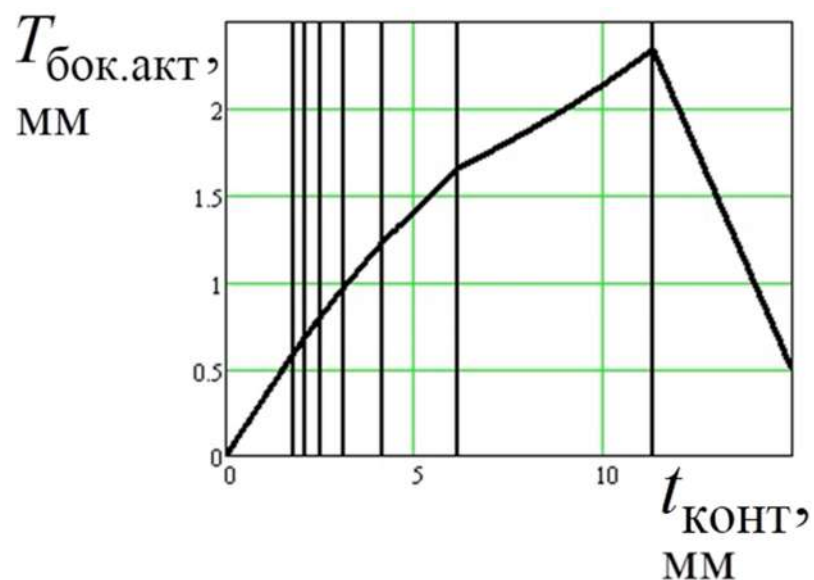


Рисунок 2.29. Зависимость суммарной длины горизонтальной проекции активных входных зон боковой поверхности ПЭ от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённая на основании формулы (2.43)

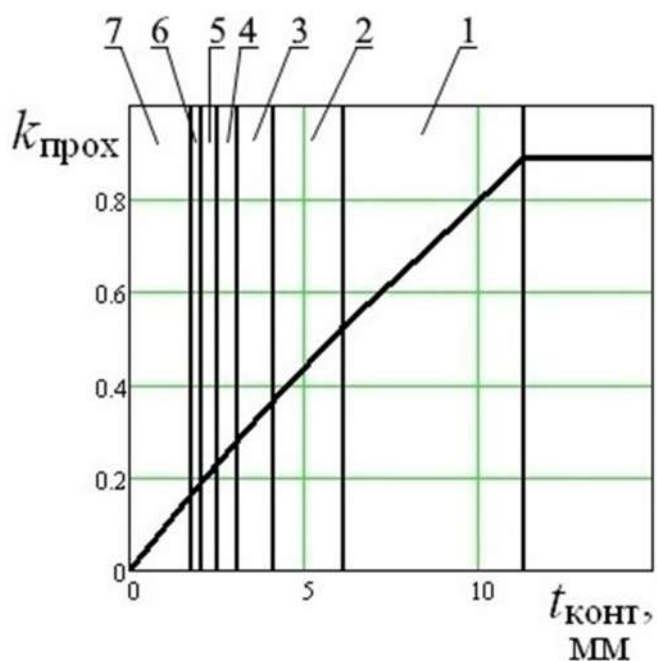


Рисунок 2.30 – Зависимость коэффициента прохождения ударной волны из ПЭ в породу от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённая на основании формулы (2.44)

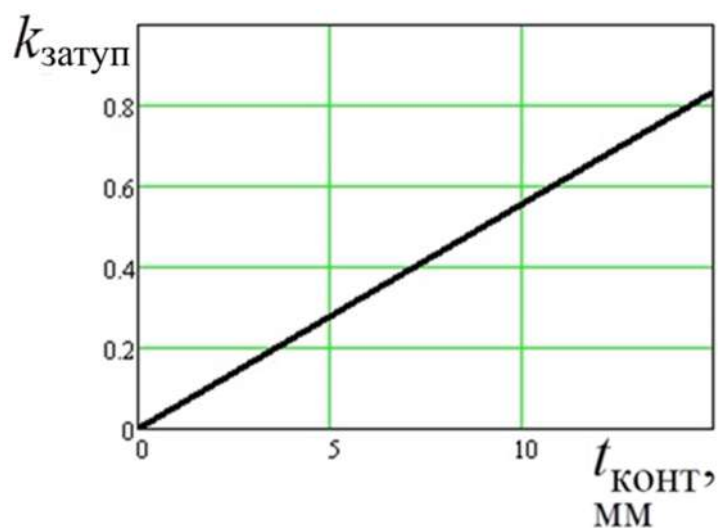


Рисунок 2.31 – Зависимость коэффициента затупления ПЭ от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённая на основании формулы (2.45)

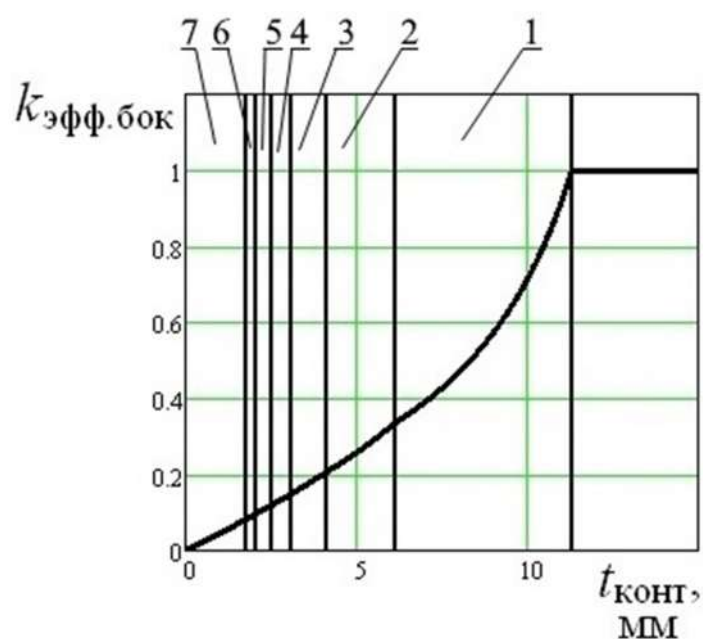


Рисунок 2.32 – Зависимость коэффициента эффективности отражения ударной волны боковой поверхностью ПЭ в зону его контакта с породой от величины зоны контакта, определённая на основании формулы (2.46)

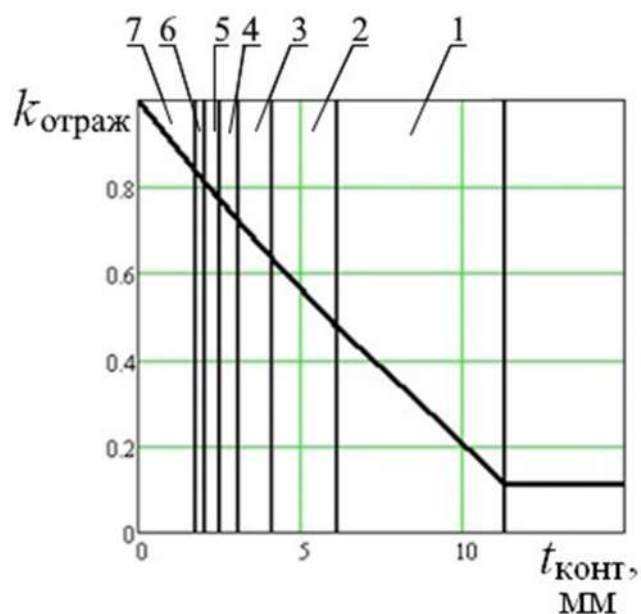


Рисунок 2.33 – Зависимость коэффициента отражения ударных волн поверхностями ПЭ обратно в инструмент от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённая на основании формулы (2.47)

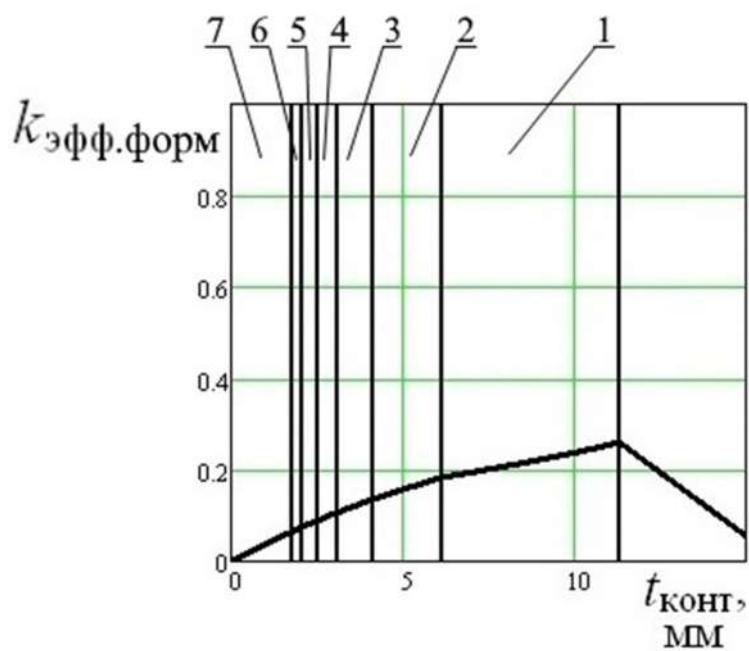


Рисунок 2.34 – Зависимость коэффициента эффективности формы ПЭ от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённая на основании формулы (2.48)

На рисунке 2.27 цифрами с 1 по 7 показаны зоны с числом i отражений ударной волны от боковой поверхности ПЭ равным: одному в зоне под цифрой

2.3.2 Вогнутый профиль

Определим эффективность прохождения ударной волны в ПЭ с вогнутым круговым профилем боковой поверхности в породе с помощью расчётной величины, характеризующей расстояние от центра окружности, описанной вогнутой частью ПЭ, до вертикального расчётного отрезка ударной волны t_a , исходя из схемы, представленной на рисунке 2.35

где r – радиус вогнутой части ПЭ, определённый заранее, мм. В формуле (26) необходимо найти значение α_A . Определим его из соотношения

80

Здесь

$$GB = CF + EC. \quad (2.51)$$

Значение $CF = t_{\text{конт}} + DF$, где $DF = DO_2 - CO_2 = r - r \cdot \cos \alpha_B = r \cdot (1 - \cos \alpha_B)$,

Таким образом $CF = t_{\text{конт}} + r \cdot (1 - \cos \alpha_B)$.

В формуле (2.51) значение $EC = CO_1 - EO_1 = r \cdot (1 - \cos \alpha_A)$.

Формула (2.51) примет вид

$$GB = t_{\text{конт}} + r \cdot (1 - \cos \alpha_B) + r \cdot (1 - \cos \alpha_A) = t_{\text{конт}} + r \cdot (2 - \cos \alpha_B - \cos \alpha_A).$$

Значение AG в формуле (2.50) определим из формулы

$$AG = AE - BF = r \cdot \sin \alpha_A - r \cdot \sin \alpha_B = r \cdot (\sin \alpha_A - \sin \alpha_B).$$

Соотношение (2.50) примет вид

$$\operatorname{tg} 2\alpha_A = \frac{t_{\text{конт}} + r \cdot (2 - \cos \alpha_B - \cos \alpha_A)}{r \cdot (\sin \alpha_A - \sin \alpha_B)}. \quad (2.52)$$

Приведем выражение (2.52) к уравнению

$$\operatorname{tg} 2\alpha_A \cdot (\sin \alpha_A - \sin \alpha_B) + \cos \alpha_B + \cos \alpha_A - \left(\frac{t_{\text{конт}}}{r} + 2 \right) = 0. \quad (2.53)$$

В уравнении (2.53) два неизвестных α_A и α_B . Для того чтобы их определить, составим ещё одно уравнение из соотношения

$$\operatorname{tg} \angle CBF = \operatorname{tg}(2\delta_A + 2\delta_B) = \operatorname{tg}(2\alpha_A + 2\alpha_B) = \frac{CF}{BF}. \quad (2.54)$$

Значения CF и BF определены выше. С учётом их, формула (2.54) будет выглядеть следующим образом

$$\operatorname{tg}(2\alpha_A + 2\alpha_B) = \frac{t_{\text{конт}} + r \cdot (1 - \cos \alpha_B)}{r \cdot \sin \alpha_B}. \quad (2.55)$$

Приведем выражение (2.55) к уравнению

$$\operatorname{tg}(2\alpha_A + 2\alpha_B) \cdot \sin \alpha_B + \cos \alpha_B - \left(\frac{t_{\text{конт}}}{r} + 1 \right) = 0. \quad (2.56)$$

Система уравнений (2.53) и (2.56) примет вид

$$\begin{cases} \operatorname{tg} 2\alpha_A \cdot (\sin \alpha_A - \sin \alpha_B) + \cos \alpha_B + \cos \alpha_A - \left(\frac{t_{\text{конт}}}{r} + 2 \right) = 0 \\ \operatorname{tg}(2\alpha_A + 2\alpha_B) \cdot \sin \alpha_B + \cos \alpha_B - \left(\frac{t_{\text{конт}}}{r} + 1 \right) = 0 \end{cases} \quad (2.57)$$

Решая систему уравнений (2.57) в программе Mathcad, находим значения α_A и α_B . Подставляем значение α_A в формулу (2.49) и находим значение t_a .

В работе также были проанализированы схемы отрезков распространения фрагмента ударной волны на отдельном участке с одним, тремя и более отражениями от боковой стенки ПЭ. Методика расчёта для этих схем аналогична предыдущей.

Для схемы с одним отражением ударной волны (рисунок 2.36)

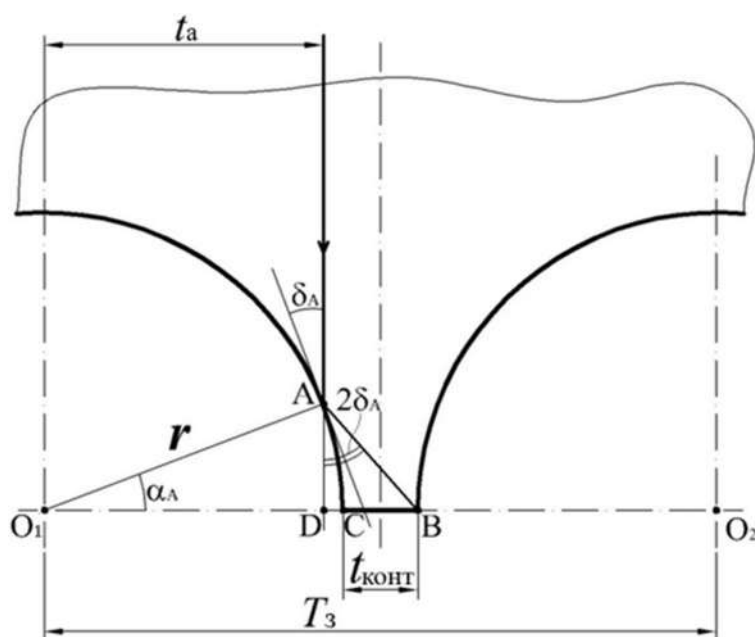


Рисунок 2.36 – Схема распространения фрагмента ударной волны на отдельном участке с одним отражением от боковой стенки ПЭ с вогнутым круговым профилем

выражение (2.55) примет следующий вид

$$\operatorname{tg} 2\alpha_A = \frac{t_{\text{конт}} + r \cdot (1 - \cos \alpha_A)}{r \cdot \sin \alpha_A}. \quad (2.58)$$

Приведем выражение (2.58) к уравнению

$$\operatorname{tg} 2\alpha_A \cdot \sin \alpha_A + \cos \alpha_A - \left(\frac{t_{\text{конт}}}{r} + 1 \right) = 0. \quad (2.59)$$

Решая уравнение (2.59) в программе Mathcad, находим значение α_A . Подставляем значение α_A в формулу (2.49) и находим значение t_a .

Для схемы с тремя отражениями ударной волны необходимо решить три уравнения, получаемые из трёх выражений, аналогичных (2.52) и (2.55), имеющих следующий вид

$$\operatorname{tg} 2\alpha_A = \frac{t_{\text{конт}} + r \cdot (2 - \cos \alpha_B - \cos \alpha_A)}{r \cdot (\sin \alpha_A - \sin \alpha_B)}, \quad (2.60)$$

$$\operatorname{tg}(2\alpha_A + 2\alpha_B) = \frac{t_{\text{конт}} + r \cdot (1 - \cos \alpha_B - \cos \alpha_C)}{r \cdot (\sin \alpha_B - \sin \alpha_C)}, \quad (2.61)$$

$$\operatorname{tg}(2\alpha_A + 2\alpha_B + 2\alpha_C) = \frac{t_{\text{конт}} + r \cdot (1 - \cos \alpha_C)}{r \cdot \sin \alpha_C}. \quad (2.62)$$

Приведем выражения (2.60), (2.61) и (2.62) к уравнениям и объединим в систему

$$\begin{cases} \operatorname{tg} 2\alpha_A \cdot (\sin \alpha_A - \sin \alpha_B) + \cos \alpha_B + \cos \alpha_A - \left(\frac{t_{\text{конт}}}{r} + 2 \right) = 0 \\ \operatorname{tg}(2\alpha_A + 2\alpha_B) \cdot (\sin \alpha_B - \sin \alpha_C) + \cos \alpha_B + \cos \alpha_C - \left(\frac{t_{\text{конт}}}{r} + 2 \right) = 0 \\ \operatorname{tg}(2\alpha_A + 2\alpha_B + 2\alpha_C) \cdot \sin \alpha_C + \cos \alpha_C - \left(\frac{t_{\text{конт}}}{r} + 1 \right) = 0 \end{cases} \quad (2.63)$$

Решая систему уравнений (2.63) в программе Mathcad, находим значения α_A , α_B и α_C . Далее подставляем значение α_A в формулу (2.49) и находим значение t_a .

Далее определяются системы для схем с четырьмя, пятью и более отражениями. Универсальная система уравнений для N отражений, где N – общее количество отражений отрезков распространения фрагмента ударной волны от боковой стенки ПЭ до попадания в зону контакта $t_{\text{конт}}$, будет выглядеть следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} \operatorname{tg} 2\alpha_A \cdot (\sin \alpha_A - \sin \alpha_B) + \cos \alpha_B + \cos \alpha_A - \left(\frac{t_{\text{КОИТ}}}{r} + 2 \right) = 0 \\ \operatorname{tg}(2\alpha_A + 2\alpha_B) \cdot (\sin \alpha_B - \sin \alpha_C) + \cos \alpha_B + \cos \alpha_C - \left(\frac{t_{\text{КОИТ}}}{r} + 2 \right) = 0 \\ \dots\dots\dots \\ \operatorname{tg}(2\alpha_A + 2\alpha_B + \dots + 2\alpha_i + \dots + 2\alpha_{k_N-1}) \cdot (\sin \alpha_{k_N-1} - \sin \alpha_{k_N}) + \\ + \cos \alpha_{k_N-1} + \cos \alpha_{k_N} - \left(\frac{t_{\text{КОИТ}}}{r} + 2 \right) = 0 \\ \operatorname{tg}(2\alpha_A + 2\alpha_B + \dots + 2\alpha_i + \dots + 2\alpha_{k_N-1} + 2\alpha_{k_N}) \cdot \sin \alpha_{k_N} + \cos \alpha_{k_N} - \left(\frac{t_{\text{КОИТ}}}{r} + 1 \right) = 0 \end{array} \right. \quad (2.64)$$

Здесь i – промежуточная точка контакта отрезка распространения фрагмента ударной волны с боковой стенкой ПЭ, k_N – последняя точка контакта перед попаданием волны в зону контакта, соответствующая числу попаданий N , $k_N - 1$ – предшествующая точка контакта (предпоследняя).

Количество отражений ударной волны от боковой стенки с вогнутым профилем может быть бесконечно около критического значения t_a , находящегося по формуле (2.49). Здесь происходит эффект «заставивания» волны, т.е. многократного отражения. При этом значение t_a практически не меняется. В программе Mathcad была решена задача с 11-тью отражениями волны. Начиная с 6-того отражения и по 11-тое значение t_a практически не менялось. Это значение берём за основу расчёта основных показателей эффективности прохождения ударной волны в ПЭ в зону контакта с породой, обозначим его, как $t_{a.\text{крит}}$. Таким образом, $t_{a.\text{крит}}$ является величиной горизонтальной проекции неактивной зоны боковой поверхности ПЭ.

Основные показатели эффективности прохождения ударной волны в ПЭ с вогнутым круговым профилем боковой поверхности в породу рассчитываются по формулам, представленным ниже:

коэффициент прохождения ударной волны из ПЭ в породу

$$k_{\text{прох}} = 1 - \frac{2 \cdot t_{a.\text{крит}}}{T_3}; \quad (2.65)$$

коэффициент затупления ПЭ

$$k_{\text{затуп}} = \frac{t_{\text{конт}}}{T_3}; \quad (2.66)$$

коэффициент эффективности отражения ударной волны боковой поверхностью ПЭ в зону его контакта с породой

$$k_{\text{эфф.бок}} = 1 - \frac{t_{\text{а.крит}}}{r}; \quad (2.67)$$

коэффициент отражения ударных волн поверхностями ПЭ обратно в инструмент

$$k_{\text{отраж}} = \frac{2 \cdot t_{\text{а.крит}}}{T_3}; \quad (2.68)$$

коэффициент эффективности формы ПЭ

$$k_{\text{эфф.форм}} = k_{\text{прох}} - k_{\text{затуп}}. \quad (2.69)$$

На основании проделанных вычислений в программе Mathcad были получены следующие результаты:

$$k_{\text{прох}} = 0,204, k_{\text{затуп}} = 0,111, k_{\text{эфф.бок}} = 0,105, k_{\text{отраж}} = 0,796, k_{\text{эфф.форм}} = 0,093.$$

На основании полученной математической модели распространения ударных волн в ПЭ с вогнутой боковой поверхностью (11 отражений) были построены зависимости основных значений и показателей, представленных выше, от величины зоны контакта $t_{\text{конт}}$. Они представлены на рисунках 2.37 – 2.42.

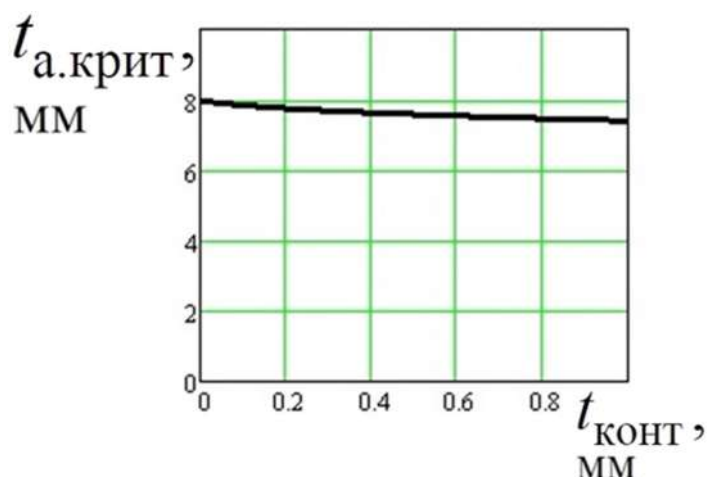


Рисунок 2.37 – Зависимость величины горизонтальной проекции неактивной зоны боковой поверхности ПЭ от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённая на основании формулы (2.49)

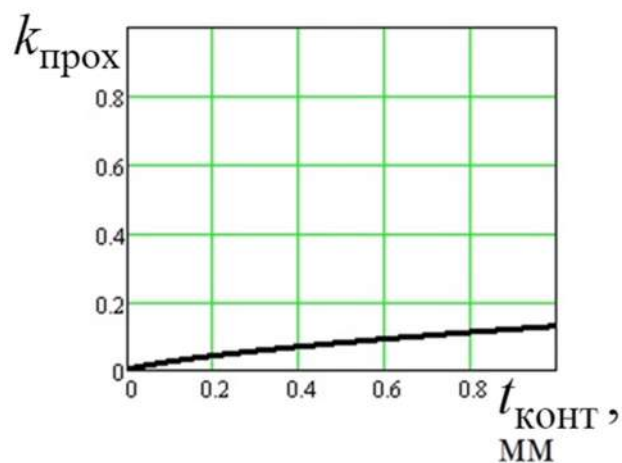


Рисунок 2.38 – Зависимость коэффициента прохождения ударной волны из ПЭ в породу от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённая на основании формулы (2.65)

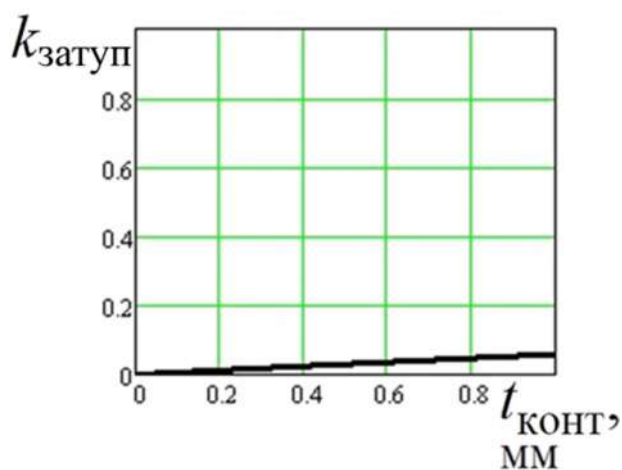


Рисунок 2.39 – Зависимость коэффициента затупления ПЭ от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённая на основании формулы (2.66)

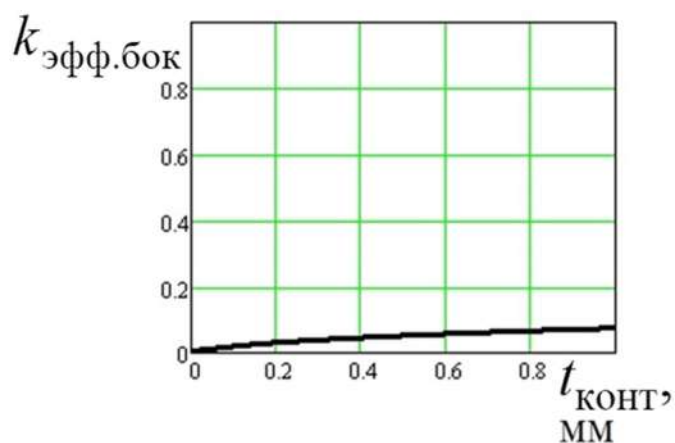


Рисунок 2.40 – Зависимость коэффициента эффективности отражения ударной волны боковой поверхностью ПЭ в зону его контакта с породой от величины зоны контакта, определённая на основании формулы (2.67)

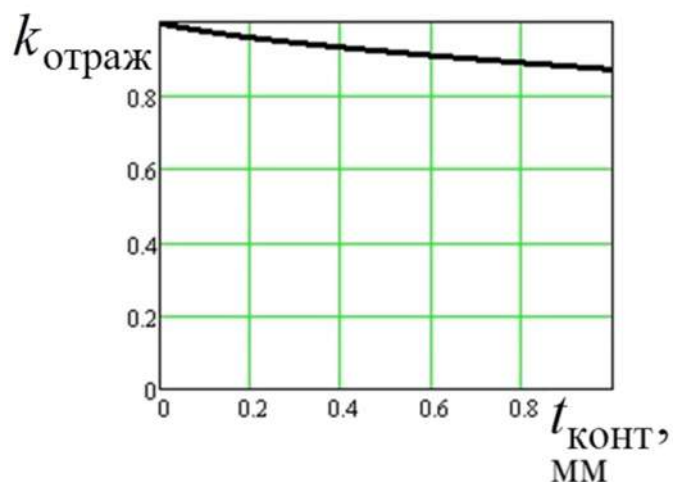


Рисунок 2.41 – Зависимость коэффициента отражения ударных волн поверхностями ПЭ обратно в инструмент от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённая на основании формулы (2.68)

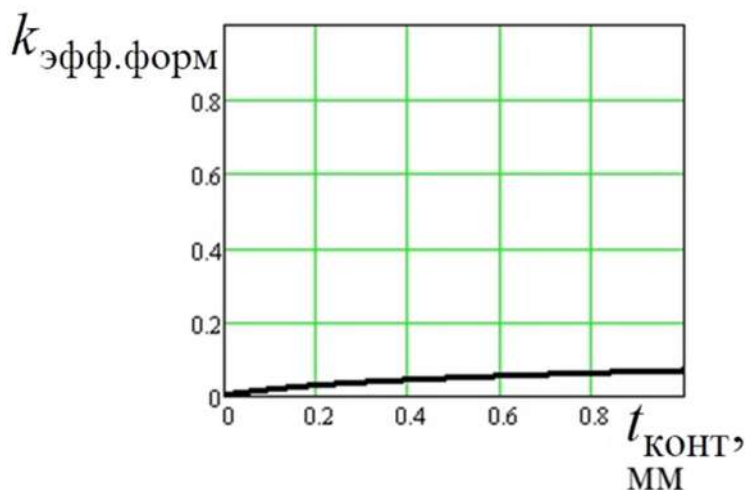


Рисунок 2.42 – Зависимость коэффициента эффективности формы ПЭ от величины зоны контакта ПЭ с породой, определённая на основании формулы (2.69)

2.4 Результаты анализа эффективности прохождения ударных волн через породоразрушающий элемент различного профиля

2.4.1 Максимальный угол прохождения ударной волны из ПЭ в породу

Важным показателем эффективности ударного разрушения породы является также максимальный угол прохождения ударной волны из ПЭ в породу Θ (рисунки 2.43 и 2.44).

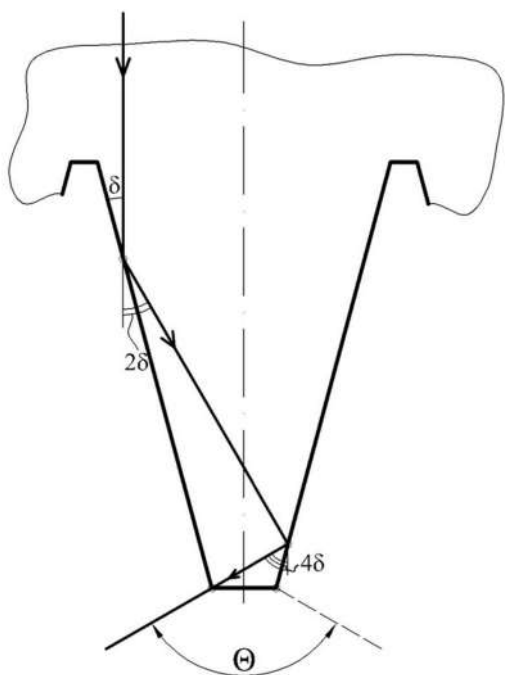


Рисунок 2.43 – Схема определения максимального угла прохождения ударной волны из ПЭ трапецеидального профиля в породе Θ

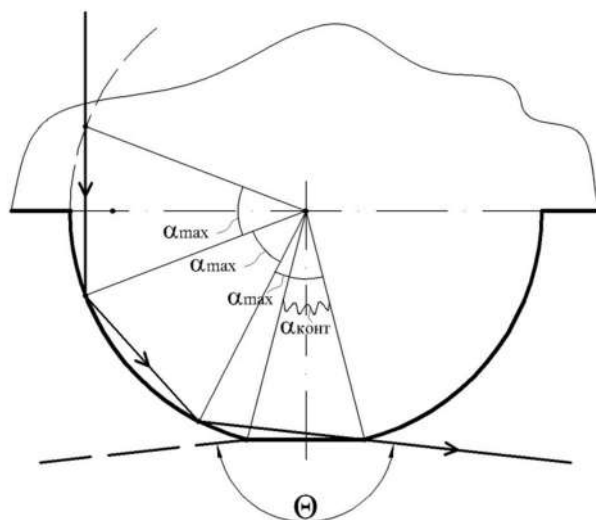


Рисунок 2.44 – Схема определения максимального угла прохождения ударной волны из ПЭ кругового профиля в породе Θ

Для трапецеидального профиля ПЭ (рисунок 2.43) он находится по формуле:

$$\Theta = 4 \delta N, ^\circ, \quad (2.70)$$

где

$$N_{\text{предв.}} = \frac{90}{2\delta}.$$

Если полученное число $N_{\text{предв.}}$ не является целым, то его необходимо округлить до меньшего целого. Полученное число N – максимально возможное число отражений фрагмента ударной волны от боковой стенки ПЭ при её распространении, обозначенном отрезками. Для схемы на рисунке 2.43 $N = 2$, следовательно, на основании формулы (2.70) $\Theta = 8 \delta$.

На основании формулы (2.70) был построен график зависимости Θ от величины угла наклона боковой поверхности ПЭ δ при постоянной длине боковой поверхности ПЭ $l_{\text{бок.}}$. Он представлен на рисунке 2.45. Его анализ показывает, что при углах наклона боковой поверхности ПЭ δ чуть меньших 45° ; $22,5^\circ$; 15° ; $11,25^\circ$; 9° ; $7,5^\circ$; $6,43^\circ$ угол прохождения ударной волны из ПЭ в породе Θ максимален и

приближается ко 180° . При этом образуется лунка выкола большого диаметра и малой глубины. Эффективность прохождения ударной волны в этом случае наибольшая, и, соответственно, объём лунки выкола также наибольший. При углах δ чуть больших 45° ; $22,5^\circ$; 15° ; $11,25^\circ$; 9° ; $7,5^\circ$; $6,43^\circ$ угол Θ минимальный. При этом образуется лунка выкола среднего диаметра и средней глубины. Эффективность прохождения ударной волны в этом случае наименьшая, и, соответственно, объём лунки выкола также наименьший.

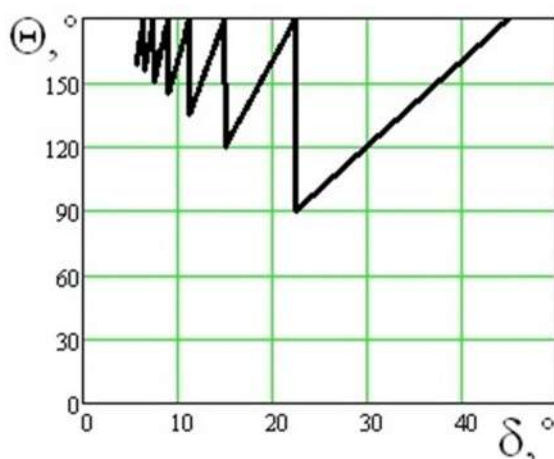


Рисунок 2.45 – Зависимость максимального угла прохождения ударной волны из ПЭ трапецеидального профиля в породе от угла наклона боковой поверхности

Максимальный угол прохождения волны из ПЭ в породе Θ для кругового профиля, исходя из геометрического анализа схемы на рисунке 2.44, находится по формуле:

$$\Theta = 180 - \alpha_{\max} + \alpha_{\text{конт}}, \quad (2.71)$$

На основании формулы (2.39 и 2.71) был построен график зависимости Θ от величины зоны контакта $t_{\text{конт}}$. Он представлен на рисунке 2.46 для ПЭ с радиусом $r = 8\text{ мм}$. Этот график имеет критические значения $t_{\text{конт}}$, равные 11,3; 6,1; 4,1; 3,1; 2,5; 2,1; 1,8 мм. Для величин $t_{\text{конт}}$ чуть меньших перечисленных соответствуют максимальный угол прохождения ударной волны из ПЭ в породе Θ и приближается ко 180° . При этом образуется лунка выкола большого диаметра и малой глубины. Эффективность прохождения

ударной волны в этом случае наибольшая, и, соответственно, объём лунки выкола также наибольший. Для величин $t_{\text{конт}}$ чуть больших перечисленных соответствуют минимальный угол прохождения ударной волны из ПЭ в породу Θ , но не менее 150° . При этом образуется лунка выкола достаточно большого диаметра и относительно средней глубины. Эффективность прохождения ударной волны в этом случае наименьшая, и, соответственно, объём лунки выкола также наименьший.

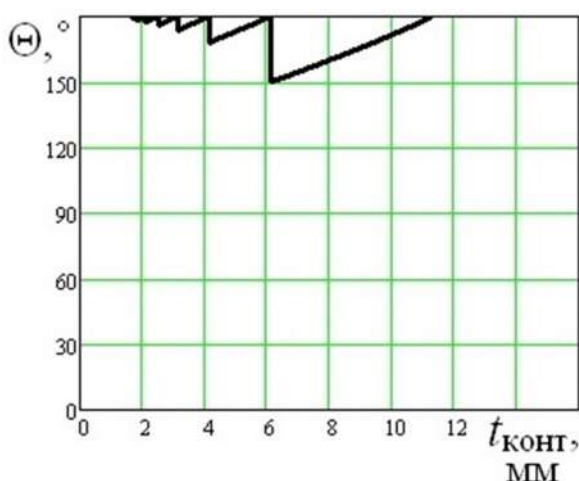


Рисунок 2.46 – Зависимость максимального угла прохождения ударной волны из ПЭ кругового профиля в породу от величины зоны контакта

2.4.2 Сравнительный анализ рациональных параметров ПЭ различного профиля

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 $\angle\delta = 10^\circ - 20^\circ$ (меньший угол для крупных ПЭ, больший – для мелких). Эффективность прохождения волн в ПЭ с $\angle\delta = 30^\circ$ снижается в 3 – 10 раз в зависимости от величины ПЭ (для мелких выбираем значение 3, для крупных – 10).

Эффективность процесса прохождения ударных волн в ПЭ с круговым профилем сопоставима с эффективностью этого процесса для ПЭ трапецеидального профиля с углом наклона боковой поверхности $\angle\delta = 30^\circ$. На

основании приведённых результатов исследований в пункте 2.4.1 была выдвинута гипотеза, что преимуществом использования инструмента с ПЭ кругового профиля является получения лунки выкола бóльшего диаметра по отношению к трапецеидальному. Круговой профиль на основании выдвинутой гипотезы наиболее эффективен для высокоскоростного разрушения пород (с высокой частотой вращения или высокой скоростью подачи). Эта гипотеза была проверена в Главе 4, пункте 4.2.6 и не была подтверждена.

Наименее эффективной формой ПЭ с точки зрения распространения ударных волн является профиль ПЭ с вогнутыми боковыми поверхностями, отражающими значительную часть волн обратно в корпус.

Анализ схем на рисунках 2.43 и 2.44 и графиков на рисунках 2.45 и 2.46 показывает, что наибольший угол прохождения ударных волн в породе ($150...180^\circ$) будет у ПЭ с круговым профилем. Согласно выдвинутой гипотезе, при этой схеме формируется лунка выкола большого диаметра и малой глубины.

С увеличением величины зоны контакта $t_{\text{конт}}$ ПЭ эффективность прохождения ударных волн через них в породе возрастает до определённого значения.

Схема с прямой боковой поверхностью характеризуется также достаточно большим углом прохождения ударных волн в породе ($90^\circ \dots 180^\circ$) и образованием лунки выкола относительно большого диаметра (но меньшего по отношению к круговому профилю) и средней глубины (но большей, чем у кругового профиля), согласно выдвинутой гипотезе.

Анализ схемы ПЭ с вогнутым профилем показал небольшой угол прохождения ударных волн в породе и образование глубокой лунки выкола небольшого диаметра. Применение инструмента машин ударного разрушения с вогнутыми ПЭ является неэффективным, так как рабочий процесс будет сопровождаться застреванием ПЭ в образованной лунке.

2.5 Эффективность прохождения ударных волн в породоразрушающем элементе различных пространственных форм

2.5.1 Рациональные формы пространственных ПЭ

На рисунке 2.47 представлены формы ПЭ, исследованные в диссертации. Процесс прохождения ударных волн в ПЭ различной конфигурации может быть различным по характеру, что оказывает определяющее значение на рабочий процесс и, соответственно, на производительность горных машин ударного действия [167].

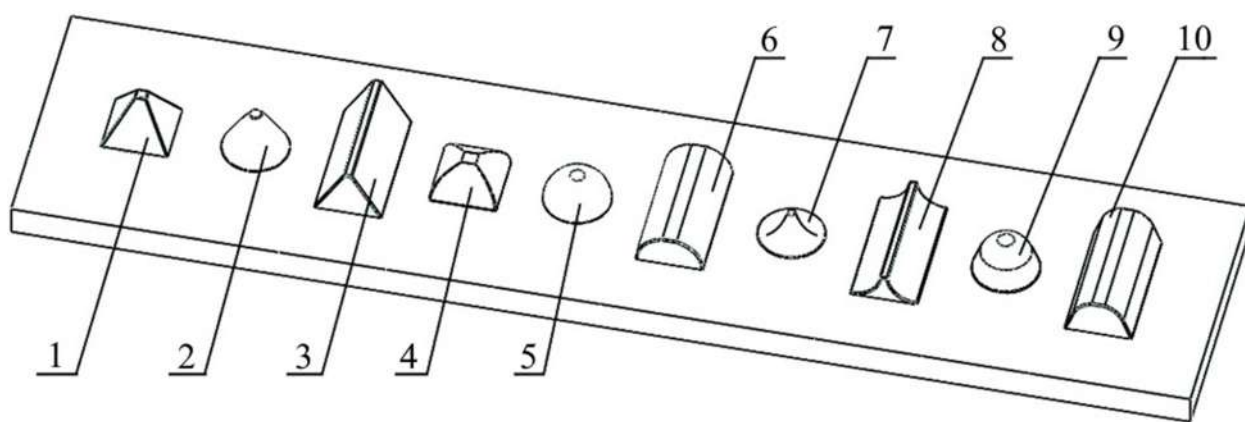


Рисунок 2.47 – Основные формы ПЭ:

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

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:

$$k_{\text{эфф.бок}} = \frac{S_{\text{вх}}}{S_{\text{бок}}}, \quad (2.72)$$

где $S_{\text{вх}}$ – площадь горизонтальной проекции входных зон ПЭ, характеризующаяся тем, что ударная волна, попавшая в эти зоны, отражаясь один или более раз от боковой поверхности, в конечном итоге проходит в

зону контакта, а затем в породу, мм^2 ; $S_{\text{бок}}$ – площадь горизонтальной проекции боковой поверхности ПЭ.

2.5.2 Графический анализ распространения ударных волн в ПЭ различных форм с трапецидальным профилем сечения

Эффективность прохождения ударной волны в ПЭ трапецидального профиля в породу определяется с помощью значения t_a , методика определения которого изложена в пункте 2.2.

Ударная волна, попавшая в угловую зону пирамидального ПЭ (близкую к боковой кромке), первый раз отразится от боковой стенки в сопряжённую боковую стенку (не в противоположную). В связи с этим необходимо произвести коррекцию величины δ , рассчитываемой формуле (2.1) по определению величины t_a . Коррекция происходит по формуле $\delta_{\text{корр}} = \delta + \Delta\epsilon$, °, где величина коррекции $\Delta\epsilon$ определяется по графику на рисунке 2.48.

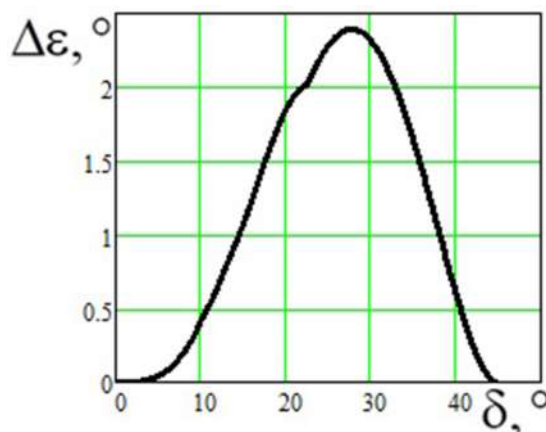


Рисунок 2.48 – Зависимость величины коррекции от угла наклона боковой поверхности ПЭ трапецидального профиля

Для пирамидальной с четырьмя прямыми гранями формы ПЭ (поз. 1 на рисунке 2.47) площадь горизонтальной проекции входных зон ПЭ составляет:

$$S_{\text{вх}} = (T_3 - t_{\text{пром}} - 2t_a)^2 - t_{\text{конт}}^2, \text{ мм}, \quad (2.73)$$

где $b_{\text{конт}}$ – ширина зоны контакта ($b_{\text{конт}} = t_{\text{конт}}$), мм.

Максимальная величина площадь горизонтальной проекции входных зон ПЭ составляет:

$$S_{\text{вх.мах}} = (T_3 - t_{\text{пром}})^2 - t_{\text{конт}}^2, \text{ мм.} \quad (2.74)$$

Площадь горизонтальной проекции боковой поверхности ПЭ составляет:

$$S_{\text{бок}} = (T_3 - t_{\text{пром}})^2 - t_{\text{конт}}^2, \text{ мм.} \quad (2.75)$$

Подставляя формулы (2.73), (2.74), (2.75) в формулу (2.72), получаем зависимости $k_{\text{эфф.бок}}(t_{\text{конт}})$ и $k_{\text{эфф.бок}}(\delta)$ для пирамидальной с четырьмя прямыми гранями формы ПЭ. При этом для зависимости $k_{\text{эфф.бок}}(t_{\text{конт}})$ необходимо соблюсти условие, что при $S_{\text{вх}} < S_{\text{вх.мах}}$ в числитель формулы (2.72) подставляется выражение (2.73), а при $S_{\text{вх}} \geq S_{\text{вх.мах}}$ – выражение (2.74). Графики зависимостей $S_{\text{вх}}(t_{\text{конт}})$, $k_{\text{эфф.бок}}(t_{\text{конт}})$, $S_{\text{вх}}(\delta)$ и $k_{\text{эфф.бок}}(\delta)$ для пирамидальной с четырьмя прямыми гранями формы ПЭ изображены, соответственно, на рисунках 2.49 – 2.52. В представленных расчётах для ПЭ трапецеидального профиля угол $\delta = 15^\circ$.

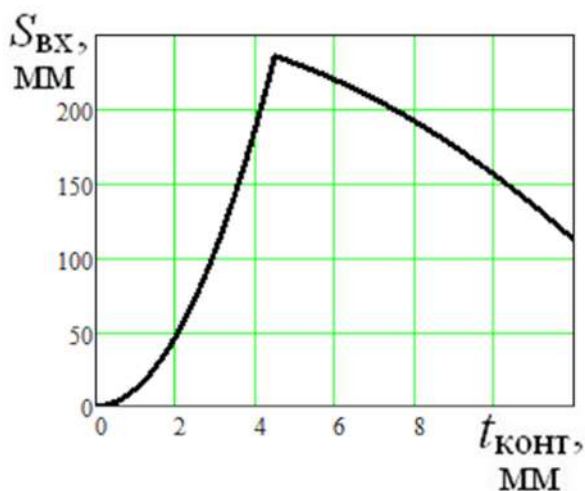


Рисунок 2.49 – Зависимость площади горизонтальной проекции входных зон пирамидального с четырьмя прямыми гранями ПЭ от величины зоны контакта

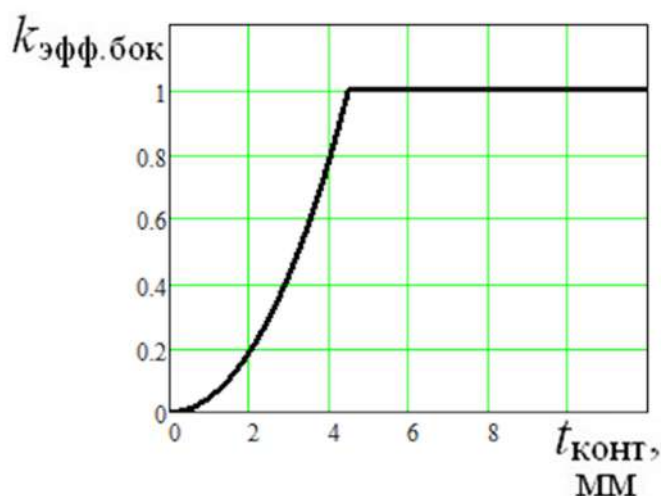


Рисунок 2.50 – Зависимость коэффициента отражения ударной волны боковой поверхностью пирамидального с четырьмя прямыми гранями ПЭ в зону контакта от величины зоны контакта

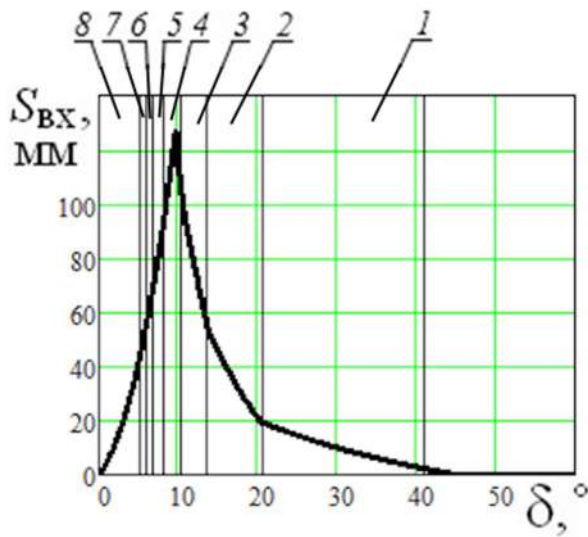


Рисунок 2.51 – Зависимость площади горизонтальной проекции входных зон пирамидального с четырьмя прямыми гранями от угла наклона боковой поверхности ПЭ

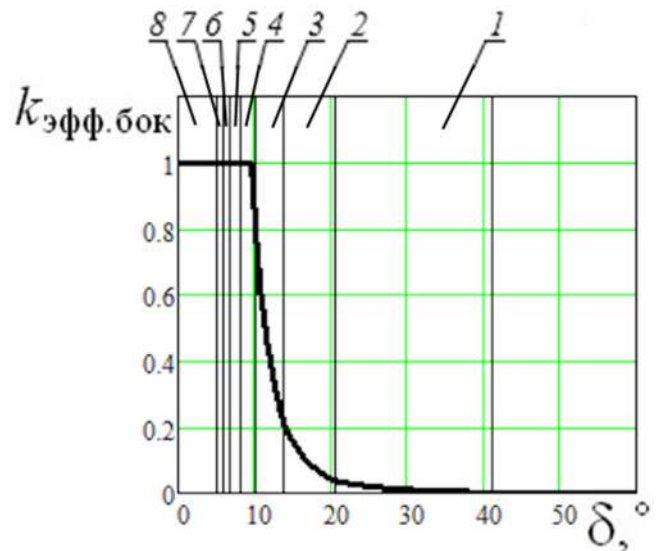


Рисунок 2.52 – Зависимость коэффициента отражения ударной волны боковой поверхностью пирамидального с четырьмя прямыми гранями ПЭ в зону контакта от угла наклона боковой поверхности ПЭ

Для конусной формы ПЭ (поз. 2 на рисунке 2.47) площадь горизонтальной проекции входных зон ПЭ составляет:

$$S_{\text{ВХ}} = \frac{\pi \cdot [(T_3 - t_{\text{пром}}) - 2t_a]^2 - \pi \cdot t_{\text{конт}}^2}{4}, \text{ мм.} \quad (2.76)$$

Площадь горизонтальной проекции боковой поверхности ПЭ составляет:

$$S_{\text{бок}} = \frac{\pi \cdot (T_3 - t_{\text{пром}})^2 - \pi \cdot t_{\text{конт}}^2}{4}, \text{ мм.} \quad (2.77)$$

Подставляя формулы (2.76), (2.77) в формулу (2.72), получаем зависимости $k_{\text{эфф.бок}}(t_{\text{конт}})$ и $k_{\text{эфф.бок}}(\delta)$ для конусной формы ПЭ. При этом необходимо соблюсти условие, что при $S_{\text{ВХ}} < S_{\text{бок}}$ в числитель формулы (2.72) подставляется выражение (2.76), а при $S_{\text{ВХ}} \geq S_{\text{бок}}$ – выражение (2.77). Графики зависимостей $S_{\text{ВХ}}(t_{\text{конт}})$, $k_{\text{эфф.бок}}(t_{\text{конт}})$, $S_{\text{ВХ}}(\delta)$ и $k_{\text{эфф.бок}}(\delta)$ для конусной формы ПЭ изображены, соответственно, на рисунках 2.53 – 2.56.

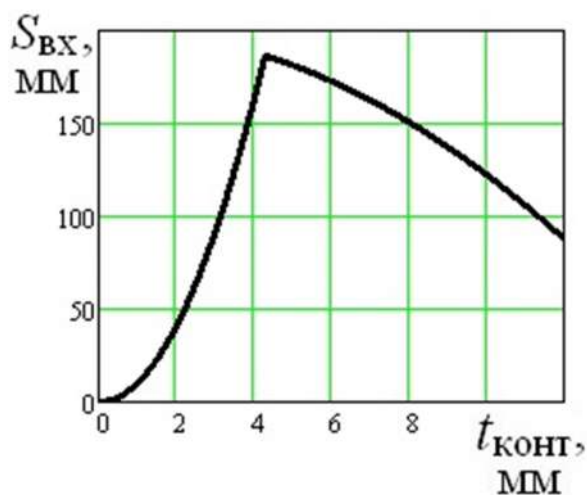


Рисунок 2.53 – Зависимость площади горизонтальной проекции входных зон конусного ПЭ от величины зоны контакта

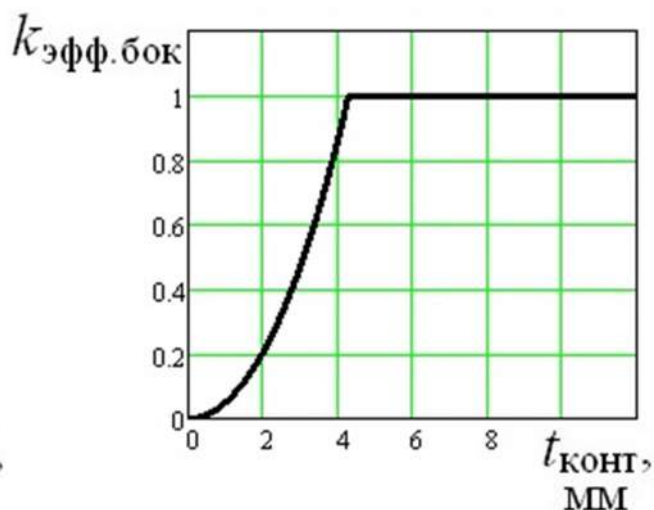


Рисунок 2.54 – Зависимость коэффициента отражения ударной волны боковой поверхностью конусного ПЭ в зону контакта от величины зоны контакта

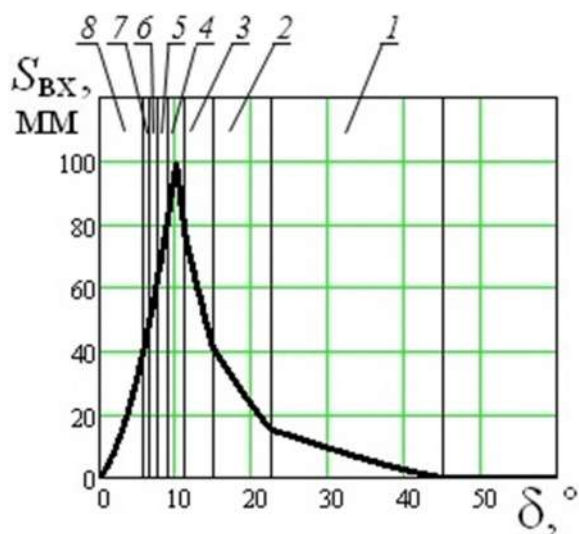


Рисунок 2.55 – Зависимость площади горизонтальной проекции входных зон конусного ПЭ от угла наклона боковой поверхности ПЭ

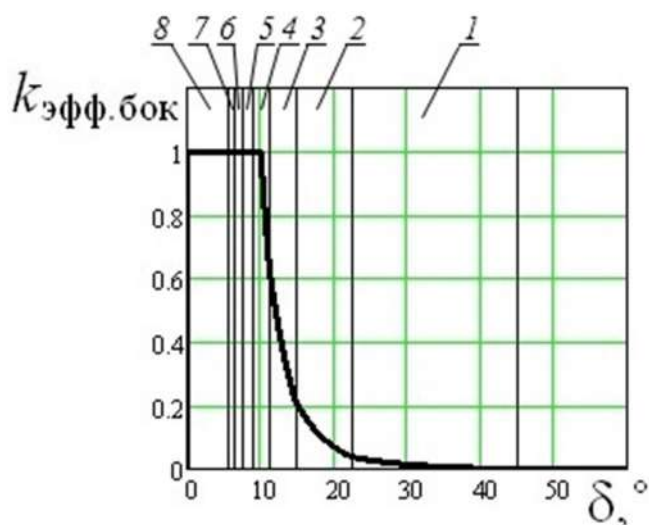


Рисунок 2.56 – Зависимость коэффициента отражения ударной волны боковой поверхностью конусного ПЭ в зону контакта от угла наклона боковой поверхности ПЭ

Для клиновой формы ПЭ (поз. 3 на рисунке 2.47) площадь горизонтальной проекции входных зон ПЭ составляет:

$$S_{\text{вх}} = [(T_3 - t_{\text{пром}}) - 2t_a - t_{\text{конт}}] \cdot B_3, \text{ мм}, \quad (2.78)$$

где B_3 – ширина ПЭ, мм.

Площадь горизонтальной проекции боковой поверхности ПЭ составляет:

$$S_{\text{бок}} = [(T_3 - t_{\text{пром}}) - t_{\text{конт}}] \cdot B_3, \text{ мм}, \quad (2.79)$$

Подставляя формулы (2.78), (2.79) в формулу (2.72), получаем зависимости $k_{\text{эфф.бок}}(t_{\text{конт}})$ и $k_{\text{эфф.бок}}(\delta)$ для клиновой формы ПЭ. При этом необходимо соблюсти условие, что при $S_{\text{вх}} < S_{\text{бок}}$ в числитель формулы (2.72) подставляется выражение (2.78), а при $S_{\text{вх}} \geq S_{\text{бок}}$ – выражение (2.79). Графики зависимостей $S_{\text{вх}}(t_{\text{конт}})$, $k_{\text{эфф.бок}}(t_{\text{конт}})$, $S_{\text{вх}}(\delta)$ и $k_{\text{эфф.бок}}(\delta)$ для клиновой формы ПЭ изображены, соответственно, на рисунках 2.57 – 2.60.

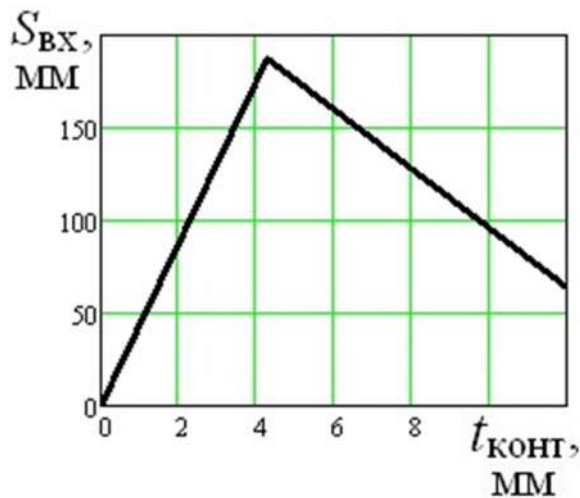


Рисунок 2.57 – Зависимость площади горизонтальной проекции входных зон клинового ПЭ от величины зоны контакта

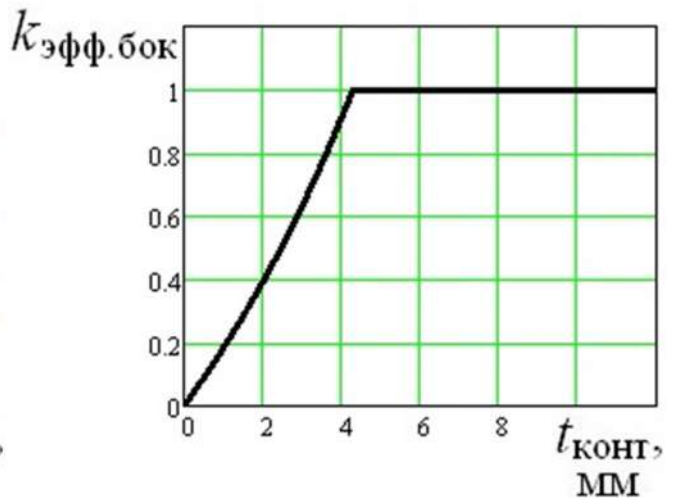


Рисунок 2.58 – Зависимость коэффициента отражения ударной волны боковой поверхностью клинового ПЭ в зону контакта от величины зоны контакта

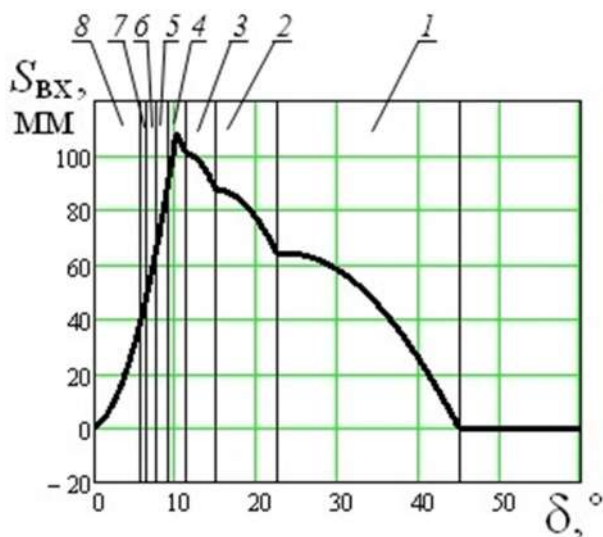


Рисунок 2.59 – Зависимость площади горизонтальной проекции входных зон клинового ПЭ от угла наклона боковой поверхности ПЭ

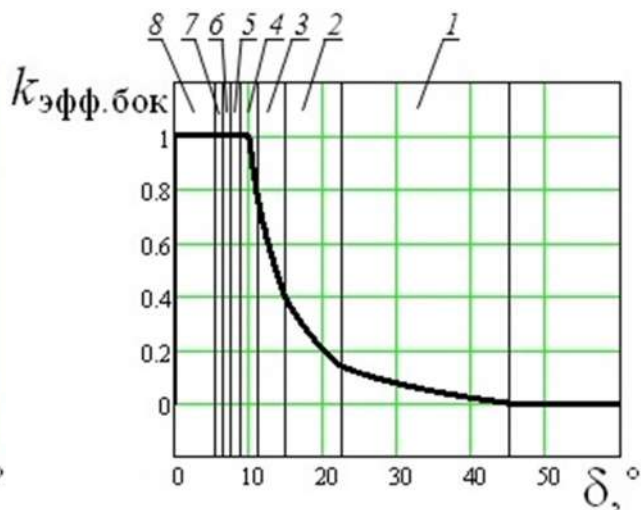


Рисунок 2.60 – Зависимость коэффициента отражения ударной волны боковой поверхностью клинового ПЭ в зону контакта от угла наклона боковой поверхности ПЭ

2.5.3 Графический анализ распространения ударных волн в ПЭ различных форм с круговым профилем сечения

Эффективность прохождения ударной волны в ПЭ кругового профиля в породе определяется с помощью критических значений $t_{a,max i}$ и $t_{a,min i}$ (формулы 2.39). Методика нахождения этих значений изложена в пункте 2.3.1.

Для пирамидальной с четырьмя круговыми гранями формы ПЭ (поз. 4 на рисунке 2.47) площадь горизонтальной проекции входных зон ПЭ составляет несколько участков:

$$S_{BX1} = 4(T_3 - t_{пром} - t_{a,max 1}) \cdot t_{a,max 1}, \text{ мм}, \quad (2.80)$$

$$S_{BX2} = 4(T_3 - t_{пром} - (t_{a,max 1} + t_{a,min 1})) \cdot (t_{a,max 1} - t_{a,min 1}) + 4(T_3 - t_{пром} - t_{a,max 2}) \cdot t_{a,max 2}, \text{ мм}, \quad (2.81)$$

.....

$$S_{BXi} = 4(T_3 - t_{пром} - (t_{a,max 1} + t_{a,min 1})) \cdot (t_{a,max 1} - t_{a,min 1}) + 4(T_3 - t_{пром} - (t_{a,max 2} + t_{a,min 2})) \cdot (t_{a,max 2} - t_{a,min 2}) + \dots + 4(T_3 - t_{пром} - (t_{a,max i-1} + t_{a,min i-1})) \cdot (t_{a,max i-1} - t_{a,min i-1}) + 4(T_3 - t_{пром} - t_{a,max i}) \cdot t_{a,max i}, \text{ мм}, \quad (2.82)$$

где i – количество отражений фрагмента ударной волны от боковой стенки ПЭ до попадания в зону контакта $t_{\text{конт}}$ при её распространении, обозначенного отрезками.

Значение $S_{\text{вх}1}$, определённое по формуле (2.80), действительно в диапазоне изменения величины зоны контакта от $t_{\text{конт.крит}2}$ до $t_{\text{конт.крит}1}$, для $S_{\text{вх}2}$ (формула 2.81) этот диапазон составит от $t_{\text{конт.крит}3}$ до $t_{\text{конт.крит}2}$, для $S_{\text{вх} i}$ (формула 2.82) этот диапазон составит от $t_{\text{конт.крит} i+1}$ до $t_{\text{конт.крит} i}$. Чем больше значений i , тем точнее расчёт.

У ПЭ кругового профиля определённой конфигурации может существовать нулевая зона контакта, характеризующаяся тем, что все ударные волны, попавшие на боковую поверхность, отразятся в зону $t_{\text{конт}}$. Величина зоны контакта в этом случае будет находиться в диапазоне от $t_{\text{конт.крит}1}$ до $t_{\text{конт.мах}}$. Здесь $t_{\text{конт.мах}} = 2 \cdot r$, где r – радиус ПЭ, мм.

Для пирамидальной с четырьмя круговыми гранями формы ПЭ площадь горизонтальной проекции входных зон в нулевой зоне контакта рассчитываются по формуле:

$$S_{\text{вх}0} = (T_3 - t_{\text{пром}})^2 - t_{\text{конт}}^2, \text{ мм.} \quad (2.83)$$

График зависимости $S_{\text{вх}}(t_{\text{конт}})$ изображен на рисунке 2.61. Он состоит из отрезков соответствующих значениям $S_{\text{вх}0}$, $S_{\text{вх}1}$, $S_{\text{вх}2}$, ..., $S_{\text{вх} i}$, которые находятся в указанных диапазонах по оси абсцисс $t_{\text{конт}}$.

Площадь горизонтальной проекции боковой поверхности ПЭ составляет:

$$S_{\text{бок}} = (T_3 - t_{\text{пром}})^2 - t_{\text{конт}}^2, \text{ мм.} \quad (2.84)$$

График зависимости $k_{\text{эфф.бок}}(t_{\text{конт}})$ для пирамидальной с четырьмя круговыми гранями формы ПЭ, построенный на основании формулы (2.72), изображен на рисунке 2.62. Величина $t_{\text{конт}}$ на графиках $S_{\text{вх}}(t_{\text{конт}})$ и $k_{\text{эфф.бок}}(t_{\text{конт}})$ умножена на коэффициент 1,09 из-за наличия угловых зон в ПЭ (см. пункт 2.5.2).

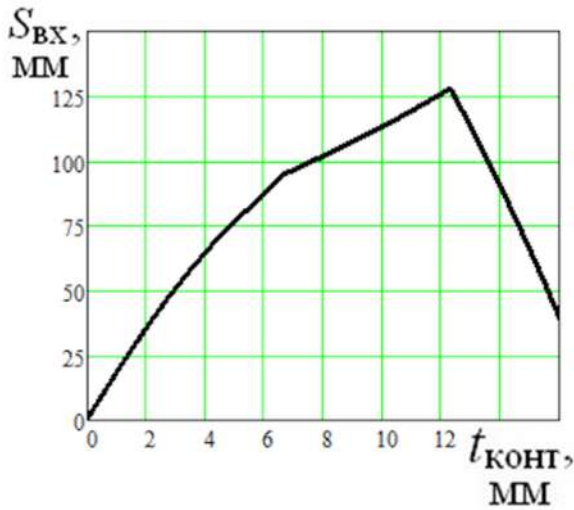


Рисунок 2.61 – Зависимость площади горизонтальной проекции входных зон пирамидального с четырьмя круговыми гранями ПЭ от величины зоны контакта

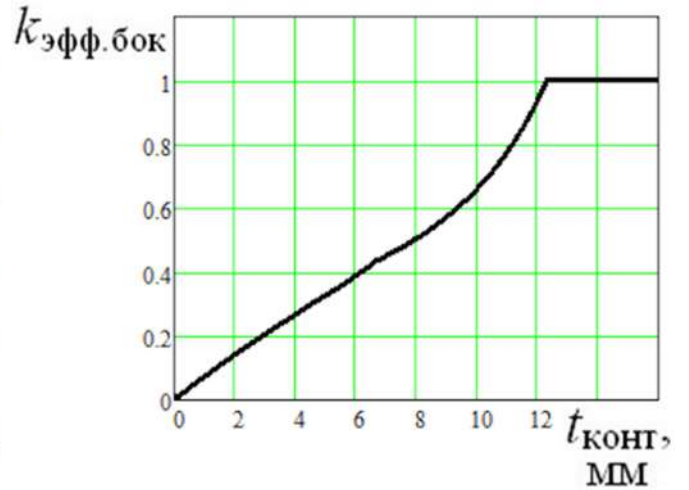


Рисунок 2.62 – Зависимость коэффициента отражения ударной волны боковой поверхностью пирамидального с четырьмя круговыми гранями ПЭ в зону контакта от величины зоны контакта

Для сферической формы ПЭ (поз. 5 на рисунке 2.47) площадь горизонтальной проекции входных зон ПЭ составляет несколько участков:

$$S_{\text{ВХ}1} = \frac{\pi \cdot [(T_3 - t_{\text{пром}})^2 - [(T_3 - t_{\text{пром}}) - 2t_{\text{а.макс}1}]^2]}{4}, \text{ мм.} \quad (2.85)$$

$$S_{\text{ВХ}2} = \frac{\pi \cdot [[(T_3 - t_{\text{пром}}) - 2t_{\text{а.мин}1}]^2 - [(T_3 - t_{\text{пром}}) - 2t_{\text{а.макс}1}]^2]}{4} +$$

$$+ \frac{\pi \cdot [(T_3 - t_{\text{пром}})]^2 - [(T_3 - t_{\text{пром}}) - 2t_{\text{а.макс}2}]^2]}{4}, \text{ мм.} \quad (2.86)$$

$$\dots\dots\dots$$

$$S_{\text{ВХ}i} = \frac{\pi \cdot [[(T_3 - t_{\text{пром}}) - 2t_{\text{а.мин}1}]^2 - [(T_3 - t_{\text{пром}}) - 2t_{\text{а.макс}1}]^2]}{4} +$$

$$+ \frac{\pi \cdot [[(T_3 - t_{\text{пром}}) - 2t_{\text{а.мин}2}]^2 - [(T_3 - t_{\text{пром}}) - 2t_{\text{а.макс}2}]^2]}{4} + \dots +$$

$$+ \frac{\pi \cdot [[(T_3 - t_{\text{пром}}) - 2t_{\text{а.мин}i-1}]^2 - [(T_3 - t_{\text{пром}}) - 2t_{\text{а.макс}i-1}]^2]}{4} +$$

$$+ \frac{\pi \cdot [(T_3 - t_{\text{пром}})]^2 - [(T_3 - t_{\text{пром}}) - 2t_{\text{а.макс}i}]^2]}{4}, \text{ мм.} \quad (2.87)$$

где i – количество отражений фрагмента ударной волны от боковой стенки ПЭ до попадания в зону контакта $t_{\text{конт}}$ при её распространении, обозначенного отрезками.

Площадь горизонтальной проекции входных зон в нулевой зоне контакта:

$$S_{\text{вх}0} = \frac{\pi \cdot \left[(T_3 - t_{\text{пром}})^2 - t_{\text{конт}}^2 \right]}{4}, \text{ мм.} \quad (2.88)$$

Значения $S_{\text{вх}0}$, $S_{\text{вх}1}$, $S_{\text{вх}2}$, ..., $S_{\text{вх}i}$ находятся в аналогичных диапазонах по оси абсцисс $t_{\text{конт}}$, что и у пирамидальных ПЭ с четырьмя круговыми гранями.

Площадь горизонтальной проекции боковой поверхности ПЭ составляет:

$$S_{\text{бок}} = \frac{\pi \cdot \left[(T_3 - t_{\text{пром}})^2 - t_{\text{конт}}^2 \right]}{4}, \text{ мм.} \quad (2.89)$$

Графики зависимостей $S_{\text{вх}}(t_{\text{конт}})$ и $k_{\text{эфф.бок}}(t_{\text{конт}})$ для сферической формы ПЭ изображены, соответственно, на рисунках 2.63 и 2.64.

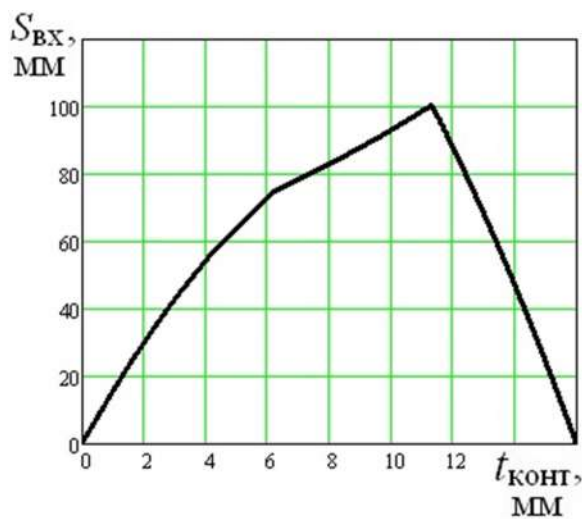


Рисунок 2.63 – Зависимость площади горизонтальной проекции входных зон сферического ПЭ от величины зоны контакта

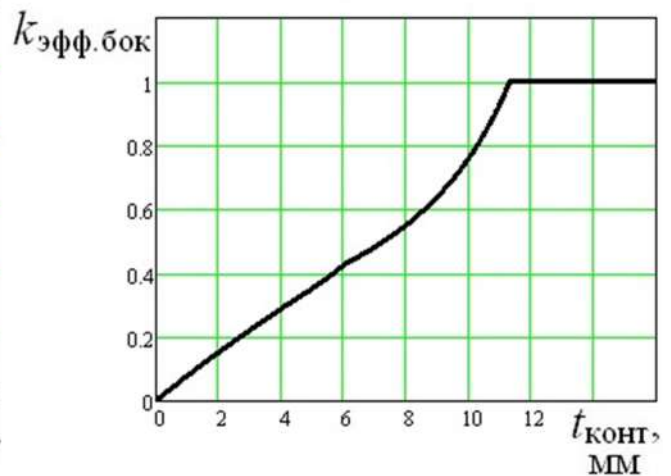


Рисунок 2.64 – Зависимость коэффициента отражения ударной волны боковой поверхностью сферического ПЭ в зону контакта от величины зоны контакта

Для полуцилиндрической формы ПЭ (поз. 6 на рисунке 2.47) площадь горизонтальной проекции входных зон ПЭ составляет несколько участков:

$$S_{\text{вх}1} = (B_3 - t_{\text{пром}}) \cdot t_{\text{а.макс}}, \text{ мм,} \quad (2.90)$$

$$S_{\text{вх}2} = 2(B_3 - t_{\text{пром}})(t_{\text{а.макс}1} - t_{\text{а.мин}1}) + 2(B_3 - t_{\text{пром}})(t_{\text{а.макс}2}), \text{ мм}, \quad (2.91)$$

$$S_{\text{вх}i} = 2(B_3 - t_{\text{пром}})(t_{\text{а.макс}1} - t_{\text{а.мин}1}) + 2(B_3 - t_{\text{пром}})(t_{\text{а.макс}2} - t_{\text{а.мин}2}) + \dots + 2(B_3 - t_{\text{пром}})(t_{\text{а.макс}i-1} - t_{\text{а.мин}i-1}) + 2(B_3 - t_{\text{пром}}) \cdot t_{\text{а.макс}i}, \text{ мм}, \quad (2.92)$$

где B_3 – ширина ПЭ, мм, i – количество отражений фрагмента ударной волны от боковой стенки ПЭ до попадания в зону контакта $t_{\text{конт}}$ при её распространении, обозначенного отрезками.

Площадь горизонтальной проекции входных зон в нулевой зоне контакта:

$$S_{\text{вх}0} = [(T_3 - t_{\text{пром}}) - t_{\text{конт}}] \cdot (B_3 - t_{\text{пром}}), \text{ мм}, \quad (2.93)$$

Значения $S_{\text{вх}0}$, $S_{\text{вх}1}$, $S_{\text{вх}2}$, ..., $S_{\text{вх}i}$ находятся в аналогичных диапазонах по оси абсцисс $t_{\text{конт}}$, что и у пирамидальных ПЭ с четырьмя круговыми гранями.

Площадь горизонтальной проекции боковой поверхности ПЭ составляет:

$$S_{\text{бок}} = [(T_3 - t_{\text{пром}}) - t_{\text{конт}}] \cdot (B_3 - t_{\text{пром}}), \text{ мм}, \quad (2.94)$$

Графики зависимостей $S_{\text{вх}}(t_{\text{конт}})$ и $k_{\text{эфф.бок}}(t_{\text{конт}})$ для полуцилиндрической формы ПЭ изображены, соответственно, на рисунках 2.65 и 2.66.

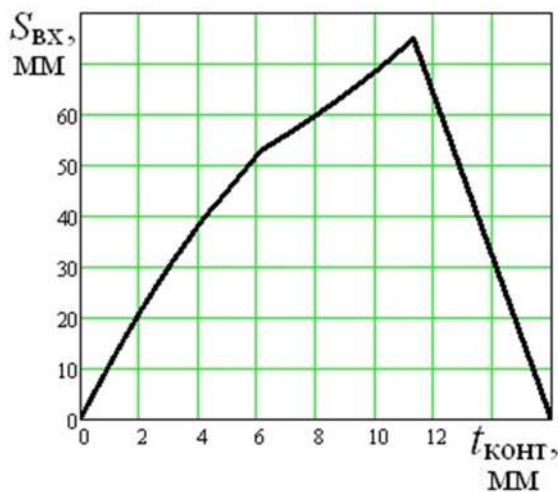


Рисунок 2.65 – Зависимость площади горизонтальной проекции входных зон полуцилиндрического ПЭ от величины зоны контакта

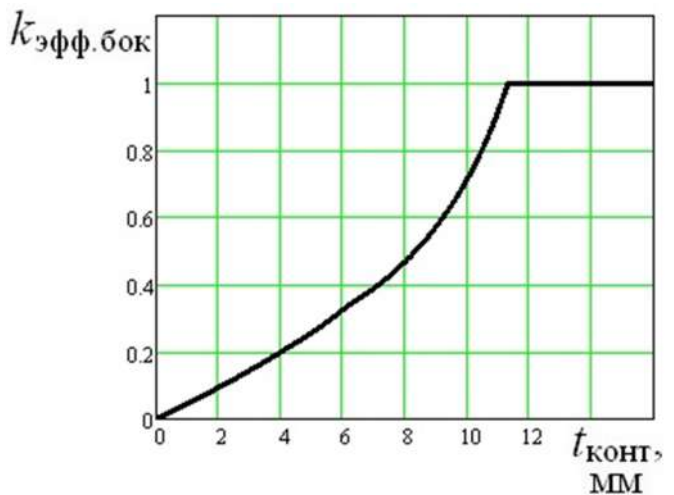


Рисунок 2.66 – Зависимость коэффициента отражения ударной волны боковой поверхностью полуцилиндрического ПЭ в зону контакта от величины зоны контакта

2.5.4 Модернизация применяемых буровых коронок при бурении крепких горных пород

Традиционно для бурения крепких и вязких горных пород применяются долотчатые коронки, для бурения крепких трещиноватых пород – крестовые. Они армированы клиновыми пластинками (ПЭ). Как правило, угол заточки (равный 2δ) пластинки (пластинок) и коронки одинаков. В большинстве случаев составляет 110° . В соответствии с вышеизложенным материалом прохождение ударных волн в пластинках и коронках с таким углом заточки будет минимально. В связи с этим целесообразно применять рабочие инструменты, изображённые на рисунках 2.67 и 2.68 с меньшим углом заточки пластинок (ПЭ) [192]. На рисунках также показан профиль пластинок (ПЭ). В статье предлагается для более эффективного прохождения ударных волн в породе, а, следовательно, и повышения эффективности процесса разрушения, применять пластинки (ПЭ) с углом заточки $2\delta = 70^\circ, 60^\circ, 50^\circ, 40^\circ, 30^\circ, 20^\circ$ (соответствует углу наклона боковой поверхности ПЭ $\delta = 35^\circ, 30^\circ, 25^\circ, 20^\circ, 15^\circ, 10^\circ$ (рисунки 2.4 и 2.5). При этом эффективность прохождения ударных волн, отражённых от боковой поверхности в зону контакта возрастает от 0 до 100%. Для различных видов горных пород можно использовать инструмент с различными углами заточки. Если показатель крепости горных пород на руднике сильно варьирует, то рекомендуется использовать несколько коронок с различными углами заточки пластины (ПЭ) 2δ .

Можно было бы сделать вывод о том, что целесообразней применять коронки с углом наклона боковой поверхности ПЭ $10^\circ\text{--}15^\circ$, но ограничивающим фактором использования таких углов является прочность инструмента, что уже было описано выше, и соответственно его стойкость. Оптимальные соотношения стойкости и угла наклона боковой поверхности ПЭ рекомендуется выбирать в ходе практики.

Рациональные геометрические параметры ПЭ буровых коронок наиболее точно можно подобрать с помощью программы «Трапецеидальный породоразрушающий элемент Mathcad», разработанной автором.

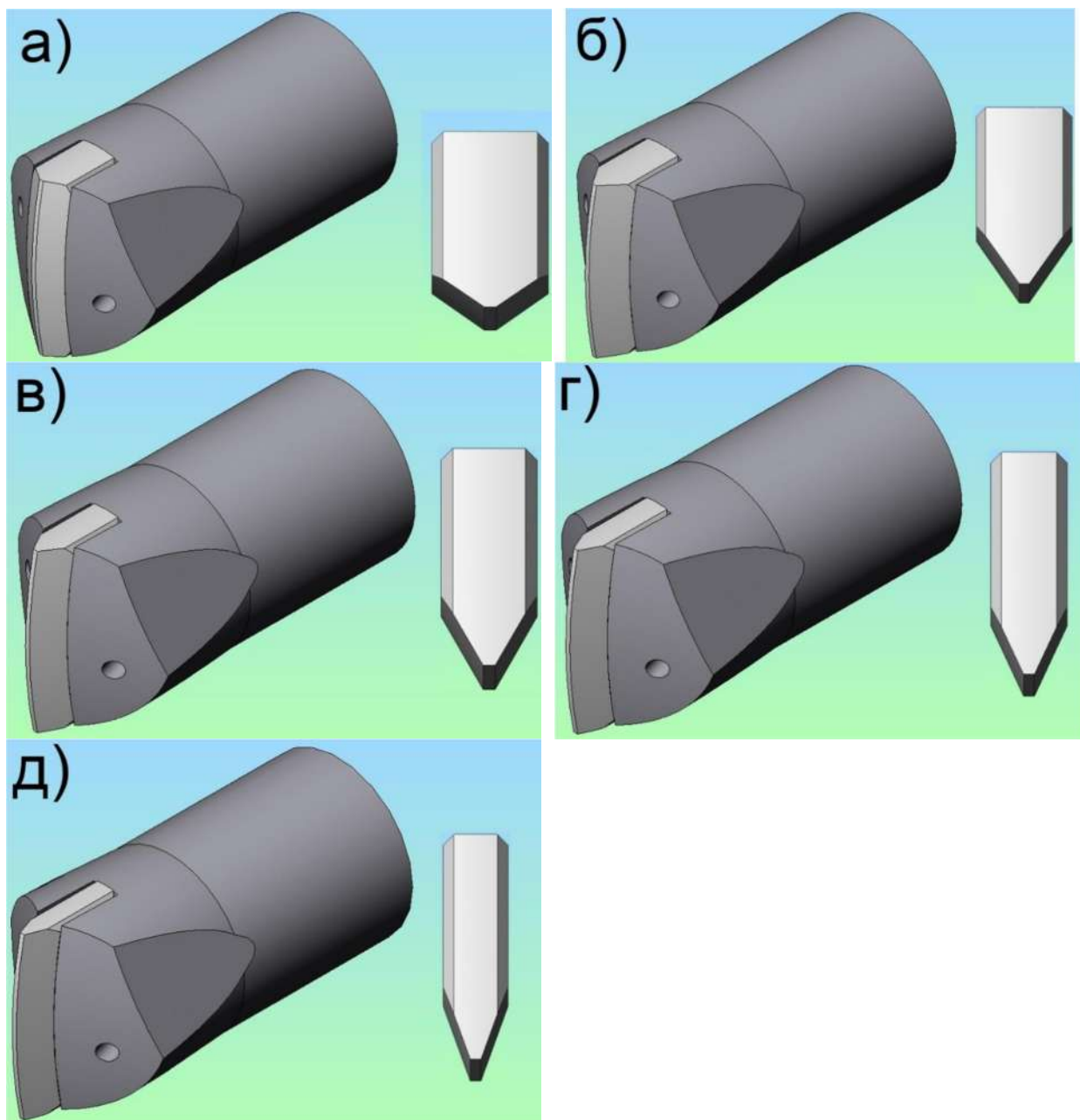


Рисунок 2.67 – Коронка долотчатая пластинчатая с углом заточки пластины:
а) 110°, б) 70°, в) 60°, г) 50°, д) 40°

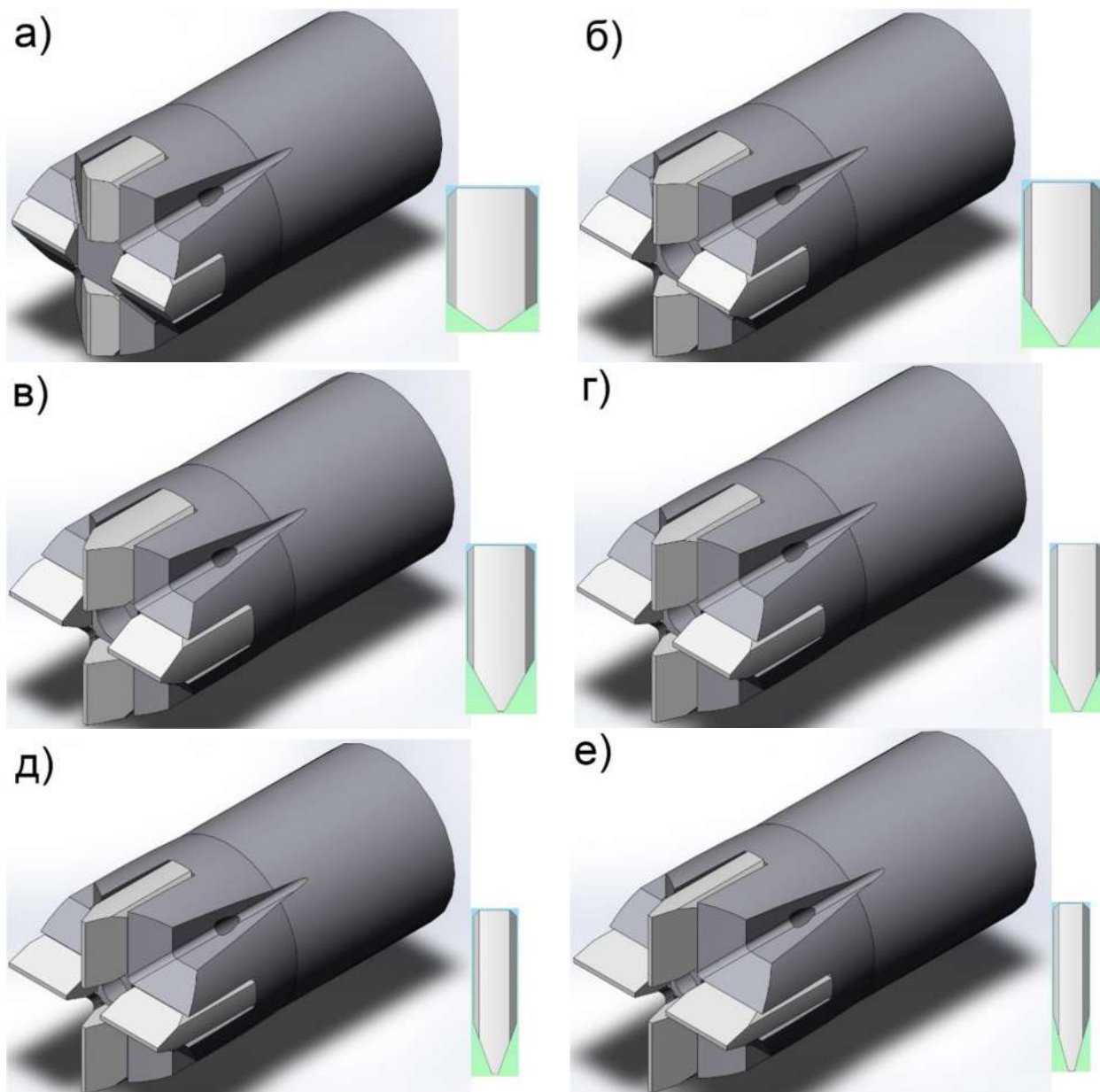


Рисунок 2.68 – Коронка крестовая пластинчатая с углом заточки пластины: а) 110°, б) 70°, в) 60°, г) 50°, д) 40°, е) 30°

2.5.5 Результаты анализа эффективности прохождения ударных волн через ПЭ различных пространственных форм

Проведённый анализ в работе показывает, что эффективность прохождения ударных волн в ПЭ будет возрастать в зависимости от увеличения зоны контакта $t_{\text{конт}}$, связанного с износом рабочей поверхности. Проведённые эксперименты показывают, что эффективность процесса ударного процесса разрушения действительно повышается в связи с увеличением зоны контакта [76].

На производительность процесса ударного разрушения определяющее значение оказывает форма ПЭ, которая должна максимально сосредотачивать ударные волны в зону контакта ПЭ с отбиваемой породой.

Сравнительный анализ графиков $S_{\text{вх}}(t_{\text{конт}})$ шести форм ПЭ (поз. 1 – 6 на рисунке 2.47) показывает, что в случае примерно одинаковых их геометрических размеров (масштабов) и с углом наклона боковой поверхности трапецеидального сечения ПЭ $\delta = 15^\circ$ максимально возможная площадь горизонтальной проекции входных зон $S_{\text{вх}}$ будет у пирамидального с четырьмя прямыми гранями ПЭ, немного меньше у конусного и клинового ПЭ. Далее в порядке убывания располагаются пирамидальный с четырьмя круговыми гранями, сферический и полуцилиндрический ПЭ. В случае, если величина контакта (величина износа рабочей поверхности) ПЭ составит $t_{\text{конт}} = 2$ мм, $S_{\text{вх}}$ будет максимальна у клинового ПЭ, значительно ниже у пирамидального с четырьмя прямыми гранями и у конусного ПЭ. Затем в порядке убывания располагаются пирамидальный с четырьмя круговыми гранями, сферический и полуцилиндрический ПЭ.

Сравнительный анализ графиков $k_{\text{эфф.бок}}(t_{\text{конт}})$ шести форм ПЭ (поз. 1 – 6 на рисунке 2.47) показывает, что в случае примерно одинаковых их геометрических размеров (масштабов) и с углом наклона боковой поверхности трапецеидального сечения ПЭ $\delta = 15^\circ$ наиболее эффективно концентрируют ударные волны боковой поверхностью в зону контакта по критерию величины коэффициента эффективности отражения ударной волны боковой

поверхностью ПЭ в зону его контакта с породой $k_{\text{эфф.бок}}$ клиновые ПЭ. Значительно хуже концентрируют волны пирамидальный с четырьмя прямыми и круговыми гранями, конусный и сферический ПЭ. У полуцилиндрических ПЭ показатели $k_{\text{эфф.бок}}$ ещё ниже. В случае, если величина контакта (величина износа рабочей поверхности) ПЭ составит $t_{\text{конт}} = 2$ мм, величина коэффициента $k_{\text{эфф.бок}}$ будет максимальна у клинового ПЭ, примерно в 2 раза меньше у пирамидального с четырьмя прямыми гранями ПЭ и у конусного, ещё немного меньше у пирамидального с четырьмя круговыми гранями и у сферического ПЭ. Самый низкий показатель $k_{\text{эфф.бок}}$ будет у полуцилиндрического ПЭ.

Сравнительный анализ графиков $S_{\text{вх}}(t_{\text{конт}})$ и $k_{\text{эфф.бок}}(t_{\text{конт}})$ шести форм ПЭ (поз. 1 – 6 на рисунке 2.47) при $t_{\text{конт}} < 2$ мм (начальной стадии износа рабочей поверхности) показывает, что наиболее эффективно ударные волны будут проходить из ПЭ в зону его контакта с разрушаемой породой у клиновой формы. Примерно в 2,5 – 3 раза менее эффективно волны будут проходить у пирамидального с четырьмя круговыми гранями и у сферического ПЭ, ещё менее эффективно у полуцилиндрического ПЭ. Низко эффективны в начальной стадии износа рабочей поверхности пирамидальные с четырьмя прямыми гранями и конусные ПЭ. У таких ПЭ рекомендуется в начале эксплуатации создавать зону затупления $t_{\text{конт}} \approx 1$ мм. Для ПЭ других описываемых форм также рекомендуется создавать зону затупления $t_{\text{конт}} \approx 0,3 - 0,5$ мм.

На основании представленного анализа графиков $S_{\text{вх}}(t_{\text{конт}})$ и $k_{\text{эфф.бок}}(t_{\text{конт}})$ можно сделать вывод, что наиболее эффективной формой ПЭ является клиновая. Также предпочтительными, но менее эффективными являются пирамидальная с четырьмя прямыми и круговыми гранями, конусная и сферическая формы ПЭ. Наименее эффективной, но также предпочтительной формой ПЭ является полуцилиндрическая.

Не рекомендуется использовать шиповую и вогнуто-клиновую формы ПЭ (поз. 7, 8 на рисунке 2.47).

ПЭ сфероконической (параболической, баллистической) формы по критерию эффективности прохождения через них ударных волн занимают промежуточное положение между конусными и сферическими формами, ПЭ клиновидной скруглённой – между клиновидной и полуцилиндрической (поз. 9, 10 на рисунке 2.47).

Анализ полученных зависимостей $k_{\text{эфф.бок}}(\delta)$ показывает, что высокоэффективной пространственной формой ПЭ трапецеидального сечения по критерию прохождения ударных волн является клиновидная (поз. 3 на рисунке 2.47), менее эффективной формой является конусная, и ещё чуть менее эффективной – пирамидальный ПЭ с четырьмя прямыми гранями.

Также графики $k_{\text{эфф.бок}}(\delta)$ показывают, что эффективность прохождения ударных волн в ПЭ с уменьшением угла наклона боковой грани резко возрастает (на графиках $k_{\text{эфф.бок}}(\delta)$ в диапазоне от 20° до 10°). В области критических углов (на графиках $k_{\text{эфф.бок}}(\delta)$ около 10°) происходит высокое сосредоточение ударных нагрузок в зоне контакта, что вызывает напряжения в материале ПЭ, превышающие предел прочности. При этом происходит выкрашивание участков ПЭ в зоне контакта с породой. В данном случае необходимо перед началом использования рабочего инструмента создавать зону затупления на ПЭ [90].

Проблема выкрашивания участков ПЭ в зоне контакта с породой не существует у ПЭ кругового сечения, но сосредоточение ударных нагрузок в зоне контакта у таких ПЭ значительно меньше, чем у ПЭ трапецеидального сечения.

2.6 Выводы по главе 2

1. Определена наиболее эффективная форма ПЭ на основании анализа эффективности прохождения ударной волны из ПЭ трапецеидального профиля в крепкую горную породу. Зависимости коэффициента прохождения ударной волны из ПЭ в породу $k_{\text{прох}}$, коэффициента затупления ПЭ $k_{\text{затуп}}$, коэффициента эффективности отражения ударной волны боковой

поверхностью ПЭ в зону его контакта с породой $k_{\text{эфф.бок}}$, коэффициента отражения ударных волн поверхностями ПЭ обратно в инструмент $k_{\text{отраж}}$, коэффициент эффективности формы ПЭ $k_{\text{эфф.форм}}$ от угла наклона боковой поверхности ПЭ трапецеидального профиля δ показал, что наиболее рациональный угол наклона боковой поверхности $\angle\delta = 10^\circ - 20^\circ$.

2. Установлено на основании зависимостей коэффициентов $k_{\text{прох}}$, $k_{\text{затуп}}$, $k_{\text{эфф.бок}}$, $k_{\text{отраж}}$, $k_{\text{эфф.форм}}$ от величины зоны контакта $t_{\text{конт}}$, что ПЭ кругового профиля эквивалентны ПЭ трапецеидального профиля с углом наклона боковой поверхности $\angle\delta = 30^\circ$.

3. Установлено, что с увеличением величины зоны контакта $t_{\text{конт}}$ ПЭ трапецеидального, кругового и вогнутого профиля эффективность прохождения ударных волн через них в породу в соответствии с величинами коэффициентов $k_{\text{прох}}$, $k_{\text{затуп}}$, $k_{\text{эфф.бок}}$, $k_{\text{отраж}}$, $k_{\text{эфф.форм}}$ возрастает.

4. Определена на основании зависимостей коэффициентов $k_{\text{прох}}$, $k_{\text{затуп}}$, $k_{\text{эфф.бок}}$, $k_{\text{отраж}}$, $k_{\text{эфф.форм}}$ от величины зоны контакта $t_{\text{конт}}$ неэффективность применения ПЭ с вогнутым (шипообразным) профилем.

5. Определены наибольшие углы прохождения ударных волн из ПЭ трапецеидального и кругового профилей в породу Θ . У ПЭ кругового профиля он составляет $\Theta = 150^\circ \dots 180^\circ$, трапецеидального $\Theta = 90^\circ \dots 180^\circ$. Была выдвинута гипотеза о том, что при увеличении угла Θ происходит увеличение диаметра и уменьшение глубины образовавшейся после удара лунки выкола.

6. Установлено, что самой эффективной пространственной формой ПЭ на основании анализа зависимости коэффициента эффективности отражения ударной волны боковой поверхностью ПЭ в зону его контакта с породой $k_{\text{эфф.бок}}$ от величины зоны контакта $t_{\text{конт}}$, является клиновая. Менее эффективными, но рекомендуемыми к применению, являются формы ПЭ: сферическая, конусная, пирамидальная с четырьмя прямыми гранями, пирамидальная с четырьмя круговыми гранями, сфероконическая (параболическая, баллистическая), клиновая скруглённая. Наименее

эффективную форму, но также рекомендуемую к применению, имеет полуцилиндрический ПЭ. Неэффективными формами и нерекомендуемыми к применению являются шиповой и вогнуто-клиновой ПЭ.

7. Предложено заводам-изготовителям буровых коронок ударного действия на основании предложенного в главе анализа использовать коронки с уменьшенным углом заточки клиновых ПЭ $2\delta = 70^\circ, 60^\circ, 50^\circ, 40^\circ, 30^\circ, 20^\circ$ (соответствует углу наклона боковой поверхности ПЭ $\delta = 35^\circ, 30^\circ, 25^\circ, 20^\circ, 15^\circ, 10^\circ$).

ГЛАВА 3 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ФОРМИРОВАНИЯ ЯДРА НАПРЯЖЕНИЯ И ЛУНКИ ВЫКОЛА И СКОЛА В КРЕПКОЙ ГОРНОЙ ПОРОДЕ ПОД ВОЗДЕЙСТВИЕМ ИНСТРУМЕНТА

3.1 Исследование процесса формирования ядра напряжений в крепкой горной породе под действием на неё нагрузки со стороны рабочего инструмента

3.1.1 Анализ понятия «ядро напряжения» и «лунка выкола» в породе

Действующая нагрузка на породу со стороны рабочего инструмента вызывает в ней напряжения, которые при прочностном анализе в компьютерных программах или фотоупругим методом могут быть представлены в виде изолиний напряжений [24, 247]. Изолинии напряжений, соответствующих по своей величине пределу прочности крепкой горной породы, называются ядром напряжений. Ядро напряжений формирует лунку выкола или скола в крепкой породе [96, 97, 98, 306]. Важной задачей повышения производительности машин ударного действия является обоснование рациональной величины нагрузки и угла её приложения к породе с целью формирования в ней ядра напряжения такой формы, при которой возникнет максимальный объём выкола (скола) [226, 245, 277, 279].

3.1.2 Эпюры ядер напряжений, вызванных вследствие воздействия силы со стороны рабочего инструмента горной машины

В работе в программе Ansys Workbench [86, 129, 130, 172, 188, 242] были определены эпюры эквивалентных напряжений по фон Мизесу (von-Mises) в крепкой горной породе, которые возникают вследствие воздействия на неё рабочего инструмента горной машины. Полученные эпюры позволяют в дальнейшем определить характер разрушения породы и выявить его основные геометрические параметры с целью их последующей оптимизации [95, 168, 176, 209, 221, 222].

Исходными данными в исследовании являлись: нагрузка на площадку контакта $F_{\text{конт}} = 800\text{Н}$, диаметр круговой площадки контакта $d_{\text{конт}} = 0,30\text{ мм}$ (4

конечных элемента по диаметру, 27 конечных элемента по площади (рисунок 3.1)), угол наклона вектора силы действия со стороны инструмента на породу в соответствии с Декартовой системой координат $\alpha_F = 0^\circ; -10^\circ; -20^\circ; -30^\circ; -40^\circ; -45^\circ; -50^\circ; -60^\circ; -70^\circ; -80^\circ; -90^\circ$ (рисунок 3.2).

Если рассматривать зону приложения нагрузки $F_{\text{конт}} = 800\text{Н}$ в исследуемом объеме породы, то в некотором приближении контакт инструмента с породой можно считать близким к точечному или на небольшой площади (рисунок 3.3). Такая схема исследования наиболее точно позволяет отобразить на эпюрах контуры ядра напряжений.

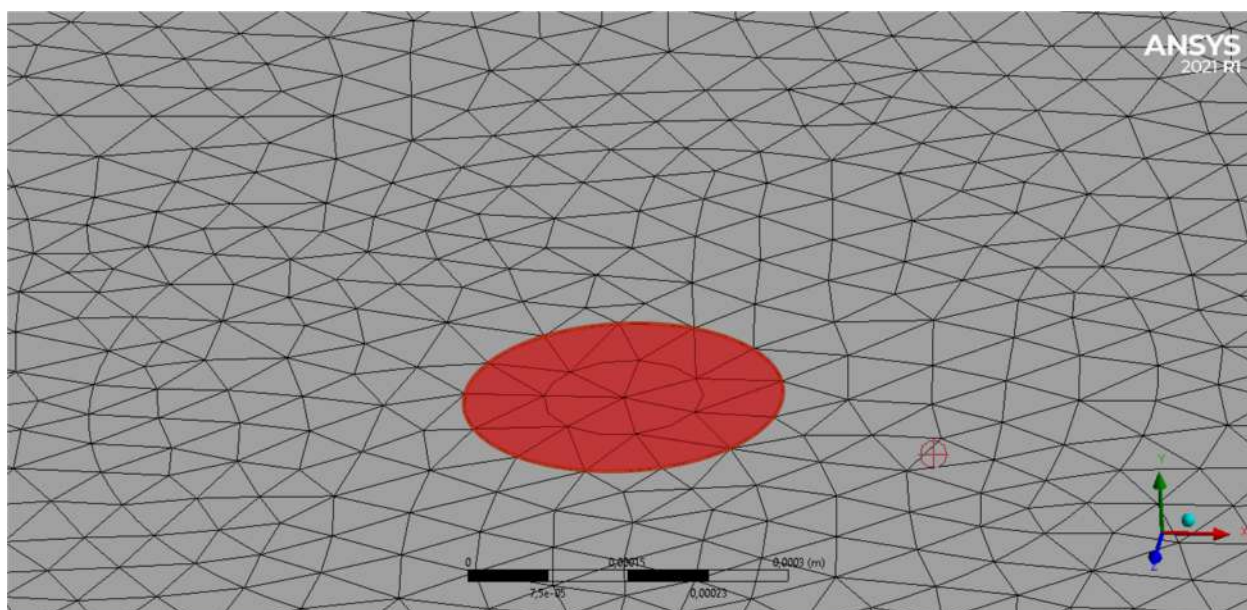


Рисунок 3.1 – Сетка конечных элементов в зоне приложения нагрузки $F_{\text{конт}} = 800\text{Н}$

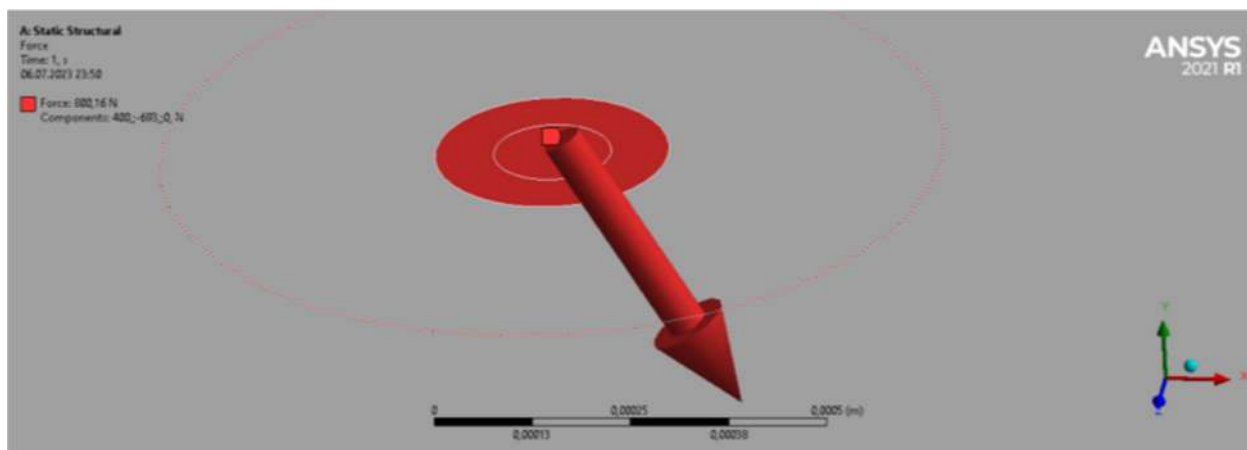


Рисунок 3.2 – Вектор действия нагрузки $F_{\text{конт}} = 800\text{Н}$ на зону диаметром $d_{\text{конт}} = 0,30\text{ мм}$

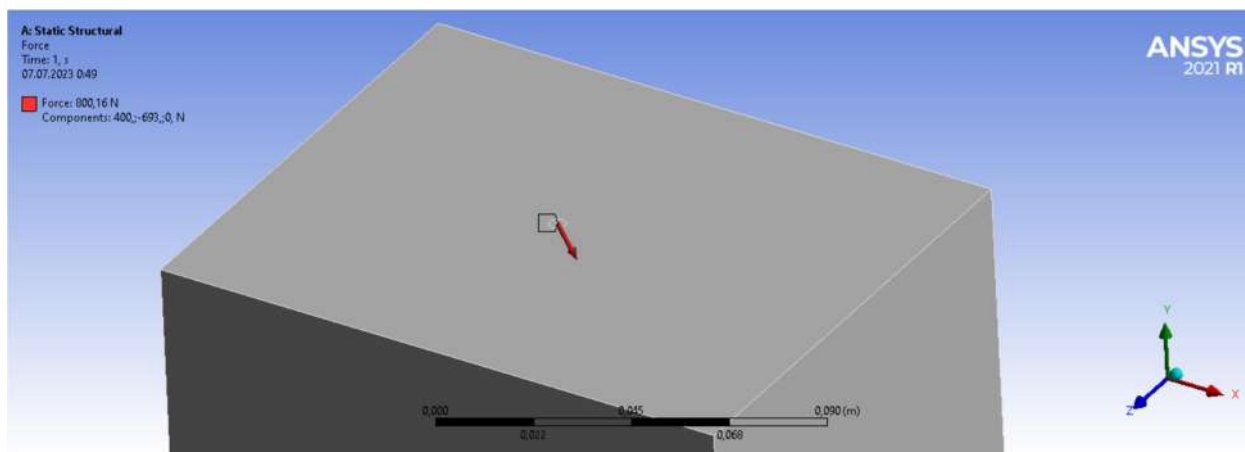


Рисунок 3.3 – Вектор действия нагрузки $F_{\text{конт}} = 800\text{Н}$ на зону диаметром $d_{\text{конт}} = 0,30\text{ мм}$ (круговой зоны контакта, обозначенной красным эллипсом, почти невидно из-за малых размеров)

Эпюра напряжений в крепкой горной породе, полученная вследствие действия нагрузки со стороны рабочего инструмента горной машины, показана на рисунке 3.4.

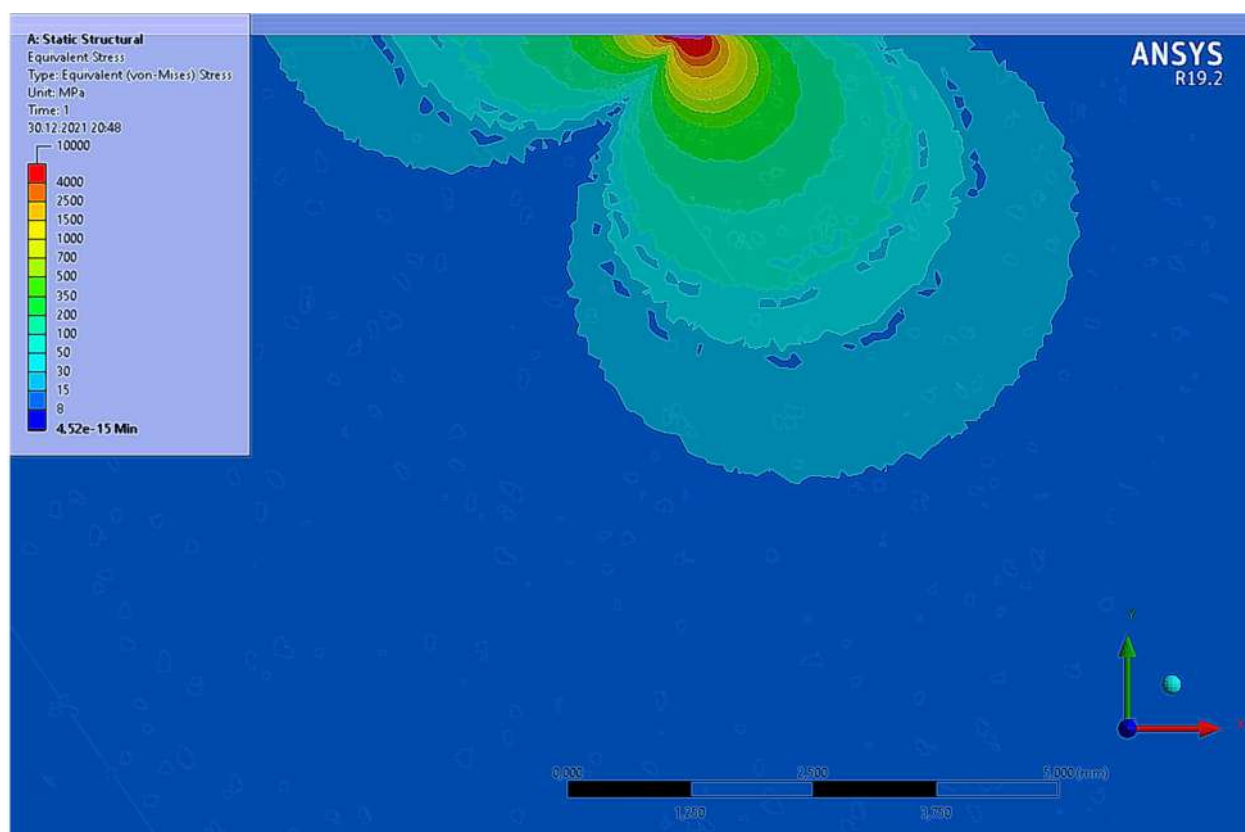


Рисунок 3.4 – Эпюра напряжений по Мизесу в крепкой горной породе под углом действия нагрузки $\alpha_{\text{конт}} = -45^\circ$

Эпюры напряжений в крепкой горной породе под разными углами действия нагрузки показаны на рисунке 3.5, а – л.

Анализ полученных напряжений свидетельствует о том, что при воздействии нагрузки на породу образуются два ядра напряжений, которые расположены друг к другу с некоторым допущением симметрично относительно оси. Такие ядра можно назвать оппозитными. В ядре, в котором бóльшая часть (рисунок 3.4 и рисунки 3.5, г – л), то есть правая на указанных рисунках, находится в породе, преобладают напряжения сжатия. Также там имеются и касательные напряжения. Условно назовём его ядром напряжений сжатия. В оппозитном ядре (левая часть эпюры) преобладают напряжения растяжения. Соответственно, назовём его ядром напряжений растяжения.

На рисунке 3.6 представлены эпюры напряжений в породе, вызванными действием на неё силы F , с исходными расчётными данными: $F_{\text{конт}} = 800\text{Н}$, $d_{\text{конт}} = 2,00\text{ мм}$. В данном случае контакт нельзя считать точечным. В зоне контакта характер распределения напряжений в породе на эпюрах на рисунке 3.6 отличается от результатов исследований, полученных на эпюрах рисунков 3.5. Также, сравнивая характер эпюр на рисунках 3.5 и 3.6, можно сделать вывод о том, что изолинии напряжений, находящиеся на некотором удалении от зоны контакта становятся близкими друг к другу по характеру и величинам.

На рисунке 3.7 приведены эпюры напряжений в крепкой горной породе, вызванных действием на неё силы F , с исходными расчётными данными: $F_{\text{конт}} = 10000\text{Н}$, $d_{\text{конт}} = 0,30\text{ мм}$. Такие напряжения в породе наиболее близко характерны для максимальной амплитуды напряжений при ударном разрушении крепких горных пород с помощью перфораторов [117, 120, 122, 134, 187]. Характер распределения напряжений в породе на эпюрах на рисунке 3.7 принципиально не отличается от результатов исследований, полученных на эпюрах рисунков 3.5.

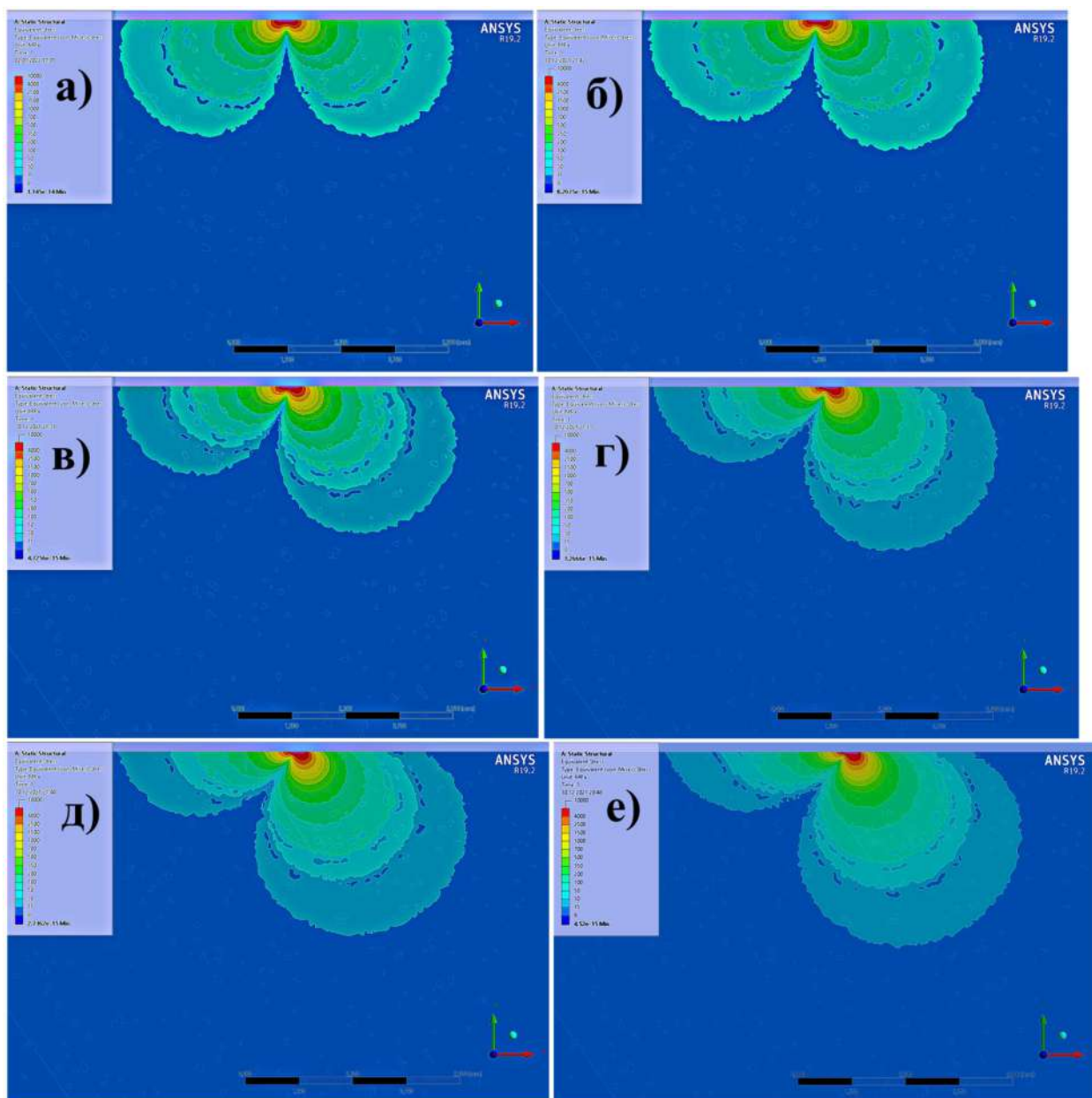


Рисунок 3.5 – Эпюры напряжений по Мизесу в крепкой горной породе под углом действия нагрузки α_F равной: а) 0° ; б) -10° ; в) -20° ; г) -30° ; д) -40° ; е) -45°

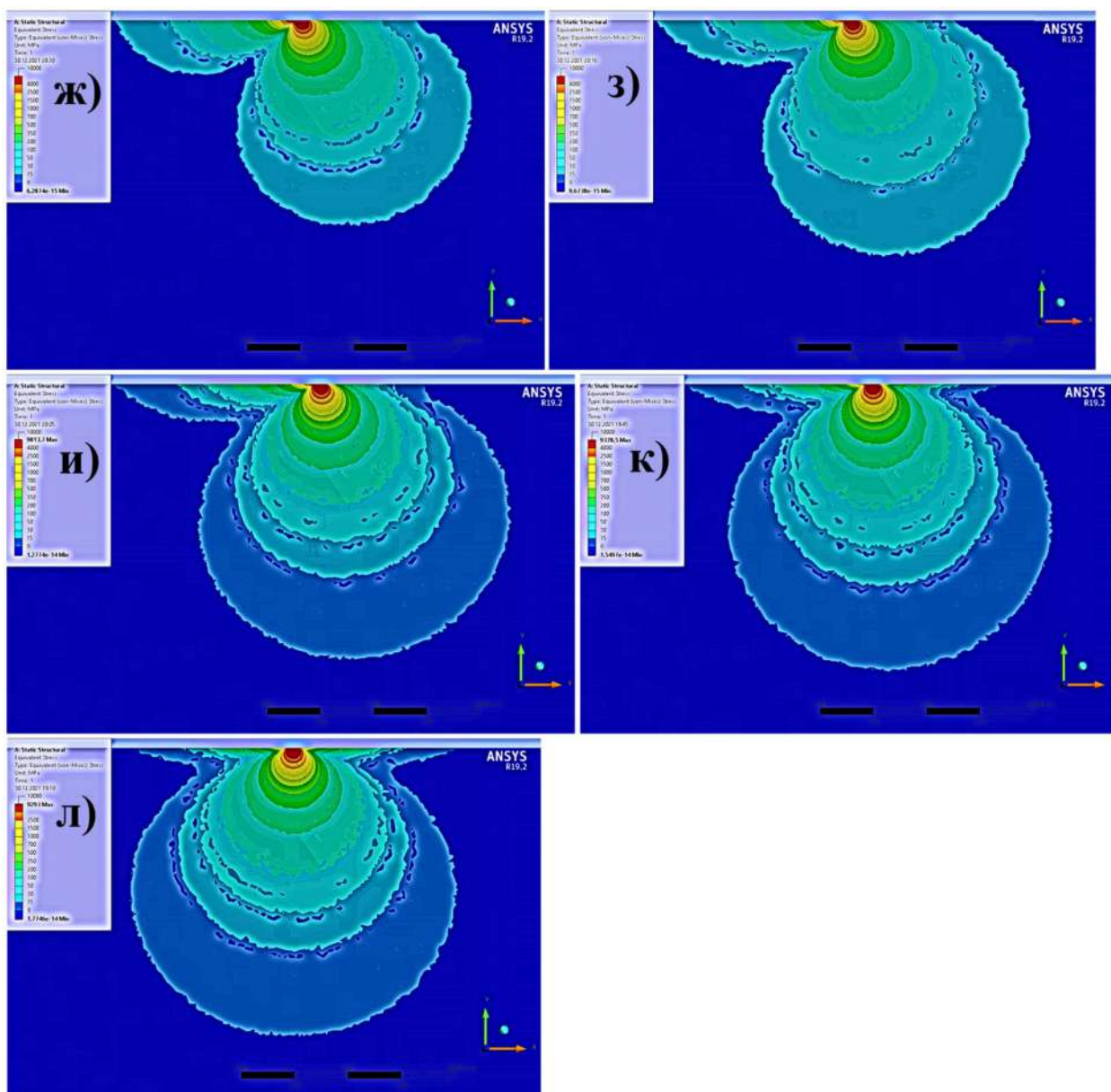


Рисунок 3.5 – Эпюры напряжений по Мизесу в крепкой горной породе под углом действия нагрузки α_F равной: ж) -50° ; з) -60° ; и) -70° ; к) -80° ; л) -90°

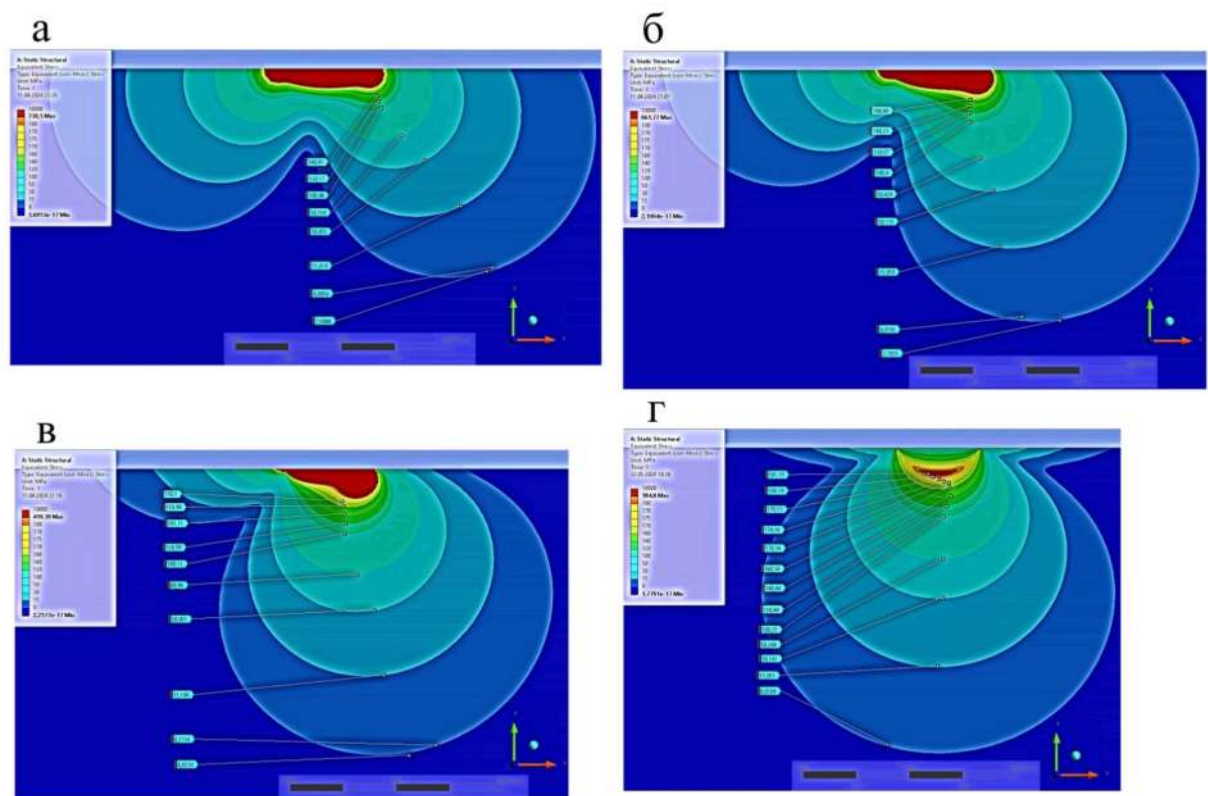


Рисунок 3.6 – Эпюры напряжений по Мизесу в крепкой горной породе под углом действия нагрузки α_F а) -10° ; б) -30° ; в) -60° ; г) -90°

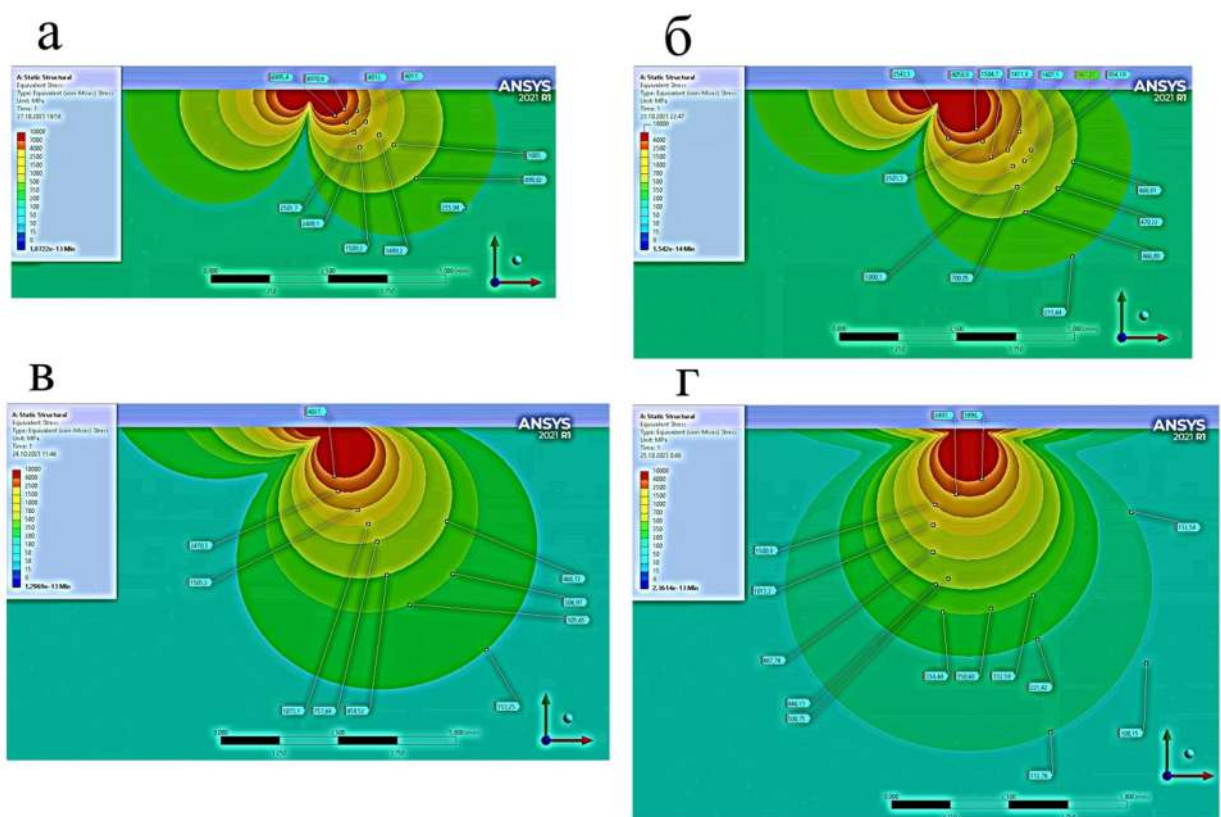


Рисунок 3.7 – Эпюры напряжений по Мизесу в крепкой горной породе под углом действия нагрузки α_F а) -10° ; б) -30° ; в) -60° ; г) -90°

3.1.3 Математическая модель ядра напряжения в крепкой горной породе при воздействии на неё рабочего инструмента горной машины

Анализ литературы и полученные экспериментальные данные позволяют выдвинуть гипотезу, что форма ядра напряжения (уплотнения) при контакте рабочего инструмента с крепкой горной породой имеет форму эллипсоида в трёхмерном пространстве. Одной из основных целей решения задачи о разрушении крепких горных пород является нахождение геометрических параметров эллипсоида ядра уплотнения при определённых действующих нагрузках [99, 100, 249, 258].

Для упрощения решаемой задачи трёхмерную модель ядра уплотнения мы переводим в двухмерную, т.е. необходимо найти геометрические параметры сечения эллипсоида, контуры которого представляют линию эллипса. К этим параметрам относятся координаты центра эллипса, размеры большой и малой полуосей и угол поворота фигуры.

Каноническое уравнение эллипса с координатами в центре двумерного декартового пространства:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1, \quad (3.1)$$

где x и y – текущие координаты эллипса; a и b – размеры полуосей. График этого уравнения представлен на рисунке 3.8.

В реальных условиях контуры сечения ядра уплотнения имеют вид повёрнутого эллипса со смещениями по оси x и y .

Каноническое уравнение повёрнутого эллипса:

$$\frac{(x \cdot \cos(\alpha) + y \cdot \sin(\alpha))^2}{a^2} + \frac{(-x \cdot \sin(\alpha) + y \cdot \cos(\alpha))^2}{b^2} = 1, \quad (3.2)$$

где α – угол отклонения полуоси с размером a относительно горизонтальной оси x , °. После раскрытия скобок, некоторых преобразований и упрощений получим уравнение:

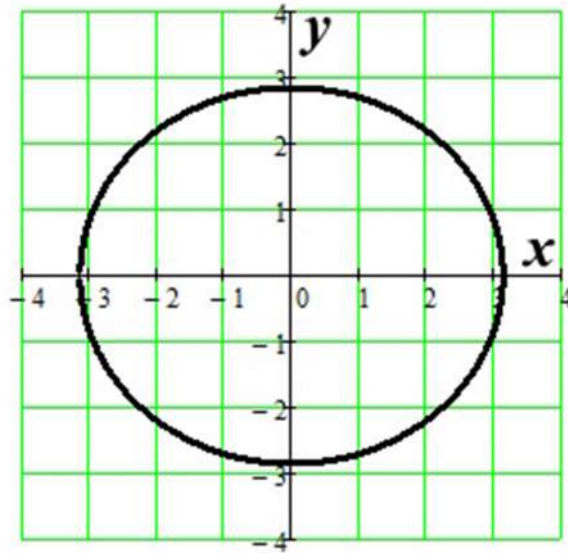


Рисунок 3.8 – Эллипс с центром в точке (0,0) с углом поворота 0° с длиной полуосей $a = 3,14$ мм и $b = 2,85$ мм

$$\frac{2xy \cdot \cos(\alpha) \cdot \sin(\alpha)}{a^2} - \frac{2xy \cdot \cos(\alpha) \cdot \sin(\alpha)}{b^2} = 2xy \cdot \cos(\alpha) \cdot \sin(\alpha) \cdot \left(\frac{1}{a^2} - \frac{1}{b^2} \right). \quad (3.3)$$

В уравнении (3.3) принимаем, что $x = \text{const}$. Его в этом случае можно будет записать в виде следующего квадратного уравнения:

$$\left(\frac{\sin^2(\alpha)}{a^2} + \frac{\cos^2(\alpha)}{b^2} \right) y^2 + \left(2x \cdot \cos(\alpha) \cdot \sin(\alpha) \cdot \left(\frac{1}{a^2} - \frac{1}{b^2} \right) \right) y + \left(\frac{\cos^2(\alpha)}{a^2} + \frac{\sin^2(\alpha)}{b^2} \right) x^2 - 1 = 0.$$

Решая его мы, получим следующие два корня:

$$y = \frac{1}{2 \left(\frac{\sin^2(\alpha)}{a^2} + \frac{\cos^2(\alpha)}{b^2} \right)} \left[- \left(x \cdot \sin(2\alpha) \cdot \left(\frac{1}{a^2} - \frac{1}{b^2} \right) \right) \pm \sqrt{\left(x \cdot \sin(2\alpha) \cdot \left(\frac{1}{a^2} - \frac{1}{b^2} \right) \right)^2 - 4 \left(\frac{\sin^2(\alpha)}{a^2} + \frac{\cos^2(\alpha)}{b^2} \right) \left(\left(\frac{\cos^2(\alpha)}{a^2} + \frac{\sin^2(\alpha)}{b^2} \right) x^2 - 1 \right)} \right]. \quad (3.4)$$

Эти корни являются уравнением повёрнутого эллипса, график которого представлен на рисунке 3.9.

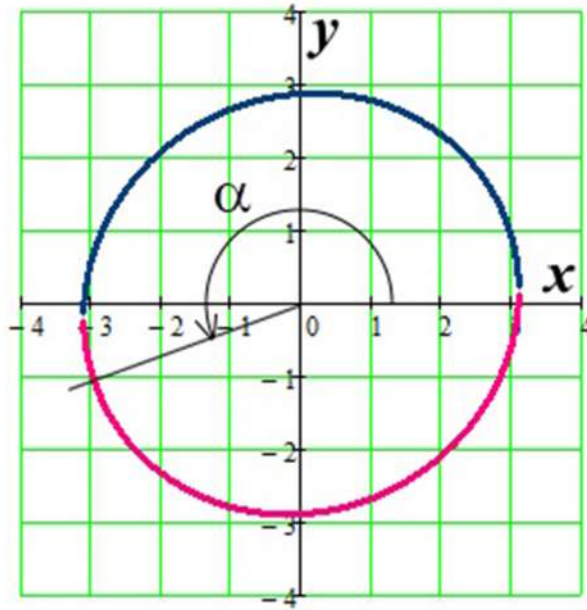


Рисунок 3.9 – Эллипс с центром в точке (0,0) с углом поворота 200°

Следующей задачей является перенос контура сечения эллипса ядра напряжений на расстояние $\Delta x_{\text{перенос}}$ и $\Delta y_{\text{перенос}}$, то есть центр эллипса сместится из точки $O(0, 0)$ в точку $O_{\text{перенос}}(x_{\text{перенос}}, y_{\text{перенос}})$. Уравнение повернуто-перемещённого эллипса в данном случае будет иметь вид:

$$y_{\text{эян}}(x) = \left[\frac{1}{2 \left(\frac{\sin^2(\alpha)}{a^2} + \frac{\cos^2(\alpha)}{b^2} \right)} \right] \left[- \left((x - x_{\text{перенос}}) \cdot \sin(2\alpha) \cdot \left(\frac{1}{a^2} - \frac{1}{b^2} \right) \right) \pm \right. \\ \left. \pm \left(\left((x - x_{\text{перенос}}) \cdot \sin(2\alpha) \cdot \left(\frac{1}{a^2} - \frac{1}{b^2} \right) \right)^2 - \right. \right. \quad (3.5) \\ \left. \left. - 4 \left(\frac{\sin^2(\alpha)}{a^2} + \frac{\cos^2(\alpha)}{b^2} \right) \left(\left(\frac{\cos^2(\alpha)}{a^2} + \frac{\sin^2(\alpha)}{b^2} \right) (x - x_{\text{перенос}})^2 - 1 \right) \right)^{\frac{1}{2}} \right] + y_{\text{перенос}}.$$

В нашем случае центр повернуто-перемещённого эллипса будет иметь координаты $O_{\text{перенос}}(1,02; -2,75)$. График уравнения (3.5) представлен на рисунке 3.10.

Выведенная формула (3.5) позволяет определить математическую модель ядра напряжения в крепкой горной породе, возникающего вследствие действия на неё нагрузки.

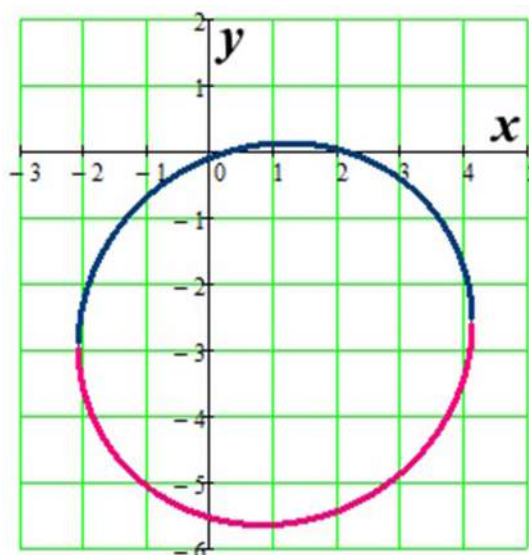


Рисунок 3.10 – Эллипс с центром в точке $(1,02; -2,75)$ с углом поворота 200°

3.1.4 Подбор моделей контуров ядер напряжений на основании полученных эпюр напряжений в породе, вызванных вследствие воздействия силы со стороны рабочего инструмента горной машины

В программе Ansys Workbench были получены эпюры напряжений в породе со стороны рабочего инструмента горной машины. На основании полученных эпюр были построены модели контуров ядер напряжения в породе в виде эллипсов в программе Mathcad [61, 84, 110, 170]. Подбор эллипсов для каждой эпюры производилось в соответствии с выведенной формулой (3.5) в пункте 3.1.3. Результат такого подбора представлен на рисунке 3.11.

3.1.5 Обработка результатов измерений основных параметров ядер напряжений и выкола (или скола)

Входные параметры измерений

К ним относятся:

1. длины полуосей a и b эллипса напряжений, мм,
2. угол поворота большой полуоси эллипса α_a относительно оси x (в соответствии с правилами отсчёта углов в Декартовой системе координат), $^\circ$,

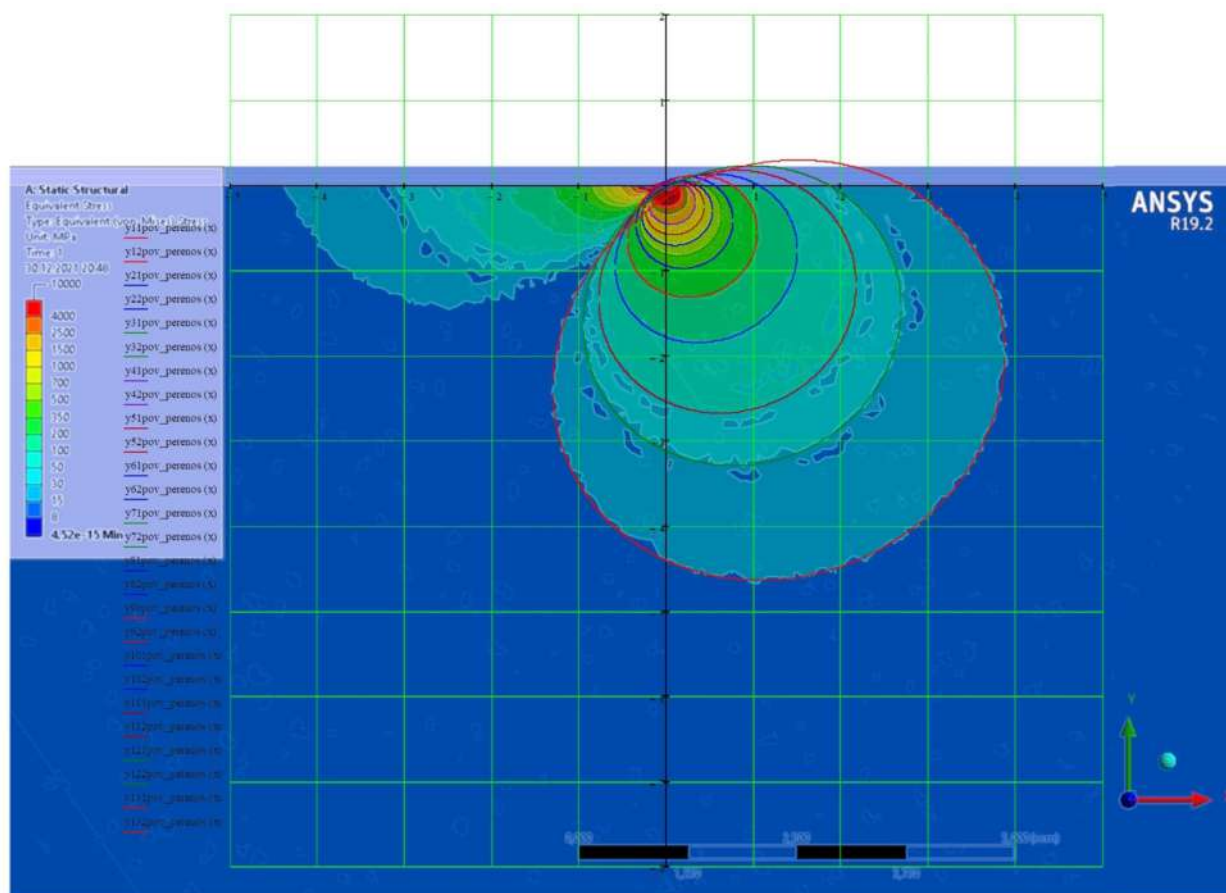


Рисунок 3.11 – Наложение моделей эллиптических контуров ядер напряжений в программе Mathcad на эпюры напряжений, полученных в программе Ansys Workbench, при действии вектора нагрузки под углом -45° .

3. величины смещений центра эллипса ядра напряжения $\Delta x_{\text{перенос}}$ и $\Delta y_{\text{перенос}}$, соответственно, по оси x и y , мм.

Выходные параметры измерений

К ним относятся:

1. площадь ядра уплотнения,
2. объём ядра уплотнения,
3. площадь выкола (или скола),
4. объём выкола (или скола).

Параметры и зависимости, получаемые при исследовании математической модели ядра напряжений и выкола (или скола)

В работе были исследованы различные геометрические параметры ядер напряжения и выкола (или скола). К ним относятся:

1. длины большой полуоси a ,
2. длины малой полуоси b ,
3. угол поворота большой полуоси эллипса α_a относительно оси x ,
4. смещение по оси x центра эллипса напряжений $X_{ellipse}$,
5. смещение по оси y центра эллипса напряжений $Y_{ellipse}$,
6. площади продольного сечения в вертикальной плоскости ядра напряжений сжатия $S_{ян.сж}$,
7. площади продольного сечения в вертикальной плоскости ядра напряжений растяжения $S_{ян.раст}$,
8. объёма ядра напряжений сжатия $V_{ян.сж}$,
9. объёма ядра напряжений растяжения $V_{ян.раст}$,
10. площади продольного сечения в вертикальной плоскости выкола (или скола) $S_{выкола}$,
11. объёма выкола (или скола) $V_{выкола}$.

Эти параметры исследовались в зависимости от:

1. различных величин нагрузки F ($F = \text{var}$) со стороны рабочего инструмента при заданном угле её действия α_F ($\alpha_F = \text{const}$),
2. фиксированной величины нагрузки F ($F = \text{const}$) со стороны рабочего инструмента для различных углов действия нагрузки α_F ($\alpha_F = \text{const}$),
3. различных значений напряжений ядра напряжения $\sigma_{ян}$ при фиксированных величинах нагрузки F ($F = \text{const}$) со стороны рабочего инструмента и угла её действия α_F ($\alpha_F = \text{const}$)
4. различной величины круговой зоны контакта $d_{\text{конт}}$ ($d_{\text{конт}} = \text{var}$) при фиксированной величине нагрузки F ($F = \text{const}$) со стороны рабочего инструмента и угла её действия α_F ($\alpha_F = \text{const}$).

3.1.6 Математическая модель ядра напряжения для различных параметров напряжения в крепкой горной породе

С целью дальнейшего анализа параметров эллиптической изолинии ядра напряжений в формуле (3.5) были изменены обозначения параметров a , b , α , $x_{\text{перенос}}$, $y_{\text{перенос}}$, соответственно, на $a_{\text{ян}}$, $b_{\text{ян}}$, $\alpha_{\text{ян}}$, $x_{\text{ян}}$, $y_{\text{ян}}$:

$$y(x) = \left[\frac{1}{2 \left(\frac{\sin^2(\alpha_{\text{ян}})}{a_{\text{ян}}^2} + \frac{\cos^2(\alpha_{\text{ян}})}{b_{\text{ян}}^2} \right)} \left[- \left((x - x_{\text{ян}}) \cdot \sin(2\alpha_{\text{ян}}) \cdot \left(\frac{1}{a_{\text{ян}}^2} - \frac{1}{b_{\text{ян}}^2} \right) \right) \pm \right. \right. \\ \left. \pm \left(\left((x - x_{\text{ян}}) \cdot \sin(2\alpha_{\text{ян}}) \cdot \left(\frac{1}{a_{\text{ян}}^2} - \frac{1}{b_{\text{ян}}^2} \right) \right)^2 - \right. \right. \\ \left. \left. - 4 \left(\frac{\sin^2(\alpha_{\text{ян}})}{a_{\text{ян}}^2} + \frac{\cos^2(\alpha_{\text{ян}})}{b_{\text{ян}}^2} \right) \left(\left(\frac{\cos^2(\alpha_{\text{ян}})}{a_{\text{ян}}^2} + \frac{\sin^2(\alpha_{\text{ян}})}{b_{\text{ян}}^2} \right) (x - x_{\text{ян}})^2 - 1 \right) \right)^{\frac{1}{2}} \right] \right] + y_{\text{ян}}. \quad (3.6)$$

Ниже дано описание различных коэффициентов, влияющих на параметры изолиний эллипса ядра напряжений $a_{\text{ян}}$, $b_{\text{ян}}$, $\alpha_{\text{ян}}$, $x_{\text{ян}}$, $y_{\text{ян}}$. Эти коэффициенты были получены в результате замеров геометрических параметров ядер напряжений при прочностном расчёте в программе Ansys и аппроксимацией полученных данных замеров.

3.2 Определение зависимостей изменения параметров изолинии эллипса ядра напряжений от параметров напряжений в породе, нагрузки, угла её приложения и диаметра зоны контакта инструмента с породой

3.2.1 Влияние изменения величины напряжений в породе на геометрические параметры изолинии эллипса ядра напряжений

Коэффициент, учитывающий изменение напряжений в крепкой горной породе, для вычислений параметров ядра напряжений $a_{\text{ян}}$, $b_{\text{ян}}$, $x_{\text{ян}}$, $y_{\text{ян}}$ эллипса при величине нагрузки со стороны инструмента на породу $F = \text{const}$ (в данных исследованиях $F = 5200 \text{ Н}$) и угле действия вектора нагрузки со стороны

инструмента относительно к поверхности породы $\alpha_F = 90^\circ$, определяется по формуле:

$$K_{abxy.\sigma.aprx}(\sigma_{ян}) = \frac{\sigma_{ян}^{0,5}}{Q_{abxy.\sigma.aprx}}, \quad (3.7)$$

где $\sigma_{ян}$ – переменная величина напряжений соответствующей изолинии ядра напряжения, МПа; $Q_{abxy.\sigma.aprx}$ – постоянная величина в уравнении (3.7), определённая в результате замеров геометрических параметров ядер напряжений при прочностном расчёте в программе Ansys, $Q_{abxy.\sigma.aprx} = 63,1$. Базовая величина напряжения $\sigma_{ян.баз}$ при определении коэффициента $K_{abxy.\sigma.aprx}(\sigma_{ян})$ составляла 4000 МПа. В расчётах рабочее напряжение $\sigma_{ян.раб}$ составило 1000 МПа, при этом $K_{abxy.\sigma.aprx}(\sigma_{ян}) = 0,5$. График $K_{abxy.\sigma.aprx}(\sigma_{ян})$ представлен на рисунке 3.12.

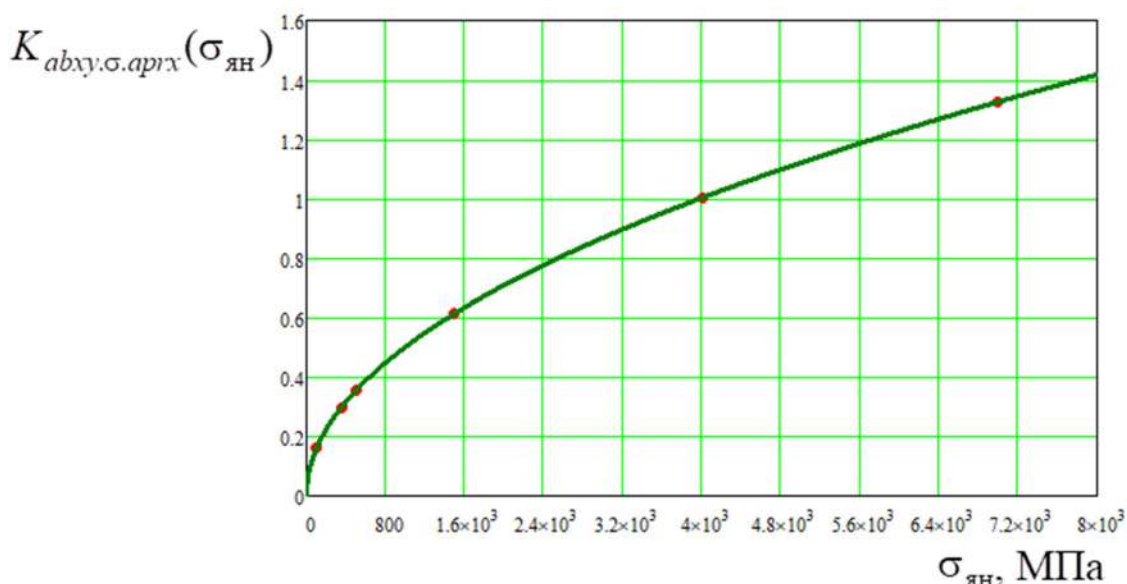


Рисунок 3.12 – Влияние изменения величины напряжений в породе на геометрические параметры изолинии эллипса ядра напряжений

3.2.2 Определение зависимостей изменения параметров изолинии эллипса ядра напряжений сжатия от величины нагрузки со стороны инструмента на породу и от угла её приложения

Зависимость величины большой полуоси $a_{ян}$ эллипса ядра напряжений сжатия от величины нагрузки со стороны инструмента на породу F при $\sigma_{ян} =$

4000 МПа и угле $\alpha_F = 90^\circ$ определяется по эмпирической формуле, полученной с помощью аппроксимации точечных данных замеров изолиний ядер напряжения:

$$a_{aprx90.4000}(F) = \frac{F^{0,5}}{Q_{a.90.4000}}, \quad (3.8)$$

где $Q_{a.90.4000}$ – постоянная величина в уравнении (3.8), определённая в результате замеров геометрических параметров ядер напряжений при прочностном расчёте в программе Ansys, $Q_{a.90.4000} = 153$. График зависимости $a_{aprx90.4000}(F)$ представлен на рисунке 3.13.

Коэффициент, учитывающий изменение угла действия вектора нагрузки со стороны инструмента относительно к поверхности породы α_F , для вычислений величины большой полуоси $a_{ян}$ эллипса ядра напряжения сжатия:

$$K_{a.\alpha.aprx}(\alpha_F) = A_{mpl.a} \cdot \sin \left[\left(\frac{k_{korr} \cdot \pi}{180} \right) \cdot \alpha_F - \left(\frac{\pi}{180} \right) \cdot \alpha_{Fkorr} \right] + \Delta K_{a.\alpha.aprx}, \quad (3.9)$$

где $A_{mpl.a}$ – амплитуда изменения коэффициента $K_{a.\alpha.aprx}$; k_{korr} – корректировочный коэффициент угла α_F ; α_{Fkorr} – корректировочная величина угла α_F , $\Delta K_{a.\alpha.aprx}$ – корректировочная величина коэффициента $K_{a.\alpha.aprx}$. В данных исследованиях $A_{mpl.a} = 0,156$, $k_{korr} = 1,2$, $\alpha_{Fkorr} = 23$, $\Delta K_{a.\alpha.aprx} = 0,844$. График зависимости $K_{a.\alpha.aprx}(\alpha_F)$ представлен на рисунке 3.14.

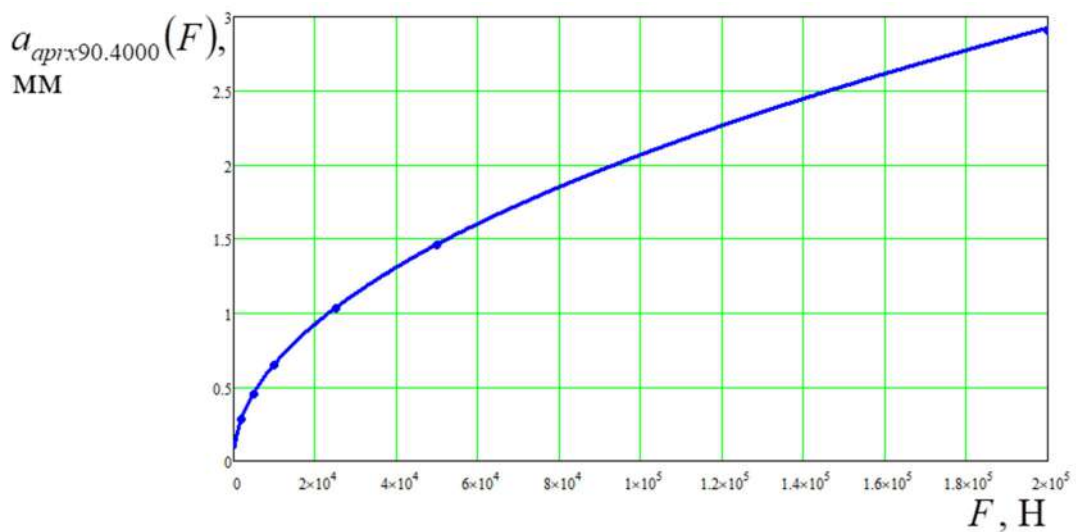


Рисунок 3.13 – Зависимость величины большой полуоси $a_{aprx90.4000}$ от величины нагрузки со стороны инструмента на породу F

Зависимость величины малой полуоси $b_{\text{ян}}$ эллипса ядра напряжений сжатия от величины нагрузки со стороны инструмента на породу F при тех же условиях, что и при определении зависимости $a_{\text{aprx}90.4000}$ (формула (3.8)):

$$b_{\text{aprx}90.4000}(F) = \frac{F^{0,5}}{Q_{b.90.4000}}, \quad (3.10)$$

где $Q_{b.90.4000}$ – постоянная величина в уравнении (3.10), определённая в результате замеров геометрических параметров ядер, $Q_{b.90.4000} = 171$. График зависимости $b_{\text{aprx}90.4000}(F)$ представлен на рисунке 3.15.

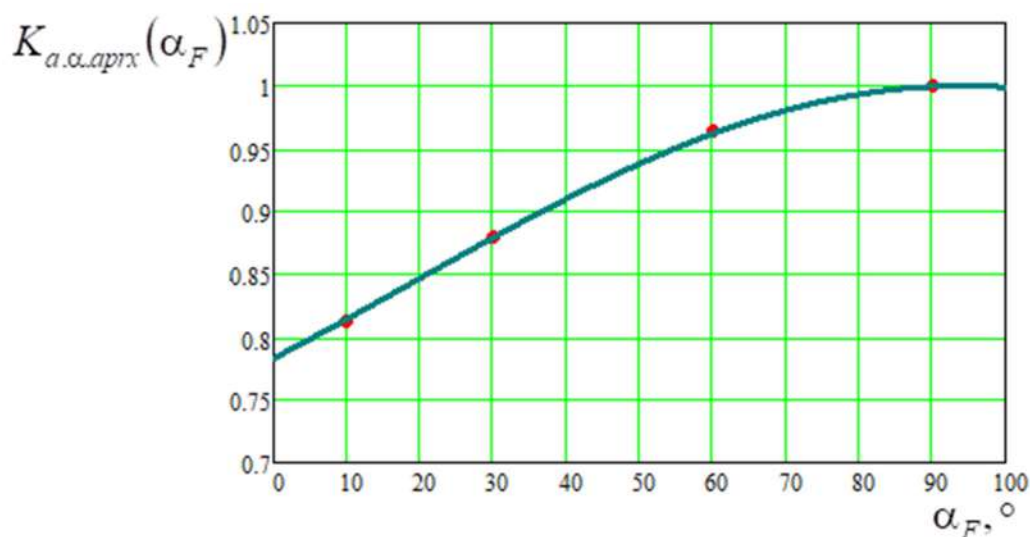


Рисунок 3.14 – Влияние угла действия вектора нагрузки со стороны инструмента α_F на коэффициент изменения величины большой полуоси $K_{a.a.aprx}$

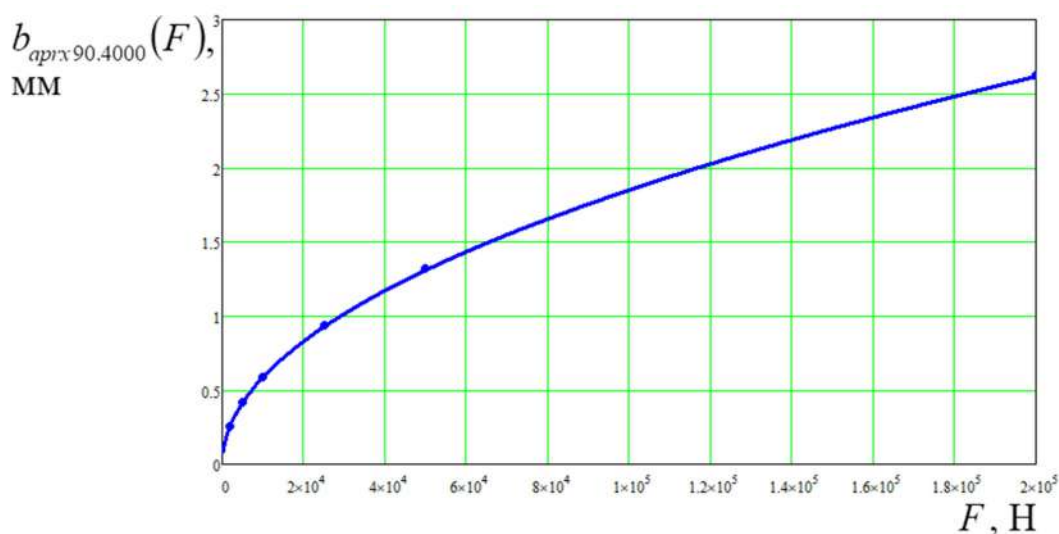


Рисунок 3.15 – Зависимость величины малой полуоси $b_{\text{aprx}90.4000}$ от величины нагрузки со стороны инструмента на породу F

Коэффициент, учитывающий изменение угла действия вектора нагрузки со стороны инструмента относительно к поверхности породы α_F , для вычисления величины малой полуоси $b_{ян}$ эллипса ядра напряжения сжатия:

$$K_{b,\alpha.aprx}(\alpha_F) = A_{mpl.b} \cdot \sin\left[\left(\frac{k_{korr} \cdot \pi}{180}\right) \cdot \alpha_F - \left(\frac{\pi}{180}\right) \cdot \alpha_{Fkorr}\right] + \Delta K_{b,\alpha.aprx}, \quad (3.11)$$

где $A_{mpl.b}$ – амплитуда изменения коэффициента $K_{b,\alpha.aprx}$; k_{korr} – корректировочный коэффициент угла α_F ; α_{Fkorr} – корректировочная величина угла α_F , $\Delta K_{b,\alpha.aprx}$ – корректировочная величина коэффициента $K_{b,\alpha.aprx}$. В данных исследованиях $A_{mpl.b} = 0,163$, $k_{korr} = 1,15$, $\alpha_{Fkorr} = 13$, $\Delta K_{b,\alpha.aprx} = 0,837$. График зависимости $K_{b,\alpha.aprx}(\alpha_F)$ представлен на рисунке 3.16.

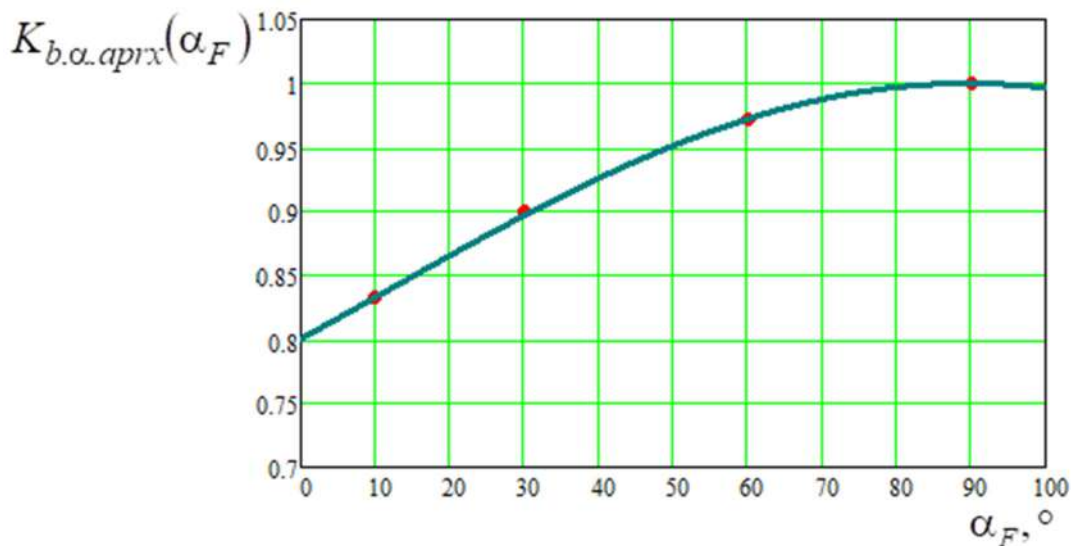


Рисунок 3.16 – Влияние угла действия вектора нагрузки со стороны инструмента α_F на коэффициент изменения величины малой полуоси $K_{b,\alpha.aprx}$

Зависимость величины угла наклона $\alpha_{ян}$ эллипса ядра напряжений сжатия от величины нагрузки со стороны инструмента на породу F при тех же условиях, что и при определении зависимости $a_{aprx90.4000}$ (формула (3.8)):

$$\alpha_{aprx90.4000}(F) = \left(\frac{K_{\alpha.90.4000}}{F - F_{\alpha 0.90.4000}} \right) + \alpha_{0.90.4000}, \quad (3.12)$$

где $K_{\alpha.90.4000}$ – коэффициент пропорциональности гиперболической зависимости; $F_{\alpha 0.90.4000}$ – корректировочная величина силы F ; $\alpha_{0.90.4000}$ –

корректировочная величина угла наклона $\alpha_{ян}$; $K_{\alpha.90.4000} = 1$ $F_{\alpha.90.4000} = 1000$, $\alpha_{0.90.4000} = 180$. График зависимости $\alpha_{aprx90.4000}(F)$ представлен на рисунке 3.17.

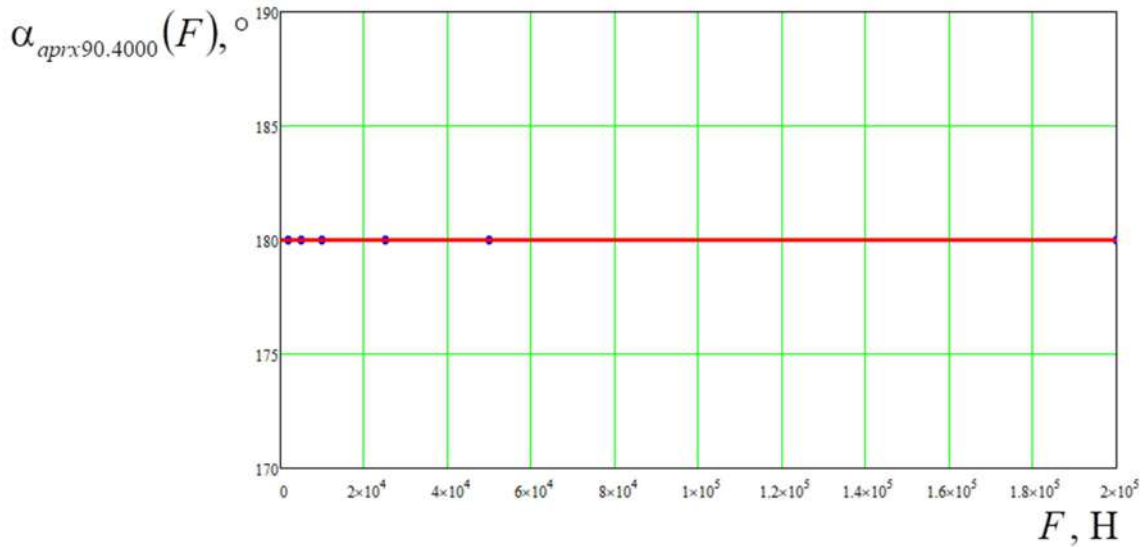


Рисунок 3.17 – Зависимость величины угла наклона эллипса ядра напряжений сжатия $\alpha_{aprx90.4000}$ от величины нагрузки со стороны инструмента на породу F

Коэффициент, учитывающий изменение угла действия вектора нагрузки со стороны инструмента относительно к поверхности породы α_F , для вычисления величины угла наклона $\alpha_{ян}$ эллипса ядра напряжений сжатия:

$$K_{\alpha_{ян. \alpha. aprx}}(\alpha_F) = A_{mpl. \alpha} \cdot \sin \left[\left(\frac{k_{korr} \cdot \pi}{180} \right) \cdot \alpha_F - \left(\frac{\pi}{180} \right) \cdot \alpha_{Fkorr} \right] + \Delta K_{\alpha_{ян. \alpha. aprx}}, \quad (3.13)$$

где $A_{mpl. \alpha}$ – амплитуда изменения коэффициента $K_{\alpha_{ян. \alpha. aprx}}$; k_{korr} – корректировочный коэффициент угла α_F ; α_{Fkorr} – корректировочная величина угла α_F , $\Delta K_{\alpha_{ян. \alpha. aprx}}$ – корректировочная величина коэффициента $K_{\alpha_{ян. \alpha. aprx}}$. В данных исследованиях $A_{mpl. \alpha} = 0,176$, $k_{korr} = 1,39$, $\alpha_{Fkorr} = -12,2$, $\Delta K_{\alpha_{ян. \alpha. aprx}} = 1,13$. График зависимости $K_{\alpha_{ян. \alpha. aprx}}(\alpha_F)$ представлен на рисунке 3.18.

Зависимость величины координаты центра эллипса ядра напряжений сжатия $x_{ян}$ от величины нагрузки со стороны инструмента на породу F при тех же условиях, что и при определении зависимости $\alpha_{aprx90.4000}$ (формула (3.8)) при угле $\alpha_F = 10^\circ$:

$$x_{aprx10.4000}(F) = \frac{F^{0,5}}{Q_{x.10.4000}}, \quad (3.14)$$

где $Q_{x.10.4000}$ – постоянная величина в уравнении (3.14), определённая в результате замеров геометрических параметров ядер напряжений, $Q_{x.10.4000} = 208$. Базовая величина $\alpha_F = 10^\circ$ была взята с целью получения корректной величины коэффициента $K_{x.\alpha.aprx}$, т.к. при $\alpha_F = 90^\circ$ величина $x_{ян}$ стремится к нулю. График зависимости $x_{aprx10.4000}(F)$ представлен на рисунке 3.19.

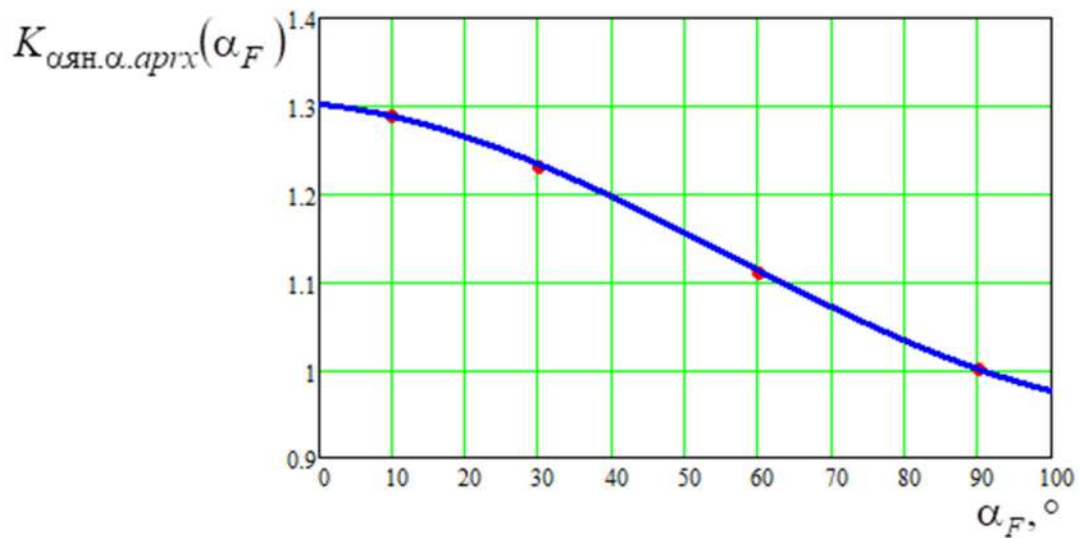


Рисунок 3.18 – Влияние угла действия вектора нагрузки со стороны инструмента α_F на коэффициент изменения величины угла наклона эллипса ядра напряжений сжатия $K_{\alpha_{ян. \alpha. aprx}}$

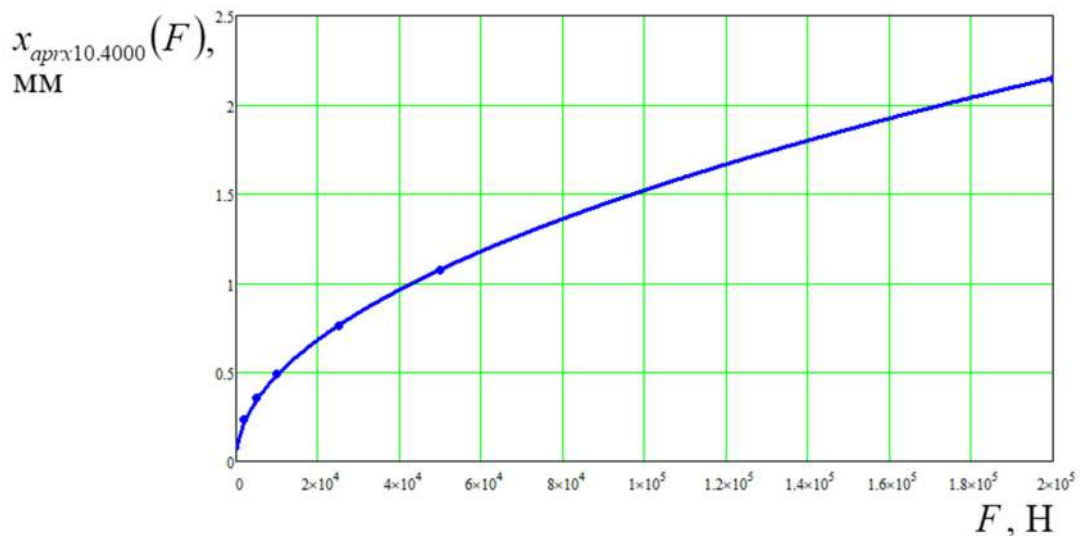


Рисунок 3.19 – Зависимость величины координаты центра эллипса ядра напряжений сжатия $x_{aprx10.4000}$ от величины нагрузки со стороны инструмента на породу F

Коэффициент, учитывающий изменение угла действия вектора нагрузки со стороны инструмента относительно к поверхности породы α_F , для вычисления величины координаты центра эллипса ядра напряжений сжатия $x_{ян}$:

$$K_{x.\alpha.aprx}(\alpha_F) = A_{mpl.x} \cdot \sin \left[\left(\frac{k_{korr} \cdot \pi}{180} \right) \cdot \alpha_F - \left(\frac{\pi}{180} \right) \cdot \alpha_{Fkorr} \right] + \Delta K_{x.\alpha.aprx}, \quad (3.15)$$

где $A_{mpl.x}$ – амплитуда изменения коэффициента $K_{x.\alpha.aprx}$; k_{korr} – корректировочный коэффициент угла α_F ; α_{Fkorr} – корректировочная величина угла α_F , $\Delta K_{x.\alpha.aprx}$ – корректировочная величина коэффициента $K_{x.\alpha.aprx}$. В данных исследованиях $A_{mpl.x} = 1,325 \cdot 10^5$, $k_{korr} = 0,69$, $\alpha_{Fkorr} = -19,5$, $\Delta K_{x.\alpha.aprx} = -1,9 \cdot 10^4$. График зависимости $K_{x.\alpha.aprx}(\alpha_F)$ представлен на рисунке 3.20.

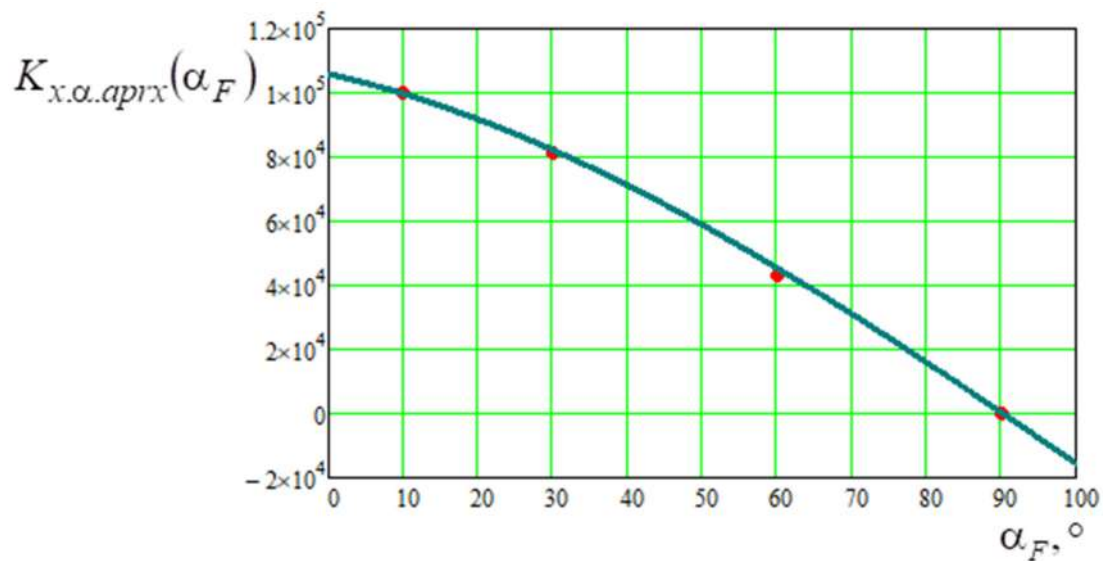


Рисунок 3.20 – Влияние угла действия вектора нагрузки со стороны инструмента α_F на коэффициент изменения величины горизонтальной координаты центра эллипса ядра напряжений сжатия $K_{x.\alpha.aprx}$

Зависимость величины координаты центра эллипса ядра напряжений сжатия $y_{ян}$ (глубины эллипса) от величины нагрузки со стороны инструмента на породу F при тех же условиях, что и при определении зависимости $a_{aprx90.4000}$ (формула (3.8)):

$$y_{aprx90.4000}(F) = \frac{F^{0,5}}{Q_{y.90.4000}}, \quad (3.16)$$

где $Q_{y.90.4000}$ – постоянная величина в уравнении (3.16), определённая в результате замеров геометрических параметров ядер, $Q_{y.90.4000} = 172$. График зависимости $y_{aprx90.4000}(F)$ представлен на рисунке 3.21.

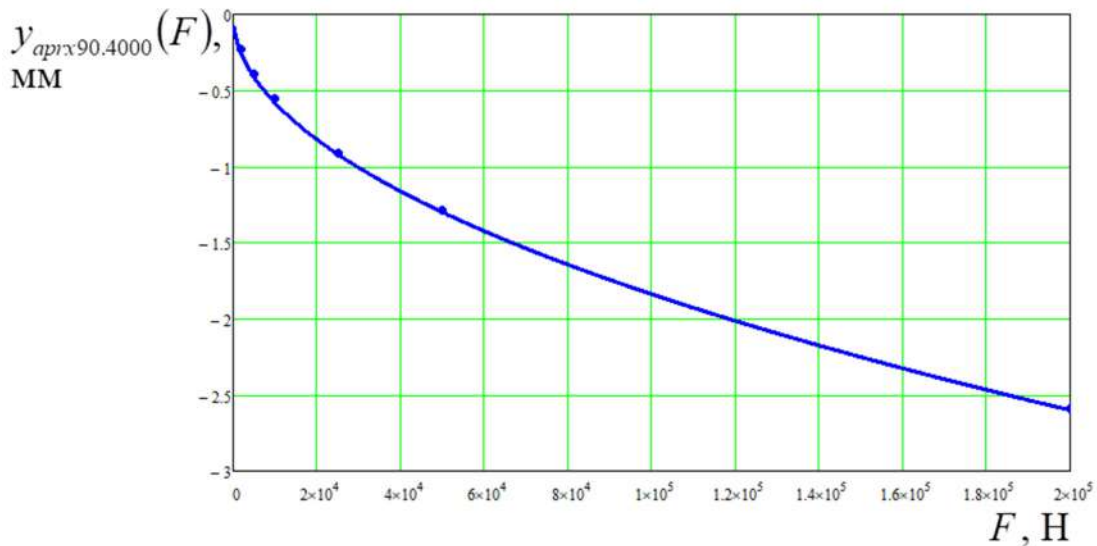


Рисунок 3.21 – Зависимость величины координаты центра эллипса ядра напряжений сжатия $y_{aprx90.4000}$ от величины нагрузки со стороны инструмента на породу F

Коэффициент, учитывающий изменение угла действия вектора нагрузки со стороны инструмента относительно к поверхности породы α_F , для вычисления величины координаты центра эллипса ядра напряжений сжатия $y_{ян}$ (глубины эллипса):

$$K_{y.\alpha.aprx}(\alpha_F) = A_{mpl.y} \cdot \sin \left[\left(\frac{k_{korr} \cdot \pi}{180} \right) \cdot \alpha_F - \left(\frac{\pi}{180} \right) \cdot \alpha_{Fkorr} \right] + \Delta K_{y.\alpha.aprx}, \quad (3.17)$$

где $A_{mpl.y}$ – амплитуда изменения коэффициента $K_{y.\alpha.aprx}$; k_{korr} – корректировочный коэффициент угла α_F ; α_{Fkorr} – корректировочная величина угла α_F , $\Delta K_{y.\alpha.aprx}$ – корректировочная величина коэффициента $K_{y.\alpha.aprx}$. В данных исследованиях $A_{mpl.y} = 2,19$, $k_{korr} = 0,496$, $\alpha_{Fkorr} = -45,2$, $\Delta K_{y.\alpha.aprx} = -1,19$. График зависимости $K_{y.\alpha.aprx}(\alpha_F)$ представлен на рисунке 3.22.

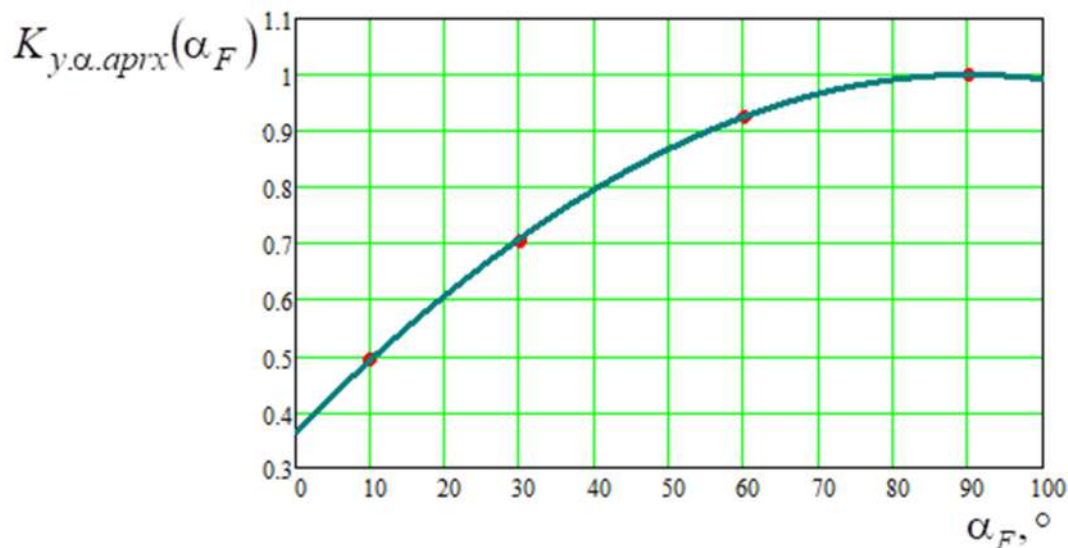


Рисунок 3.22 – Влияние угла действия вектора нагрузки со стороны инструмента α_F на коэффициент изменения величины вертикальной координаты центра эллипса ядра напряжений сжатия $K_{y.a.aprx}$

3.2.3 Определение коэффициентов изменения параметров изолинии эллипса ядра напряжений сжатия от величины зоны контакта инструмента с породой

Расчёты велись при угле действия вектора нагрузки со стороны инструмента относительно к поверхности породы α_F , равным 90° .

Базовой величиной для определения коэффициентов взята величина нагрузки со стороны инструмента на породу $F_{800} = 800$ Н. Напряжение, соответствующее изолинии ядра напряжений сжатия, приведено к нагрузке F_{800} согласно формуле пропорциональности:

$$\sigma_{ян.F800} = \left(\frac{F_{800}}{F} \right) \cdot \sigma_{ян}, \quad (3.18)$$

где F и $\sigma_{ян}$ – соответственно, сила со стороны инструмента на породу и напряжение для определённой изолинии ядра напряжения сжатия, выбираемые для исследования.

Исследования зоны контакта инструмента горной машины с породой показывают, что максимальные напряжения возникают на некоторой глубине от места взаимодействия (рисунок 3.23).

Границы разрушения породы будут соответствовать изолиниям напряжений, представленными на эпюре (рисунок 3.23) в соответствии с заданной нагрузкой на породу и контактной прочностью породы или другого критерия разрушения (твёрдость, предел прочности, предел текучести и т.п.).

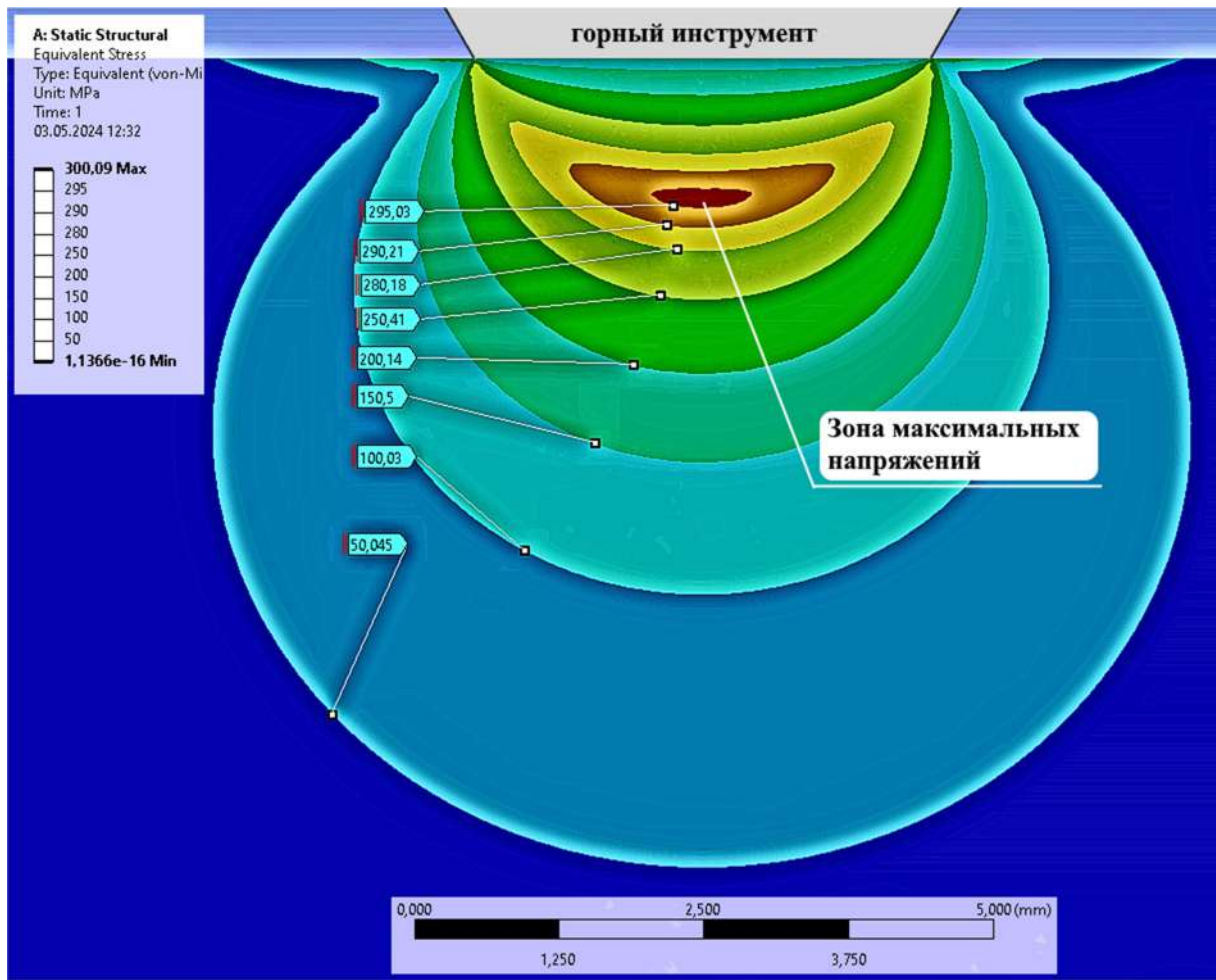


Рисунок 3.23 – Эпюры напряжений в изотропной крепкой горной породе, вызванными вследствие действия на неё горного инструмента

Прочностной анализ в программе Ansys вёлся для площади контакта инструмента с породой диаметром $d_{\text{конт}} = 0,3; 1,0; 2,0; 4,0$ мм. Эпюры напряжений в породе представлены на рисунке 3.24. Максимальные напряжения в породе составили в соответствии с выше перечисленными значениями $d_{\text{конт}}$: $\sigma_{\text{max}0.3} = 9195,3$ МПа, $\sigma_{\text{max}1.0} = 741,88$ МПа, $\sigma_{\text{max}2.0} = 184,8$ МПа, $\sigma_{\text{max}4.0} = 46,168$ МПа. На основании полученных данных была выведена формула для определения максимальных напряжений в ядре напряжений:

$$\sigma_{\text{max.ян}}(d_{\text{конт}}) = \frac{4F_{800}}{\pi d_{\text{конт}}^2 K_{\sigma \text{ max } 03124 \text{ approx}}}, \quad (3.19)$$

где $K_{\sigma \text{ max } 03124 \text{ approx}}$ – коэффициент перевода теоретически рассчитанного напряжения в зоне контакта инструмента с породой в максимальное напряжение в ядре напряжений.

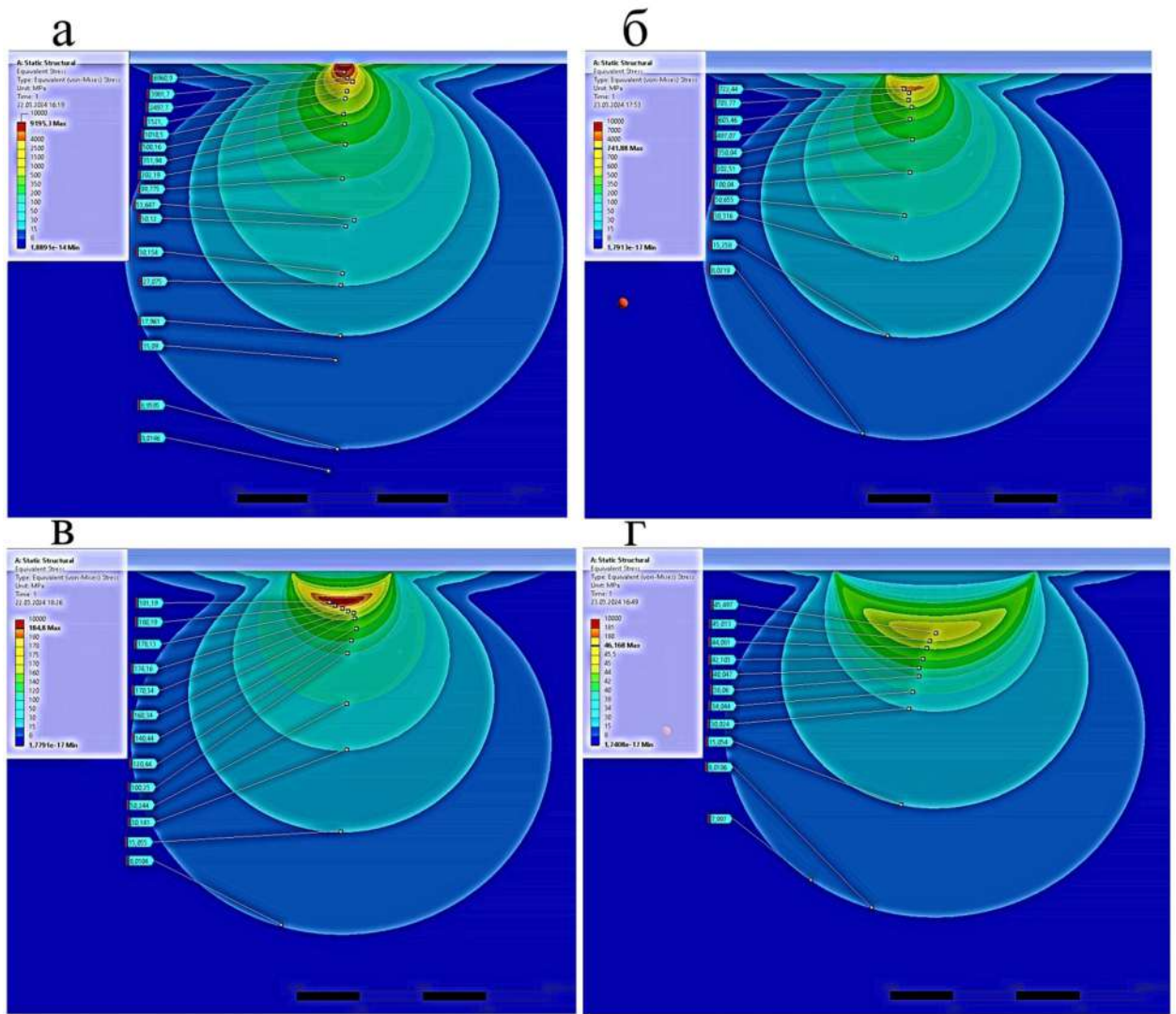


Рисунок 3.24 – Эпюры напряжений в породе, вызванные нагрузкой F_{800} со стороны инструмента инструмента с диаметром зоны контакта $d_{\text{конт}}$, равным: а) 0,3; б) 1,0; в) 2,0; г) 4,0 мм.

Коэффициент $K_{\sigma_{\text{max}03124\text{approx}}}$ был определён, как линейная интерполяционная функция от $d_{\text{конт}}$. На участке $0 < d_{\text{конт}} \leq 1,0$ мм была подобрана линейная функция изменения $K_{\sigma_{\text{max}03124\text{approx}}}$:

$$K_{\sigma_{\text{max}03124\text{approx}}} = 0,203 \cdot (d_{\text{конт}} - 0,3) + 1,231. \quad (3.20)$$

На участке $1,0 < d_{\text{конт}} \leq 2,0$ мм:

$$K_{\sigma_{\text{max}03124\text{approx}}} = 0,005 \cdot (d_{\text{конт}} - 1,0) + 1,373. \quad (3.21)$$

На участке $2,0 < d_{\text{конт}}$ и более мм:

$$K_{\sigma_{\text{max}03124\text{approx}}} = 0,0005 \cdot (d_{\text{конт}} - 4,0) + 1,379. \quad (3.22)$$

График зависимости коэффициента $K_{\sigma_{\max}03124approx}$ от $d_{\text{конт}}$ представлен на рисунке 3.25. График зависимости $\sigma_{\max.\text{ян}}(d_{\text{конт}})$, построенный на основании формулы (3.19), представлен на рисунке 3.26.

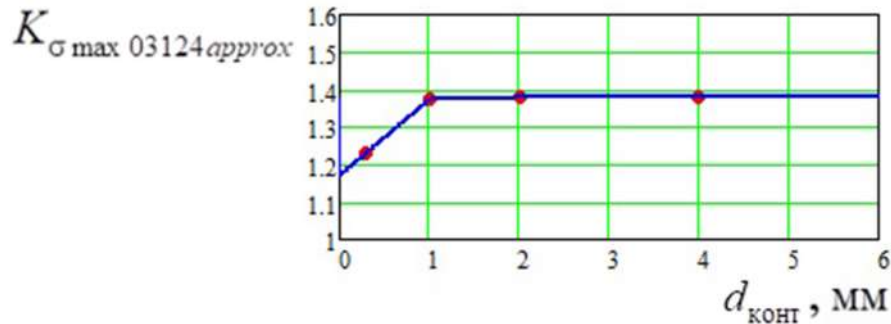


Рисунок 3.25 – Зависимость коэффициента $K_{\sigma_{\max}03124approx}$ от величины зона контакта инструмента с породой $d_{\text{конт}}$

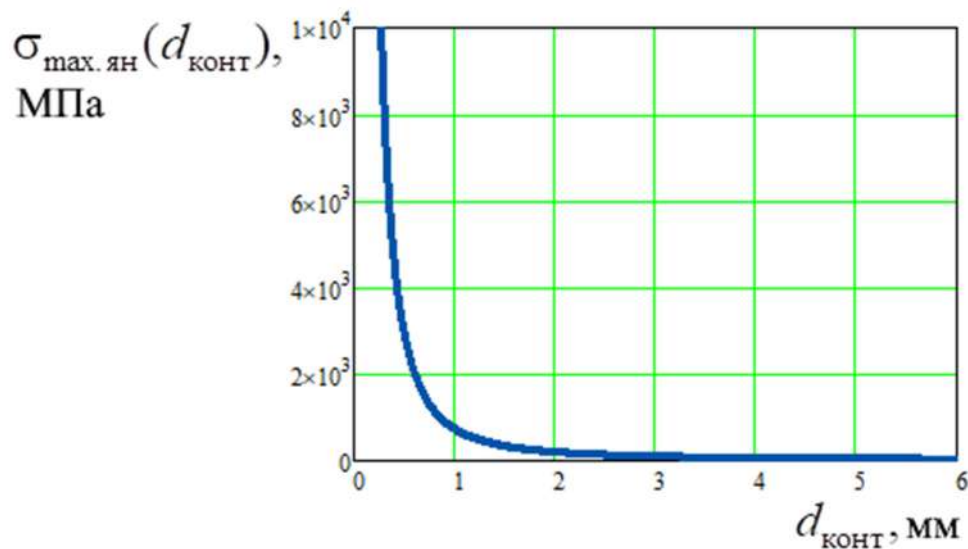


Рисунок 3.26 – Зависимость максимальных напряжений, возникающих в ядре напряжения, $\sigma_{\max.\text{ян}}$ от величины зона контакта инструмента с породой $d_{\text{конт}}$

Коэффициент, учитывающий изменение величины зоны контакта инструмента с породой $d_{\text{конт}}$, для вычислений величины большой полуоси $a_{\text{ян}}$ эллипса ядра напряжения сжатия:

$$K_{a.d03124}(\sigma_{\text{ян}.F800}, d_{\text{конт}}) = \frac{a_{d.approx}(\sigma_{\text{ян}.F800})}{a_{d03approx}(\sigma_{\text{ян}.F800})}, \quad (3.23)$$

где $a_{d03approx}(\sigma_{ян.F800})$ – базовое значение параметра $a_{ян}$ при $d_{конт} = 0,3$ мм;
 $a_{d.approx}(\sigma_{ян.F800})$ – значение параметра a при исследуемом параметре $d_{конт}$.

$$a_{d03approx}(\sigma_{ян.F800}) = \left(\frac{K_{gip1}}{\sigma_{ян.F800} - \Delta\sigma_{ян.gip1}} \right) + \left(\frac{K_{gip2}}{\sigma_{ян.F800} - \Delta\sigma_{ян.gip2}} \right) + \left(\frac{K_{gip3}}{\sigma_{ян.F800} - \sigma_{maxd0.3}} \right) + K_{lin} \cdot \sigma_{ян.F800} + \Delta a_{d03}, \quad (3.24)$$

$$a_{d.approx}(\sigma_{ян.F800}) = \left(\frac{K_{gip1}}{\sigma_{ян.F800} - \Delta\sigma_{ян.gip1}} \right) + \left(\frac{K_{gip2}}{\sigma_{ян.F800} - \Delta\sigma_{ян.gip2}} \right) + \left(\frac{K_{gip3}}{\sigma_{ян.F800} - \sigma_{max.d}} \right) + K_{lin} \cdot \sigma_{ян.F800} + \Delta a_d, \quad (3.25)$$

где K_{gip1} , K_{gip2} , K_{gip3} – коэффициенты пропорциональности гиперболических зависимостей; $\Delta\sigma_{ян.gip1}$, $\Delta\sigma_{ян.gip2}$ – корректировочная величина напряжения $\sigma_{ян.F800}$; $\sigma_{maxd0.3}$ – максимальное напряжение при величине $d_{конт} = 0,3$ мм; $\sigma_{max.d}$ – максимальное напряжение при исследуемой величине $d_{конт}$; K_{lin} – угловой коэффициент прямой; Δa_{d03} , Δa_d – корректировочные величины параметров $a_{d03approx}$, $a_{d.approx}$. Величина Δa_d определяется по эмпирической формуле:

$$\Delta a_d = 0,0164 \cdot (d_{конт} - 0,3) + 0,24.$$

Значение $a_{d03approx}$, вычисляемое по формуле (3.24), действительно в диапазоне $\Delta\sigma_{ян.gip1} < \sigma_{ян.F800} < \sigma_{maxd0.3}$. Вне этого диапазона $a_{d03approx} = 0$. Значение $a_{d.approx}$, вычисляемое по формуле (3.25), действительно в диапазоне $\Delta\sigma_{ян.gip1} < \sigma_{ян.F800} < \sigma_{max.d}$. Вне этого диапазона $a_{d.approx} = 0$. В данных исследованиях $K_{gip1} = 30$, $K_{gip2} = 125$, $K_{gip3} = 0,25$, $\Delta\sigma_{ян.gip1} = -3,0$ МПа, $\Delta\sigma_{ян.gip2} = -100$ МПа, $\sigma_{maxd0.3} = 9195,3$ МПа, $K_{lin} = -1,745 \cdot 10^{-5}$, $\Delta a_{d03} = 0,24$ мм, $\Delta a_d = 0,268$ мм. При $d_{конт} = 2$ мм величина $\sigma_{max.d} = 184,8$ МПа. Подставив перечисленные величины в формулы (3.24) и (3.25) при $F = 5200$ Н и $\sigma_{ян} = 1000$ МПа (см. формулу (3.18)), были получены величины $a_{d03approx} = 0,921$ мм, $a_{d.approx} = 0,941$ мм, $K_{a.d03124} = 1,022$. Графики зависимости $a_{d03approx}(\sigma_{ян})$, $a_{d2approx}(\sigma_{ян})$ и $K_{a.d03124}(\sigma_{ян})$ представлены на рисунке 3.27.

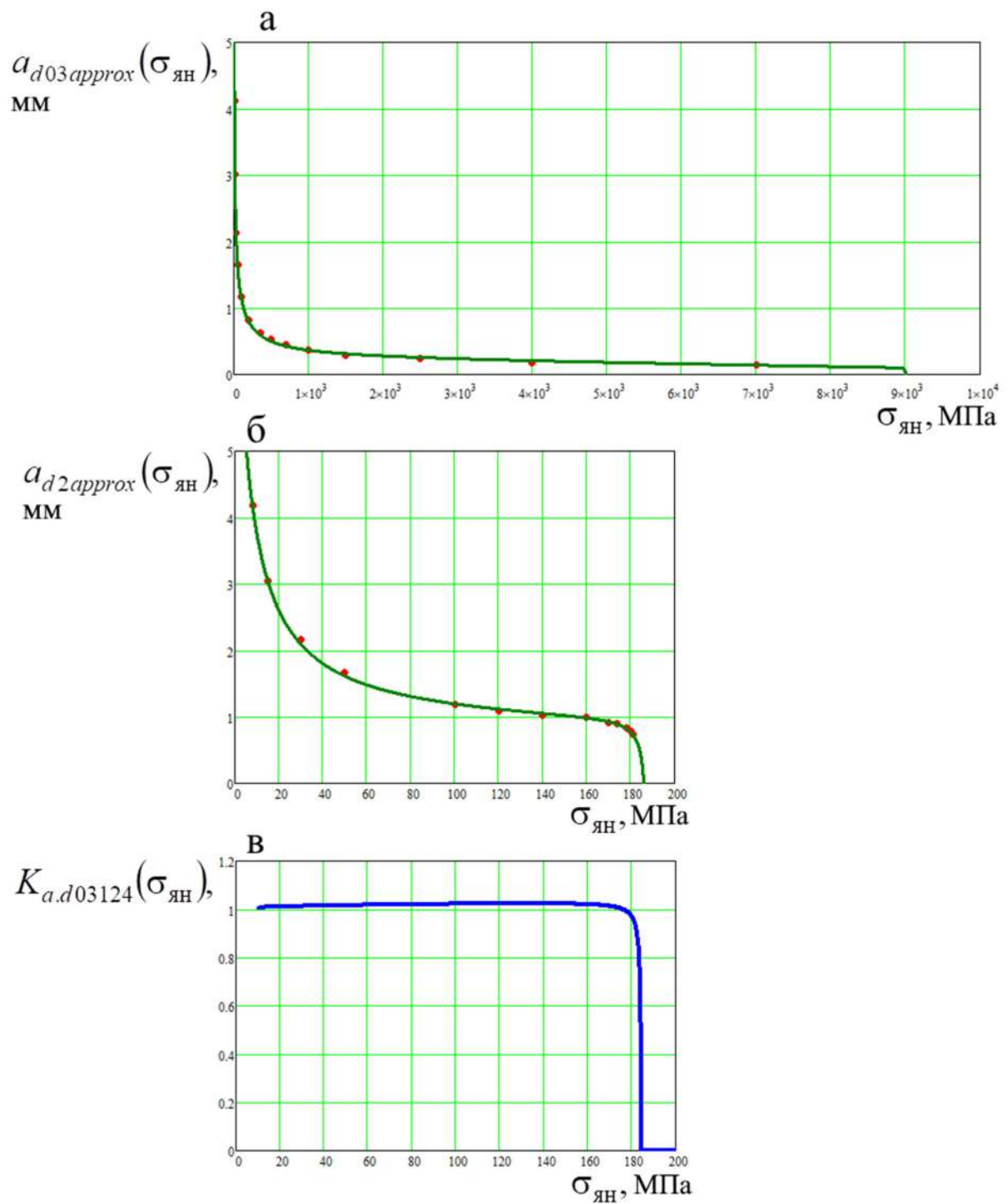


Рисунок 3.27 – Зависимости $a_{d03approx}$ (а), $a_{d2approx}$ (б) и $K_{a.d03124}$ (в) от величины напряжений соответствующей изолинии ядра напряжения $\sigma_{ян}$

Коэффициент, учитывающий изменение величины зоны контакта инструмента с породой $d_{конт}$, для вычислений величины малой полуоси $b_{ян}$ эллипса ядра напряжения сжатия:

$$K_{b.d03124}(\sigma_{\text{ян.F800}}, d_{\text{конт}}) = \frac{b_{d.approx}(\sigma_{\text{ян.F800}})}{b_{d03approx}(\sigma_{\text{ян.F800}})}, \quad (3.26)$$

где $b_{d03approx}(\sigma_{\text{ян.F800}})$ – базовое значение параметра $b_{\text{ян}}$ при $d_{\text{конт}} = 0,3$ мм;

$b_{d.approx}(\sigma_{\text{ян.F800}})$ – значение параметра a при исследуемом параметре $d_{\text{конт}}$.

$$b_{d03approx}(\sigma_{\text{ян.F800}}) = \left(\frac{K_{gip1}}{\sigma_{\text{ян.F800}} - \Delta\sigma_{\text{ян.gip1}}} \right) + \left(\frac{K_{gip2}}{\sigma_{\text{ян.F800}} - \Delta\sigma_{\text{ян.gip2}}} \right) + \left(\frac{K_{gip3}}{\sigma_{\text{ян.F800}} - \sigma_{\text{maxd0.3}}} \right) + K_{lin} \cdot \sigma_{\text{ян.F800}} + \Delta b_{d03}, \quad (3.27)$$

$$b_{d.approx}(\sigma_{\text{ян.F800}}) = \left(\frac{K_{gip1}}{\sigma_{\text{ян.F800}} - \Delta\sigma_{\text{ян.gip1}}} \right) + \left(\frac{K_{gip2}}{\sigma_{\text{ян.F800}} - \Delta\sigma_{\text{ян.gip2}}} \right) + \left(\frac{K_{gip3}}{\sigma_{\text{ян.F800}} - \sigma_{\text{max.d}}} \right) + K_{lin} \cdot \sigma_{\text{ян.F800}} + \Delta b_d, \quad (3.28)$$

где K_{gip1} , K_{gip2} , K_{gip3} , $\Delta\sigma_{\text{ян.gip1}}$, $\Delta\sigma_{\text{ян.gip2}}$, $\sigma_{\text{maxd0.3}}$, $\sigma_{\text{max.d}}$, K_{lin} – см. описание к формулам (3.24) и (3.25); Δb_{d03} , Δb_d – корректировочные величины параметров $b_{d03approx}$, $b_{d.approx}$. Величина Δb_d определяется по эмпирической формуле:

$$\Delta b_d = 0,027027 \cdot (d_{\text{конт}} - 0,3) + 0,20.$$

Значение $b_{d03approx}$, вычисляемое по формуле (3.27), действительно в диапазоне $\Delta\sigma_{\text{ян.gip1}} < \sigma_{\text{ян.F800}} < \sigma_{\text{maxd0.3}}$. Вне этого диапазона $b_{d03approx} = 0$. Значение $b_{d.approx}$, вычисляемое по формуле (3.28), действительно в диапазоне $\Delta\sigma_{\text{ян.gip1}} < \sigma_{\text{ян.F800}} < \sigma_{\text{max.d}}$. Вне этого диапазона $b_{d.approx} = 0$. В данных исследованиях $K_{gip1} = 29,2$, $K_{gip2} = 112,5$, $K_{gip3} = 0,25$, $\Delta\sigma_{\text{ян.gip1}} = -4,0$ МПа, $\Delta\sigma_{\text{ян.gip2}} = -100$ МПа, $\sigma_{\text{maxd0.3}} = 9195,3$ МПа, $K_{lin} = -1,745 \cdot 10^{-5}$, $\Delta b_{d03} = 0,20$ мм, $\Delta b_d = 0,246$ мм. При $d_{\text{конт}} = 2$ мм величина $\sigma_{\text{max.d}} = 184,8$ МПа. Подставив перечисленные величины в формулы (3.27) и (3.28) при $F = 5200$ Н и $\sigma_{\text{ян}} = 1000$ МПа (см. формулу (3.18)), были получены величины $b_{d03approx} = 0,825$ мм, $b_{d.approx} = 0,863$ мм, $K_{b.d03124} = 1,046$. Графики зависимости $b_{d03approx}(\sigma_{\text{ян}})$, $b_{d2approx}(\sigma_{\text{ян}})$ и $K_{b.d03124}(\sigma_{\text{ян}})$ представлены на рисунке 3.28.

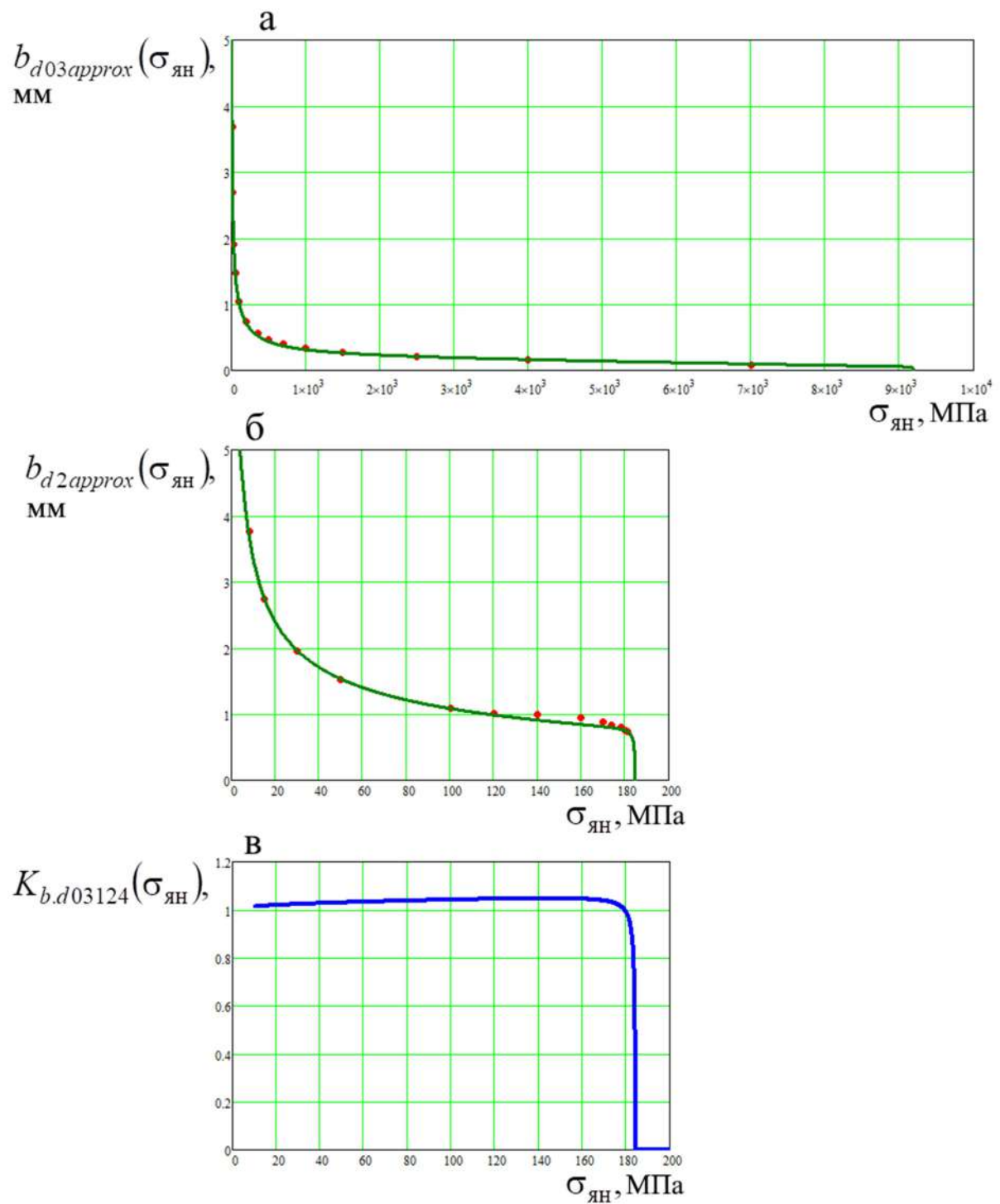


Рисунок 3.28 – Зависимости $b_{d03approx}$ (а), $b_{d2approx}$ (б) и $K_{b.d03124}$ (в) от величины напряжений соответствующей изолинии ядра напряжения $\sigma_{\text{ян}}$

Коэффициенты, учитывающие изменение величины зоны контакта инструмента с породой $d_{\text{конт}}$, для вычислений величины угла наклона $\alpha_{\text{ян}}$ эллипса ядра напряжений сжатия и величины координаты центра эллипса ядра напряжений сжатия x равны единице: $K_{\alpha_{\text{ян}}.d03124} = 1$, $K_{x_{\text{ян}}.d03124} = 1$.

Коэффициент, учитывающий изменение величины зоны контакта инструмента с породой $d_{\text{конт}}$, для вычисления величины координаты центра эллипса ядра напряжений сжатия y (глубины эллипса):

$$K_{y.d03124}(\sigma_{\text{ян}.F800}, d_{\text{конт}}) = \frac{y_{d.approx}(\sigma_{\text{ян}.F800})}{y_{d03approx}(\sigma_{\text{ян}.F800})}, \quad (3.29)$$

где $y_{d03approx}(\sigma_{\text{ян}.F800})$ – базовое значение параметра $y_{\text{ян}}$ при $d_{\text{конт}} = 0,3$ мм;
 $y_{d.approx}(\sigma_{\text{ян}.F800})$ – значение параметра $y_{\text{ян}}$ при исследуемом параметре $d_{\text{конт}}$.

$$y_{d03approx}(\sigma_{\text{ян}.F800}) = - \left[\left(\frac{K_{y.gip1.d03approx}}{\sigma_{\text{ян}.F800} - \Delta\sigma_{\text{ян}.gip1}} \right) + K_{lin} \cdot \sigma_{\text{ян}.F800} + \Delta y_{d03approx} \right], \quad (3.30)$$

$$y_{d.approx}(\sigma_{\text{ян}.F800}) = - \left[\left(\frac{K_{y.gip1.d.approx}(d_{\text{конт}})}{\sigma_{\text{ян}.F800} - \Delta\sigma_{\text{ян}.gip1}} \right) + K_{lin} \cdot \sigma_{\text{ян}.F800} + \Delta y_{d.approx}(d_{\text{конт}}) \right], \quad (3.31)$$

где $K_{y.gip1.d.approx}(d_{\text{конт}})$ – коэффициент пропорциональности гиперболической зависимости,

$$K_{y.gip1.d.approx}(d_{\text{конт}}) = (2,5 \cdot d_{\text{конт}})^{1,68} + 79,2,$$

в формуле (3.30) $K_{y.gip1.d03approx} = K_{y.gip1.d.approx}(d_{\text{конт}} = 0,3) = 79,817$;

$\Delta\sigma_{\text{ян}.gip1}, K_{lin}$ – см. описание к формулам (3.24) и (3.25);

$\Delta y_{d.approx}(d_{\text{конт}})$ – корректировочная зависимость параметров $y_{d03approx}, y_{d.approx}$.

$$\Delta y_{d.approx}(d_{\text{конт}}) = -(0,375 \cdot d_{\text{конт}})^{2,0} + 0,25,$$

в формуле (3.30) $\Delta y_{d03approx} = \Delta y_{d.approx}(d_{\text{конт}} = 0,3) = 0,237$;

Значение $y_{d03approx}$, вычисляемое по формуле (3.30), действительно в диапазоне $\Delta\sigma_{\text{ян}.gip1} < \sigma_{\text{ян}.F800} < \sigma_{\text{макс}d0.3}$. Вне этого диапазона $y_{d03approx} = 0$.

Значение $y_{d.approx}$, вычисляемое по формуле (3.31), действительно в диапазоне $\Delta\sigma_{\text{ян}.gip1} < \sigma_{\text{ян}.F800} < \sigma_{\text{макс}d}$. Вне этого диапазона $y_{d.approx} = 0$. В данных

исследованиях $K_{y.gip1.d.approx}(d_{\text{конт}} = 2) = 94,137$, $\Delta\sigma_{\text{ян}.gip1} = -16,0$ МПа,

$K_{lin} = -1,745 \cdot 10^{-5}$, $\Delta y_{d.approx}(d_{\text{конт}} = 2) = -0,313$. Подставив перечисленные

величины в формулы (3.30) и (3.31) при $F = 5200$ Н и $\sigma_{\text{ян}} = 1000$ МПа (см. формулу (3.18)), были получены величины $y_{d03approx} = -0,705$ мм,

$y_{d.approx} = -0,239$ мм, $K_{y.d03124} = 0,339$. Графики зависимости $y_{d03approx}(\sigma_{ян})$, $y_{d2approx}(\sigma_{ян})$ и $K_{y.d03124}(\sigma_{ян})$ представлены на рисунке 3.29.

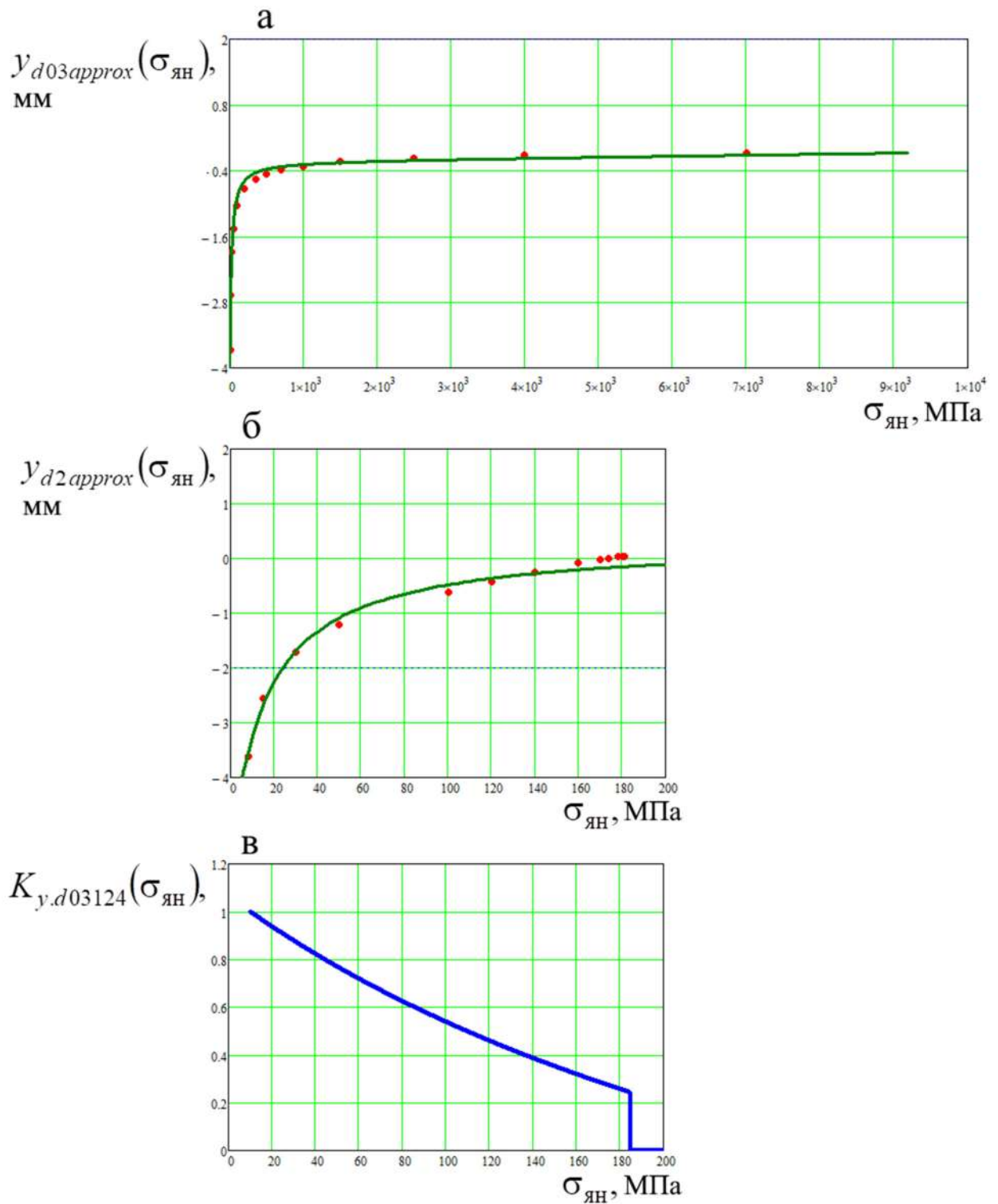


Рисунок 3.29 – Зависимости $y_{d03approx}$ (а), $y_{d2approx}$ (б) и $K_{y.d03124}$ (в) от величины напряжений соответствующей изолинии ядра напряжения $\sigma_{ян}$

3.2.4 Определение параметров эллипса ядра напряжения сжатия при различных параметрах площади контакта инструмента с породой, действующей на ней нагрузки и угла её приложения

При различных параметрах F , $\sigma_{\text{ян}}$, α_F , $d_{\text{конт}}$ формулы для определения параметров эллипса ядра напряжения $a_{\text{ян}}$, $b_{\text{ян}}$, $\alpha_{\text{ян}}$, $x_{\text{ян}}$, $y_{\text{ян}}$ представляют следующий вид:

$$a_{\text{ян}}(F, \sigma_{\text{ян}}, \alpha_F, d_{\text{конт}}) = a_{\text{aprx}90.4000}(F) \cdot \frac{K_{a.\alpha.\text{aprx}}(\alpha_F) \cdot K_{a.d03124}(\sigma_{\text{ян}.F800}, d_{\text{конт}})}{K_{abxy.\sigma.\text{aprx}}(\sigma_{\text{ян}})} + a_{\text{korр}}, \quad (3.32)$$

где величина $a_{\text{aprx}90.4000}(F)$ определяется по формуле (3.8), $K_{a.\alpha.\text{aprx}}$ по формуле (3.9), $K_{a.d03124}(\sigma_{\text{ян}.F800}, d_{\text{конт}})$ по формуле (3.23), $K_{abxy.\sigma.\text{aprx}}(\sigma_{\text{ян}})$ по формуле (3.7), $a_{\text{korр}}$ – корректировочная величина параметра $a_{\text{ян}}$ при переносе изолинии ядра напряжения сжатия из программы Ansys в программу Mathcad.

$$b_{\text{ян}}(F, \sigma_{\text{ян}}, \alpha_F, d_{\text{конт}}) = b_{\text{aprx}90.4000}(F) \cdot \frac{K_{b.\alpha.\text{aprx}}(\alpha_F) \cdot K_{b.d03124}(\sigma_{\text{ян}.F800}, d_{\text{конт}})}{K_{abxy.\sigma.\text{aprx}}(\sigma_{\text{ян}})} + b_{\text{korр}}, \quad (3.33)$$

где величина $b_{\text{aprx}90.4000}(F)$ определяется по формуле (3.10), $K_{b.\alpha.\text{aprx}}$ по формуле (3.11), $K_{b.d03124}(\sigma_{\text{ян}.F800}, d_{\text{конт}})$ по формуле (3.26), $K_{abxy.\sigma.\text{aprx}}(\sigma_{\text{ян}})$ по формуле (3.7), $b_{\text{korр}}$ – корректировочная величина параметра $b_{\text{ян}}$ при переносе изолинии ядра напряжения сжатия из программы Ansys в программу Mathcad.

$$\alpha_{\text{ян}}(F, \alpha_F) = \alpha_{\text{aprx}90.4000}(F) \cdot K_{\alpha_{\text{ян}.\alpha.\text{aprx}}}(\alpha_F) + \alpha_{\text{korр}}, \quad (3.34)$$

где величина $\alpha_{\text{aprx}90.4000}(F)$ определяется по формуле (3.12), $K_{\alpha_{\text{ян}.\alpha.\text{aprx}}}$ по формуле (3.13), $\alpha_{\text{korр}}$ – корректировочная величина параметра $\alpha_{\text{ян}}$ при переносе изолинии ядра напряжения сжатия из программы Ansys в программу Mathcad.

$$x_{\text{ян}}(F, \sigma_{\text{ян}}, \alpha_F, d_{\text{конт}}) = x_{\text{aprx}10.4000}(F) \cdot \frac{K_{x.\alpha.\text{aprx}}(\alpha_F)}{K_{abxy.\sigma.\text{aprx}}(\sigma_{\text{ян}})} + x_{\text{korр}}, \quad (3.35)$$

где величина $x_{aprx90.4000}(F)$ определяется по формуле (3.14), $K_{x.a.aprx}$ по формуле (3.15), $K_{abxy.\sigma.aprx}(\sigma_{ян})$ по формуле (3.7), x_{korr} – корректировочная величина параметра $x_{ян}$ при переносе изолинии ядра напряжения сжатия из программы Ansys в программу Mathcad.

$$y_{ян}(F, \sigma_{ян}, \alpha_F, d_{конт}) = y_{aprx90.4000}(F) \cdot \frac{K_{y.a.aprx}(\alpha_F) \cdot K_{y.d03124}(\sigma_{ян.F800}, d_{конт})}{K_{abxy.\sigma.aprx}(\sigma_{ян})} + y_{korr}, \quad (3.36)$$

где величина $y_{aprx90.4000}(F)$ определяется по формуле (3.16), $K_{y.a.aprx}$ по формуле (3.17), $K_{y.d03124}(\sigma_{ян.F800}, d_{конт})$ по формуле (3.29), $K_{abxy.\sigma.aprx}(\sigma_{ян})$ по формуле (3.7), y_{korr} – корректировочная величина параметра $y_{ян}$ при переносе изолинии ядра напряжения сжатия из программы Ansys в программу Mathcad.

Найденные величины параметров подставляются в формулу (3.6).

С помощью полученных аппроксимирующих зависимостей можно точно определять параметры эллипса ядра напряжения сжатия $a_{ян}$, $b_{ян}$, $\alpha_{ян}$, $x_{ян}$, $y_{ян}$ при величине $d_{конт} \approx 0,3$ мм. При величинах $d_{конт} > 0,5 - 1,0$ мм рекомендуется осуществлять коррекцию параметров $a_{ян}$, $b_{ян}$, $\alpha_{ян}$, $x_{ян}$, $y_{ян}$ изолиний эллипса напряжений в соответствии с изолиниями эпюр напряжений, получаемых для каждого исследования индивидуально.

3.2.5 Определение параметров ядра напряжений растяжения по параметрам ядра напряжений сжатия с помощью коэффициентов отношений

Связь параметра большой полуоси эллипса ядра напряжений растяжения $a_{ян.раст}$ с параметром большой полуоси эллипса ядра напряжений сжатия $a_{ян}$ при различных значениях угла α_F устанавливается с помощью коэффициента отношений $K_{a.str.approx}(\alpha_F)$. При углах $70^\circ \leq \alpha_F \leq 90^\circ$ $K_{a.str.approx}(\alpha_F) = K_{a.str.approx2}(\alpha_F)$, При углах $0^\circ \leq \alpha_F < 70^\circ$ $K_{a.str.approx}(\alpha_F) = K_{a.str.approx1}(\alpha_F)$:

$$K_{a.\text{раст.}\text{approx}1}(\alpha_F) = 0,4 \cdot e^{-k_1 \cdot (\alpha_F + \Delta\alpha_F)} \cdot 4,0 \cdot \cos[0,04 \cdot (\alpha_F + 33)] + \Delta K_{a.\text{раст}1}, \quad (3.37)$$

$$K_{a.\text{раст.}\text{approx}2}(\alpha_F) = 0,23 \cdot \cos[0,014 \cdot (\alpha_F + 270)] + \Delta K_{a.\text{раст}2}, \quad (3.38)$$

где k_1 – степенной коэффициент, $\Delta\alpha_F$ – корректировочная величина угла α_F , $\Delta K_{a.\text{раст}1}$, $\Delta K_{a.\text{раст}2}$ – корректировочные величины коэффициентов $K_{a.\text{раст.}\text{approx}1}(\alpha_F)$, $K_{a.\text{раст.}\text{approx}2}(\alpha_F)$. В данных исследованиях $k_1 = 0,097$, $\Delta\alpha_F = 33^\circ$, $\Delta K_{a.\text{раст}1} = 0,984$, $\Delta K_{a.\text{раст}2} = 1,185$. Полученный результат для исходных данных, представленных выше $K_{a.\text{раст.}\text{approx}1} = 0,984$, $K_{a.\text{раст.}\text{approx}2} = 1,259$, $K_{a.\text{стр.}\text{approx}} = 1,259$. Графики зависимости $K_{a.\text{раст.}\text{approx}1}(\alpha_F)$ и $K_{a.\text{раст.}\text{approx}2}(\alpha_F)$ представлены на рисунке 3.30.

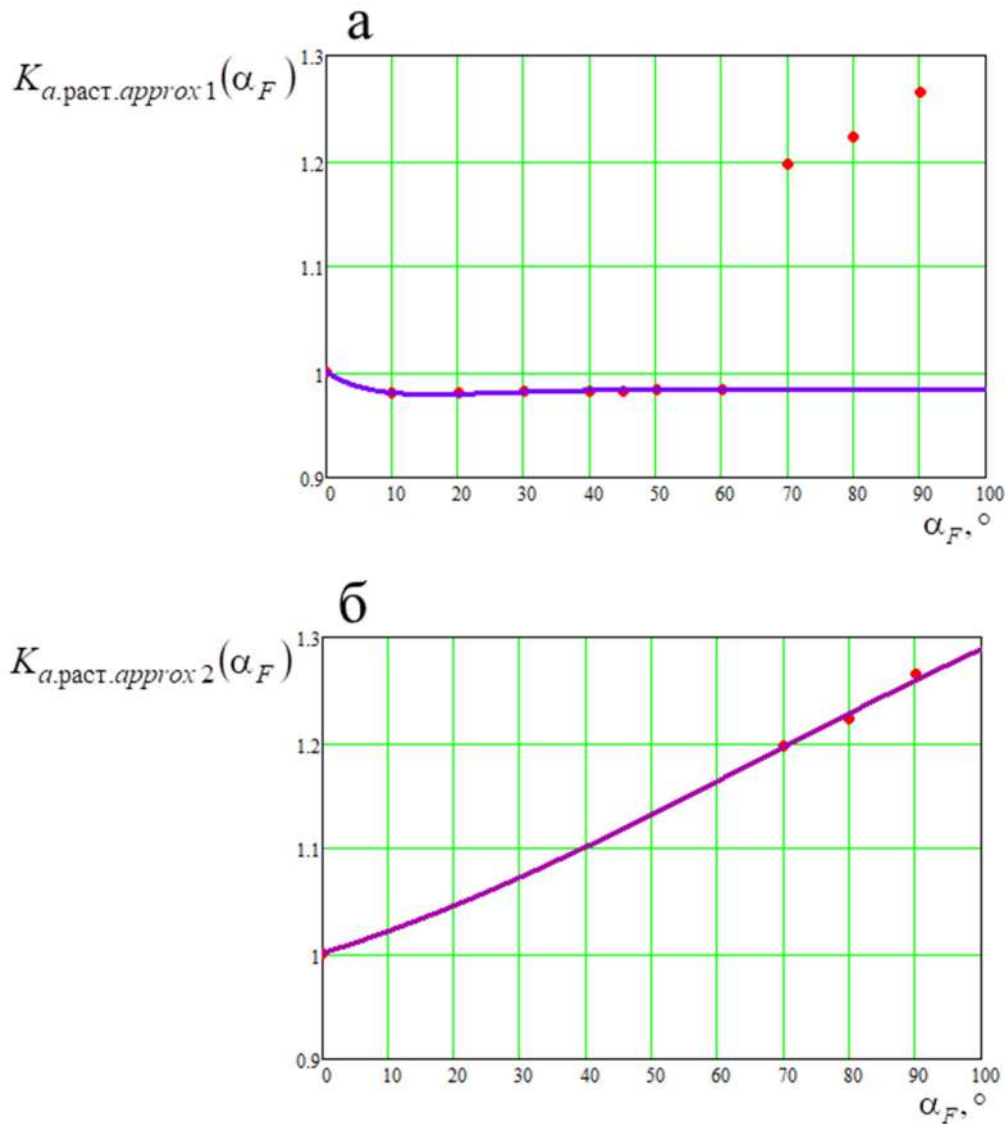


Рисунок 3.30 – Зависимости коэффициентов $K_{a.\text{раст.}\text{approx}1}$ (а) и $K_{a.\text{раст.}\text{approx}2}$ (б) от угла действия вектора нагрузки со стороны инструмента α_F

Базовый параметр ядра напряжений растяжения $a_{\text{ян.раст.}\mu}$ определяется:

$$a_{\text{ян.раст.}\mu}(\alpha_F) = K_{a.\text{str.}\text{approx}}(\alpha_F) \cdot a_{\text{ян}}, \quad (3.39)$$

где параметр $a_{\text{ян}}$ находится по формуле (3.32). Полученный результат $a_{\text{ян.раст.}\mu} = 1,549$ мм.

Связь параметра малой полуоси эллипса ядра напряжений растяжения $b_{\text{ян.раст}}$ с параметром малой полуоси эллипса ядра напряжений сжатия $b_{\text{ян}}$ при различных значениях угла α_F устанавливается с помощью коэффициента отношений $K_{b.\text{str.}\text{approx}}(\alpha_F)$. При углах $70^\circ \leq \alpha_F \leq 90^\circ$ $K_{b.\text{str.}\text{approx}}(\alpha_F) = K_{b.\text{str.}\text{approx}2}(\alpha_F)$, При углах $0^\circ \leq \alpha_F < 70^\circ$ $K_{b.\text{str.}\text{approx}}(\alpha_F) = K_{b.\text{str.}\text{approx}1}(\alpha_F)$:

$$K_{b.\text{раст.}\text{approx}1}(\alpha_F) = 0,15 \cdot e^{-k_1 \cdot (\alpha_F + \Delta\alpha_F)} \cdot 0,39 \cdot \cos[0,07 \cdot (\alpha_F - 12,5)] + \Delta K_{b.\text{раст}1}, \quad (3.40)$$

$$K_{b.\text{раст.}\text{approx}2}(\alpha_F) = 0,95 \cdot \cos[0,014 \cdot (\alpha_F + 140)] + \Delta K_{b.\text{раст}2}, \quad (3.41)$$

где k_1 – степенной коэффициент, $\Delta\alpha_F$ – корректировочная величина угла α_F , $\Delta K_{b.\text{раст}1}$, $\Delta K_{b.\text{раст}2}$ – корректировочные величины коэффициентов $K_{b.\text{раст.}\text{approx}1}(\alpha_F)$, $K_{b.\text{раст.}\text{approx}2}(\alpha_F)$. В данных исследованиях $k_1 = 0,07$, $\Delta\alpha_F = -12,5^\circ$, $\Delta K_{b.\text{раст}1} = 0,909$, $\Delta K_{b.\text{раст}2} = 1,36$. Полученный результат для исходных данных, представленных выше $K_{b.\text{раст.}\text{approx}1} = 0,909$, $K_{b.\text{раст.}\text{approx}2} = 0,413$, $K_{b.\text{str.}\text{approx}} = 0,413$. Графики зависимости $K_{b.\text{раст.}\text{approx}1}(\alpha_F)$ и $K_{b.\text{раст.}\text{approx}2}(\alpha_F)$ представлены на рисунке 3.31.

Базовый параметр ядра напряжений растяжения $b_{\text{ян.раст.}\mu}$ определяется:

$$b_{\text{ян.раст.}\mu}(\alpha_F) = K_{b.\text{str.}\text{approx}}(\alpha_F) \cdot b_{\text{ян}}, \quad (3.42)$$

где параметр $b_{\text{ян}}$ находится по формуле (3.33). Полученный результат $b_{\text{ян.раст.}\mu} = 0,463$ мм.

Связь параметра угла наклона эллипса ядра напряжений растяжения $\alpha_{\text{ян.раст}}$ с параметром угла наклона эллипса ядра напряжений сжатия $\alpha_{\text{ян}}$ при различных значениях угла α_F устанавливается с помощью коэффициента отношений $K_{\alpha.\text{str.}\text{approx}}(\alpha_F)$. При углах $70^\circ \leq \alpha_F \leq 90^\circ$ $K_{\alpha.\text{str.}\text{approx}}(\alpha_F) = K_{\alpha.\text{str.}\text{approx}2}(\alpha_F)$, При углах $0^\circ \leq \alpha_F < 70^\circ$ $K_{\alpha.\text{str.}\text{approx}}(\alpha_F) = K_{\alpha.\text{str.}\text{approx}1}(\alpha_F)$:

$$K_{\alpha.\text{раст.}\text{approx}1}(\alpha_F) = k_{\alpha.\text{раст}} \cdot \alpha_F + 0,018 \cdot \cos[0,155 \cdot (\alpha_F + 14)] + \Delta K_{\alpha.\text{раст}1}, \quad (3.43)$$

$$K_{\alpha.\text{раст.}approx2}(\alpha_F) = 1,14 \cdot \cos[0,01 \cdot (\alpha_F + 210)] + \Delta K_{\alpha.\text{раст}2}, \quad (3.44)$$

где $k_{\alpha.\text{раст}}$ – линейный коэффициент, $k_{\alpha.\text{раст}} = (\pi/180) \cdot \alpha_{lin}$, α_{lin} – угол наклона аппроксимирующей прямой, °, $\Delta\alpha_F$ – корректировочная величина угла α_F , °, $\Delta K_{\alpha.\text{раст}1}$, $\Delta K_{\alpha.\text{раст}2}$ – корректировочные величины коэффициентов $K_{\alpha.\text{раст.}approx1}(\alpha_F)$, $K_{\alpha.\text{раст.}approx2}(\alpha_F)$.

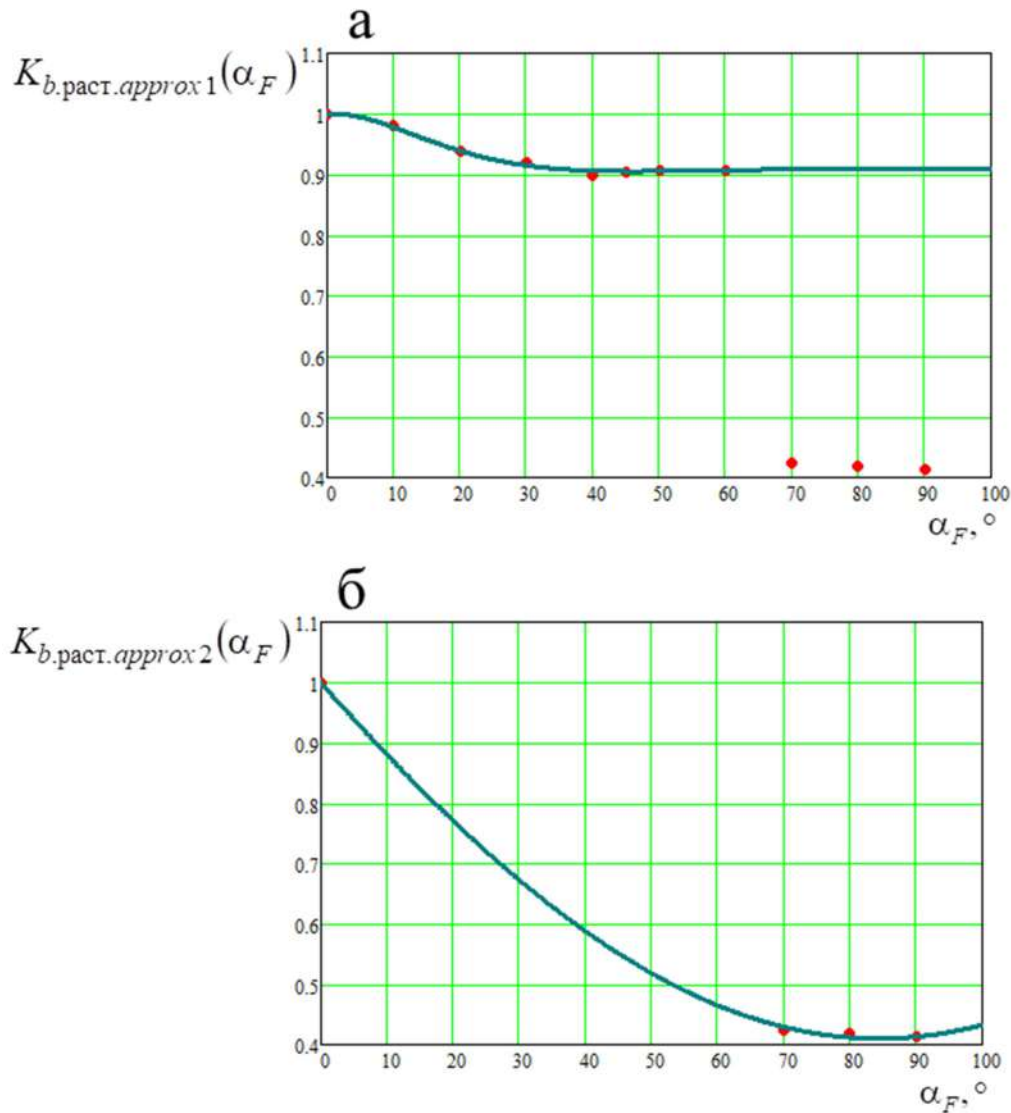


Рисунок 3.31 – Зависимости коэффициентов $K_{b.\text{раст.}approx1}$ (а) и $K_{b.\text{раст.}approx2}$ (б) от угла действия вектора нагрузки со стороны инструмента α_F

В данных исследованиях $\alpha_{lin} = -0,34^\circ$, $k_{\alpha.\text{раст}} = -5,934 \cdot 10^{-3}$, $\Delta K_{\alpha.\text{раст}1} = 0,558$, $\Delta K_{\alpha.\text{раст}2} = 1,13$. Полученный результат для исходных данных, представленных выше $K_{\alpha.\text{раст.}approx1} = 0,007436$, $K_{\alpha.\text{раст.}approx2} = 0,001409$,

$K_{\alpha.str.approx} = 0,007436$. Графики зависимости $K_{\alpha.раст.approx1}(\alpha_F)$ и $K_{\alpha.раст.approx2}(\alpha_F)$ представлены на рисунке 3.32.

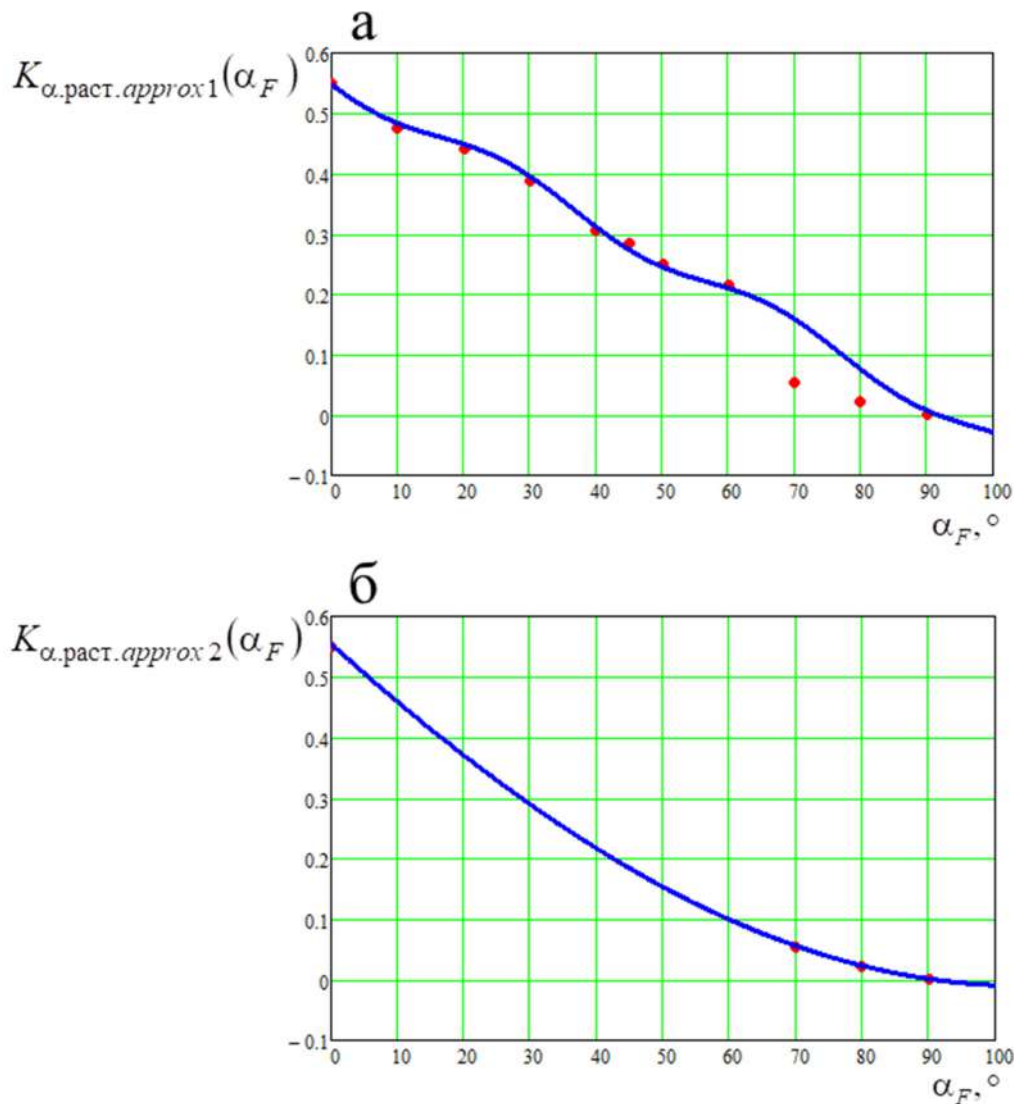


Рисунок 3.32 – Зависимости коэффициентов $K_{\alpha.раст.approx1}$ (а) и $K_{\alpha.раст.approx2}$ (б) от угла действия вектора нагрузки со стороны инструмента α_F

Базовый параметр ядра напряжений растяжения $\alpha_{ян.раст.м}$ определяется:

$$\alpha_{ян.раст.м}(\alpha_F) = K_{\alpha.str.approx}(\alpha_F) \cdot \alpha_{ян}, \quad (3.45)$$

где параметр $\alpha_{ян}$ находится по формуле (3.34). Полученный результат $\alpha_{ян.раст.м} = 4,428 \cdot 10^{-3}$ рад = 0,254°.

Связь параметра координаты центра эллипса ядра напряжений растяжения $x_{ян.раст}$ с параметром центра эллипса ядра напряжений сжатия $x_{ян}$ при различных значениях угла α_F устанавливается с помощью коэффициента

отношений $K_{x.str.approx}(\alpha_F)$. При углах $70^\circ \leq \alpha_F \leq 90^\circ$ $K_{x.str.approx}(\alpha_F) = K_{x.str.approx2}(\alpha_F)$, При углах $0^\circ \leq \alpha_F < 70^\circ$ $K_{x.str.approx}(\alpha_F) = K_{b.str.approx1}(\alpha_F)$:

$$K_{x.раст.approx1}(\alpha_F) = \left(\frac{K_{gipcos}}{\alpha_F - \Delta\alpha_{Fgipcos}} \right) \cdot 0,13 \cdot \cos[0,06 \cdot (\alpha_F + 35)] + \Delta K_{x.gipcos1}, \quad (3.46)$$

$$K_{x.раст.approx2}(\alpha_F) = 0,7 \cdot \cos[0,03 \cdot (\alpha_F + 164)] + \Delta K_{x.cos2}, \quad (3.47)$$

где K_{gipcos} – коэффициент пропорциональности гиперболической зависимости; $\Delta\alpha_{Fgipcos}$ – корректировочная величина угла α_F , $\Delta K_{x.gipcos1}$, $\Delta K_{x.cos2}$ – корректировочные величины коэффициентов $K_{x.раст.approx1}(\alpha_F)$, $K_{x.раст.approx2}(\alpha_F)$. В данных исследованиях $K_{gipcos} = 43$, $\Delta\alpha_{Fgipcos} = 90,2^\circ$, $\Delta K_{x.gipcos1} = -0,47$, $\Delta K_{x.cos2} = -1,15$. Полученный результат для исходных данных, представленных выше $K_{x.раст.approx1} = -215,425$, $K_{x.раст.approx2} = -0,988$, $K_{x.str.approx} = -0,988$. Графики зависимости $K_{x.раст.approx1}(\alpha_F)$ и $K_{x.раст.approx2}(\alpha_F)$ представлены на рисунке 3.33.

Базовый параметр ядра напряжений растяжения $x_{ян.раст.ц}$ определяется:

$$x_{ян.раст.ц}(\alpha_F) = K_{x.str.approx}(\alpha_F) \cdot x_{ян}, \quad (3.48)$$

где параметр $x_{ян}$ находится по формуле (3.35). Полученный результат $x_{ян.раст.ц} = -2,432 \cdot 10^{-3}$ мм.

Связь параметра координаты центра эллипса ядра напряжений растяжения $y_{ян.раст}$ (глубины эллипса) с параметром координаты центра эллипса ядра напряжений сжатия $y_{ян}$ при различных значениях угла α_F устанавливается с помощью коэффициента отношений $K_{y.str.approx}(\alpha_F)$. При углах $70^\circ \leq \alpha_F \leq 90^\circ$ $K_{y.str.approx}(\alpha_F) = K_{y.str.approx2}(\alpha_F)$, При углах $0^\circ \leq \alpha_F < 70^\circ$ $K_{y.str.approx}(\alpha_F) = K_{y.str.approx1}(\alpha_F)$:

$$K_{y.раст.approx1}(\alpha_F) = \left(\frac{K_{gipcos}}{\alpha_F - \Delta\alpha_{Fgipcos}} \right) \cdot 0,02 \cdot \cos[0,08 \cdot (\alpha_F - 3)] + \Delta K_{y.gipcos1}, \quad (3.49)$$

$$K_{y.раст.approx2}(\alpha_F) = 2,02 \cdot \cos[0,014 \cdot (\alpha_F + 140)] + \Delta K_{y.cos2}, \quad (3.50)$$

где K_{gipcos} – коэффициент пропорциональности гиперболической зависимости; $\Delta\alpha_{Fgipcos}$ – корректировочная величина угла α_F ,

$\Delta K_{y.gipcos1}$, $\Delta K_{y.cos2}$ – корректировочные величины коэффициентов $K_{y.раст.approx1}(\alpha_F)$, $K_{y.раст.approx2}(\alpha_F)$.

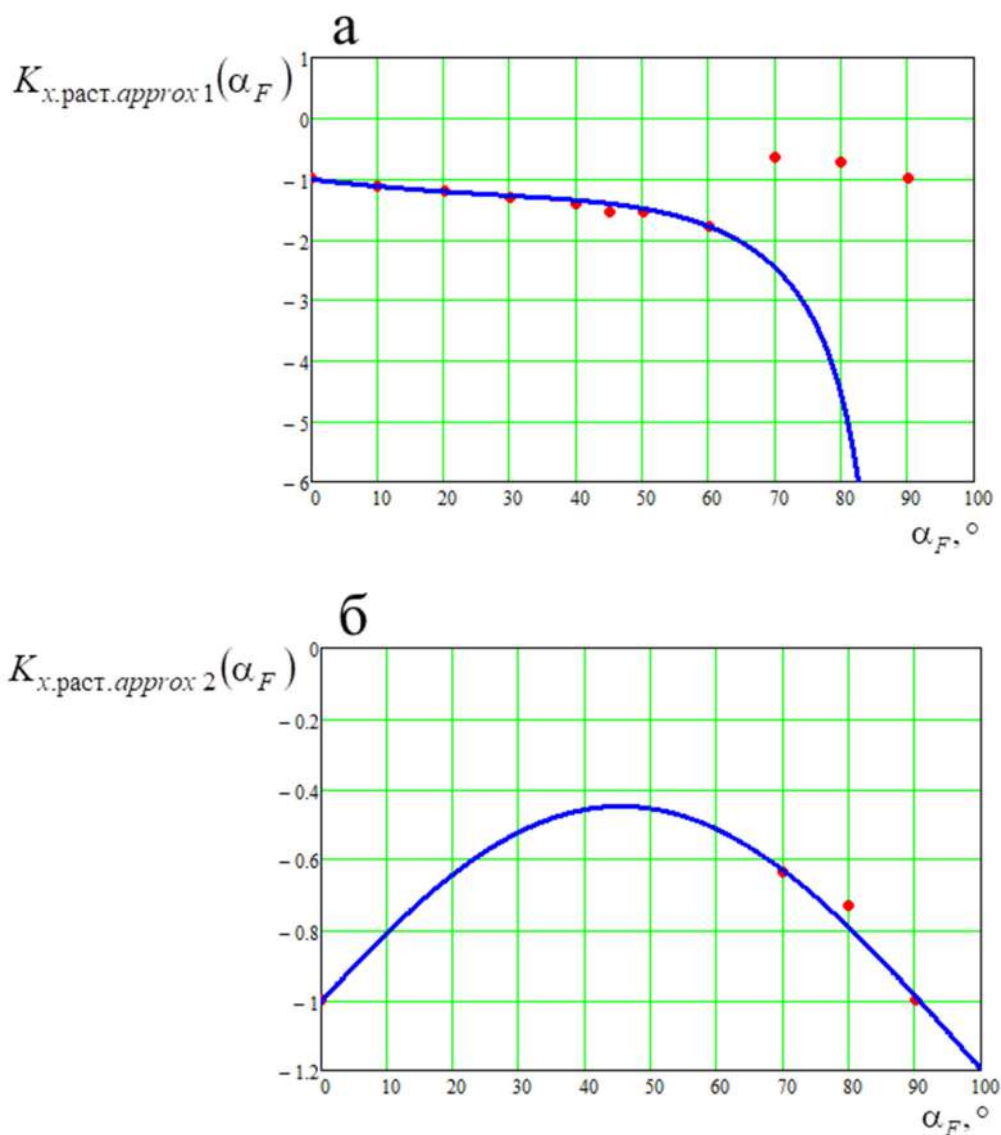


Рисунок 3.33 – Зависимости коэффициентов $K_{x.раст.approx1}$ (а) и $K_{x.раст.approx2}$ (б) от угла действия вектора нагрузки со стороны инструмента α_F

В данных исследованиях $K_{gipcos} = 57$, $\Delta\alpha_{Fgipcos} = -25,0^\circ$, $\Delta K_{y.gipcos1} = -1,30$, $\Delta K_{y.cos2} = 1,77$. Полученный результат для исходных данных, представленных выше $K_{y.раст.approx1} = -0,789$, $K_{y.раст.approx2} = -0,244$, $K_{y.str.approx} = -0,244$. Графики зависимости $K_{y.раст.approx1}(\alpha_F)$ и $K_{y.раст.approx2}(\alpha_F)$ представлены на рисунке 3.34.

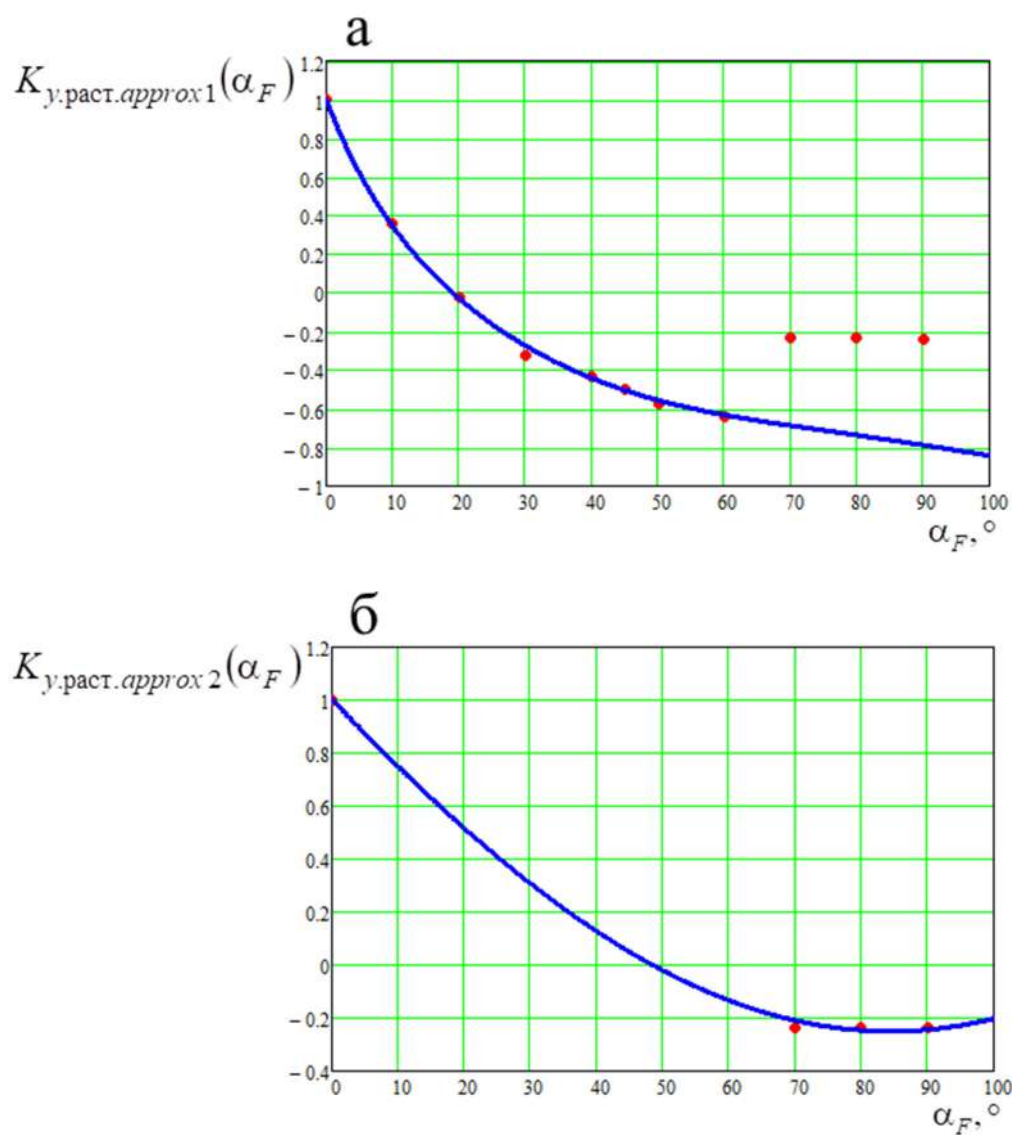


Рисунок 3.34 – Зависимости коэффициентов $K_{y,раст. approx 1}$ (а) и $K_{y,раст. approx 2}$ (б) от угла действия вектора нагрузки со стороны инструмента α_F

Базовый параметр ядра напряжений растяжения $y_{ян,раст.ц}$ определяется:

$$y_{ян,раст.ц}(\alpha_F) = K_{y.str. approx}(\alpha_F) \cdot y_{ян}, \quad (3.51)$$

где параметр $y_{ян}$ находится по формуле (3.36). Полученный результат $y_{ян,раст.ц} = 0,162$ мм.

3.2.6 Определение коэффициентов изменения параметров ядра напряжений растяжения от величины зоны контакта инструмента с породой

Расчёты велись при угле действия вектора нагрузки со стороны инструмента относительно к поверхности породы α_F , равным 90° .

Коэффициент, учитывающий изменение величины зоны контакта инструмента с породой $d_{\text{конт}}$, для вычислений величины большой полуоси $a_{\text{ян.раст}}$ эллипса ядра напряжения растяжения:

$$K_{a_{\text{ян.раст.}d03124}}(\sigma_{\text{ян.}F800}, d_{\text{конт}}) = \frac{a_{\text{ян.раст.}d.\text{approx}}(\sigma_{\text{ян.}F800})}{a_{\text{ян.раст.}d03\text{approx}}(\sigma_{\text{ян.}F800})}, \quad (3.52)$$

где $a_{\text{ян.раст.}d03\text{approx}}(\sigma_{\text{ян.}F800})$ – базовое значение параметра $a_{\text{ян.раст}}$ при $d_{\text{конт}} = 0,3$ мм; $a_{\text{ян.раст.}d.\text{approx}}(\sigma_{\text{ян.}F800})$ – значение параметра $a_{\text{ян.раст}}$ при исследуемом параметре $d_{\text{конт}}$.

$$a_{\text{ян.раст.}d03\text{approx}}(\sigma_{\text{ян.}F800}) = \left(\frac{K_{\text{gip1}}}{\sigma_{\text{ян.}F800} - \Delta\sigma_{\text{ян.}gip1}} \right) + \left(\frac{K_{\text{gip2}}}{\sigma_{\text{ян.}F800} - \Delta\sigma_{\text{ян.}gip2}} \right) + \left(\frac{K_{\text{gip3}}}{\sigma_{\text{ян.}F800} - \sigma_{\text{maxd0.3}}} \right) + K_{\text{lin}} \cdot \sigma_{\text{ян.}F800} + \Delta a_{d03}, \quad (3.53)$$

$$a_{\text{ян.раст.}d.\text{approx}}(\sigma_{\text{ян.}F800}) = \left(\frac{K_{\text{gip1}}}{\sigma_{\text{ян.}F800} - \Delta\sigma_{\text{ян.}gip1}} \right) + \left(\frac{K_{\text{gip2}}}{\sigma_{\text{ян.}F800} - \Delta\sigma_{\text{ян.}gip2}} \right) + \left(\frac{K_{\text{gip3}}}{\sigma_{\text{ян.}F800} - \sigma_{\text{max.d}}} \right) + K_{\text{lin}} \cdot \sigma_{\text{ян.}F800} + \Delta a_d, \quad (3.54)$$

где K_{gip1} , K_{gip2} , K_{gip3} – коэффициенты пропорциональности гиперболических зависимостей; $\Delta\sigma_{\text{ян.}gip1}$, $\Delta\sigma_{\text{ян.}gip2}$ – корректировочная величина напряжения $\sigma_{\text{ян.}F800}$; $\sigma_{\text{maxd0.3}}$ – максимальное напряжение при величине $d_{\text{конт}} = 0,3$ мм; $\sigma_{\text{max.d}}$ – максимальное напряжение при исследуемой величине $d_{\text{конт}}$; K_{lin} – угловой коэффициент прямой; Δa_{d03} , Δa_d – корректировочные величины параметров $a_{\text{ян.раст.}d03\text{approx}}$, $a_{\text{ян.раст.}d.\text{approx}}$. Величина Δa_d определяется по эмпирической формуле:

$$\Delta a_d = 0,0164 \cdot (d_{\text{конт}} - 0,3) + 0,24.$$

Значение $a_{\text{ян.раст.d03approx}}$, вычисляемое по формуле (3.53), действительно в диапазоне $\Delta\sigma_{\text{ян.gip1}} < \sigma_{\text{ян.F800}} < \sigma_{\text{maxd0.3}}$. Вне этого диапазона $a_{\text{ян.раст.d03approx}} = 0$. Значение $a_{\text{ян.раст.d.approx}}$, вычисляемое по формуле (3.54), действительно в диапазоне $\Delta\sigma_{\text{ян.gip1}} < \sigma_{\text{ян.F800}} < \sigma_{\text{maxd}}$. Вне этого диапазона $a_{\text{ян.раст.d.approx}} = 0$. В данных исследованиях $K_{\text{gip1}} = 30$, $K_{\text{gip2}} = 125$, $K_{\text{gip3}} = 0,25$, $\Delta\sigma_{\text{ян.gip1}} = -3,0$ МПа, $\Delta\sigma_{\text{ян.gip2}} = -100$ МПа, $\sigma_{\text{maxd0.3}} = 9195,3$ МПа, при $d_{\text{конт}} = 2$ мм величина $\sigma_{\text{max.d}} = 184,8$ МПа, $K_{\text{lin}} = -1,745 \cdot 10^{-5}$, $\Delta a_{\text{d03}} = 0,24$ мм, $\Delta a_d = 0,268$ мм. Подставив перечисленные величины в формулы (3.53) и (3.54) при $F = 5200$ Н и $\sigma_{\text{ян}} = 1000$ МПа (см. формулу (3.18)), были получены величины $a_{\text{ян.раст.d03approx}} = 0,921$ мм, $a_{\text{ян.раст.d.approx}} = 0,941$ мм, $K_{a.\text{раст.d03124}} = 1,022$. Графики зависимости $a_{\text{d03approx}}(\sigma_{\text{ян}})$, $a_{\text{d2approx}}(\sigma_{\text{ян}})$ и $K_{a.\text{d03124}}(\sigma_{\text{ян}})$ представлены на рисунке 3.35.

Коэффициент, учитывающий изменение величины зоны контакта инструмента с породой $d_{\text{конт}}$, для вычислений величины малой полуоси $b_{\text{ян.раст}}$ эллипса ядра напряжения растяжения:

$$K_{b.\text{раст.d03124}}(\sigma_{\text{ян.F800}}, d_{\text{конт}}) = \frac{b_{\text{ян.раст.d.approx}}(\sigma_{\text{ян.F800}})}{b_{\text{ян.раст.d03approx}}(\sigma_{\text{ян.F800}})}, \quad (3.55)$$

где $b_{\text{ян.раст.d03approx}}(\sigma_{\text{ян.F800}})$ – базовое значение параметра $b_{\text{ян.раст}}$ при $d_{\text{конт}} = 0,3$ мм; $b_{\text{ян.раст.d.approx}}(\sigma_{\text{ян.F800}})$ – значение параметра $b_{\text{ян}}$ при исследуемом параметре $d_{\text{конт}}$.

$$b_{\text{ян.раст.d03approx}}(\sigma_{\text{ян.F800}}) = \left(\frac{K_{\text{gip1}}}{\sigma_{\text{ян.F800}} - \Delta\sigma_{\text{ян.d0.3gip}}} \right) + \left(\frac{K_{\text{gip2}}}{\sigma_{\text{ян.F800}} - \sigma_{\text{maxd0.3}}} \right) + K_{\text{lin}} \cdot \sigma_{\text{ян.F800}} + \Delta b_{\text{d03}}, \quad (3.56)$$

$$b_{\text{ян.раст.d.approx}}(\sigma_{\text{ян.F800}}) = \left(\frac{K_{\text{gip1}}}{\sigma_{\text{ян.F800}} - \Delta\sigma_{\text{ян.d.gip}}} \right) + \left(\frac{K_{\text{gip2}}}{\sigma_{\text{ян.F800}} - \sigma_{\text{max.d}}} \right) + K_{\text{lin}} \cdot \sigma_{\text{ян.F800}} + \Delta b_d, \quad (3.57)$$

где K_{gip1} , K_{gip2} , $\sigma_{\text{maxd0.3}}$, $\sigma_{\text{max.d}}$, K_{lin} – см. описание к формулам (3.53) и (3.54); Δb_{d03} , Δb_d – корректировочные величины параметров $b_{\text{ян.раст.d03approx}}$, $b_{\text{ян.раст.d.approx}}$ при $d_{\text{конт}} = 0,3$ мм и исследуемой величине $d_{\text{конт}}$, $\Delta\sigma_{\text{ян.d0.3gip}}$,

$\Delta\sigma_{\text{ян.d.gip}}$ – корректировочная величина напряжения $\sigma_{\text{ян.F800}}$ при $d_{\text{конт}} = 0,3$ мм и исследуемой величине $d_{\text{конт}}$.

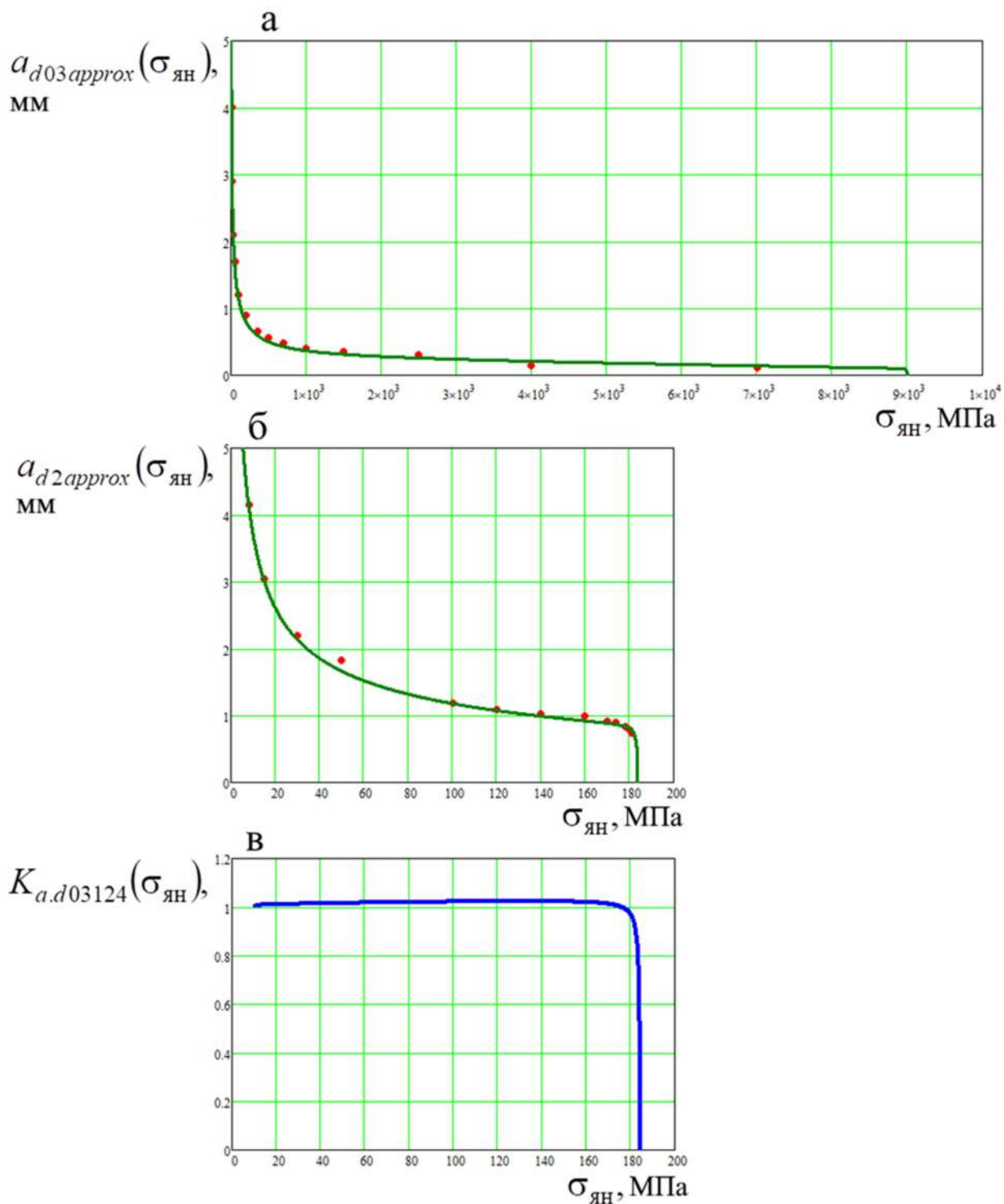


Рисунок 3.35 – Зависимости $a_{d03approx}$ (а), $a_{d2approx}$ (б) и $K_{a.d03124}$ (в) от величины напряжений соответствующей изолинии ядра напряжения $\sigma_{\text{ян}}$

Величина $\Delta\sigma_{\text{ян.гип1}}$ определяется по эмпирической формуле:

$$\Delta\sigma_{\text{ян.д.гип}} = (8 \cdot 10^8 \cdot d_{\text{конт}})^{0,2} - 87,5,$$

Величина K_{lin} определяется по эмпирической формуле:

$$K_{\text{lin}} = (\pi/180) \cdot [(0,323 \cdot d_{\text{конт}})^{3,8} - 6,406 \cdot 10^{-4}].$$

Величина Δb_d определяется по эмпирической формуле:

$$\Delta b_d = -(0,335 \cdot d_{\text{конт}})^{2,0} - 0,08.$$

Значение $b_{\text{ян.раст.д03approx}}$, вычисляемое по формуле (3.56), действительно в диапазоне $\Delta\sigma_{\text{ян.гип1}} < \sigma_{\text{ян.F800}} < \sigma_{\text{maxd0.3}}$. Вне этого диапазона $b_{\text{ян.раст.д03approx}} = 0$. Значение $b_{\text{ян.раст.д. approx}}$, вычисляемое по формуле (3.57), действительно в диапазоне $\Delta\sigma_{\text{ян.гип1}} < \sigma_{\text{ян.F800}} < \sigma_{\text{maxd}}$. Вне этого диапазона $b_{\text{ян.раст.д. approx}} = 0$. В данных исследованиях $K_{\text{гип1}} = 30$, $K_{\text{гип2}} = 0,25$, $\Delta\sigma_{\text{ян.д0.3гип}} = -40,071$ МПа при $d_{\text{конт}} = 2,0$ мм $\Delta\sigma_{\text{ян.д.гип}} = -18,186$ МПа, $K_{\text{lin}} = -8,726 \cdot 10^{-6}$, при $d_{\text{конт}} = 2$ мм $K_{\text{lin}} = 3,306 \cdot 10^{-3}$, $\Delta b_{\text{д03}} = 0,07$ мм, при $d_{\text{конт}} = 2$ мм $\Delta b_d = -0,369$ мм. Подставив перечисленные величины в формулы (3.56) и (3.57) при $F = 5200$ Н и $\sigma_{\text{ян}} = 1000$ МПа (см. формулу (3.18)), были получены величины $b_{\text{ян.раст.д03approx}} = 0,223$ мм, при $d_{\text{конт}} = 2$ мм $b_{\text{ян.раст.д. approx}} = 0,306$ мм, $K_{b,\text{раст.д03124}} = 1,371$. Графики зависимости $b_{\text{д03approx}}(\sigma_{\text{ян}})$, $b_{\text{д2approx}}(\sigma_{\text{ян}})$ и $K_{b,\text{д03124}}(\sigma_{\text{ян}})$ представлены на рисунке 3.36.

Коэффициенты, учитывающие изменение величины зоны контакта инструмента с породой $d_{\text{конт}}$, для вычислений величины угла наклона $\alpha_{\text{ян.раст}}$ эллипса ядра напряжений сжатия и величины координаты центра эллипса ядра напряжений растяжения $x_{\text{ян.раст}}$ равны единице: $K_{\alpha_{\text{ян.д03124}}} = 1$, $K_{x,\text{д03124}} = 1$.

Коэффициент, учитывающий изменение величины зоны контакта инструмента с породой $d_{\text{конт}}$, для вычислений для вычисления величины координаты центра эллипса ядра напряжений растяжения $y_{\text{ян.раст}}$ (глубины эллипса):

$$K_{y,\text{раст.д03124}}(\sigma_{\text{ян.F800}}, d_{\text{конт}}) = \frac{y_{\text{ян.раст.д. approx}}(\sigma_{\text{ян.F800}})}{y_{\text{ян.раст.д03approx}}(\sigma_{\text{ян.F800}})}, \quad (3.58)$$

где $y_{\text{ян.раст.}d03approx}(\sigma_{\text{ян.}F800})$ – базовое значение параметра y при $d_{\text{конт}} = 0,3$ мм;
 $y_{\text{ян.раст.}d.approx}(\sigma_{\text{ян.}F800})$ – значение параметра $y_{\text{ян.раст}}$ при исследуемом параметре $d_{\text{конт}}$.

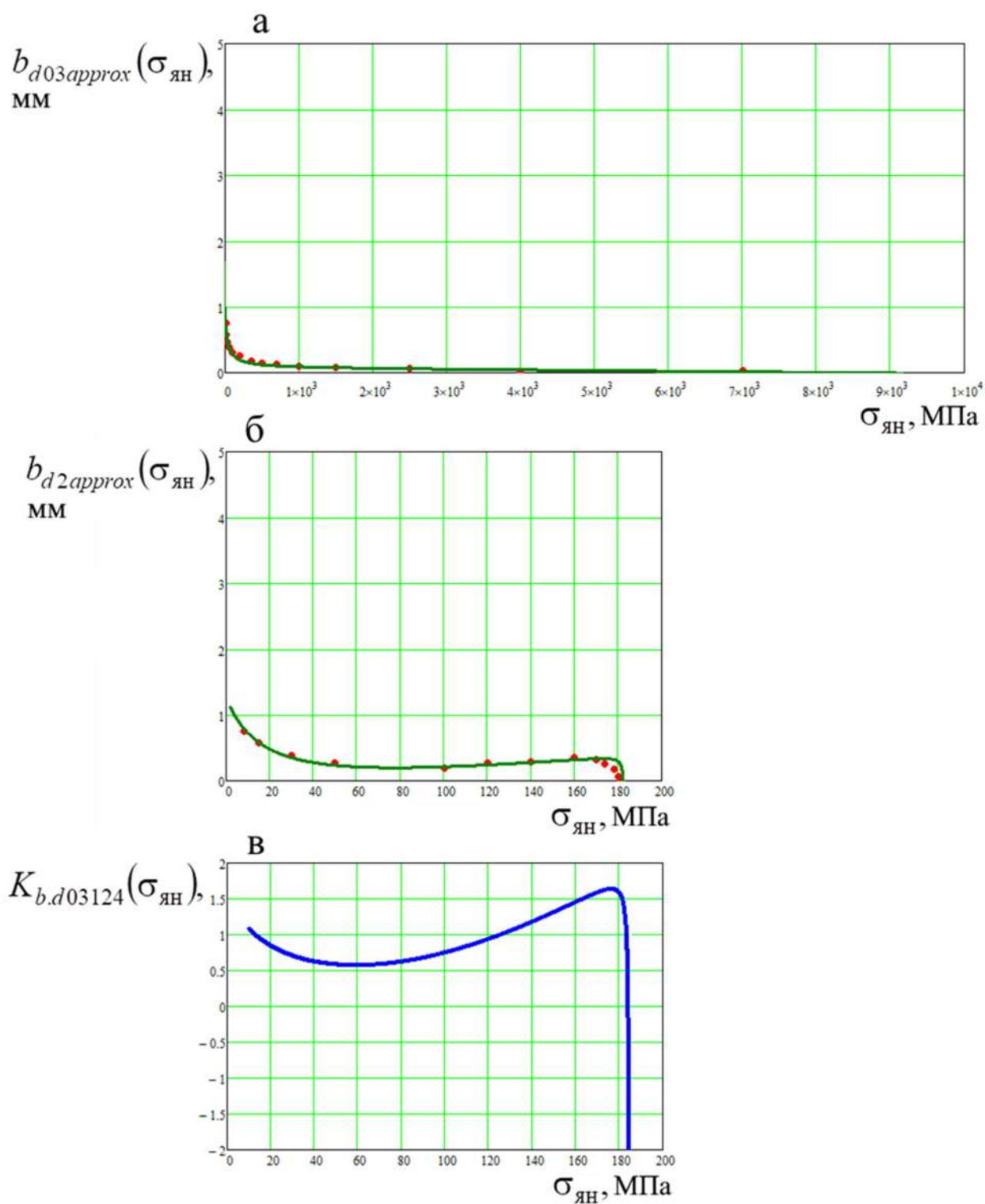


Рисунок 3.36 – Зависимости $b_{d03approx}$ (а), $b_{d2approx}$ (б) и $K_{b.d03124}$ (в) от величины напряжений соответствующей изолинии ядра напряжения $\sigma_{\text{ян}}$

$$y_{\text{ян.раст.d03approx}}(\sigma_{\text{ян.F800}}) = \left(\frac{K_{\text{gip1}}}{\sigma_{\text{ян.F800}} - \Delta\sigma_{\text{ян.gip1}}} \right) + \left(\frac{K_{\text{gip2}}}{\sigma_{\text{ян.F800}} - \sigma_{\text{maxd0.3}}} \right) + K_{\text{lin}} \cdot \sigma_{\text{ян.F800}} + \Delta y_{\text{d03approx}}, \quad (3.59)$$

$$y_{\text{ян.раст.d.approx}}(\sigma_{\text{ян.F800}}) = \left(\frac{K_{\text{gip1}}}{\sigma_{\text{ян.F800}} - \Delta\sigma_{\text{ян.gip1}}} \right) + \left(\frac{K_{\text{gip2}}}{\sigma_{\text{ян.F800}} - \sigma_{\text{max.d}}} \right) + K_{\text{lin}} \cdot \sigma_{\text{ян.F800}} + \Delta y_{\text{d.approx}}(d_{\text{конт}}), \quad (3.60)$$

где K_{gip1} , K_{gip2} , $\sigma_{\text{maxd0.3}}$, $\sigma_{\text{max.d}}$, $\Delta\sigma_{\text{ян.gip1}}$, K_{lin} – см. описание к формулам (3.53) и (3.54). Величина K_{lin} определяется по эмпирической формуле:

$$K_{\text{lin}} = (\pi/180) \cdot [(0,188 \cdot d_{\text{конт}})^{4,2} - 5,057 \cdot 10^{-4}].$$

В формулах (3.59) и (3.60) $\Delta y_{\text{d.approx}}(d_{\text{конт}})$ – корректировочная зависимость параметров $y_{\text{ян.раст.d03approx}}$, $y_{\text{ян.раст.d.approx}}$.

$$\Delta y_{\text{d.approx}}(d_{\text{конт}}) = -(0,1395 \cdot d_{\text{конт}})^{3,5} + 0,0300149946,$$

в формуле (3.59) $\Delta y_{\text{d03approx}} = \Delta y_{\text{d.approx}}(d_{\text{конт}} = 0,3) = 0,03$.

Значение $y_{\text{ян.раст.d03approx}}$, вычисляемое по формуле (3.59), действительно в диапазоне $\Delta\sigma_{\text{ян.gip1}} < \sigma_{\text{ян.F800}} < \sigma_{\text{maxd0.3}}$. Вне этого диапазона $y_{\text{ян.раст.d03approx}} = 0$.

Значение $y_{\text{ян.раст.d.approx}}$, вычисляемое по формуле (3.60), действительно в диапазоне $\Delta\sigma_{\text{ян.gip1}} < \sigma_{\text{ян.F800}} < \sigma_{\text{max.d}}$. Вне этого диапазона $y_{\text{ян.раст.d.approx}} = 0$. В

данных исследованиях $K_{\text{gip1}} = 14,6$, $K_{\text{gip2}} = 0,75$, $\Delta\sigma_{\text{ян.gip1}} = -130,0$ МПа, $K_{\text{lin}} = -8,727 \cdot 10^{-6}$, при $d_{\text{конт}} = 2$ мм $K_{\text{lin}} = 2,78 \cdot 10^{-4}$, $\Delta y_{\text{d.approx}}(d_{\text{конт}} = 2) = 0,019$. Подставив

перечисленные величины в формулы (3.59) и (3.60) при $F = 5200$ Н и $\sigma_{\text{ян}} = 1000$ МПа (см. формулу (3.18)), были получены величины $y_{\text{ян.раст.d03approx}} = 0,08$ мм, $y_{\text{ян.раст.d.approx}} = 0,089$ мм, $K_{y.d03124} = 1,106$. Графики зависимости $y_{\text{d03approx}}(\sigma_{\text{ян}})$, $y_{\text{d2approx}}(\sigma_{\text{ян}})$ и $K_{y.d03124}(\sigma_{\text{ян}})$ представлены на рисунке 3.37.

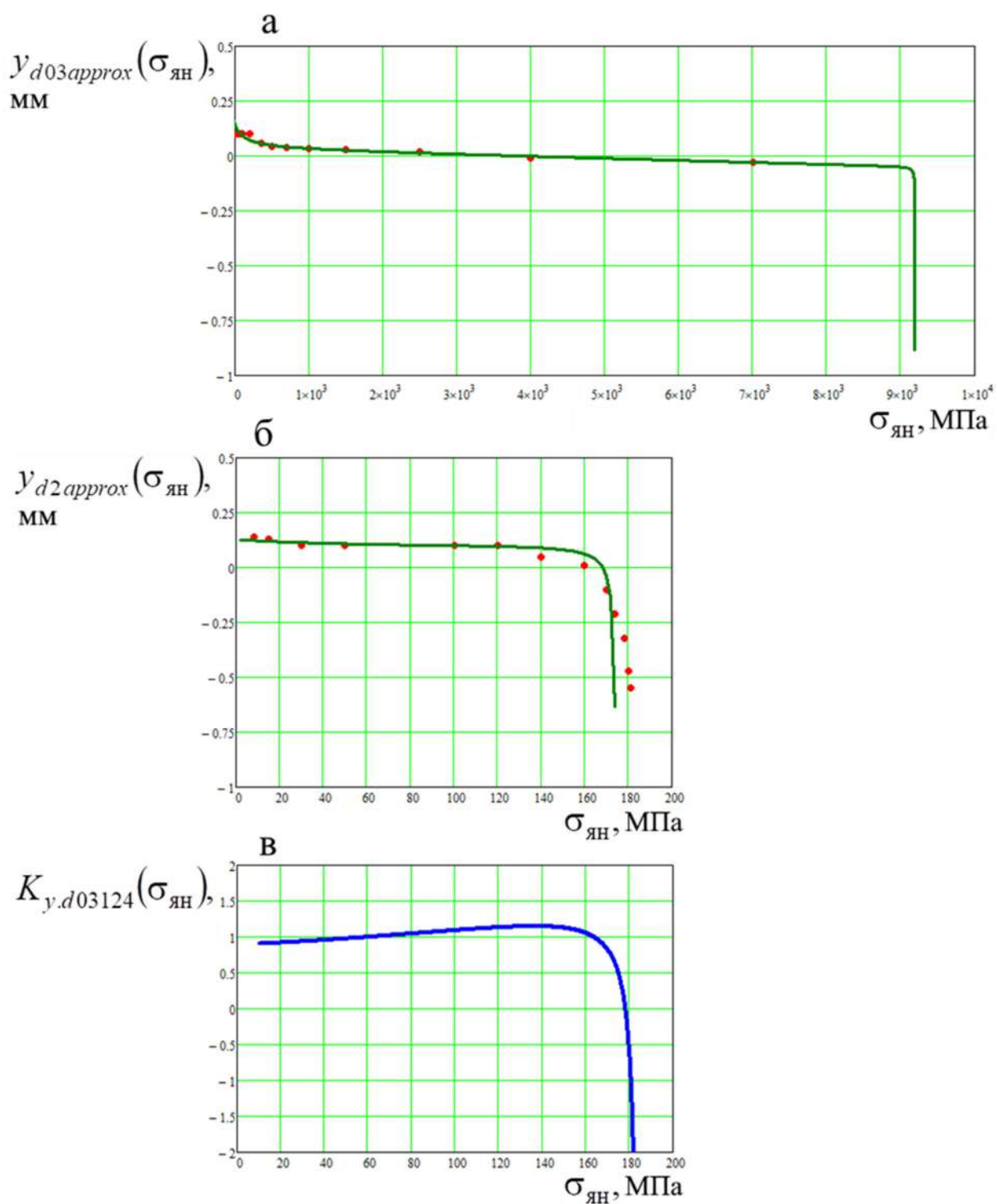


Рисунок 3.37 – Зависимости $y_{d03approx}$ (а), $y_{d2approx}$ (б) и $K_{y.d03124}$ (в) от величины напряжений соответствующей изолинии ядра напряжения $\sigma_{ян}$

3.2.7 Определение параметров эллипса ядра напряжения растяжения при различных параметрах площади контакта инструмента с породой, действующей на ней нагрузки и угла её приложения

При различных параметрах F , $\sigma_{\text{ян}}$, α_F , $d_{\text{конт}}$ формулы для определения параметров эллипса ядра напряжения растяжения $a_{\text{ян.раст}}$, $b_{\text{ян.раст}}$, $\alpha_{\text{ян.раст}}$, $x_{\text{ян.раст}}$, $y_{\text{ян.раст}}$ представляют следующий вид:

$$a_{\text{ян.раст}}(F, \sigma_{\text{ян}}, \alpha_F, d_{\text{конт}}) = K_{a.\text{раст.}approx}(\alpha_F) \cdot K_{a.\text{раст.}d03124}(\sigma_{\text{ян.}F800}, d_{\text{конт}}) \cdot a(F, \sigma_{\text{ян}}, \alpha_F, d_{\text{конт}}) + a_{\text{корр}}, \quad (3.61)$$

где величина $K_{a.\text{раст.}approx}(\alpha_F)$ определяется по формулам (3.37) и (3.38),

$K_{a.\text{раст.}d03124}(\sigma_{\text{ян.}F800}, d_{\text{конт}})$ по формуле (3.52), $a_{\text{корр}}$ – корректировочная величина параметра $a_{\text{ян.раст}}$ при переносе изолинии ядра напряжения растяжения из программы Ansys в программу Mathcad.

$$b_{\text{ян.раст}}(F, \sigma_{\text{ян}}, \alpha_F, d_{\text{конт}}) = K_{b.\text{раст.}approx}(\alpha_F) \cdot K_{b.\text{раст.}d03124}(\sigma_{\text{ян.}F800}, d_{\text{конт}}) \cdot b(F, \sigma_{\text{ян}}, \alpha_F, d_{\text{конт}}) + b_{\text{корр}}, \quad (3.62)$$

где величина $K_{b.\text{раст.}approx}(\alpha_F)$ определяется по формулам (3.40) и (3.41),

$K_{b.\text{раст.}d03124}(\sigma_{\text{ян.}F800}, d_{\text{конт}})$ по формуле (3.55), $b_{\text{корр}}$ – корректировочная величина параметра $b_{\text{ян.раст}}$ при переносе изолинии ядра напряжения растяжения из программы Ansys в программу Mathcad.

$$\alpha_{\text{ян.раст}}(F, \sigma_{\text{ян}}, \alpha_F, d_{\text{конт}}) = K_{\alpha.\text{раст.}approx}(\alpha_F) \cdot \alpha(F, \sigma_{\text{ян}}, \alpha_F, d_{\text{конт}}) + \alpha_{\text{корр}}, \quad (3.63)$$

где величина $K_{\alpha.\text{раст.}approx}(\alpha_F)$ определяется по формулам (3.43) и (3.44), $\alpha_{\text{корр}}$ – корректировочная величина параметра $\alpha_{\text{ян.раст}}$ при переносе изолинии ядра напряжения растяжения из программы Ansys в программу Mathcad.

$$x_{\text{ян.раст}}(F, \sigma_{\text{ян}}, \alpha_F, d_{\text{конт}}) = K_{x.\text{раст.}approx}(\alpha_F) \cdot x(F, \sigma_{\text{ян}}, \alpha_F, d_{\text{конт}}) + x_{\text{корр}}, \quad (3.64)$$

где величина $K_{x.\text{раст.}approx}(\alpha_F)$ определяется по формулам (3.46) и (3.47), $x_{\text{корр}}$ – корректировочная величина параметра $x_{\text{ян.раст}}$ при переносе изолинии ядра напряжения растяжения из программы Ansys в программу Mathcad.

$$y_{\text{ян.раст}}(F, \sigma_{\text{ян}}, \alpha_F, d_{\text{конт}}) = K_{y.\text{раст.}approx}(\alpha_F) \cdot K_{y.\text{раст.}d03124}(\sigma_{\text{ян.}F800}, d_{\text{конт}}) \cdot y(F, \sigma_{\text{ян}}, \alpha_F, d_{\text{конт}}) + y_{\text{корр}}, \quad (3.65)$$

где величина $K_{y.\text{раст.}approx}(\alpha_F)$ определяется по формулам (3.49) и (3.50),

$K_{y, \text{раст.} d 03124}(\sigma_{\text{ян.} F 800}, d_{\text{конт}})$ по формуле (3.58), $y_{\text{корр}}$ – корректировочная величина параметра $y_{\text{ян.раст}}$ при переносе изолинии ядра напряжения растяжения из программы Ansys в программу Mathcad.

Найденные величины параметров эллипса ядра напряжений растяжения $a_{\text{ян.раст}}, b_{\text{ян.раст}}, \alpha_{\text{ян.раст}}, x_{\text{ян.раст}}, y_{\text{ян.раст}}$ подставляются в формулу (3.6) вместо величин параметров ядра напряжений сжатия $a_{\text{ян}}, b_{\text{ян}}, \alpha_{\text{ян}}, x_{\text{ян}}, y_{\text{ян}}$.

С помощью полученных аппроксимирующих зависимостей можно точно определять параметры эллипса ядра напряжения растяжения $a_{\text{ян}}, b_{\text{ян}}, \alpha_{\text{ян}}, x_{\text{ян}}, y_{\text{ян}}$ при величине $d_{\text{конт}} \approx 0,3$ мм. При величинах $d_{\text{конт}} > 0,5 - 1,0$ мм рекомендуется осуществлять коррекцию параметров $a_{\text{ян}}, b_{\text{ян}}, \alpha_{\text{ян}}, x_{\text{ян}}, y_{\text{ян}}$ изолиний эллипса напряжений в соответствии с изолиниями эпюр напряжений, получаемых для каждого исследования индивидуально.

3.3 Формулы для определения геометрических параметров ядра напряжения и лунки выкола и скола

3.3.1 Геометрические параметры эллипса ядра напряжений

С помощью параметров $a, b, \alpha_a, X_{\text{ellipse}}, Y_{\text{ellipse}}$ (см. пункт 3.1.5) выбиралось положение и размеры эллипсов, совпадающих с контурами ядер напряжений на эпюрах, полученных в программе Ansys Workbench.

3.3.2 Площадь продольного сечения в вертикальной плоскости ядра напряжений сжатия и растяжения

Площадь эллипса совпадающего с контуром изолинии напряжений в ядре напряжений на эпюре:

$$S_{\text{ellipse}} = \pi ab. \quad (3.66)$$

Верхняя часть эллипса выходит за поверхность породы (рисунок 3.38), границей которой является ось x ($y = 0$). Площадь этой части определяем в программе Mathcad с помощью интегрирования кривой функции эллипса (5):

$$S_{\text{верх}} = \int_{x_{1\min}}^{x_{1\max}} y_{\text{эян}}(x) dx, \quad (3.67)$$

Где $x_{1\min}$, $x_{1\max}$ – значения координат по оси x точек пересечения эллипса с осью x , т.е. при значении $y = 0$. Эти значения определяются в программе Mathcad с использованием функции Minerr или Find.

Площадь продольного сечения в вертикальной плоскости эллипса ядра напряжений, исходя из формул (3.66) и (3.67), определим из разности:

$$S_{\text{ян}} = S_{\text{ellipse}} - S_{\text{верх}}. \quad (3.68)$$

3.3.3 Объём ядра напряжений сжатия и растяжения

Объём эллипсоида, оболочка которого совпадает с изоповерхностью напряжений в ядре напряжений на эпюре (V_{ellipse}):

$$V_{\text{ellipsoid}} = (4/3)\pi abc, \text{ мм}^3, \quad (3.69)$$

где c – третья полуось эллипсоида, расположенная по его ширине (перпендикулярно плоскости рисунка 3.38). В представленных исследованиях величина c равна величине a ($c = a$).

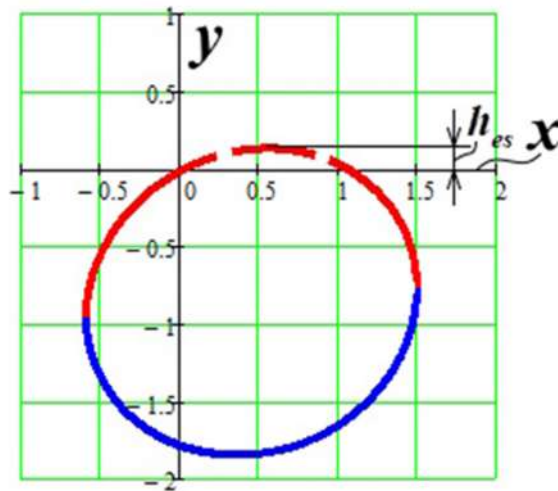


Рисунок 3.38 – Модель ядра напряжений в породе, вызванных действием нагрузки под углом $\alpha_F = -45^\circ$

Верхняя часть эллипсоида на бóльшей части эпюр напряжений расположена выше поверхности породы. Объём этой части рассчитаем по

формуле определения объёма сегмента шара, который будет эквивалентен исследуемому объёму сегмента эллипсоида:

$$V_{es} = (\pi h_{es}^2/3)(3r_e - h_{es}), \text{ мм}^3, \quad (3.70)$$

Значение r_e – средний радиус эллипсоида, мм. Оно определяется по формуле:

$$r_e = (abc)^{1/3}, \text{ мм},$$

Значение h_{es} – высота сегмента эллипсоида, мм (см. рисунок 3.38). Оно определяется, как максимальное значение на графике эллипса с использованием функции Maximize.

Объём ядра напряжений (рисунок 3.39), исходя из формул (3.69) и (3.70), определим из разности:

$$V_{ян} = V_{ellipsoid} - V_{es}, \text{ мм}^3, \quad (3.71)$$

3.3.4 Закономерности образования трещин в крепкой горной породе при воздействии на неё рабочего инструмента горной машины

Вектор распространения трещины в крепкой горной породе при воздействии на неё рабочего инструмента направлен перпендикулярно большой оси каплевидной (овально-треугольной) фигуры, изображённой на эпюре касательных напряжений в породе (рисунок 3.40), вызванных действием нагрузки со стороны инструмента. Граница трещин проходит по касательным линиям, представленным на рисунке 3.41 и 3.42. Эти касательные называются линиями скола или выкола [23, 25, 59, 248, 269]. Также их называют линиями Чернова-Людерса [35, 163, 185, 186, 244]. Эпюры касательных напряжений, вызванных действием нагрузки со стороны инструмента под разными углами α_F , представлены на рисунке 3.44.

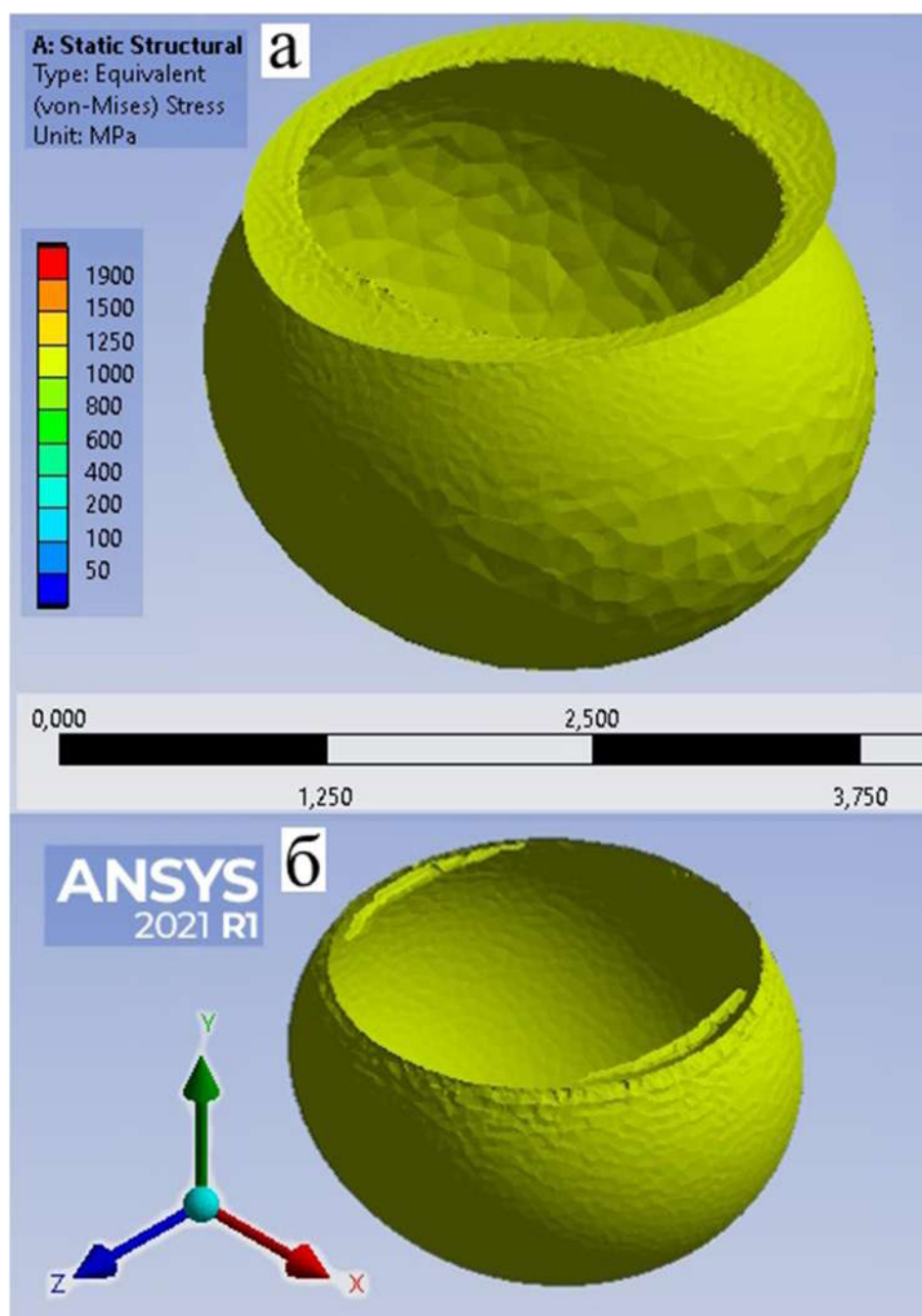


Рисунок 3.39 – Исоповерхность ядра напряжения $\sigma = 1000$ МПа в крепкой горной породе, образованного вследствие действия нагрузки со стороны породоразрушающего элемента трапецидального профиля с углом наклона боковой поверхности $\delta = 15^\circ$ (а) и породоразрушающего элемента кругового профиля (б) (исходные данные нагрузки приведены в Таблице 4.1)

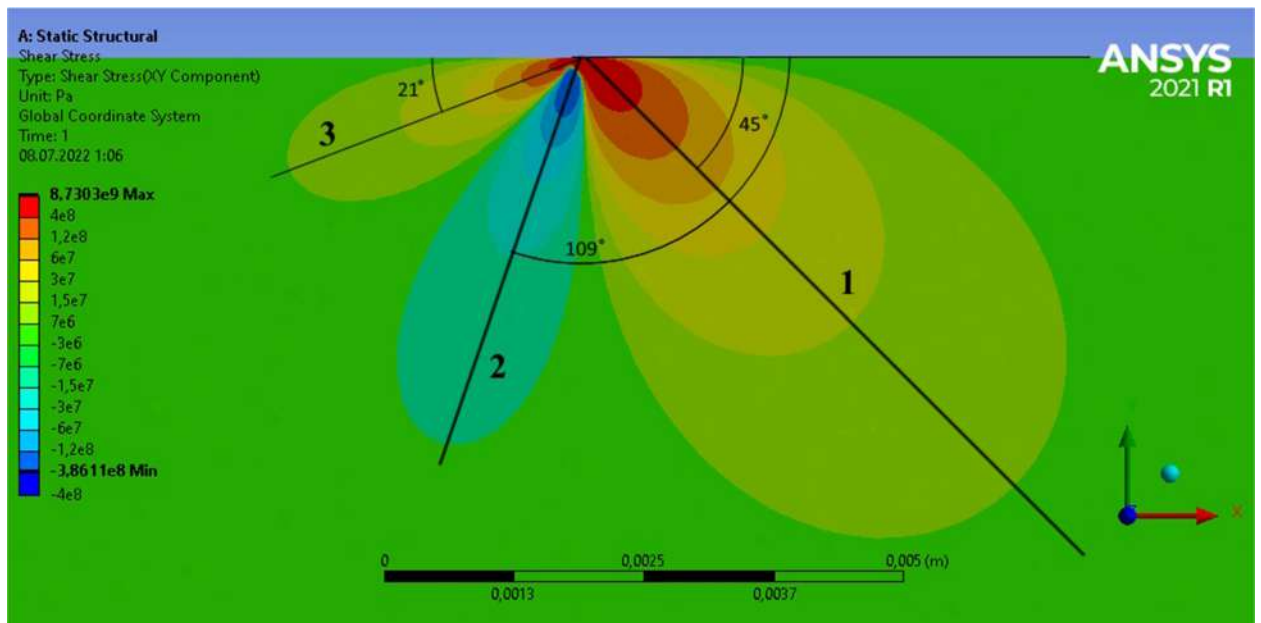


Рисунок 3.40 – Эпюры касательных напряжений в крепкой горной породе под углом действия нагрузки $\alpha_F = -45^\circ$

На рисунке 3.40 большие оси 1, 2, 3 каплевидных фигур имеют, соответственно, следующие углы наклона: $\lambda_1 = -45^\circ$, $\lambda_2 = -109^\circ$, $\lambda_3 = 21^\circ$. Линии скола в этом случае будут иметь, соответственно, углы наклона: $\lambda_{\text{кас}1} = 45^\circ$, $\lambda_{\text{кас}2} = 161^\circ$, $\lambda_{\text{кас}3} = 111^\circ$. Если угол действия нагрузки составляет диапазон $\alpha_F = -70^\circ \dots -90^\circ$, то будут появляться в породе только две линии выкола 1 и 2 (см. рисунок 3.42). Например, при $\alpha_F = -90^\circ$ $\lambda_{\text{кас}1} = 33^\circ$, $\lambda_{\text{кас}2} = 147^\circ$ (или -33°). При углах $\alpha_F = -70^\circ \dots -90^\circ$ образуются в породе линии выкола, при $\alpha_F = 0^\circ \dots -70^\circ$ – линии скола (см. рисунок 3.41) [210]. Ниже представлена Таблица 3.1 и графики зависимости угла наклона линий выкола (скола) $\lambda_{\text{кас}1}$, $\lambda_{\text{кас}2}$, $\lambda_{\text{кас}3}$ от угла действия нагрузки α_F (рисунок 3.43). Графики построены в программе Mathcad с использованием функции регрессии regress, с помощью которой была произведена аппроксимация точечных данных.

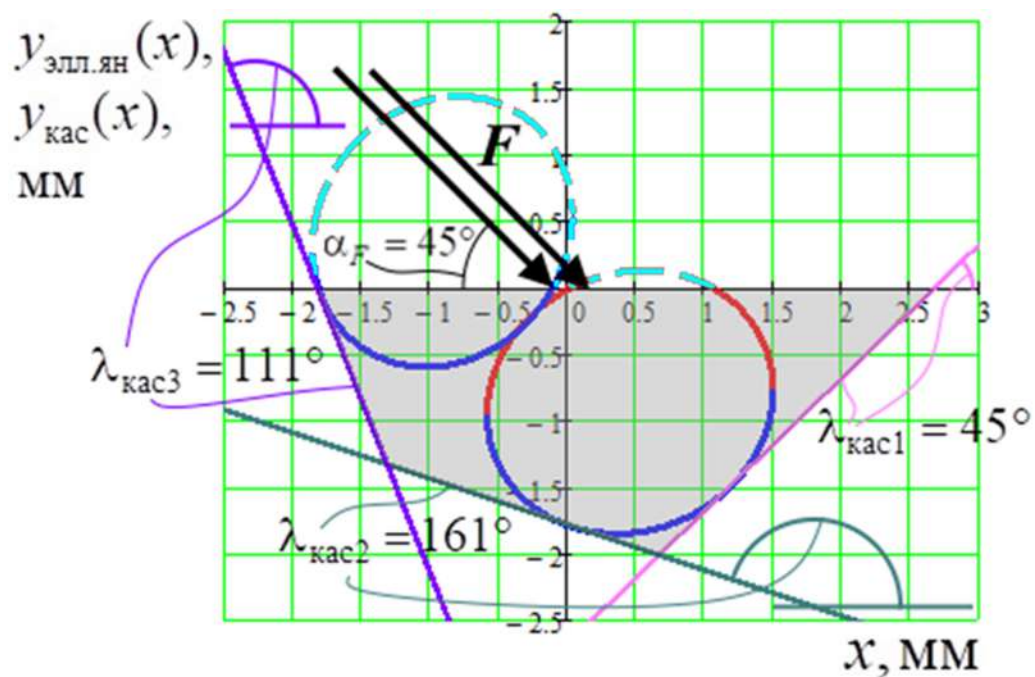


Рисунок 3.41 – Эллипсы ядра напряжения и линии скола в крепкой горной породе для случая действия нагрузки со стороны инструмента F под углом $\alpha_F = -45^\circ$ и диаметром площадки контакта $d_{\text{конт}} = 0,3$ мм

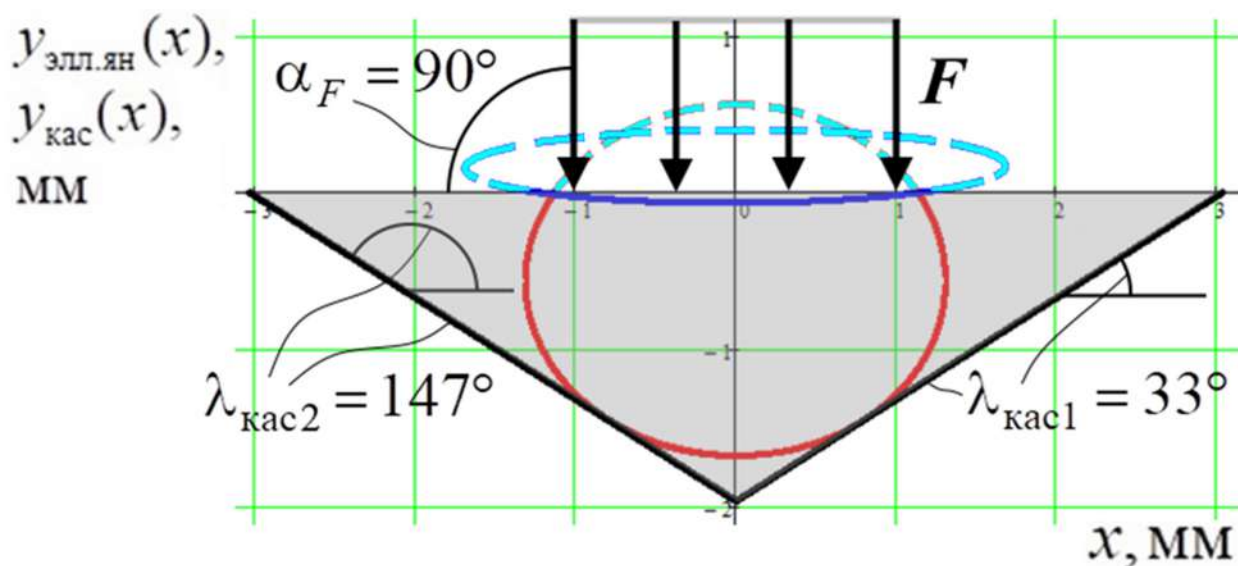


Рисунок 3.42 – Эллипсы ядра напряжения и линии выкола в крепкой горной породе для случая действия нагрузки со стороны инструмента F под углом $\alpha_F = -90^\circ$ и диаметром площадки контакта $d_{\text{конт}} = 2,0$ мм

Таблица 3.1

Зависимости величин угла наклона линий выкола (скола) $\lambda_{\text{кас1}}$, $\lambda_{\text{кас2}}$, $\lambda_{\text{кас3}}$ от величины угла действия нагрузки α_F

Угол $\alpha_F, ^\circ$	Угол наклона линий выкола (скола), $^\circ$		
	$\lambda_{\text{кас1}}$	$\lambda_{\text{кас2}}$	$\lambda_{\text{кас3}}$
-90	33	147 (или -33)	—
-80	36	149 (или -31)	96
-70	39	152 (или -28)	101
-60	40	155 (или -25)	105
-50	43	159 (или -21)	109
-45	45	161 (или -19)	111
-40	47	162 (или -19)	114
-30	49	166 (или -14)	116
-20	51	170 (или -10)	120
-10	53	—	121
0	55	—	125

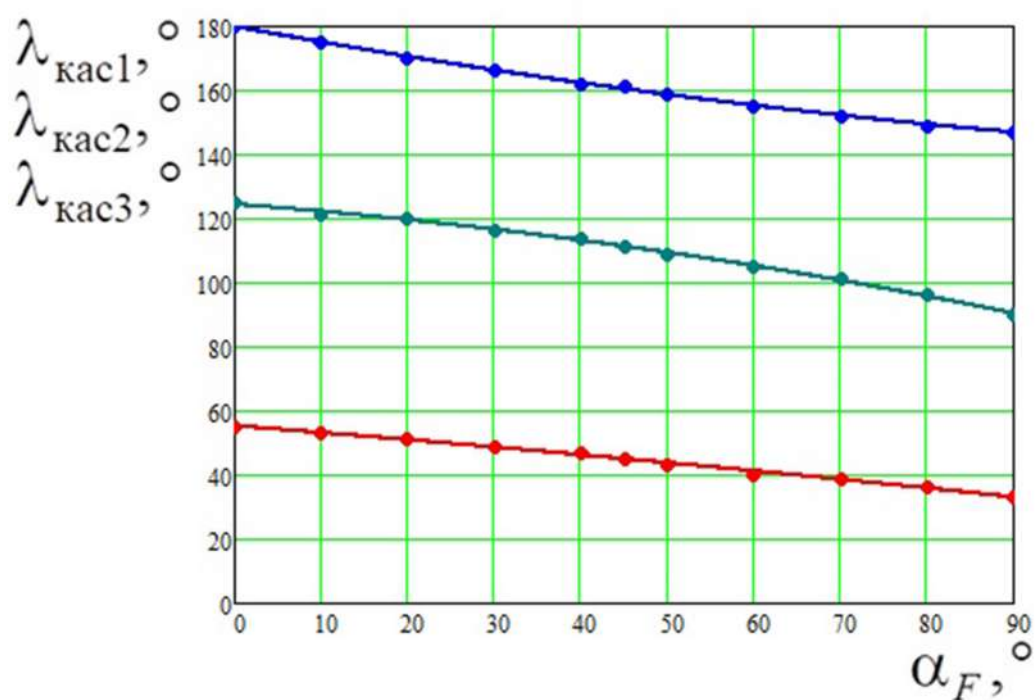


Рисунок 3.43 – Зависимости угла наклона линий выкола (скола) в породе от угла действия нагрузки на неё

3.3.5 Площадь выкола в продольном сечении вертикальной плоскости

Линии выкола (скола) в крепкой горной породе 1, 2, 3 на рисунке 3.41 и 3.42 строятся перпендикулярно линиям осей 1, 2, 3 на рисунке 3.40. Они также должны быть касательными к эллиптическим линиям ядра напряжения сжатия 4 или растяжения 5 (рисунок 3.45) [41, 58, 62, 81]. Общее уравнение линий выкола (скола) имеет следующий вид:

$$y_{\text{кас}} = \text{tg}(\lambda_{\text{кас}})x + b_{\text{кас}}, \quad (3.72)$$

где $\lambda_{\text{кас}}$ – угол наклона линии скола, рад (это углы $\lambda_{\text{кас}1}$, $\lambda_{\text{кас}2}$, $\lambda_{\text{кас}3}$, описание которых дано в пункте 3.3.4), $b_{\text{кас}}$ – координата по оси y точки пересечения линии выкола с осью y , т.е. в точке $(0; b_{\text{кас}})$. Эта точка находится, как наименьшая величина $b_{\text{кас}}$ при решении системы уравнений эллипса ядра напряжения и линии выкола. Данная задача была решена в программе Mathcad с использованием функции Minimize.

Далее были определены точки пересечения касательных 1 и 2, 2 и 3 с помощью системы уравнений. На основании полученных результатов были определены площади треугольников ABC и DEF и трапеции $ACDF$ (рисунок 3.45 а):

$$S_{ABC} = (1/2)b_{\text{тр}1}h_{\text{тр}1}, S_{DEF} = (1/2)b_{\text{тр}3}h_{\text{тр}3}, S_{ACDF} = (1/2)(b_{\text{тр}1} + b_{\text{тр}3})h_{\text{тр}2}. \quad (3.73)$$

Площадь выкола составляет:

$$S_{\text{выкол}} = S_{ABC} + S_{DEF} + S_{ACDF}. \quad (3.74)$$

При угле $\alpha_F = -90 \dots -70$ применяется расчётная схема, изображённая на рисунке 3.45 б. Для такой схемы в формуле (14) $S_{ACDF} = 0$.

3.3.6 Объём выкола

Тело выкола состоит из двух половинных эллиптических конусов и расположенной между ними усечённой пирамиды. Эллиптический конус образуется вращением треугольника ABC вокруг отрезка CA (рисунок 3.45).

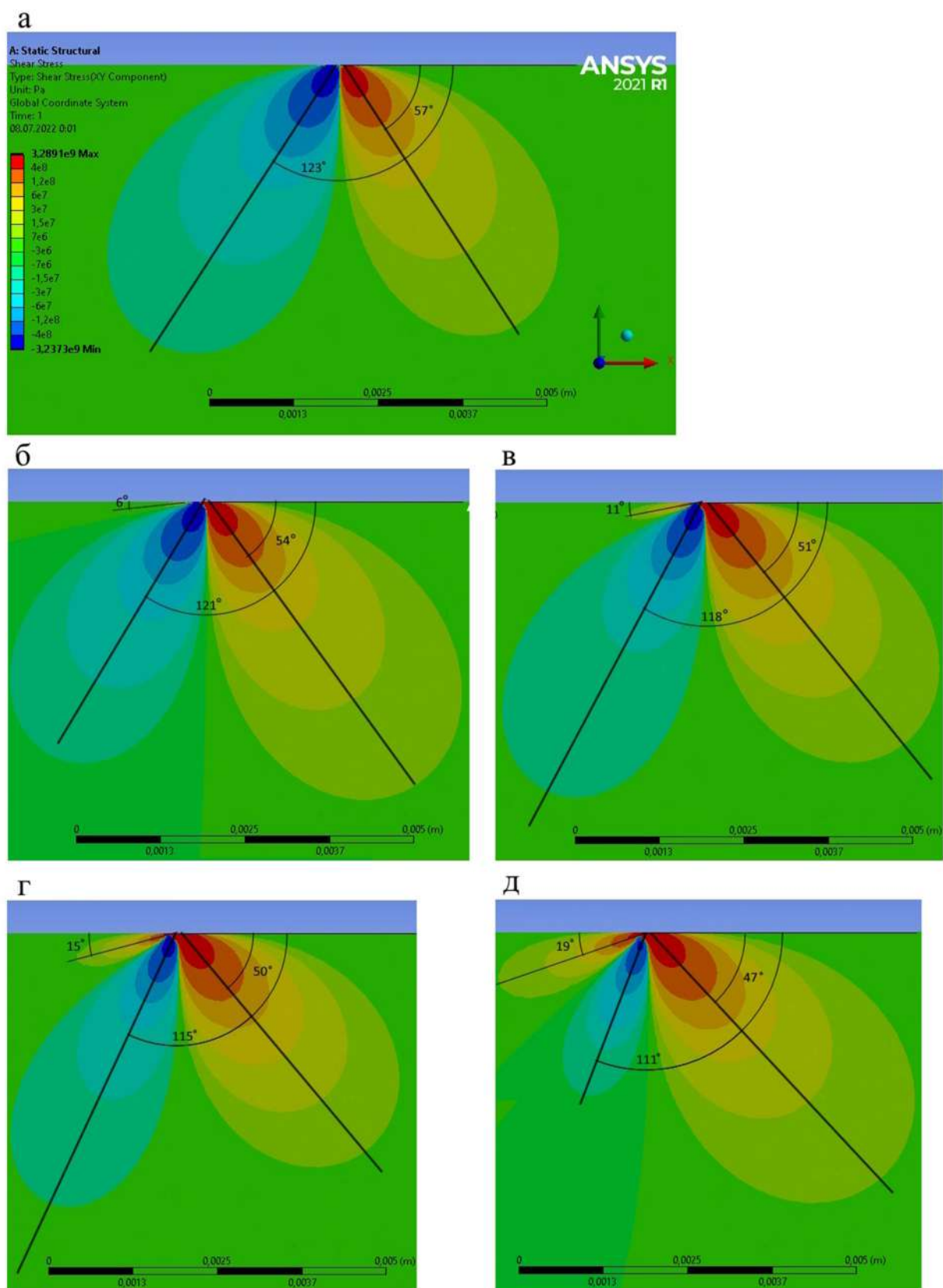


Рисунок 3.44 – Эпюры касательных напряжений в крепкой горной породе под углом действия нагрузки α_F : а) -90° , б) -80° , в) -70° , г) -60° , д) -50°

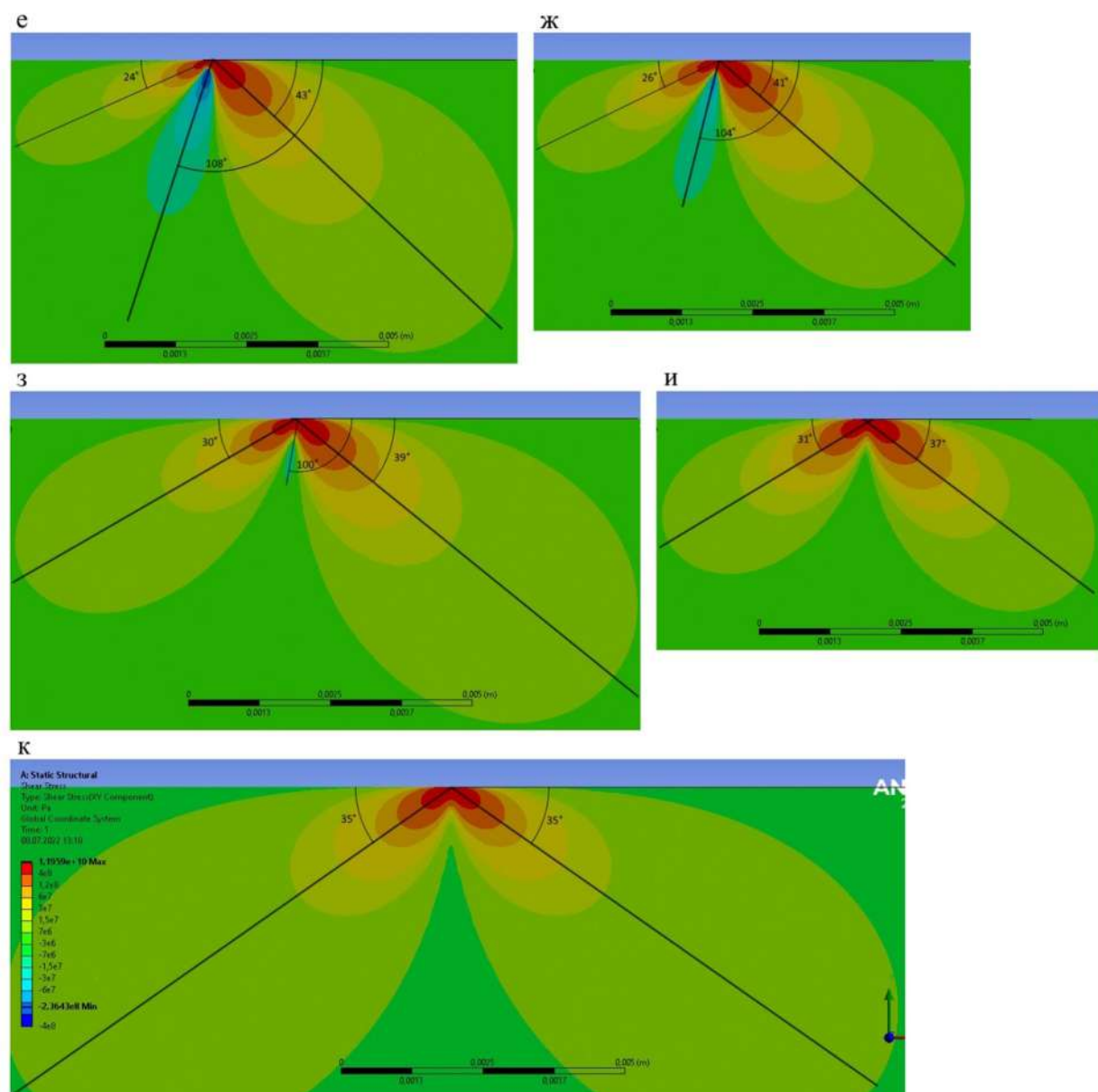


Рисунок 3.44 – Эпюры касательных напряжений в крепкой горной породе под углом действия нагрузки α_F : е) -40° , ж) -30° , з) -20° , и) -10° , к) 0°

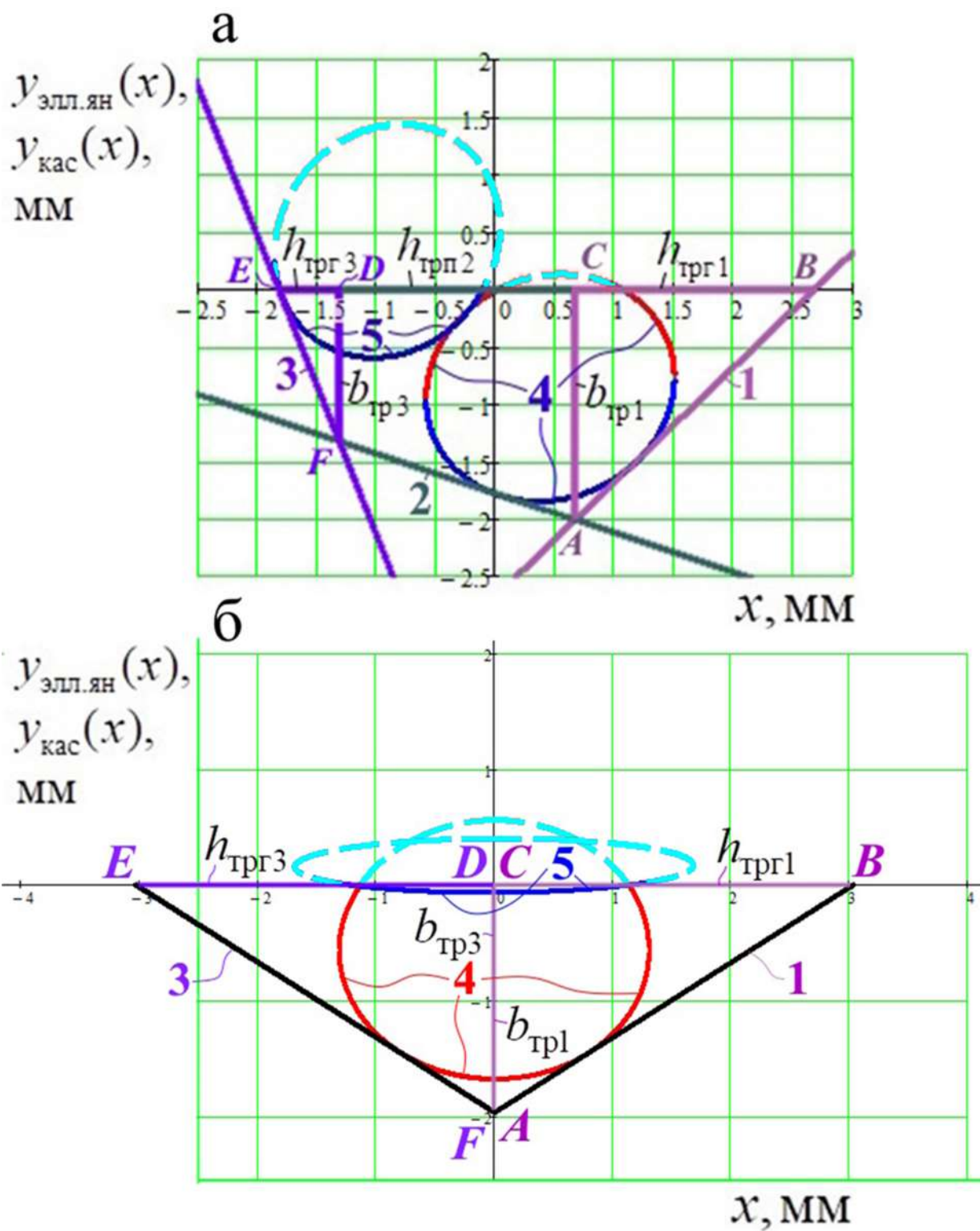


Рисунок 3.45 – Расчётная схема построения линий выкола и скола для определения площади выкола в продольном сечении вертикальной плоскости в случае действия нагрузки под углом α_F , равным: а) -45° , б) -90°

При этом длина отрезка CB при вращении меняется в соответствии с эллиптической траекторией. Объём эллиптического конуса определяется по формуле:

$$V_{\text{элл.конус1}} = (1/3)\pi b_{\text{тр1}} h_{\text{тр1}} h_{\text{тр1.90}^\circ}, \quad (3.75)$$

где $h_{\text{тр1.90}^\circ}$ – величина отрезка CB после поворота треугольника ABC вокруг отрезка CA на 90° , то есть в плоскости перпендикулярной рассматриваемой на схеме рисунка 3.45 а. Эта величина определяется из расчётной схемы, аналогичной представленной на рисунке 3.45 б при угле $\alpha_F = -90^\circ$. То есть для схемы, изображённой на рисунке 3.46 а. Величина половинного эллиптического конуса:

$$V_{\text{элл.конус1.1/2}} = V_{\text{элл.конус1}}/2. \quad (3.76)$$

Аналогично определяется объём, образованный вращением треугольника DEF :

$$V_{\text{элл.конус3}} = (1/3)\pi b_{\text{тр3}} h_{\text{тр3}} h_{\text{тр3.90}^\circ}, \quad (3.77)$$

$$V_{\text{элл.конус3.1/2}} = V_{\text{элл.конус3}}/2. \quad (3.78)$$

Объём усечённой пирамиды, заключённой в контуре трапеции $ACDF$, определяется по формуле:

$$V_{\text{ус.пирамида2}} = (1/3)h_{\text{трп2}} (S_{\text{осн1}} + S_{\text{осн3}} + \sqrt{S_{\text{осн1}} S_{\text{осн3}}}), \quad (3.79)$$

где $S_{\text{осн1}}$, $S_{\text{осн3}}$ – площади оснований пирамиды, являющимися треугольниками. Они расположены перпендикулярно плоскости, рассматриваемой на схеме рисунка 3.45 а, и проходят через отрезки CA и DF . Величины этих площадей находятся по формулам:

$$S_{\text{осн1}} = (1/2)b_{\text{тр1}} 2h_{\text{тр1.90}^\circ}, S_{\text{осн3}} = (1/2)b_{\text{тр3}} 2h_{\text{тр3.90}^\circ}. \quad (3.80)$$

Сокращённый вид этой формулы:

$$S_{\text{осн1}} = b_{\text{тр1}} h_{\text{тр1.90}^\circ}, S_{\text{осн3}} = b_{\text{тр3}} h_{\text{тр3.90}^\circ}. \quad (3.81)$$

Таким образом, общий объём выкола составит:

$$V_{\text{выкол}} = V_{\text{элл.конус1.1/2}} + V_{\text{элл.конус3.1/2}} + V_{\text{ус.пирамида2}}. \quad (3.82)$$

Объём выкола при угле $\alpha_F = -90 \dots -70$ (рисунок 3.45 б) составит:

$$V_{\text{выкол}} = (1/3)\pi b_{\text{тр1}} h_{\text{тр1}}^2 = (1/3)\pi b_{\text{тр3}} h_{\text{тр3}}^2. \quad (3.83)$$

3.4 Зависимости параметров ядра напряжений и лунки выкола от угла действия вектора нагрузки со стороны инструмента относительно к поверхности крепкой горной породы

Расчётные схемы по определению параметров эллипса ядра напряжения при нагрузках со стороны инструмента $F = 800$ Н, изолинии ядра напряжения соответствующему $\sigma_{\text{ян}} = 100$ МПа при разных углах α_F действия нагрузки F представлены на рисунках 3.46. Нагрузка $F = 800$ Н в исследованиях являлась эталонной. При других величинах нагрузки характер действующих напряжений в породе со стороны инструмента не изменится. В дальнейших исследованиях два эллипса ядра растяжения (рисунок 3.46 а) для схемы с $\alpha_F = -90^\circ$ были заменены на один.

На основании представленных выше исследований (см. пункт 3.2.2, 3.2.4 и 3.2.7) и схем на рисунках 3.46 были определены зависимости площади продольного сечения в вертикальной плоскости эллипса ядра напряжения сжатия $S_{\text{ян.сж}}$ и растяжения $S_{\text{ян.раст}}$, объёма эллипсоида ядра напряжения сжатия $V_{\text{ян.сж}}$ и растяжения $V_{\text{ян.раст}}$, площади выкола в продольном сечении вертикальной плоскости $S_{\text{выкол}}$, объёма выкола $V_{\text{выкол}}$ в породе от угла действия вектора нагрузки со стороны инструмента относительно к поверхности породы α_F . Графики этих зависимостей представлены на рисунке 3.47. Зависимость $V_{\text{выкол}}$ от α_F (рисунок 3.47 е) имеет важное значение при определении производительности горных машин, производящих разрушение породы согласно графикам-схемам, представленным на рисунке 3.46.

Анализ этих графиков позволяет сделать вывод о том, что при уменьшении величины модуля угла α_F с 90° до 0° , будет уменьшаться объём ядра напряжения сжатия, увеличиваться объём ядра напряжения растяжения, объём лунки выкола (скола) будет уменьшаться, а, следовательно, и уменьшаться производительность рабочего инструмента и горной машины в целом. Рациональная величина модуля угла α_F будет составлять от 70° до 90° .

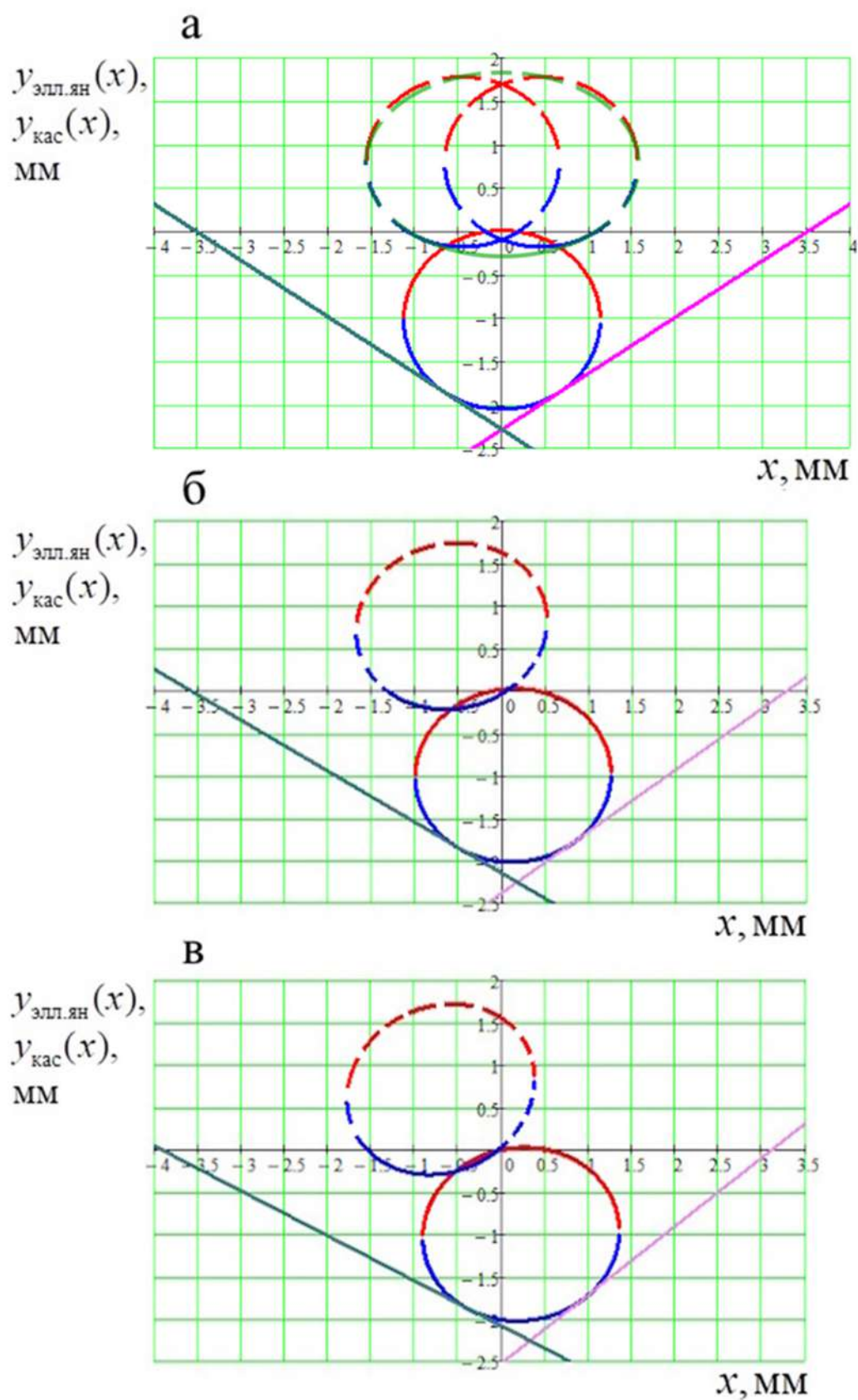


Рисунок 3.46 – Изолинии эллипсов ядра напряжения $y_{\text{элл.ян}}(x)$ и прямых выкола (скола) $y_{\text{кас}}(x)$ при α_F : а) -90° , б) -80° , в) -70°

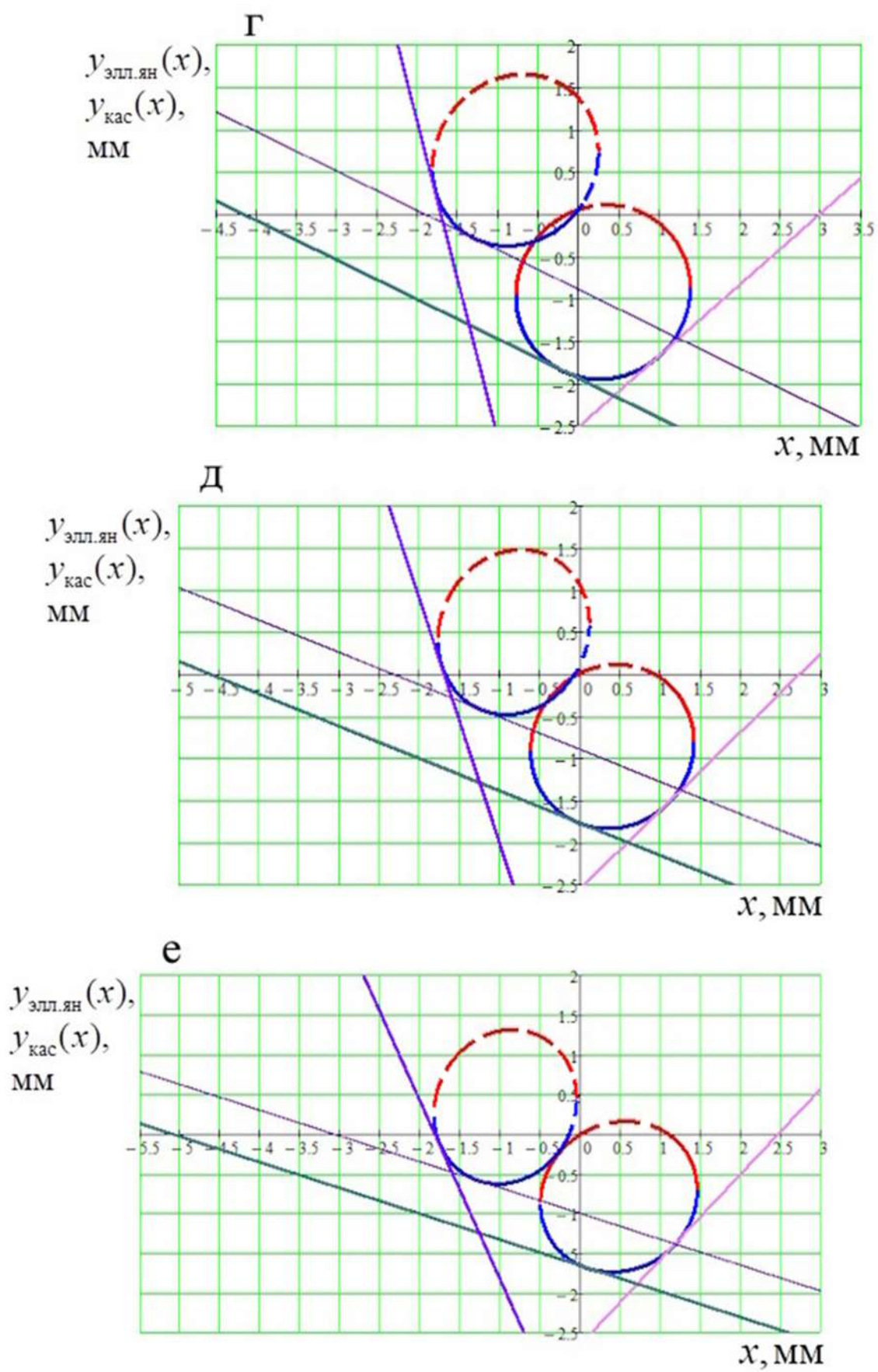


Рисунок 3.46 – Изолинии эллипсов ядра напряжения $y_{\text{элл.ян}}(x)$ и прямых выкола (скола) $y_{\text{кас}}(x)$ при α_F : г) -60° , д) -50° е) -40°

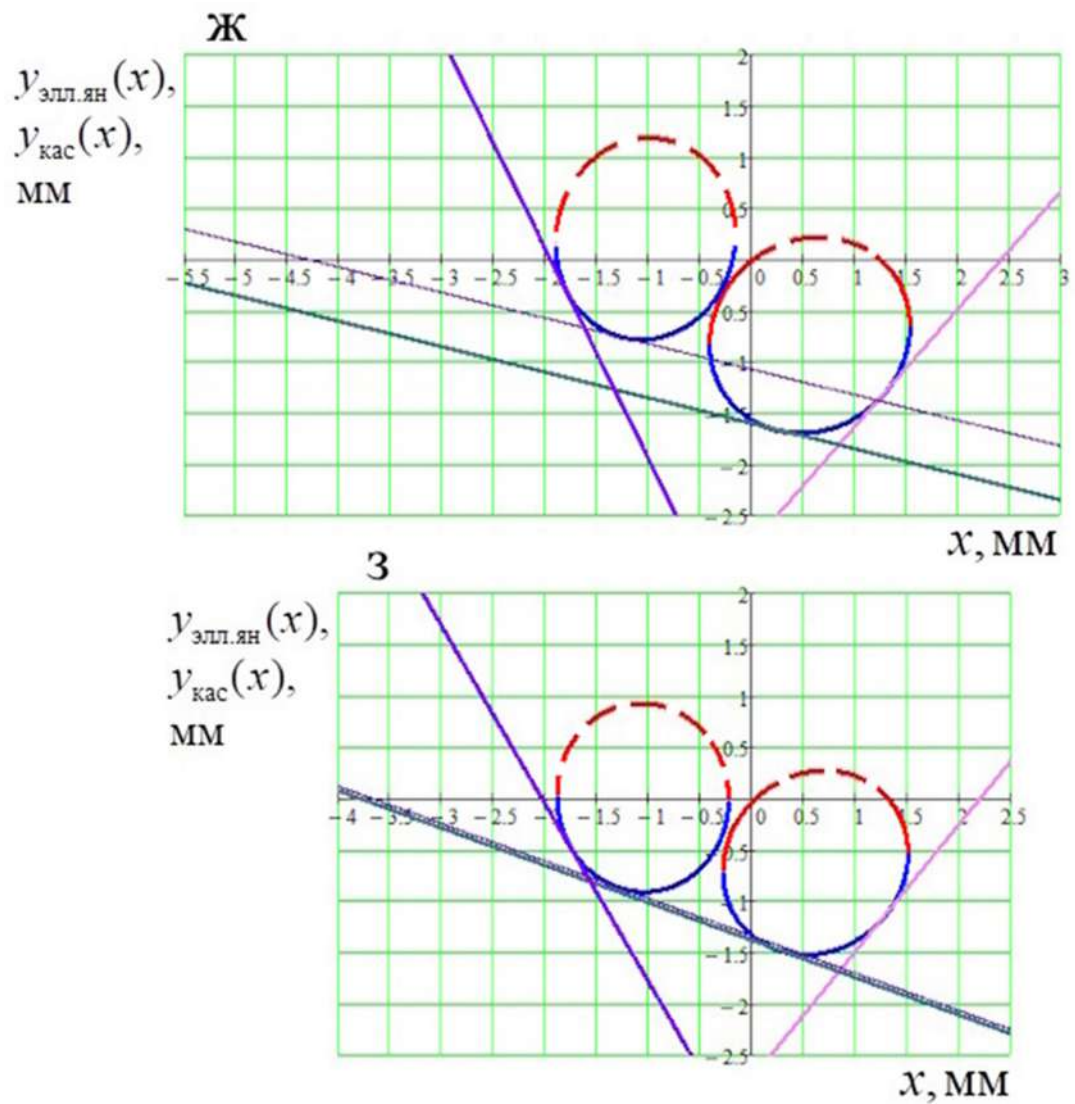


Рисунок 3.46 – Изолинии эллипсов ядра напряжения $y_{\text{элл.ян}}(x)$ и прямых выкола (скола) $y_{\text{кас}}(x)$ при α_F : ж) -30° , з) -20°

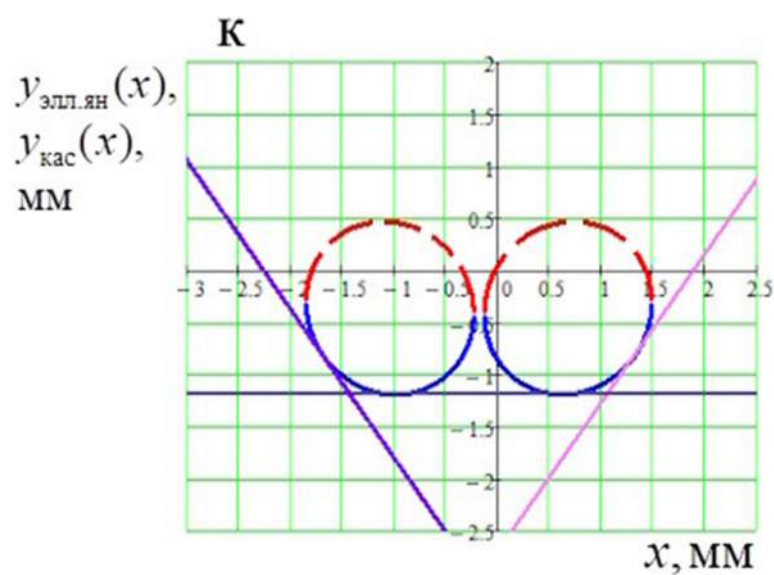
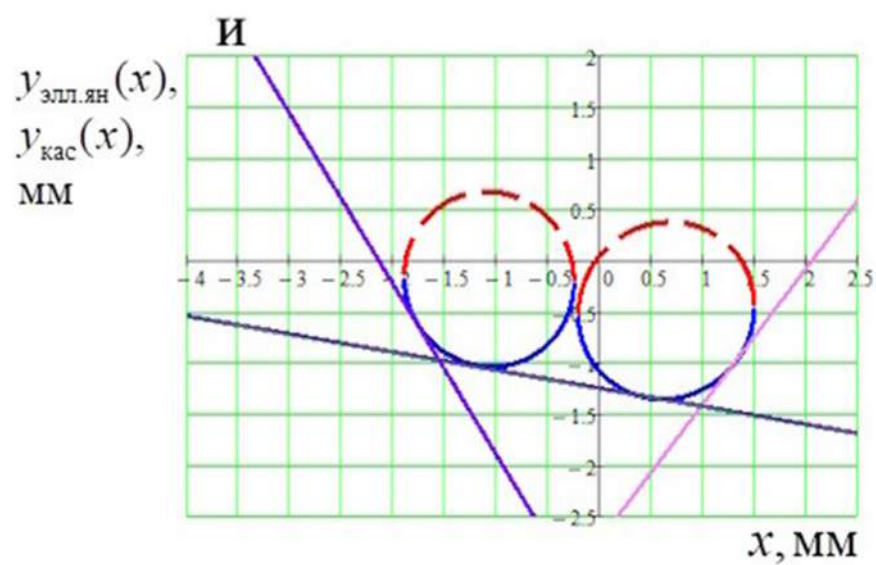


Рисунок 3.46 – Изолинии эллипсов ядра напряжения $y_{\text{элл.ян}}(x)$ и прямых выкола (скола) $y_{\text{кас}}(x)$ при α_F : и) -10° , к) 0°

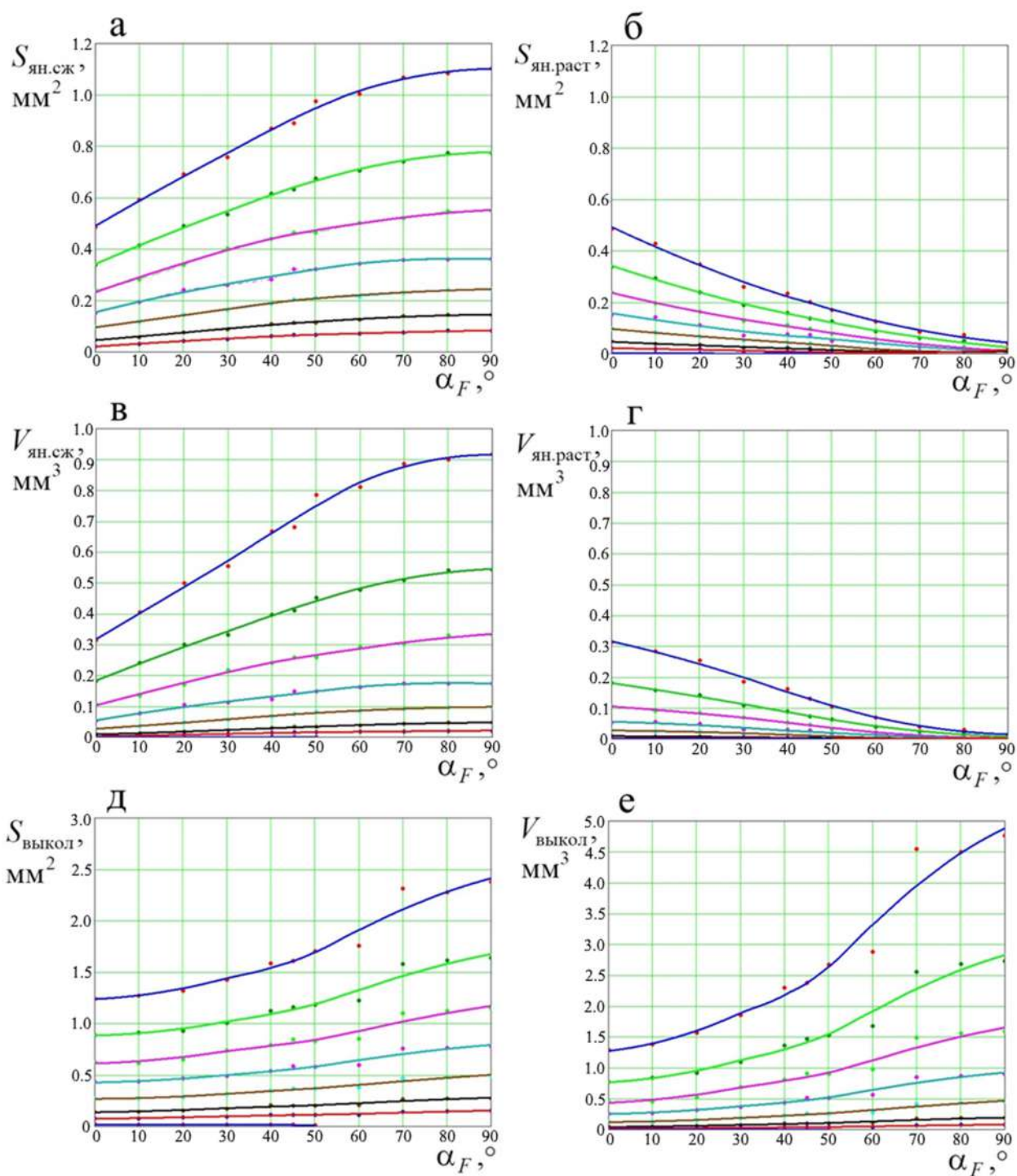


Рисунок 3.47 – Влияние угла действия вектора нагрузки со стороны инструмента относительно к поверхности породы α_F на площадь продольного сечения в вертикальной плоскости эллипса ядра напряжения сжатия $S_{\text{ян.сж}}$ (а) и растяжения $S_{\text{ян.раст}}$ (б), объёма эллипсоида ядра напряжения сжатия $V_{\text{ян.сж}}$ (в) и растяжения $V_{\text{ян.раст}}$ (г), площади выкола в продольном сечении вертикальной плоскости $S_{\text{выкол}}$ (д), объёма выкола в крепкой горной породе $V_{\text{выкол}}$ (е)

3.5 Выводы по главе 3

1. Определены геометрические формы и размеры ядра напряжений и лунки выкола (скола) в крепкой горной породе при действии на неё сил F со стороны рабочего инструмента.

2. Дан анализ эпюр напряжений в крепкой горной породе под различными углами действия нагрузки на неё. Они были получены в программе Ansys. Изолинии ядер напряжений, изображённые на эпюрах, были переведены в программу Mathcad методом «подбора» с помощью выведенного в работе уравнения повернуто-перемещённого эллипса. Это уравнение позволяет определить математическую модель ядра напряжения в крепкой горной породе, возникающего вследствие действия на неё нагрузки.

3. На основании полученных эпюр ядер напряжений в программе Ansys и моделей ядер напряжений в программе Mathcad были определены зависимости величин параметров большой и малой длины полуосей $a_{\text{ян}}$ и $b_{\text{ян}}$ эллипса напряжений, величины смещений его центра $x_{\text{ян}}$ и $y_{\text{ян}}$, угла его поворота $\alpha_{\text{ян}}$ от различных параметров нагрузки F со стороны рабочего инструмента, угла её действия α_F , напряжений изолиний ядра напряжения $\sigma_{\text{ян}}$, величины круговой зоны контакта $d_{\text{конт}}$. Далее были выведены формулы для определения площади и объёма ядра напряжения $S_{\text{ян}}$ и $V_{\text{ян}}$.

4. Дан анализ эпюр касательных напряжений в крепкой горной породе, вызванных действием нагрузки под различными углами α_F , и моделей ядер напряжений. Он позволил определить основные параметры линий выкола и скола (координаты расположения ключевых точек и угол наклона линий $\lambda_{\text{кас}}$), параметры площади и объёма выкола $S_{\text{выкол}}$ и $V_{\text{выкол}}$. Дальнейший анализ выявил, что рациональная величина угла α_F действия сил F , при котором объём выкола $V_{\text{выкол}}$ будет максимальным, составляет от 70° до 90° . Соответственно, производительность оборудования для ударного разрушения крепких горных пород при действии нагрузки F одной и той же величины будет больше при угле её приложения $\alpha_F = 70^\circ - 90^\circ$.

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

ГЛАВА 4 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОХОЖДЕНИЯ УДАРНЫХ ВОЛН ЧЕРЕЗ КОРПУС, ПОРОДОРАЗРУШАЮЩИЙ ЭЛЕМЕНТ ИНСТРУМЕНТА МАШИН УДАРНОГО РАЗРУШЕНИЯ С ОБРАЗОВАНИЕМ ЯДРА НАПРЯЖЕНИЯ И ЛУНКИ ВЫКОЛА В КРЕПКОЙ ГОРНОЙ ПОРОДЕ

4.1 Моделирование процесса прохождения ударных волн через корпус и породоразрушающий элемент инструмента машин ударного разрушения с образованием ядра напряжений и лунки выкола в крепкой горной породе

4.1.1 Предпосылки решения вопроса об эффективности работы машин ударного разрушения

Машины ударного разрушения получили широкое применение в горной и строительной промышленности [165, 237]. К ним относятся горные и строительные машины ударного, ударно-поворотного, ударно-вращательного, вращательно-ударного типа. К машинам ударного типа относятся отбойные молотки, гидромолоты (бутобой) [243]. К машинам ударно-поворотного, ударно-вращательного, вращательно-ударного типа относятся пневматические, гидравлические и электрические перфораторы [138, 139], бурильные установки и станки, сваебивные установки.

На эффективность работы перечисленных типов машин определяющую роль оказывает форма и конструкция рабочего инструмента с точки зрения прохождения через него ударных волн [5, 22, 30, 166]. В работе дан анализ прохождения ударных волн через корпус рабочего инструмента с помощью компьютерной программы «Удар 2014», созданной в системе Matlab [21, 60].

В одну из основ работы, рассматривающей закономерности распространения ударных волн в корпусе инструмента машин ударного разрушения (долота и коронки бурильных машин ударно-поворотного, ударно-вращательного и вращательно-ударного типов, пики и зубила отбойных молотков и т.д.) 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» [124].

Ударные волны в зоне контакта, переходя из ПЭ в крепкую горную породу, образуют в ней ядро напряжения. Если напряжения в породе превышают предел контактной прочности, то в ней образуется лунка выкола [287, 288, 299, 303].

4.1.2 Предпосылки создания математической модели прохождения ударных волн в корпусе инструмента и ПЭ с трапецеидальным и круговым профилем с образованием ядра напряжения и лунки выкола

В данной главе представлен синтез двух математических моделей, описание которых дано выше, в главе 2 и 3. Эти две модели были объединены в программном модуле системы Matlab в одну модель в программе «Удар 2024». Эта модель позволяет оценить рациональные геометрические формы корпуса и ПЭ с точки зрения распространения в них ударных волн с помощью коэффициента прохождения ударных волн из ПЭ в породу $K_{\text{пув}}$.

Представленная математическая модель позволяет на основе силового анализа прохождения ударных волн из корпуса инструмента и ПЭ в породу определить основные геометрические параметры ядра напряжения и лунки выкола сформировавшихся в породе [127].

На основе определённой величины параметра объёма лунки выкола в крепкой горной породе, образовавшейся при действии на неё инструмента, рассчитывается производительность и энергоёмкость ударного разрушения крепкой горной породы [10, 11, 18]. Повысить производительность перфораторного и погружного пневмоударного бурения [76, 105, 240] можно за счёт уменьшения величины угла наклона боковой поверхности ПЭ δ трапецеидального сечения буровой коронки, а также использование ПЭ малых размеров с высотой меньше рациональной (активной) высоты ПЭ $h_{\text{бок. акт}}$.

Предлагаемая математическая модель позволит создавать инструменты машин ударного разрушения, применяемые в горнорудной [2,

212, 213], горнодобывающей и строительной промышленности, с повышенной эффективностью прохождения ударных волн из корпуса в породу, и, соответственно, компактные машины для ударного разрушения крепких горных пород с более высокой производительностью [108].

4.1.3 Описание алгоритма программы прохождения ударных волн через корпус инструмента машин ударного разрушения и ПЭ в породу

Анализ эффективности прохождения ударных волн через корпус рабочего инструмента основывается на компьютерной программе, созданной в рамках работы. Алгоритм программы основывается на математической модели распространения ударных волн в корпусе рабочего инструмента, созданной в системе Matlab [21, 60]. Математическая модель описывает процесс распространения фронта ударной волны в заданном сечении корпуса инструмента [6, 135, 136].

Модель фронта разбивается на множество отрезков (рисунок 4.1 и 4.2), исходящих из точек зоны нанесения удара по инструменту и заканчивающихся в противоположных (конечных) точках слияния отрезка с контуром сечения этого инструмента. Эти отрезки назовём первичными, а совокупность всех этих отрезков назовём моделью распространения первичного фронта. Модель первичного фронта имеет форму усечённого конуса, соответственно трапеции при рассмотрении проекции сечения инструмента (рисунок 4.1 и 4.3).

При достижении противоположных (конечных) точек ударная волна либо проходит через зону контакта в породу, либо отражается от границы контура, неконтактирующую с породой. Модель отражённой волны также разбивается на множество отрезков. Назовём эти отрезки вторичными, а совокупность всех этих отрезков назовём моделью распространения вторичного фронта.

Второе отражение ударной волны образует третичный фронт, третье – четвертичный и т.д. до затухания волны. Схемы распространения ударных волн в корпусе рабочего инструмента с несколькими отражениями от боковой поверхности ПЭ и инструмента изображены на рисунке 4.2, 4.4 и 4.5.

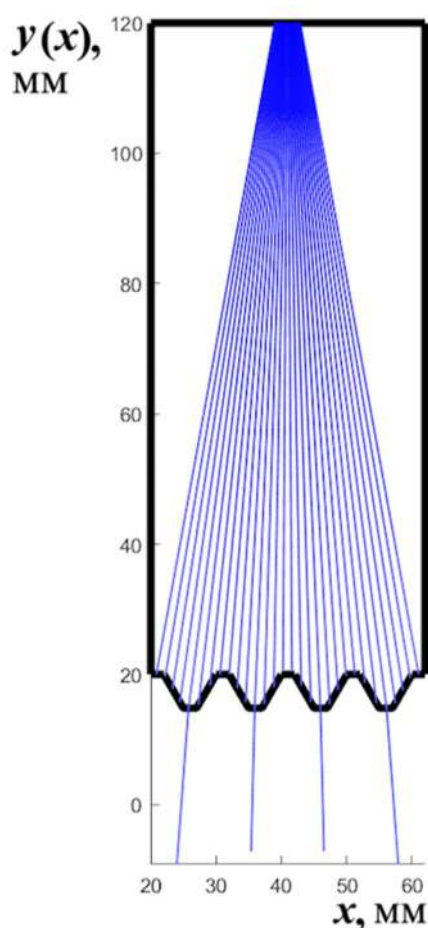


Рисунок 4.1 – Модель распространения первичного фронта ударной волны с большим угловым шагом разбиения отрезков

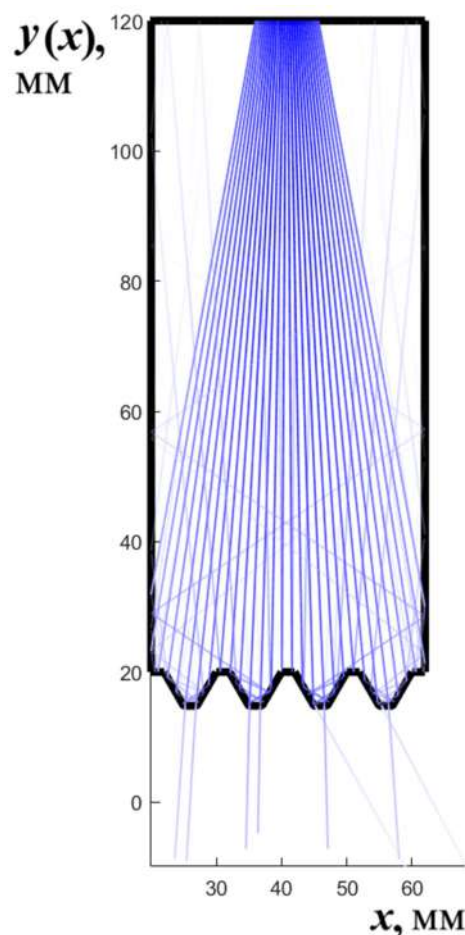


Рисунок 4.2 – Модель распространения ударных волн в корпусе инструмента с большим угловым шагом разбиения отрезков

Оценить эффективность прохождения ударных волн в породу можно оценить с помощью коэффициента прохождения ударных волн из инструмента в породу $K_{\text{пув}}$, характеризующего отношение части ударной волны, прошедшей из ПЭ в породу, ко всей части волны, попавшей в инструмент из зоны волновода или бойка. Он вычисляется как отношение общего количество 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 $n_{\text{бойок}}$, сгенерированных программой в зоне бойка или волновода: $K_{\text{пув}} = n_{\text{конт}} / n_{\text{бойок}}$. Под понятием «волновод» понимается штанга, хвостовик штанги или другие виды переходных устройств, применяемых при ударном разрушении (бурении) крепких горных пород.

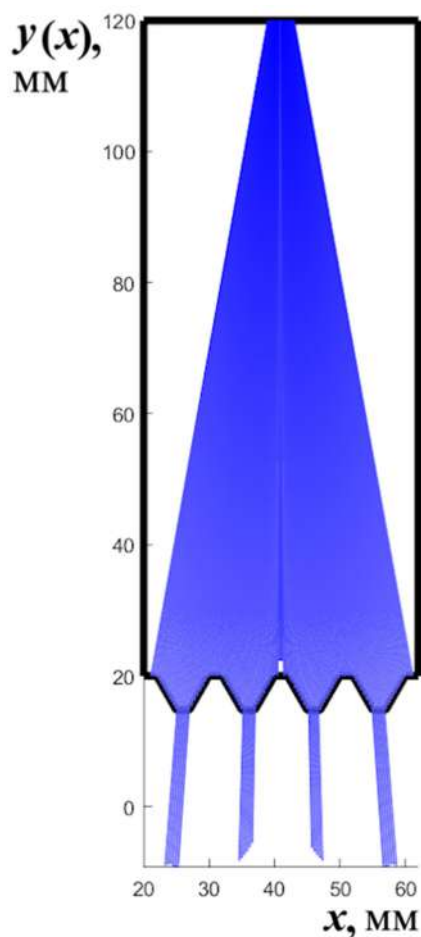


Рисунок 4.3 – Модель распространения первичного фронта ударной волны с малым угловым шагом разбиения отрезков

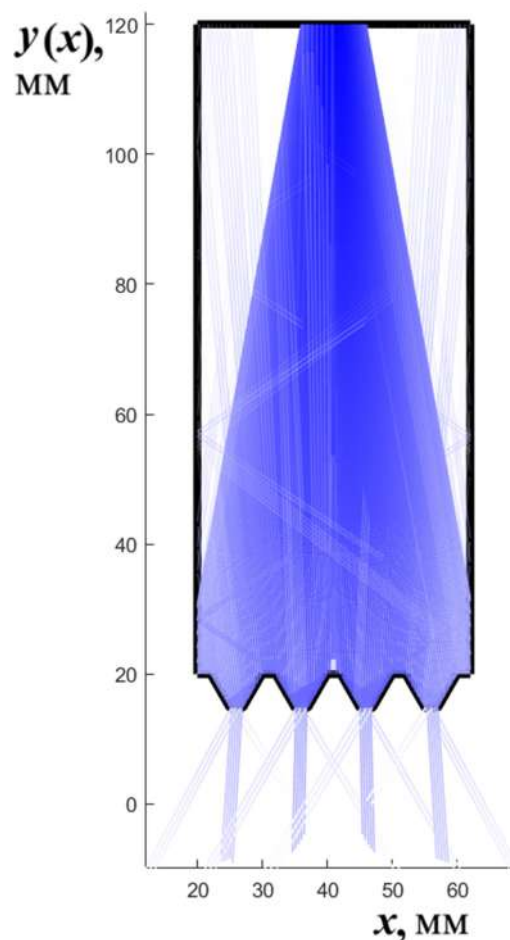


Рисунок 4.4 – Модель распространения ударной волны в корпусе инструмента с трапецидальным профилем ПЭ с малым угловым шагом разбиения отрезков (угол наклона боковой поверхности ПЭ $\delta = 30^\circ$)

Визуальный анализ схем на рисунках 4.4 и 4.5 и анализ полученных данных в версии компьютерной программы «Удар 2024 трапец», моделирующей процесс распространения ударных волн в корпусе инструмента машин ударного разрушения с трапецидальным профилем ПЭ, показывает, что при уменьшении угла наклона боковой поверхности ПЭ δ с 30° до 15° количество отрезков модели ударной волны, проходящих в породе, возрастает, а, следовательно, увеличивается коэффициент прохождения ударных волн $K_{\text{пув}}$. Для схемы на рисунке 4.4 $K_{\text{пув}} = 0,3306$, на рисунке 4.5 $K_{\text{пув}} = 0,562$. С помощью версии компьютерной программы «Удар 2024 круг» возможно проанализировать характер распространения ударных волн в корпусе инструмента машин ударного

разрушения с круговым профилем ПЭ (рисунок 4.6) и рассчитать коэффициент прохождения ударных волн $K_{\text{пув}}$. Для схемы на рисунке 6 $K_{\text{пув}} = 0,2975$.

Также с помощью моделей прохождения ударных волн через корпус инструмента машин ударного разрушения в крепкую горную породу, представленных на схемах, можно создавать наиболее рациональные геометрических формы инструмента и рабочей поверхности ударника (или волновода) путем коррекции их геометрических параметров [265].

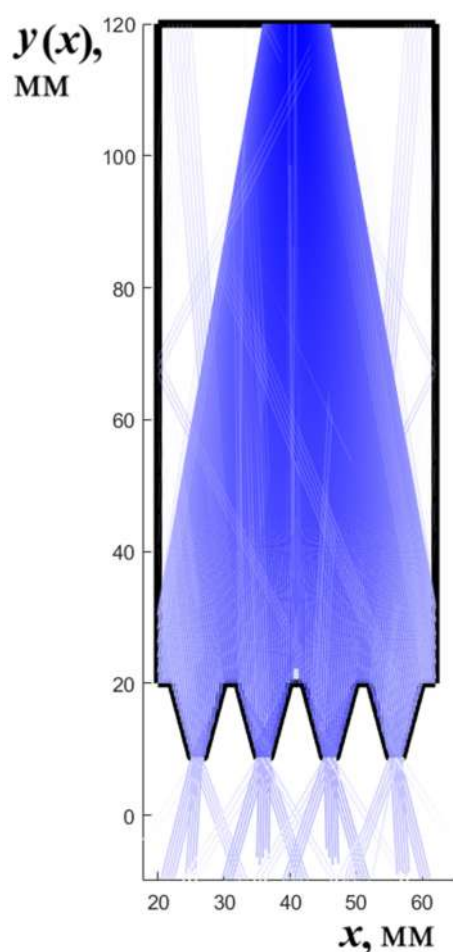


Рисунок 4.5 – Модель распространения ударной волны в корпусе инструмента с трапецидальным профилем ПЭ с малым угловым шагом разбиения отрезков (угол наклона боковой поверхности ПЭ $\delta = 15^\circ$)

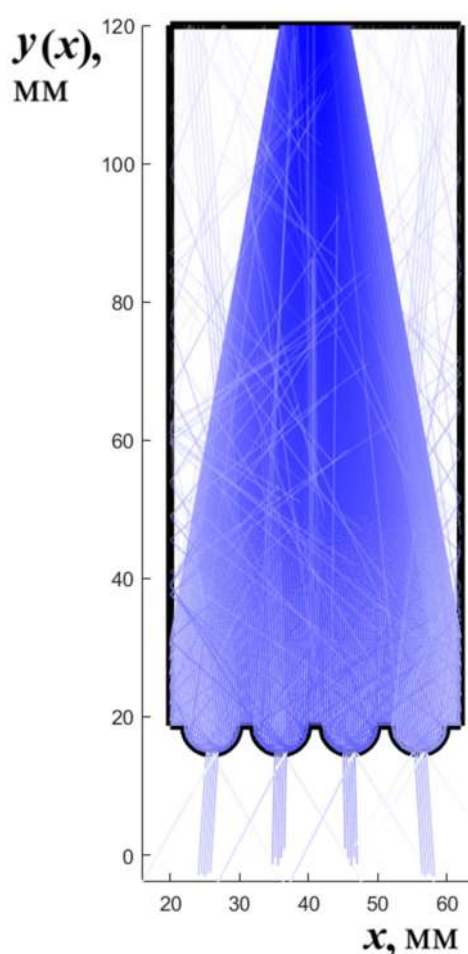


Рисунок 4.6 – Модель распространения фронта ударной волны в корпусе инструмента с круговым профилем ПЭ с малым угловым шагом разбиения отрезков

4.1.4 Исходные данные программы прохождения ударных волн через корпус инструмента машин ударного разрушения и ПЭ в породе

Длина полного затухания волны $L_{\text{затухания}}$ ($L_zatuhanija$) (в скобках указывается идентификатор этого параметра, использующийся в программе). Этот параметр задаёт суммарную длину отрезков модели распространения ударной волны. При $L_{\text{затухания}} \approx 1,2-1,9H_{\text{инстр}}$, где $H_{\text{инстр}}$ – высота инструмента, (мм), считается, что происходит отскок рабочего инструмента от забоя шпура или щели и т.п. после прохождения части первичного фронта ударной волны в породе. Такой ударный процесс характерен для ударно-поворотного бурения с помощью переносных перфораторов и для других видов ударного разрушения крепких горных пород. В нашем примере (рисунки 4.4 – 4.6) $H_{\text{инстр}} \approx 105 - 110$ мм, $L_{\text{затухания}} = 280$ мм. При $L_{\text{затухания}} > 2H_{\text{инстр}}$ считается, что не происходит отскока. Такой ударный процесс характерен для ударно-вращательного и вращательно-ударного бурения с помощью гидроперфораторов средней мощности и мощных и для других видов ударного разрушения крепких горных пород.

Геометрические параметры ПЭ.

Величина зоны контакта ПЭ с породой $t_{\text{конт}}$ (t_kont). На рисунках 4.4 – 4.6

$$t_{\text{конт}} = 2 \text{ мм.}$$

Промежуточная зона между ПЭ $t_{\text{пром}}$ (t_prom). На рисунках 4.4 – 4.6

$$t_{\text{пром}} = 2 \text{ мм.}$$

Угол наклона боковой поверхности ПЭ δ (Δ_zuba) и $\delta_{\text{градус}}$ (Δ_zuba_gradus) (для трапециевидальных ПЭ), $\delta = \delta_{\text{градус}}(\pi/180)$. На рисунках 4.4, 4.5 $\delta_{\text{градус}}$, соответственно равен 30° и 15° .

Ширина боковой поверхности ПЭ $t_{\text{бок}}$ (t_bok) и высота ПЭ $h_{\text{бок}}$ (h_bok) (для трапециевидальных ПЭ). На рисунках 4.4, 4.5 $t_{\text{бок}} = 3,0$ мм; $h_{\text{бок}} = t_{\text{бок}} / \text{tg } \delta$;

Радиус ПЭ (для круговых ПЭ) $R_{\text{ПЭ}}$ (R). На рисунке 4.6 $R_{\text{ПЭ}} = 4$ мм.

$$\text{Высота ПЭ } h_{\text{бок}} (h_bok) \text{ (для круговых ПЭ), } h_{\text{бок}} = \sqrt{R_{\text{ПЭ}}^2 - (0,5t_{\text{конт}})^2}.$$

Длина ПЭ $L_{\text{ПЭ}}$ (Lpe).

Для трапецеидальных ПЭ $L_{\text{ПЭ}} = 2 t_{\text{бок}} + t_{\text{конт}} + t_{\text{пром}}$. На рисунке 4.4, 4.5 $L_{\text{ПЭ}} = 10$ мм.

Для круговых ПЭ $L_{\text{ПЭ}} = 2R_{\text{ПЭ}} + t_{\text{пром}}$. На рисунке 4.6 $L_{\text{ПЭ}} = 10$ мм.

Количество ПЭ $N_{\text{ПЭ}}$ (NNpe)

На рисунках 4.3 – 4.6 $N_{\text{ПЭ}} = 4$;

Параметры построения отрезков ударной волны.

Шаг построений – *step*, ширина линий – *ChirLin*, коэффициент прозрачности – *k_clear*

Углы наклона крайнего левого и правого образующего отрезка конуса модели распространения фронта ударной волны от вертикали $\rho_{0.\text{нач}}$ (Ro0_natch) и $\rho_{0.\text{кон}}$ (RoFin). На рисунках 4.4 – 4.6 $\rho_{0.\text{нач}} = -10,115^\circ$, $\rho_{0.\text{кон}} = 10,315^\circ$.

Угловой шаг разбиения отрезков модели распространения ударного фронта $\Delta\rho$ (dltRo). На рисунках 4.4 – 4.6 $\Delta\rho = 0,17^\circ$.

Ширина участка контакта бойка (волновода) с инструментом во время удара $L_{\text{бойок}}$. На рисунках 4.4 – 4.6 $L_{\text{бойок}} = 10$ мм.

Скорость распространения упругой волны в среде: 1 – стальном корпусе V_1 и в среде 2 – распиливаемой породе V_2 . Этот параметр рассчитывался по известной формуле:

$$V = \sqrt{\frac{E}{\rho}},$$

где E – модуль упругости материала инструмента или породы, МПа, ρ – плотность материала инструмента или породы, кг/м³, для стали

$$V_{\text{сталь}} = \sqrt{\frac{E_{\text{сталь}}}{\rho_{\text{сталь}}}} = \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^{11}}{7800}} = 5189 \text{ м/с},$$

для предварительно разупрочнённого гранита

$$V_{\text{разупр.гранит}} = \sqrt{\frac{E_{\text{разупр.гранит}}}{\rho_{\text{разупр.гранит}}}} = \sqrt{\frac{2,4 \cdot 10^{10}}{2600}} = 3038 \text{ м/с}.$$

В исследованиях использовались округлённые величины этих параметров $V_1 = 5200$ м/с, $V_2 = 3000$ м/с. Величина 3000 м/с характерна для породы типа

«гранит» в предварительно разупрочнённом виде. То есть после начальной фазы ударного разрушения породы, в установившейся режиме её бурения или ударного распиливания.

Плотность среды 1 и 2 ρ_1 и ρ_2 (RoPlotnost1 и RoPlotnost2).

В исследованиях $\rho_1 = 7800 \text{ кг/м}^3$ (для стали), $\rho_2 = 2600 \text{ кг/м}^3$ (для предварительно разупрочнённого гранита) [251].

Геометрические параметры рабочего инструмента (долота или ударной пилы).

Правая и левая граница корпуса инструмента $A_{1\text{пила}}$ (A1_pila) и $A_{2\text{пила}}$ (A2_pila). На рисунках 4.4 – 4.6 $A_{1\text{пила}} = 20 \text{ мм}$;

$$A_{2\text{пила}} = A_{1\text{пила}} + L_{\text{ПЭ}} N_{\text{ПЭ}} + t_{\text{пром}}.$$

Нижняя и верхняя граница корпуса инструмента $B_{1\text{пила}}$ (B1_pila) и $B_{2\text{пила}}$ (B2_pila). На рисунках 4.4 – 4.6 $B_{1\text{пила}} = 20 \text{ мм}$; $B_{2\text{пила}} = 120 \text{ мм}$.

Силовые параметры ударной системы.

Максимальная амплитуда силы, переданной от бойка (волновода) в хвостовую часть долота, $F_{\text{бойок.мах}}$ (F_natch). В исследованиях $F_{\text{бойок.мах}} = 5,5 \cdot 10^6 \text{ Н}$. Это соответствует напряжению в хвостовой части долота $\sigma_{\text{бойок.мах}} = 70000 \text{ МПа}$. Величина является теоретической.

Максимальная амплитуда силы, переданной от ПЭ в породу $F_{\text{конт.мах}}$ (F). В исследованиях $F = 5000 - 5500 \text{ Н}$ при прямом попадании отрезка модели распространения ударной волны в зону контакта. Здесь не учитывались отрезки отражённые от боковой поверхности ПЭ и потом попавшие в зону контакта. Указанная величина силы F соответствует напряжению в породе $\sigma_F = 1600 - 1700 \text{ МПа}$.

4.1.5 Поиск точки пересечения отрезка модели распространения фронта ударной волны и граничного отрезка корпуса инструмента с трапецеидальным профилем ПЭ

Важной частью в программе прохождения ударных волн через корпус инструмента является поиск точки пересечения двух линий (отрезка модели распространения фронта ударной волны и граничного отрезка корпуса

инструмента). Уравнение отрезка модели распространения фронта ударной волны:

$$R_8 = a_8(x_{81} - c_8) + b_8; \quad (4.1)$$

Здесь R_8 и x_{81} – соответственно, вертикальная (по оси y) и горизонтальная (по оси x) переменная уравнения, мм; a_8 – угловой коэффициент прямой, $a_8 = \text{tg}(\alpha_8(\pi/180))$, где α_8 – угол наклона прямой к положительному направлению оси абсцисс, °; c_8 и b_8 – соответственно, смещение отрезка по оси x и y от начала координат, мм.

Уравнение граничного отрезка корпуса и ПЭ:

$$L_4 = a_4(x_4 - c_4) + b_4; \quad (4.2)$$

Здесь L_4 и x_4 – соответственно, вертикальная (по оси y) и горизонтальная (по оси x) переменная уравнения, мм; a_4 – угловой коэффициент прямой, $a_4 = \text{tg}((270^\circ + \delta_{\text{градус}})(\pi/180))$;

$\delta_{\text{градус}}$ – угол наклона ПЭ относительно вертикали, °; c_4 и b_4 – соответственно, смещение отрезка по оси x и y от начала координат, мм.

Составим систему линейных уравнений стандартного вида:

$$\begin{cases} a_8 x_{81} - R_8 = -b_8 + a_8 c_8 \\ a_4 x_4 - L_4 = -b_4 + a_4 L_{\text{ПЭ}} N_{\text{ПЭ.луч}} + a_4 c_4 \end{cases} \quad (4.3)$$

где $N_{\text{ПЭ.луч}}$ – номер ПЭ, на который падает луч. Эта величина получается с помощью округления величины $N_{\text{ПЭ.луч1}}$ до ближайшего целого по направлению к минус бесконечности с помощью оператора floor в Matlab.

Величина $N_{\text{ПЭ.луч1}}$ определяется по формуле:

$$N_{\text{ПЭ.луч1}} = (x_8 - A_{\text{пила}}) / L_{\text{ПЭ}},$$

где $x_8 = ((B_{\text{пила}} - b_8) / a_8) + c_8$

Матрица коэффициентов уравнений (матрица системы), составленная на основании системы уравнений (4.3):

$$D_8 = \begin{pmatrix} a_8 & -1 \\ a_4 & -1 \end{pmatrix}. \quad (4.4)$$

Матрица-столбец свободных членов, составленная на основании системы уравнений (4.3):

$$E_8 = \begin{pmatrix} -b_8 + a_8 \cdot c_8 \\ -b_4 + a_4 \cdot c_4 \end{pmatrix} \quad (4.5)$$

Неизвестные x_{81} и x_4 находятся путём операции обратного деления:

$$f_8 = D_8 \setminus E_8 = \begin{pmatrix} x_{81} \\ x_4 \end{pmatrix}. \quad (4.6)$$

4.1.6 Поиск точки пересечения отрезка модели распространения фронта ударной волны и граничного отрезка корпуса инструмента с круговым профилем ПЭ

Уравнение отрезка модели распространения фронта ударной волны представлено в формуле (4.1). Уравнение граничного отрезка кругового профиля корпуса инструмента:

$$L_4 = L_{40} - \sqrt{R_{\text{ПЭ}}^2 - (x_4 - x_0)^2}. \quad (4.7)$$

Здесь L_4 и x_4 – соответственно, вертикальная (по оси y) и горизонтальная (по оси x) переменная уравнения, мм; L_{40} и x_0 – соответственно, вертикальная (по оси y) и горизонтальная (по оси x) координата центра окружности, мм; $R_{\text{ПЭ}}$ – радиус ПЭ, мм.

На основании уравнений (4.1) и (4.7) найдём точку пересечения отрезка прямой и отрезка кругового профиля с помощью системы уравнений:

$$\begin{cases} a_8 x_{81} - R_8 = -b_8 + a_8 c_8 \\ (L_4 - L_{40})^2 + (x_4 - x_0 + L_{\text{ПЭ}} N_{\text{ПЭ.луч}})^2 = R_{\text{ПЭ}}^2 \end{cases} \quad (4.8)$$

Эта система уравнения была решена в программируемом модуле Matlab с помощью функции `fsolve` для решения нелинейных уравнений, в результате чего были найдены величины x_{81} и x_4 .

4.1.7 Нахождение углов отражения отрезков модели распространения ударной волны от боковых стенок корпуса и ПЭ

Углы отражения отрезка модели распространения ударной волны от боковой стенки ПЭ определяются для участков 4 и 6 (рисунок 4.7), соответственно, по формулам (4.9) и (4.10):

$$\alpha_{92} = \alpha_{91} - 2\rho + (2 + D_{del})\delta, \quad (4.9)$$

$$\alpha_{102} = \alpha_{101} + 2\rho - (2 + D_{del})\delta, \quad (4.10)$$

где α_{91} и α_{101} – углы отрезков ударной волны в декартовых координатах, отсчитываемые от оси x , до отражения от боковой поверхности ПЭ, °, $\alpha_{92}, \alpha_{102}$ – углы после отражения, °, ρ – угол наклона отрезка ударной волны до попадания его в зону ПЭ относительно вертикального положения (отрезок выше точки A), °, δ – угол наклона боковой поверхности ПЭ (участки 4 и 6), °, D_{del} – величина, учитывающая порядок попадания отрезков ударной волны на боковые поверхности ПЭ.

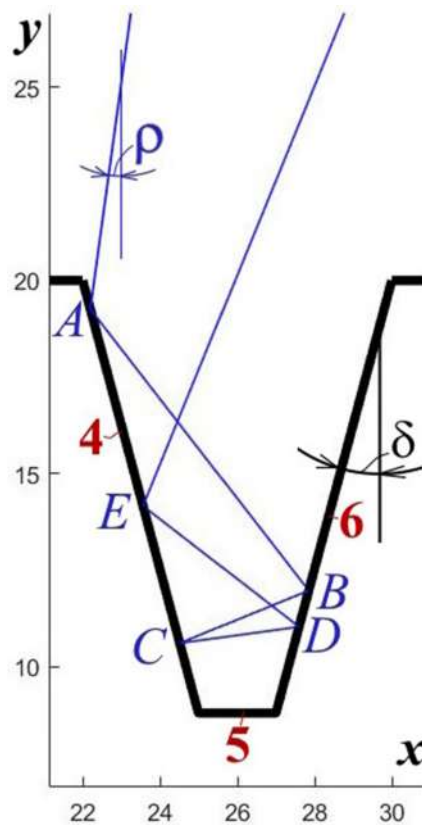


Рисунок 4.7 – Схема для определения углов α_{92} и α_{102}

При первом попадании волны на боковую стенку (в точке A на рисунке 4.7) $D_{del} = 0$, при втором (в точке B) $D_{del} = 4$, при третьем (в точке C) $D_{del} = 8$, при четвёртом (в точке D) $D_{del} = 12$, при пятом (в точке E) $D_{del} = 16$. То есть $D_{del.A} = 0$, $D_{del.B} = D_{del.A} + 4$, $D_{del.C} = D_{del.B} + 4$, $D_{del.D} = D_{del.C} + 4$, $D_{del.E} = D_{del.D} + 4$. В программе «Удар 2014» такую операцию выполняет функция суммирования, записываемая в виде: $D_{del} = D_{del} + 4$.

Углы отражения отрезков модели распространения ударной волны от вертикальных и горизонтальных боковых стенок корпуса определяются по формуле:

$$\alpha_{52} = 360 - \alpha_{11}, \quad (4.11)$$

где α_{11} – углы отрезков ударной волны в декартовых координатах, отсчитываемые от оси x , до отражения от боковой поверхности корпуса, °, α_{52} – углы после отражения, °.

4.1.8 Описание процесса прохождения ударных волн из инструмента в породу в зоне контакта

При прохождении ударной волны из корпуса через зону контакта ПЭ с породой происходит явления отражения и преломления волны. Отражённой называют волну, распространяющуюся от границы зоны контакта ПЭ с породой в той же среде (корпусе инструмента), что и первичная (падающая) волна. Преломлённой называют волну, распространяющейся во второй среде – разрушаемом материале [260].

Прохождение ударных волн в породу в зоне контакта происходит в соответствии с законом преломления и отражения.

Закон преломления свидетельствует о том, что [160, 260]:

1. луч падающий, преломлённый и перпендикуляр, проведённый к границе раздела двух сред в точке падения луча, лежат в одной плоскости;
2. отношение синуса угла падения i к синусу угла преломления r равно отношению скоростей волн в первой и второй средах (рисунок 4.8):

$$\frac{\sin i}{\sin r} = \frac{v_1}{v_2} = n_{21}. \quad (4.12)$$

где v_1 и v_2 – соответственно, скорости распространения волны в первой и второй среде, м/с; n_{21} – показатель преломления второй среды по отношению к первой (относительный показатель преломления).

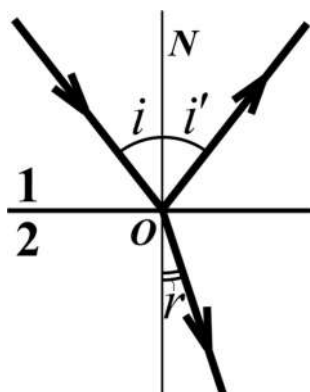


Рисунок 4.8 – Схема для определения угла преломления ударной волны при её переходе из среды 1 в среду 2

На основании формулы (4.12) определим значение угла r . Из формулы (4.12) следует, что $\sin r = \frac{v_2}{v_1} \cdot \sin i$, откуда

$$r = \arcsin\left(\frac{v_2}{v_1} \cdot \sin i\right). \quad (4.13)$$

Для стали и разупрочнённого гранита $n_{21} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{5200}{3000} = 1,73$

В случае полного отражения $\sin r = 0$, $\sin i_{кр} = n_{21}$. Для стали и разупрочнённого гранита это явление не будет происходить из-за того, что $v_1 > v_2$.

Закон отражения, свидетельствует о том, что [160, 260]:

1. луч падающий, преломлённый и перпендикуляр, проведённый к границе раздела двух сред в точке падения луча, лежат в одной плоскости;
2. угол отражения равен углу падения.

Энергия преломлённой, прошедшей в породе, и отражённой волны распределяется в соответствии с коэффициентами прохождения и отражения [101, 260]. Коэффициент прохождения D определяется исходя из формулы:

$$D = \frac{4\rho_1\rho_2v_1v_2}{\left(\rho_2v_2 + \rho_1v_1\frac{\cos r}{\cos i}\right)^2} = \frac{4\rho_1v_1}{\rho_2c_2\left[1 + \frac{\rho_1}{\rho_2\cos i}\sqrt{\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^2 - \sin^2 i}\right]^2}. \quad (4.14)$$

Коэффициент отражения R определяется исходя из формулы:

$$R = \left(\frac{\rho_2\operatorname{tg} r - \rho_1\operatorname{tg} i}{\rho_2\operatorname{tg} r + \rho_1\operatorname{tg} i}\right)^2 = \left(\frac{\rho_2v_2\cos i - \rho_1\sqrt{v_1^2 - v_2^2\sin^2 i}}{\rho_2v_2\cos i + \rho_1\sqrt{v_1^2 - v_2^2\sin^2 i}}\right)^2. \quad (4.15)$$

В формулах (4.14) и (4.15) ρ_1 и ρ_2 – плотности сред 1 и 2, кг/м³, v_1 и v_2 – скорости распространения в этих средах, м/с, i и r – углы падения и преломления, рад. В представленных исследованиях скорость распространения упругой волны в среде 1 – стальном корпусе и в среде 2 – распиливаемой породе (разупрочнённый гранит) составила: $v_1 = 5200$ м/с, $v_2 = 3000$ м/с. Плотность среды 1 и 2 составила: $\rho_1 = 7800$ кг/м³, $\rho_2 = 2600$ кг/м³.

4.1.9 Определение длины отрезка модели распространения ударной волны

Волна, распространяемая от источника удара, в построенной модели с учётом нескольких отражений её от стенок разбивается на отрезки модели распространения ударной волны от одной стенки корпуса или ПЭ до следующей. Общая длина отрезков равна величине $L_{\text{затухания}}$ (см. пункт 4.1.4), которая соответствует длине затухания ударной волны, то есть до малого (несущественного) значения. Длина отрезка рассчитывается на основании теоремы Пифагора:

$$L_1^2 = X_1^2 + Y_1^2, \quad (4.16)$$

где X_1 и Y_1 – длина отрезка L_1 , соответственно, по оси x и y . При этом

$$X_1 = x_2 - x_3, \quad Y_1 = y_2 - y_3, \quad (4.17)$$

где x_2 и x_3 – начальная и конечная координата точки отрезка по оси x ; y_2 и y_3 – координаты этих точек по оси y . Эти точки могут находиться в начале распространения ударной волны, т.е. в месте её генерации в зоне бойка (волновода), в местах попадания отрезков на боковые поверхности корпуса, ПЭ и в зону контакта ПЭ с породой [36].

Уравнение линии, проходящей через точки с координатами x_2, y_2 и x_3, y_3 имеет вид:

$$y_2(x_2) = a_{23}(x_2 - x_3) + y_3, \quad (4.18)$$

где a_{23} – коэффициент, учитывающий угол наклона отрезка, который рассчитывается по формуле:

$$a_{23} = \operatorname{tg}(\alpha_{\text{во}}),$$

где $\alpha_{\text{во}}$ – угол наклона отрезка относительно начала координат, определяемый в соответствии с пунктом 4.1.7, рад. При построении отрезка по формуле (4.18) необходимо преобразовать в переменную величину координату x_2 . Зная координаты начальных и конечных точек отрезка ударной волны x_2, y_2 и x_3, y_3 , определяется величина

$$Y_1 = y_2 - y_3 = a_{23}(x_2 - x_3)$$

На основании теоремы Пифагора:

$$L_1^2 = (x_2 - x_3)^2 + (a_{145}(x_2 - x_3))^2 = (x_2 - x_3)^2(1 + a_{23}^2)$$

Таким образом

$$L_1 = \sqrt{(x_2 - x_3)^2(1 + a_{\text{во}}^2)} = (x_2 - x_3)\sqrt{1 + a_{\text{во}}^2} \quad (4.19)$$

При прохождении (преломлении) ударной волны в породу длина отрезка $L_{\text{затухания}}$ уменьшается. Построение преломлённого, прошедшего в породу, и отражённого отрезка ударной волны производится по следующему принципу. Потеря энергии при прохождении и преломлении учитывается, соответственно, коэффициентами прохождения D и отражения R (см. пункт 4.1.8). Общая длина отрезков после отражения умножается на коэффициент R , после прохождения и преломления на D . Потеря энергии при отражении ударной волны от зоны контакта ПЭ с породой учитывается с помощью длины отрезка потерянной энергии. Аналогично учитывается и потеря энергии при преломлении ударной волны, проходящей в породу. Отрезок остаточной энергии выражается следующей формулой:

$$L_{\text{остаток } D} = (L_{\text{затухания}} - L_{\text{волна исходная } D})D. \quad (4.20)$$

$$L_{\text{остаток } R} = (L_{\text{затухания}} - L_{\text{волна исходная } R})R. \quad (4.21)$$

Здесь $L_{\text{затухания}}$ – длина отрезка полного затухания волны, мм, $L_{\text{волна исходная } D}$ и $L_{\text{волна исходная } R}$ – длина отрезка до момента, соответственно, прохождения и отражения волны, мм, D и R – коэффициент, соответственно, прохождения и отражения ударной волны. Суммарная длина остаточных отрезков модели распространения фронта ударной волны будет откладываться в соответствии с формулой (4.20) и (4.21).

В компьютерной программе «Удар 2014 и 2024» потеря энергии учитывается за счёт уменьшения интенсивности цвета отрезка. То есть вначале распространения волны цвет отрезка распространяемой волны является максимально насыщенным. По мере удаления отрезка волны от источника удара насыщенность цвета отрезка уменьшается и при полном затухании волны цвет становится белым, т.е. по мере продвижения волны, отрезки её распространения постепенно белеют. Например, насыщенный синий цвет отрезков становится тусклее (выбеливается) и постепенно, шаг за шагом превращается в белый. Уменьшения цветовой насыщенности характеризует уменьшение энергии волны (см. рисунки 4.4 – 4.6).

4.1.10 Коэффициент ослабления ударного импульса от центра к периферии в контактной переходной зоне бойка (волновода) в корпус

В программе «Удар 2014» учесть ослабления ударной волны от центра к периферии в контактной зоне боёк (волновод) – корпус можно с помощью коэффициента:

$$K_{\text{уп}} = (L_{\text{затухания}} + y_{\text{ослабления}}) / L_{\text{затухания}}, \quad (4.22)$$

$$K_{\text{уп}} = (L_{\text{затухания}} + y_{\text{парабола}}) / L_{\text{затухания}}, \quad (4.23)$$

где $L_{\text{затухания}}$ – параметр, описание которого дано в пункте 4.1.4 и 4.1.9), $y_{\text{ослабления}}$ – величина коррекции коэффициента, мм. Параметр $y_{\text{ослабления}}$ зависит от формы скругления бойка или волновода. Модель, характеризующая такое ослабление фронта ударной волны, представлена на рисунке 4.9. При параболическом скруглении бойка (волновода) $y_{\text{ослабления}} = y_{\text{парабола}}$, где $y_{\text{парабола}}$ – величина параболической коррекции коэффициента $K_{\text{уп}}$, мм:

$$y_{\text{парабола}}(x_{\text{парабола}}) = \frac{-x_{\text{парабола}}^2}{2p}, \quad (4.24)$$

где p – фокальный параметр параболы, $p = 1/q$, где q – фокальный коэффициент параболы, $x_{\text{парабола}}$ – переменная величина по оси x ,

$$x_{\text{парабола}} = x_{\text{старт}} - x_{\text{середина}}, \quad (4.25)$$

где $x_{\text{середина}}$ – срединная координата верхней части корпуса долота (или пилы) по оси x , мм,

$$x_{\text{середина}} = (A_{2\text{пила}} + A_{1\text{пила}}) / 2, \quad (4.26)$$

где $A_{2\text{пила}}$, $A_{1\text{пила}}$ – координаты правой и левой границы корпуса инструмента по оси x (см. описание к пункту 4.1.4).

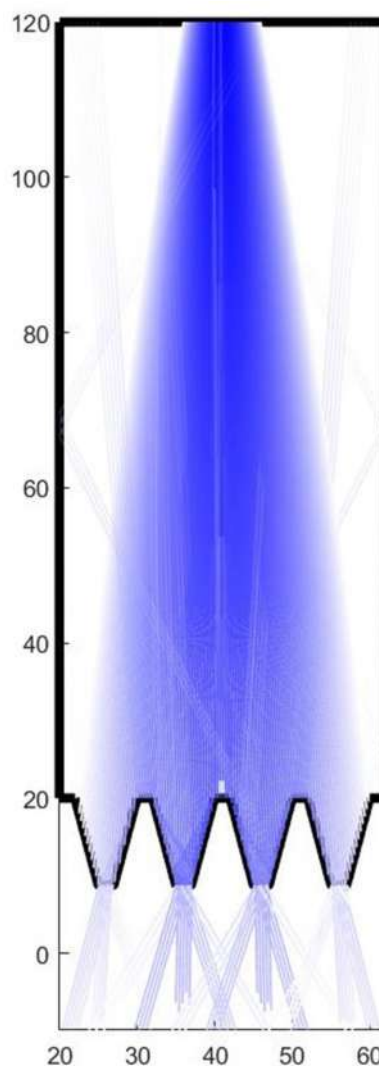


Рисунок 4.9 – Модель прохождения ударных волн через корпус в породе с фокальным коэффициентом параболического ослабления ударной волны от центра к периферии $q = 22$

В формуле (4.25) $x_{\text{старт}}$ – стартовые координаты построения исходных отрезков модели распространения первичного фронта ударной волны в верхней части корпуса долота (или пилы) по оси x ,

$$x_{\text{старт}} = x_{\text{середина}} + L_{\text{бойок } 0} + h_{L_{\text{бойок}}}, \text{ мм}, \quad (4.27)$$

где $L_{\text{бойок } 0}$ – величина отклонения положения крайней левой части бойка (волновода) от $x_{\text{середина}}$ по оси x , мм, $h_{L_{\text{бойок}}}$ – шаг построений, который равен $h_{L_{\text{бойок}}} = L_{\text{бойок}} / n_{\text{бойок}}$, где $L_{\text{бойок}}$ – ширина участка контакта бойка (волновода) с инструментом во время удара (см. описание в пункте 4.1.4), $n_{\text{бойок}}$ – количество отрезков ударной волны, сгенерированных программой в зоне бойка или волновода (см. пункт 4.1.3). В представленных исследованиях (рисунки 4.4 – 4.6 пункт 4.1.3 и рисунок 4.9) $L_{\text{бойок}} = 10$ мм, $L_{\text{бойок } 0} = -5$ мм.

В проведённых исследованиях был взят за базовый вариант боёк (волновод) с параболическим скруглением ударной поверхности. Фокальный коэффициент варьировался $q = 5 - 22$. При максимальном значении q происходило максимальное ослабление ударной волны в периферийной зоне (рисунок 4.9). Увеличение q характеризует увеличение кривизны бойка, и наоборот. Значение q зависит от геометрических параметров ударной системы и в каждом исследовании должно подбираться индивидуально.

Также могут применяться бойки (волноводы) с эллиптическим и гиперболическим скруглением ударной поверхности. В этом случае $y_{\text{ослабления}} = y_{\text{эллипс}}$ и $y_{\text{ослабления}} = y_{\text{гипербола}}$, где $y_{\text{эллипс}}$ и $y_{\text{гипербола}}$ – величины, соответственно, эллиптической и гиперболической коррекции коэффициента $K_{\text{уп}}$, мм.

Потеря энергии на периферийных отрезках модели распространения фронта ударной волны учитывается с помощью коэффициента $K_{\text{уп}}$. Заданная в программе исходная величина $L_{\text{затухания}}$ (см. пункт 4.1.4) умножается на коэффициент $K_{\text{уп}}$. Потеря энергии на периферийных отрезках ударной волны учитывается с помощью длины отрезка потерянной энергии. Отрезок остаточной энергии выражается следующей формулой:

$$L_{\text{остаток } K_{\text{уп}}} = L_{\text{затухания}} K_{\text{уп}}. \quad (4.28)$$

Суммарная длина отрезков модели распространения фронта ударной волны будет откладываться в соответствии с формулой (4.27).

4.1.11 Определения коэффициента ослабления амплитуды напряжений фронта ударной сферической волны в долоте

Ударная волна, сгенерированная ударником в хвостовой части долота или прошедшая из волновода в хвостовую часть долота обычно является сферической. Радиус источника распространения такой волны обычно соответствует радиусу бойка или волновода. В исследованиях принято, что поверхность распространения фронта ударной волны имеет форму шарового сегмента (рисунок 4.10). С увеличением радиуса распространения волны будет уменьшаться напряжение на исследуемой поверхности фронта волны в соответствии с уменьшаемой площадью шарового сегмента. Площадь сегмента сферы определяется по формуле [44]:

$$S_{\text{сфер.сегмент}} = 2\pi R h_{\text{сегмента}}, \quad (4.29)$$

где R – радиус сферы ударной волны, мм, $h_{\text{сегмента}}$ – высота сегмента, мм.

На схеме высота конуса определяется на основании теоремы Пифагора:

$$h_{\text{конуса}} = \sqrt{R^2 - r^2}$$

Высота сегмента:

$$h_{\text{сегмента}} = R - \sqrt{R^2 - r^2}. \quad (4.30)$$

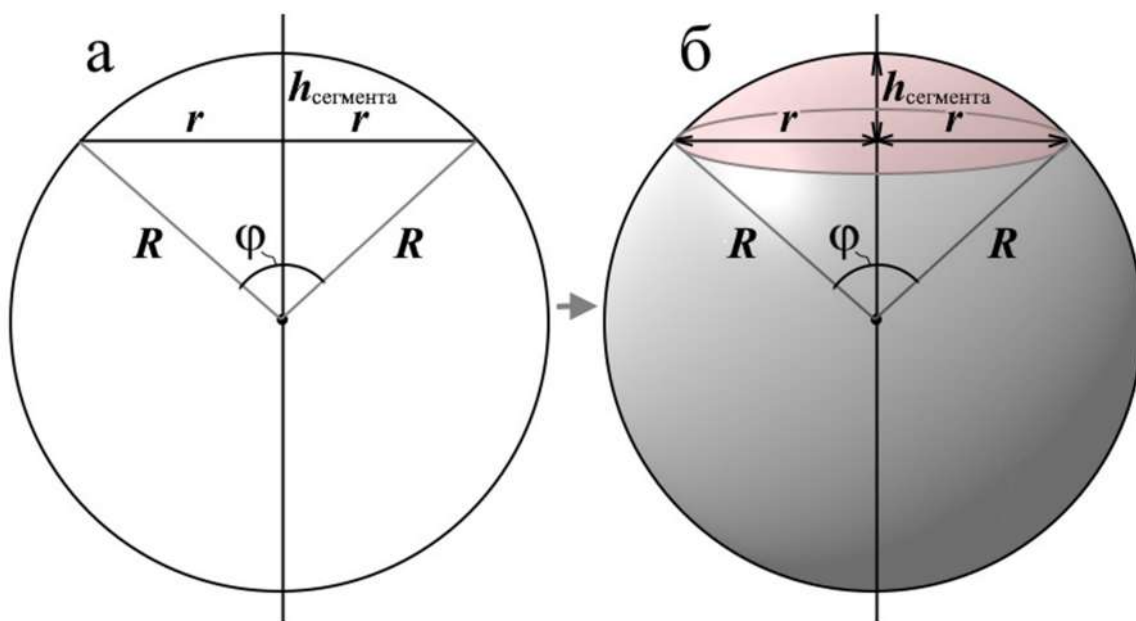


Рисунок 4.10 – Расчётная схема для определения площади сегмента сферы (плоское (а) и объёмное (б) изображение)

Радиус сегмента r выражаем через радиус сферы R

$$r = R \sin \varphi. \quad (4.31)$$

Подставив r в формулу (4.30) и преобразовав её, получим:

$$h_{\text{сегмента}} = R(1 - \cos \varphi). \quad (4.32)$$

Формулу (4.29) запишем, подставив вместо $h_{\text{сегмента}}$ выражение в формуле (4.32):

$$S_{\text{сфер.сегмент}} = 2\pi R^2(1 - \cos \varphi), \quad (4.33)$$

Коэффициент уменьшения амплитуды напряжений фронта ударной сферической волны рассчитывается как отношение площади сферического сегмента бойка $S_{\text{сфер.сегмент бойок}}$ к площади сферического сегмента волны, перемещённой на расстояние $L_{\text{волна}}$ $S_{\text{сфер.сегмент } L_{\text{волна}}}$ (рисунок 4.11):

$$K_{\text{сфер.волна}} = \frac{S_{\text{сфер.сегмент бойок}}}{S_{\text{сфер.сегмент } L_{\text{волна}}}}, \quad (4.34)$$

где

$$S_{\text{сфер.сегмент бойок}} = 2\pi R_{\text{бойок}}^2 (1 - \cos \varphi). \quad (4.35)$$

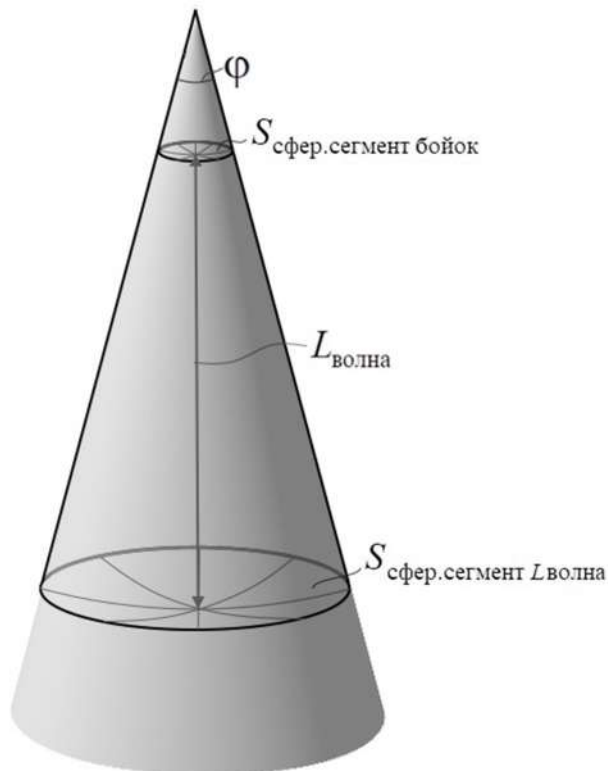


Рисунок 4.11 – Схема определения площади сферического сегмента фронта ударной волны на расстоянии $L_{\text{волна}}$ от зоны контакта бойка (или волновода) с инструментом

В формуле (4.35) $R_{\text{бойок}}$ – расстояние от вершины конуса распространения ударной волны до рабочей поверхности бойка или волновода, мм,

$$S_{\text{сфер.сегмент } L_{\text{волна}}} = 2\pi(R_{\text{бойок}} + L_{\text{волна}})^2(1 - \cos\varphi). \quad (4.36)$$

Подставив правые части формул (4.35) и (4.36) в формулу (4.34), после преобразований получим:

$$K_{\text{сфер.волна}} = \frac{R_{\text{бойок}}^2}{R_{\text{бойок}}^2 + L_{\text{волна}}^2}, \quad (4.37)$$

4.1.12 Определения коэффициента уменьшения амплитуды напряжений фронта ударной сферической волны в ударной пиле

Распространение ударной волны в ударной пиле ограничивается стенками корпуса. Ударная пила представляет собой элемент небольшой толщины. Ударному распиливанию посвящена 5 глава диссертации.

Площадь поверхности фронта сферической волны в ударной пиле (рисунок 4.12) определяется по формуле:

$$S_{\text{сф.в}} = l_{\varphi \text{ сф}} h_{\text{пила}}, \quad (4.38)$$

где $l_{\varphi \text{ сф}}$ – длина дуги окружности фронта сферической волны, $l_{\varphi \text{ сф}} = \varphi R$. Здесь φ – угол сектора распространения волны, рад; R – радиус окружности от источника (центра) до фронта волны.

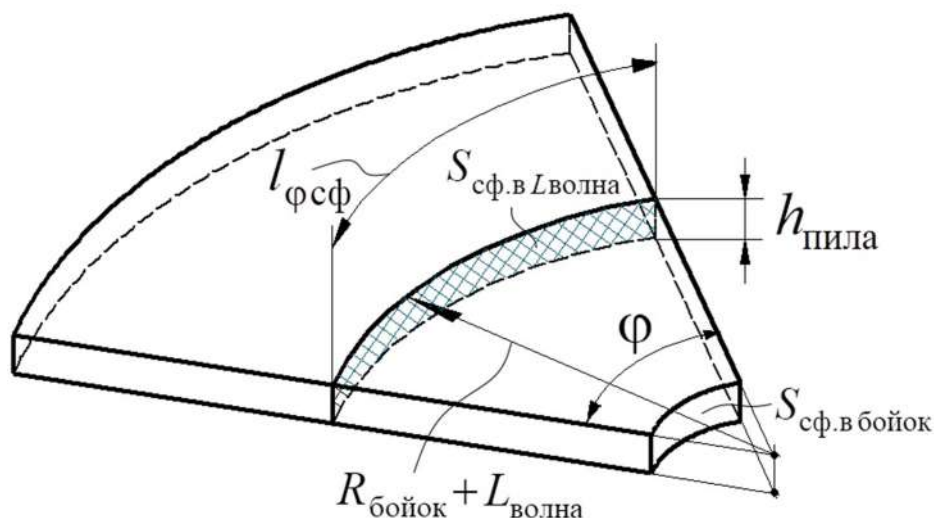


Рисунок 4.12 – Схема определения площади поверхности фронта сферической волны в ударной пиле на расстоянии $L_{\text{волна}}$ от зоны контакта бойка (или волновода) с инструментом

Таким образом, согласно формуле (4.38)

$$S_{\text{сф.в}} = \varphi R h_{\text{сф}}. \quad (4.39)$$

Коэффициент ослабления амплитуды напряжений фронта ударной сферической волны рассчитывается как отношение площади поверхности фронта сферической волны образованной на бойке $S_{\text{сф.в бойок}}$ к площади поверхности фронта сферической волны, перемещённого на расстояние $L_{\text{волна}}$ $S_{\text{сф.в } L_{\text{волна}}}$ (рисунок 4.12):

$$K_{\text{сфер.волна}} = \frac{S_{\text{сф.в бойок}}}{S_{\text{сф.в } L_{\text{волна}}}}, \quad (4.40)$$

где

$$S_{\text{сф.в бойок}} = \varphi R_{\text{бойок}} h_{\text{сф}}, \quad (4.41)$$

$$S_{\text{сф.в } L_{\text{волна}}} = \varphi (R_{\text{бойок}} + L_{\text{волна}}) h_{\text{сф}}. \quad (4.42)$$

Подставив правые части формул (4.41) и (4.42) в формулу (4.40), после преобразований получим:

$$K_{\text{сфер.волна}} = \frac{R_{\text{бойок}}}{R_{\text{бойок}} + L_{\text{волна}}}. \quad (4.43)$$

4.1.13 Построение ядра напряжения и лунки выкола в крепкой горной породе при воздействии на неё рабочего инструмента

Основные зависимости для определения геометрических параметров ядра напряжения и лунки представлены в Главе 3. На основании их был создан алгоритм построения ядер напряжения в программе Matlab [21, 60].

4.2 Анализ полученных математических моделей прохождения ударных волн через корпус и породоразрушающий элемент инструмента машин ударного разрушения с образованием ядра напряжений и лунки выкола в крепкой горной породе

4.2.1 Исходные данные

Модели прохождения ударных волн через корпус инструмента машин ударного разрушения с ПЭ трапецеидального профиля представлены ниже на

рисунках [191]. Внизу зоны контакта ПЭ с крепкой горной породой построены эллипсы с красной заливкой обозначающие ядра напряжений, возникающих вследствие действия ударных волн в крепкой горной породе. В данной работе было взято за базовое значение контактное напряжение $P_k = 1000$ МПа [184, 234]. Оно приближённо соответствует крепости по Протодяконову $f = 6$. В реальной ситуации показатель контактной прочности [29, 31, 33, 43] и крепости буримых пород значительно ниже из-за того, что при ударном бурении, как правило, порода уже предварительно разупрочнена от предыдущих ударов долота (ударной пилы). Реальный показатель контактной прочности и крепости можно корректно применять в расчётах только на начальной стадии бурения. Также эта величина напряжения, минимальная для крепких горных пород, была взята с целью наиболее удобного процесса исследования.

В исследованиях, представленных ниже, было условно принято, что напряжение, при котором произойдёт разрушение крепкой горной породы, будет составлять $\sigma_{\text{разр}} = 1000$ МПа [47, 66, 298, 317].

Также в исследованиях был задан параметр длины (диаметра) зоны контакта ПЭ и породы $t_{\text{конт}} = 2$ мм. Нагрузка при прямом попадании в зону контакта ПЭ (без отражения от боковой поверхности ПЭ) составляла $F_{\text{уд.0отражений}} = 5200$ Н, что соответствует амплитуде волны сжатия $\sigma_{\text{а.сж.уд.волны}} = 1655$ МПа. Разброс этой нагрузки составил около ± 10 %. Эта нагрузка была задана исходя из анализа литературы [12, 69, 70, 106] и удобства исследований.

Анализ процесса формирования ядра напряжений и лунки выкола в крепкой горной породе рассмотрен выше в Главе 3.

4.2.2 Модель прохождения ударных волн через корпус ударной пилы с трапецеидальным и круговым профилем зубьев

Модели представлены на рисунке 4.13.

Подробный анализ конструкций и работы ударных пил станков ударного распиливания (СУР) будет рассмотрен в Главе 5.

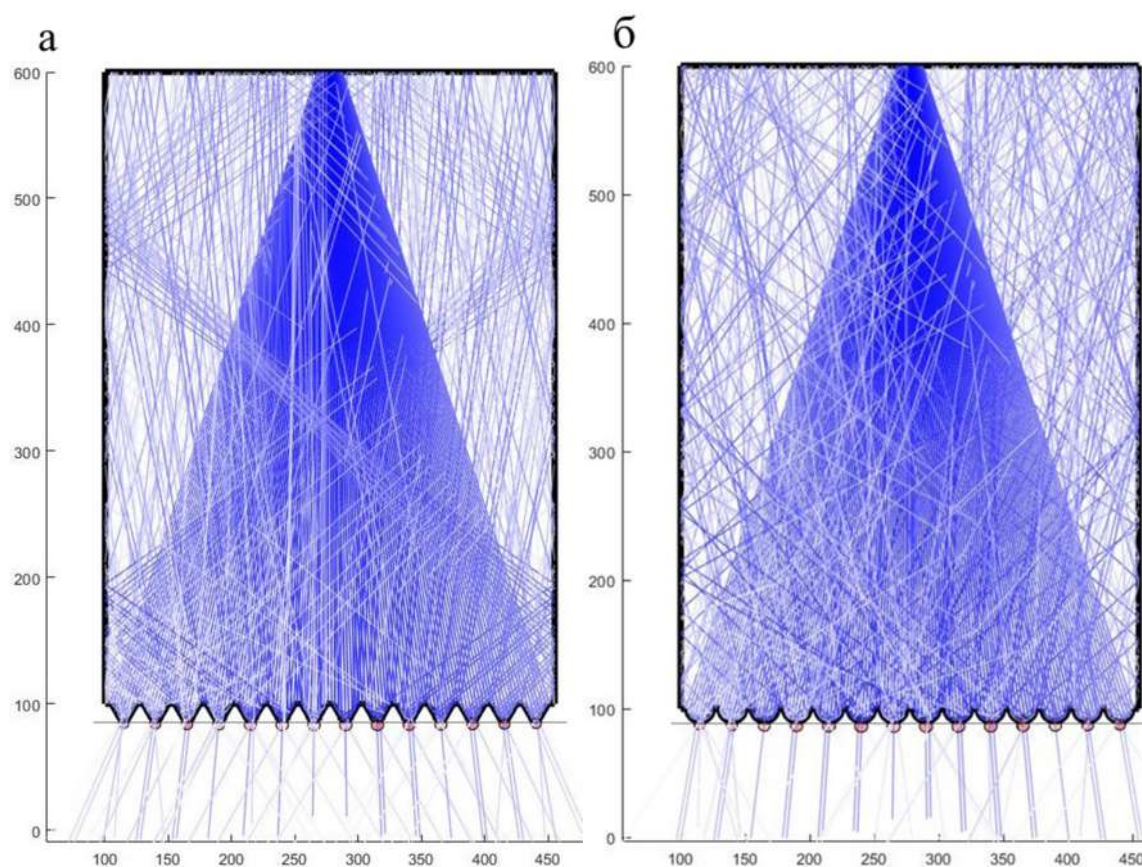


Рисунок 4.13 – Модель прохождения ударных волн через корпус ударной пилы с профилем зубьев: а – трапецидальным, б – круговым

Эффективность прохождения ударных волн через корпус и зубья ударной пилы в породе оценивался по коэффициенту прохождения ударных волн $K_{ПУВ}$, описание которого дано в пункте 4.1.3.

Коэффициент прохождения ударных волн из зубьев пилы трапецидального профиля в породу составил $K_{ПУВ} = 0,6587$, максимальный угол отклонения луча модели распространения фронта ударной волны $\rho_{\max} = 18,125$ градусов.

Коэффициент прохождения ударных волн из зубьев пилы с круговым профилем в породу составил $K_{ПУВ} = 0,4683$, максимальный угол отклонения луча модели распространения фронта ударной волны $\rho_{\max} = 18,125$ градусов.

На рисунке 4.13 также изображены ниже зоны контакта зубьев с породой ядра напряжений (эллипсы, залитые красным цветом). По величине площади сечения ядра напряжения можно определить объём ядра напряжения, объём лунки выкола и, в конечном итоге, производительность станка ударного распиливания.

4.2.3 Модель прохождения ударных волн через корпус долота с ПЭ трапецеидального профиля с отскоком после удара (ударно-поворотный тип бурения)

В исследованиях применялись эквивалентные модели долот [281, 291, 293, 294]. Для реальных долот результаты исследований по критерию эффективности прохождения ударных волн нужно производить коррекцию. Условия нагружения ПЭ в эквивалентной модели и реальном долоте примем в некотором приближении одинаковыми. Здесь предполагается, что после нанесения удара долото под действием упругих свойств собственных и породы отскакивает от неё [85, 123, 241].

В модели, представленной на рисунке 4.14 а периферийные лучи модели распространения первичного фронта ударной волны отражаются от боковой стенки корпуса долота. Боковая стенка в данном случае способствует концентрированию волн в периферических ПЭ долота. В этом случае рабочая часть бойка-поршня должна изготавливаться с относительно большой кривизной (малым радиусом кривизны) [246]. Коэффициент прохождения ударных волн из ПЭ долота с трапецеидальным профилем с отражением периферийных лучей от боковой стенки корпуса в породу составил $K_{\text{ПУВ}} = 0,3429$, максимальный угол отклонения луча модели распространения фронта ударной волны $\rho_{\text{max}} = 10,005$ градусов. Модель без отражения ударной волны от боковой стенки корпуса долота представлена на рисунке 4.14 б. Эта модель эффективна с точки зрения прохождения ударных волн. Недостатком является малая концентрация ударных волн у периферийных ПЭ. Коэффициент прохождения ударных волн из ПЭ долота с трапецеидальным профилем без отражения периферийных лучей от боковой стенки корпуса в породу составил $K_{\text{ПУВ}} = 0,4138$, максимальный угол отклонения луча модели распространения фронта ударной волны $\rho_{\text{max}} = 8,265$ градусов.

Модель прохождения ударных волн через корпус долота с ПЭ трапецеидального профиля с приработанной рабочей поверхностью бойка-поршня и хвостовой части долота показана на рисунке 4.15 [71, 125].

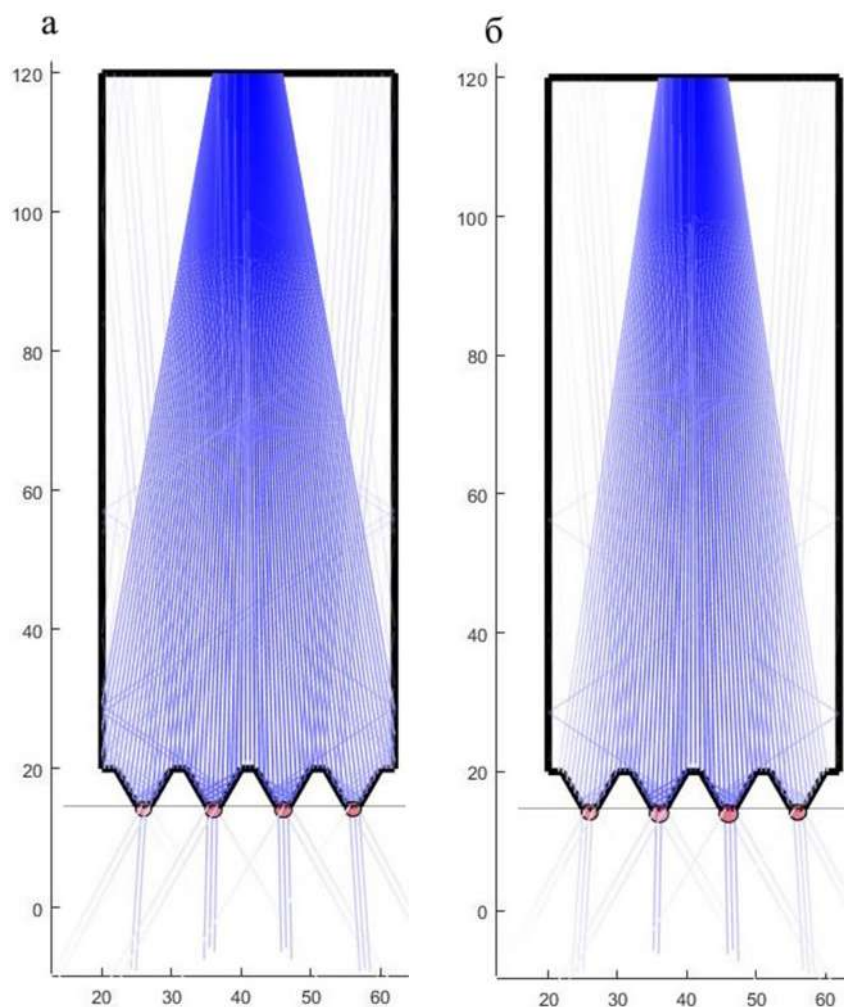


Рисунок 4.14 – Модель прохождения ударных волн через корпус долота с трапецеидальными ПЭ: а – с отражением периферийных лучей от боковой стенки корпуса, б – без отражения

Коэффициент прохождения ударных волн из ПЭ долота представленной модели в породе составил $K_{\text{ПУВ}} = 0,3810$, максимальный угол отклонения луча модели распространения фронта ударной волны $\rho_{\text{max}} = 3,05$ градусов.

Эта модель характеризуется относительно небольшими напряжениями во время работы в зоне контакта бойка-поршня и хвостовой части долота, что в значительной мере повышает стойкость долота.

На моделях (рисунки 4.14 и 4.15) также изображены ниже зоны контакта ПЭ с породой ядра напряжений (эллипсы, залитые красным цветом). По величине площади сечения ядра напряжения можно определить объём ядра напряжения, объём лунки выкола и, в конечном итоге, производительность перфоратора.

4.2.4 Модель прохождения ударных волн через корпус долота с ПЭ трапецеидального профиля без отскока после удара (ударно-вращательный тип бурения)

Эта модель (рисунок 4.16) характеризуется высоким значением коэффициента $K_{ПУВ}$.

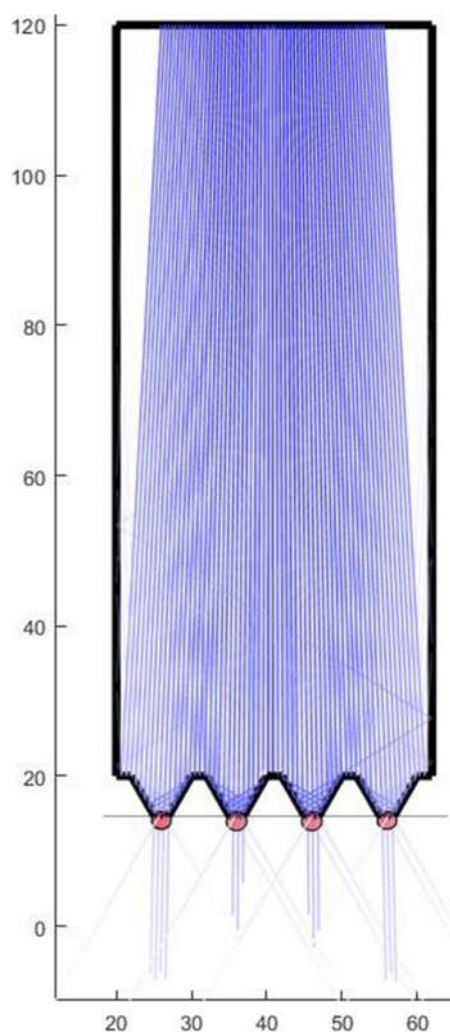


Рисунок 4.15 – Модель прохождения ударных волн через корпус долота с трапецеидальными ПЭ с приработанной рабочей поверхностью бойка (или волновода) и хвостовой части долота

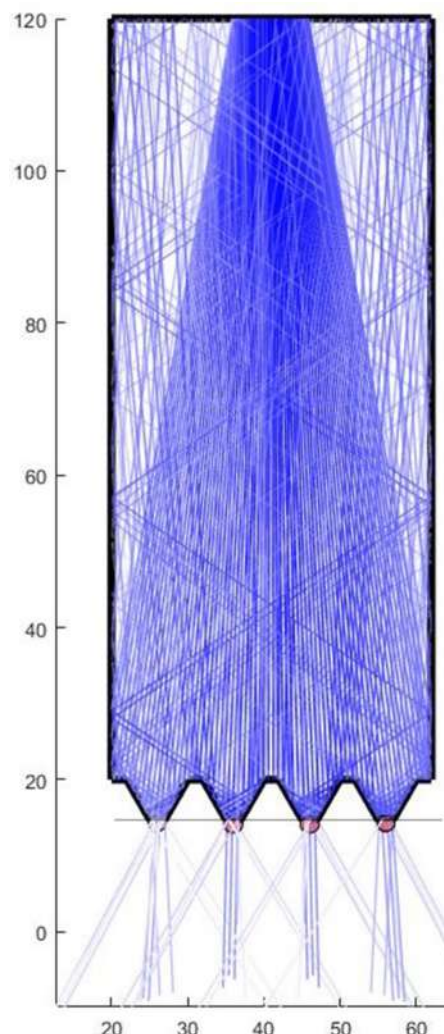


Рисунок 4.16 – Модель прохождения ударных волн через корпус долота с трапецеидальными ПЭ без его отскока после удара

Это высокое значение является следствием того, что непрошедшая в зону контакта ПЭ долота и породы часть ударной волны первичного фронта, отразившись один или несколько раз от стенок корпуса, может попасть в зону контакта. Здесь учитывается тот факт, что при ударно-вращательном бурении ПЭ долота находятся постоянно в контакте с породой [71, 241, 305].

Коэффициент прохождения ударных волн из ПЭ долота представленной модели в породу составил $K_{\text{ПУВ}} = 0,8429$, максимальный угол отклонения луча модели распространения фронта ударной волны $\rho_{\text{max}} = 10,005$ градусов.

4.2.5 Модели прохождения ударных волн через ПЭ долота (ударной пилы) с образованием ядра напряжений и лунки выкола в крепкой горной породе

На моделях прохождения ударных волн через корпус долота и ударной пилы были проведены исследования по эффективности прохождения ударных волн для каждого в отдельности ПЭ трапецеидального и кругового профиля [225]. Результаты моделирования представлены на рисунках 4.17 – 4.20.

У этих моделей коэффициент прохождения ударных волн из ПЭ долота с трапецеидальным профилем с $\delta = 15^\circ$ в породу составил $K_{\text{ПУВ}} = 0,6667$ (рисунок 4.17 а), с круговым – $K_{\text{ПУВ}} = 0,2927$ (рисунок 4.17 б). На представленных рисунках также видно, что количество непопавших в зону контакта отрезков модели распространения ударных волн и ушедших обратно в корпус долота у модели с круговым профилем больше, чем у ПЭ трапецеидального профиля с $\delta = 15^\circ$. В главе 2 такое отражение волн обратно в корпус учитывается с помощью коэффициента отражения ударных волн поверхностями ПЭ обратно в инструмент $k_{\text{отражения}}$.

В исследованиях использовались модели ПЭ трапецеидального профиля с различным углом наклона боковой поверхности δ (45° , 38° , 30° , 20° , 15°) и кругового профиля. Они изображены на рисунке 4.18 и 4.19.

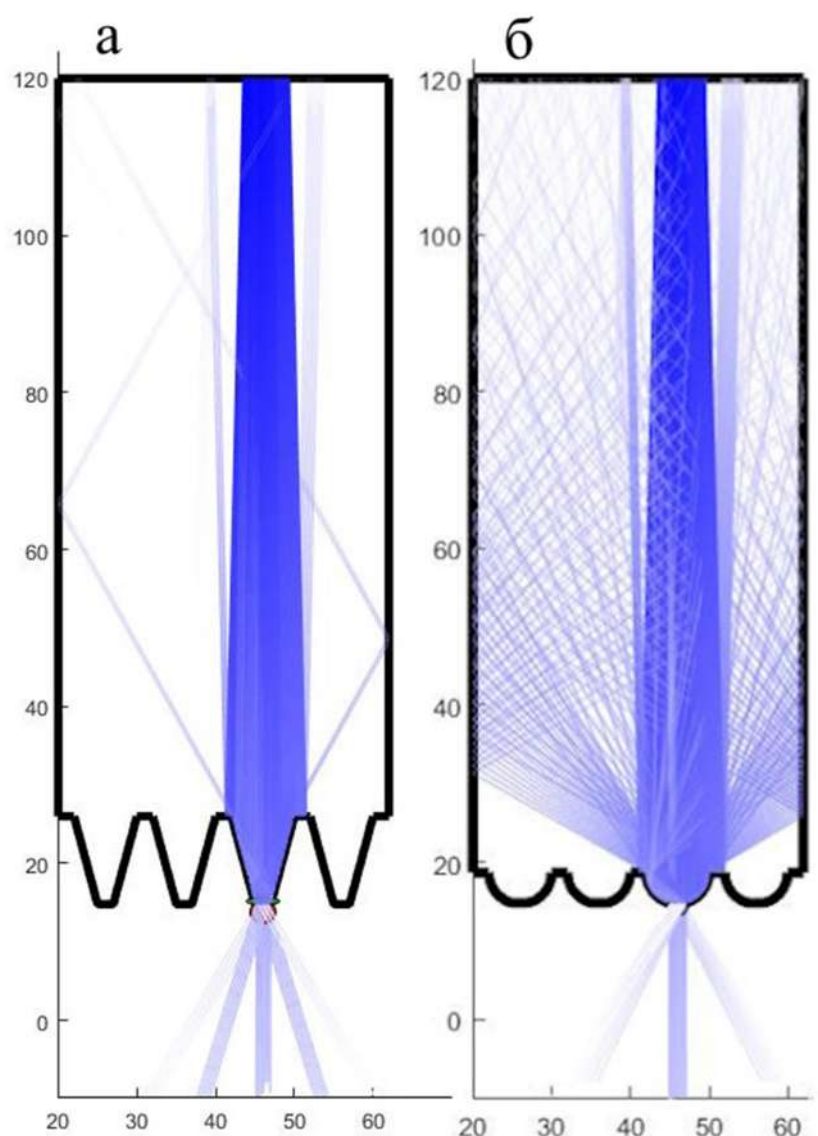


Рисунок 4.17 – Модель прохождения ударных волн через ПЭ: а – трапецеидального профиля (наклон боковой поверхности ПЭ $\delta = 15^\circ$), б – кругового профиля

Эти модели необходимы для установления зависимостей геометрических параметров ПЭ трапецеидального профиля, ядра напряжения и лунки выкола от угла наклона боковой поверхности ПЭ δ . Также они необходимы для определения геометрических параметров ядра напряжения и лунки выкола для ПЭ с круговым профилем.

Был выполнен силовой анализ системы взаимодействия «ПЭ – крепкая горная порода». Схема для этого анализа представлена на рисунке 4.20.

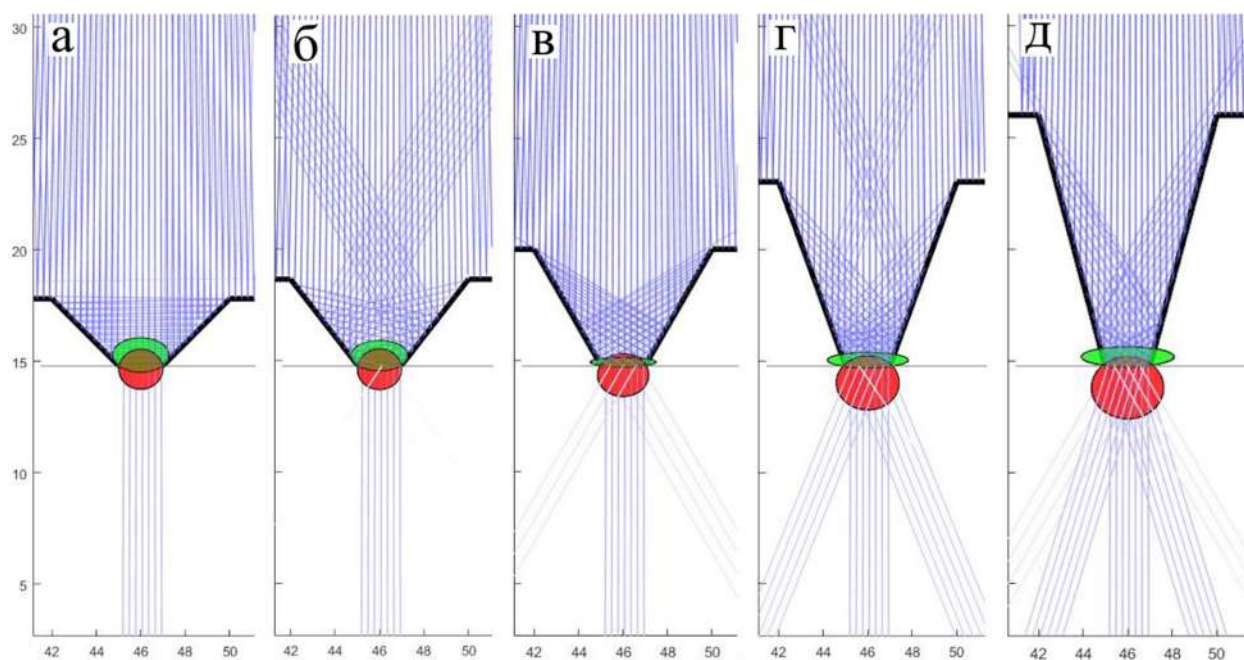


Рисунок 4.18 – Модели прохождения ударных волн через ПЭ трапецидального профиля и формирования ядер напряжений в крепкой горной породе с различными углами наклона боковой поверхности δ : а) 45° , б) 38° , в) 30° , г) 20° , д) 15°

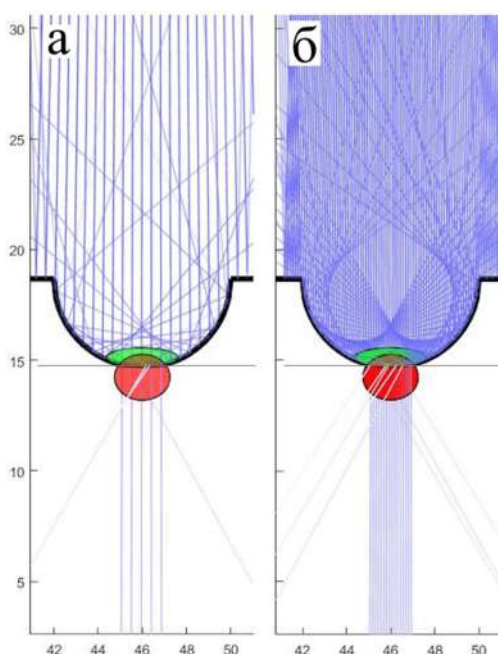


Рисунок 4.19 – Модель прохождения ударных волн через ПЭ кругового профиля и формирования ядер напряжений в крепкой горной породе с угловым шагом построения лучей: а) большим, б) малым

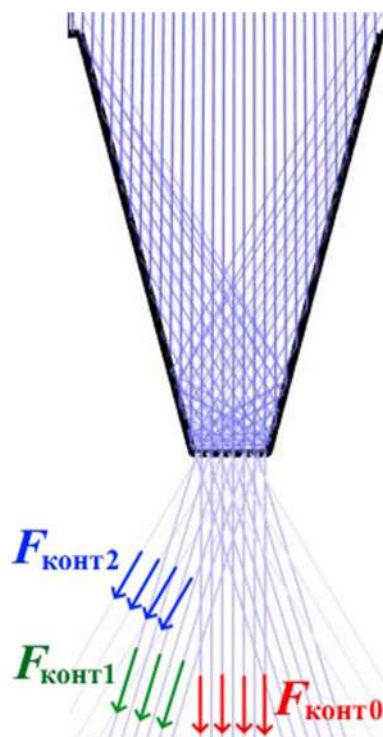


Рисунок 4.20 – Схема формирования сил на площадке контакта ПЭ долота (ударной пилы) с крепкой горной породой

На рисунке 4.20 обозначение $F_{\text{конт}0}$ со стрелками показывает вектор силы, вызванной действием ударной волны, которая прошла из ПЭ в породу при прямом попадании в зону контакта (без отражения от боковой поверхности ПЭ). Вектор силы $F_{\text{конт}1}$ соответствует ударной волне, прошедшей в породу с одним отражением от боковой поверхности ПЭ, $F_{\text{конт}2}$ – с двойным отражением от боковых поверхностей ПЭ. Силы действуют на площадке контакта, как равномерно распределённые нагрузки, охватывающие всю поверхность. У круговых ПЭ будут действовать неравномерно распределённые нагрузки. В расчётах взяты усреднённые показатели величин нагрузки при соответствующих углах её действия. Эти силы были определены при анализе моделей прохождения ударных волн через ПЭ трапецидального профиля и кругового профиля. Величины полученных сил и углы их действия для ПЭ представлены в Таблице 4.1.

Таблица 4.1

Величины сил $F_{\text{конт}}$ и углов их действия α для ПЭ трапецеидального профиля с различными углами наклона боковой поверхности ПЭ и кругового профиля

Угол δ , градус	Величина силы $F_{\text{конт}}$ (Н) и угла её действия α (градус)					
	трапецеидальный профиль					
	$F_{\text{конт}0}$	α_0	$F_{\text{конт}1}$	α_1	$F_{\text{конт}2}$	α_2
45	5200	90	—	—	—	—
38	5200	90	127	55,9	—	—
30	5200	90	961	60,0	—	—
20	5200	90	2809	68,0	42	55,3
15	5200	90	3725	73,0	920	59,8
	круговой профиль					
—	$F_{\text{конт}0}$	α_0	$F_{\text{конт}1}$	α_1	$F_{\text{конт}2}$	α_2
—	5200	90	1042	60,3	298	56,8
			$F_{\text{конт}3}$	α_3	$F_{\text{конт}4}$	α_4
			151	55,9	49	55,3

4.2.6 Эпюры напряжений в крепкой горной породе, вызванные действием сил со стороны ПЭ

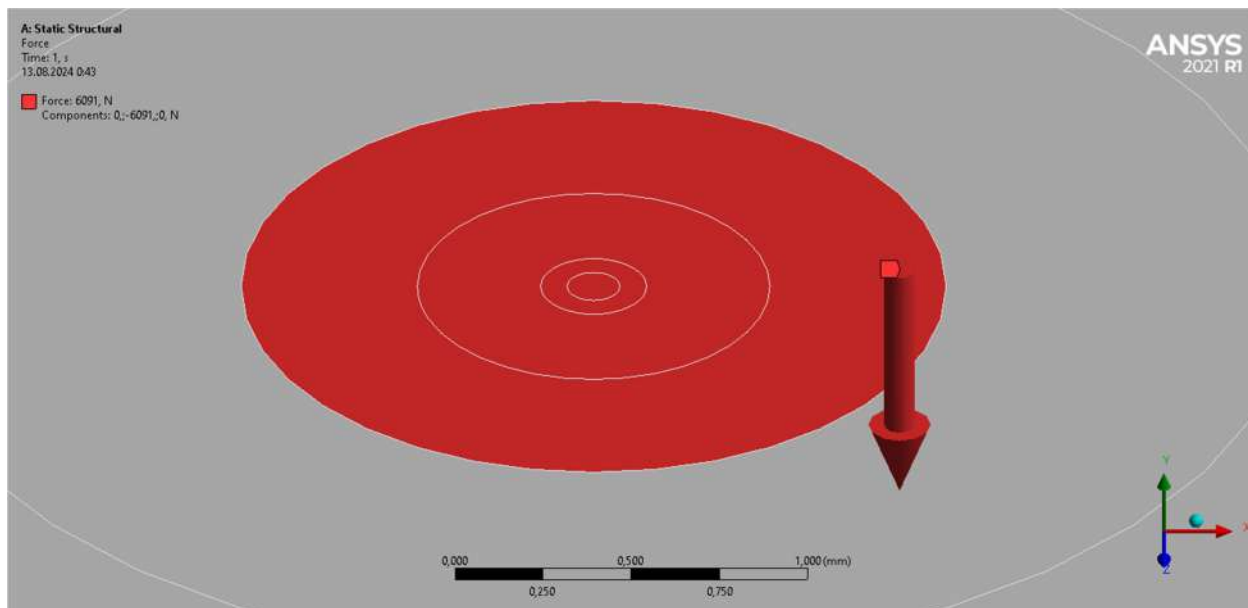
На основании полученных данных Таблицы 4.1 в программе Ansys [86, 129, 130, 172, 188, 242] были построены эпюры эквивалентных напряжений в крепкой горной породе, вызванных действием сил со стороны ПЭ (рисунки 4.23 и 4.24) [40, 50, 223]. Также была построена изоповерхность ядра напряжения $\sigma = 1000$ МПа в крепкой горной породе, образованного вследствие действия нагрузки со стороны ПЭ (рисунок 3.39).

Нагрузки с величинами, представленными в Таблице 4.1, накладывались на исследуемую поверхность крепкой горной породы по двум схемам, представленным на рисунке 4.21. В случае схемы нагружения «круг» проекции сил $F_{\text{конт}1}$ и $F_{\text{конт}2}$ (рисунок 4.20), действующие справа и слева

относительно зоны контакта, взаимно уравнивались, что приводило к достаточно неточным результатам по определению параметров эллипса ядра напряжения с точки зрения закономерности прохождения ударных волн в породе. Эти недостатки данного исследования позволяет устранить схема нагружения «два полукруга». Она была взята за основу дальнейшего анализа по определению параметров ядра напряжения и лунки выкола [289].

Анализ формы лунок выкола основывается на анализе эпюр касательных напряжений в породе, который был представлен в Главе 3 в пунктах 3.3.4 – 3.3.6. Этот анализ взят за основу определения величины объёма выкола при ударном разрушении породы и производительности этого процесса [209, 227, 252]. Анализ эпюр касательных напряжений в крепкой горной породе, полученных на основании схемы нагружения «два полукруга», представленны на рисунке 4.22. На основании его построены линии выкола в крепкой горной породе (рисунки 4.25 и 4.26), свидетельствующие о том, что в случае действия нагрузки на породу со стороны ПЭ кругового профиля и трапецеидального с углом наклона боковой поверхности $\delta = 27 - 28$ градусов образовываться лунка примерно одинакового диаметра и глубины. В случае других значений δ будет соблюдаться одинаковые пропорции между диаметром и глубиной лунки. Таким образом, гипотеза, выдвинутая в пункте 2.4.2 диссертации, не подтвердилась.

а



б

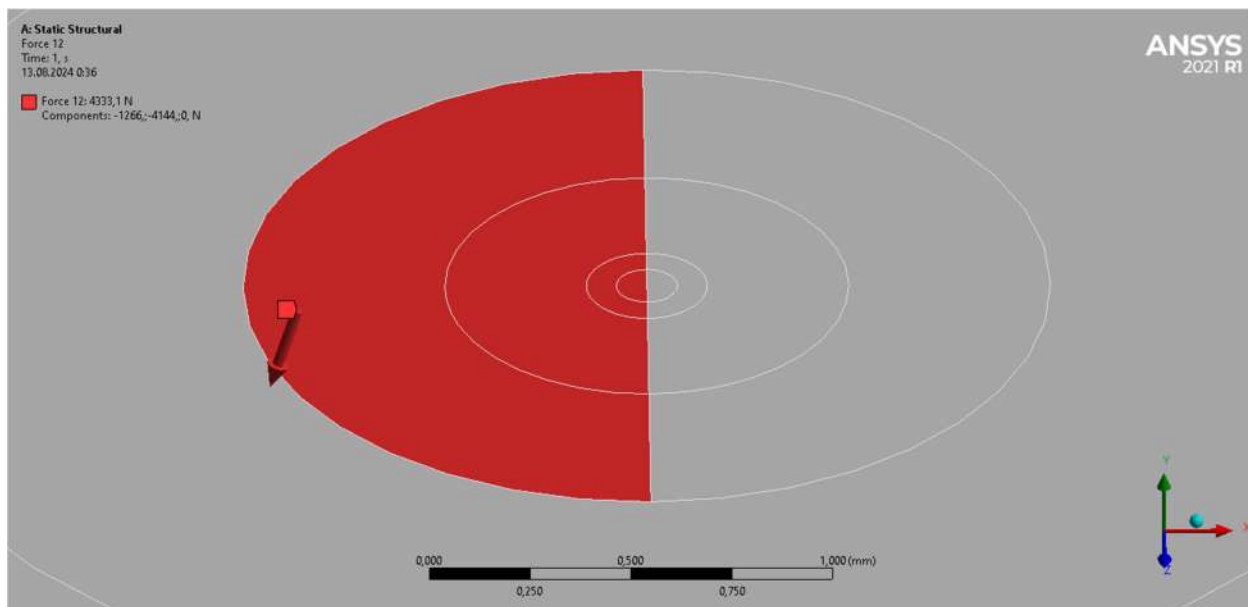


Рисунок 4.21 – Схема участка действия равномерной нагрузки (нагружения):

а) «круг», б) «два полукруга»

(на рисунке б показана только одна нагруженная часть полукруга)

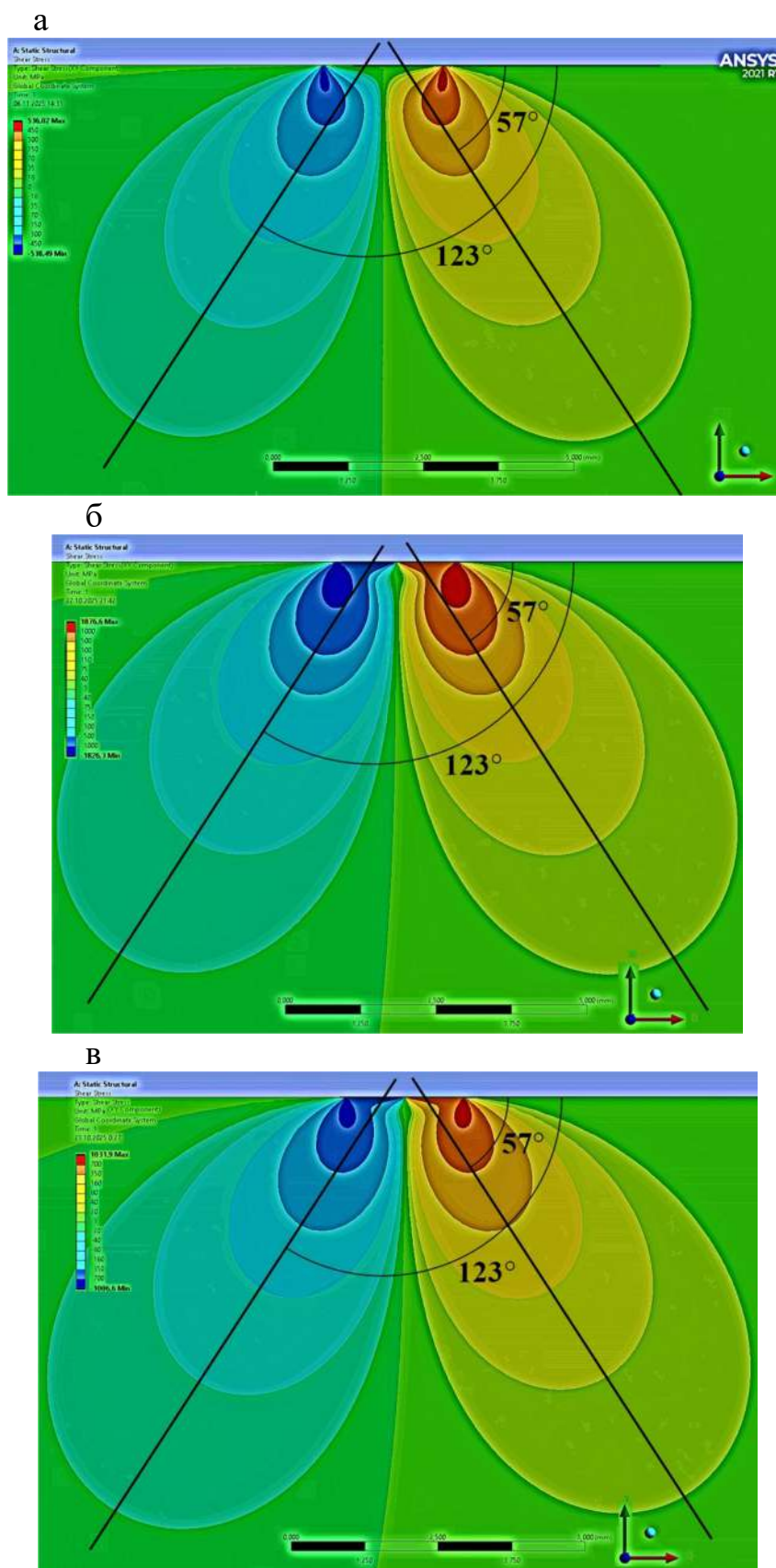
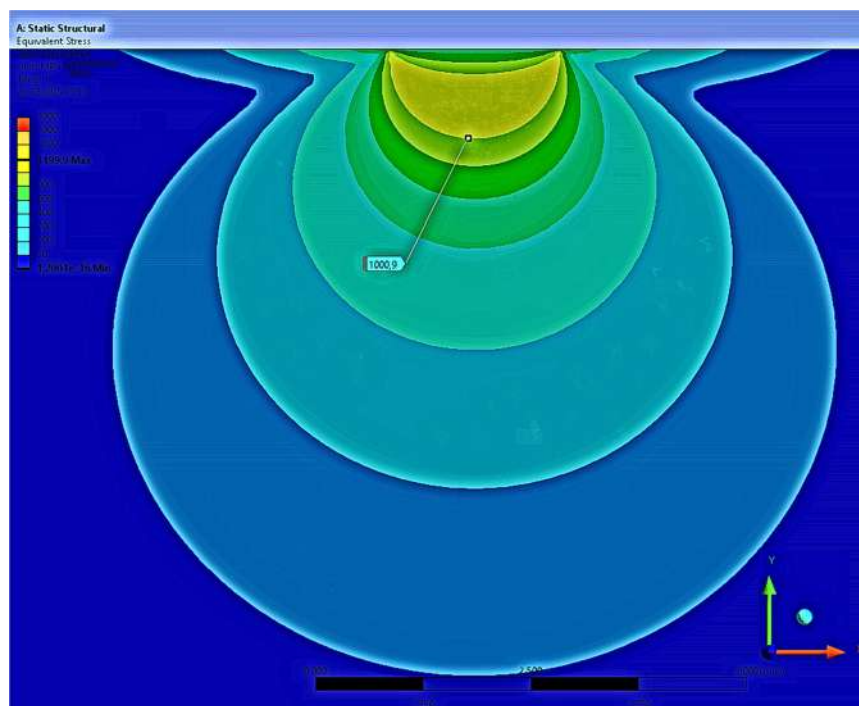


Рисунок 4.22 – Эпюры касательных напряжений в крепкой горной породе, вызванных действием на неё ПЭ трапецеидального профиля с углом наклона боковой поверхности δ : а) 45° , б) 15° и кругового профиля (в)

a



б

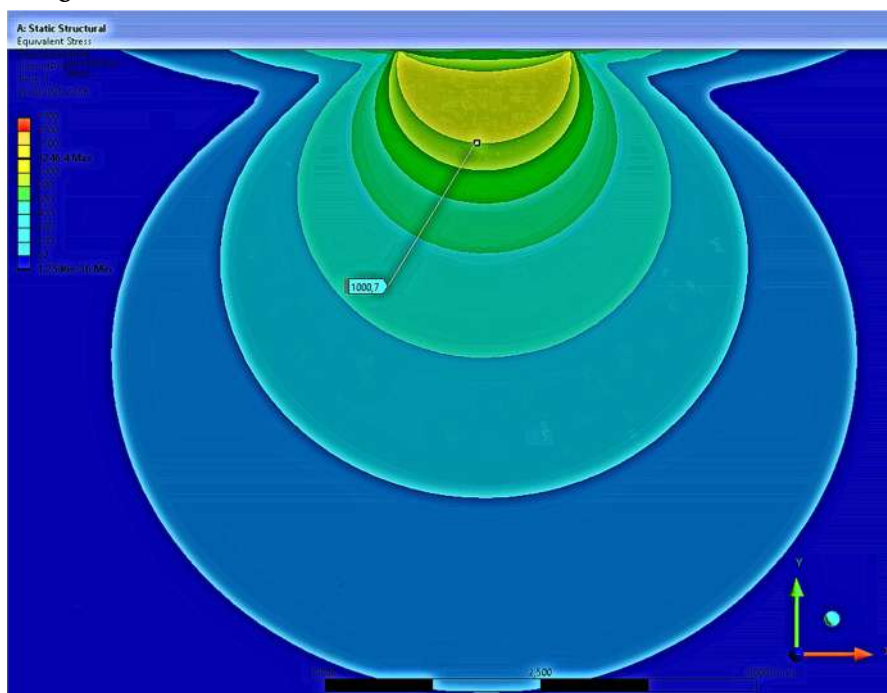


Рисунок 4.23 – Эпюры напряжений в породе, вызванных действием сил со стороны ПЭ трапецидального профиля с углом наклона боковой поверхности δ равным: а) 45° , б) 38° по схеме нагружения «два полукруга»

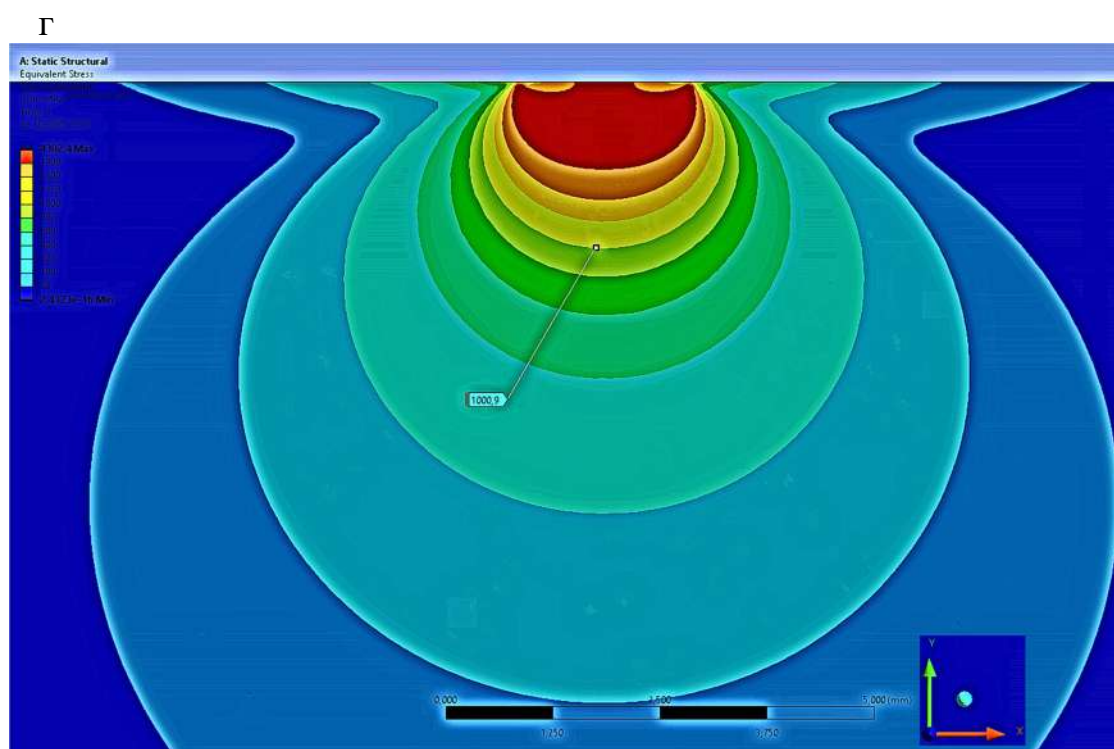
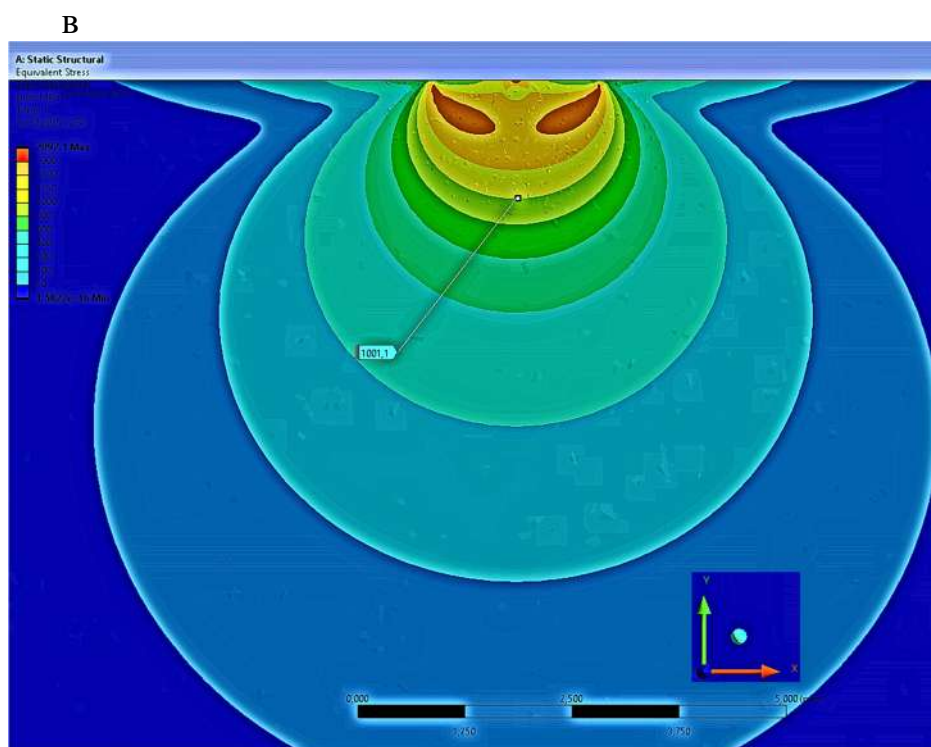


Рисунок 4.23 – Эпюры напряжений в породе, вызванных действием сил со стороны ПЭ трапецидального профиля с углом наклона боковой поверхности δ равным: в) 30° , г) 20° по схеме нагружения «два полукруга»

Д

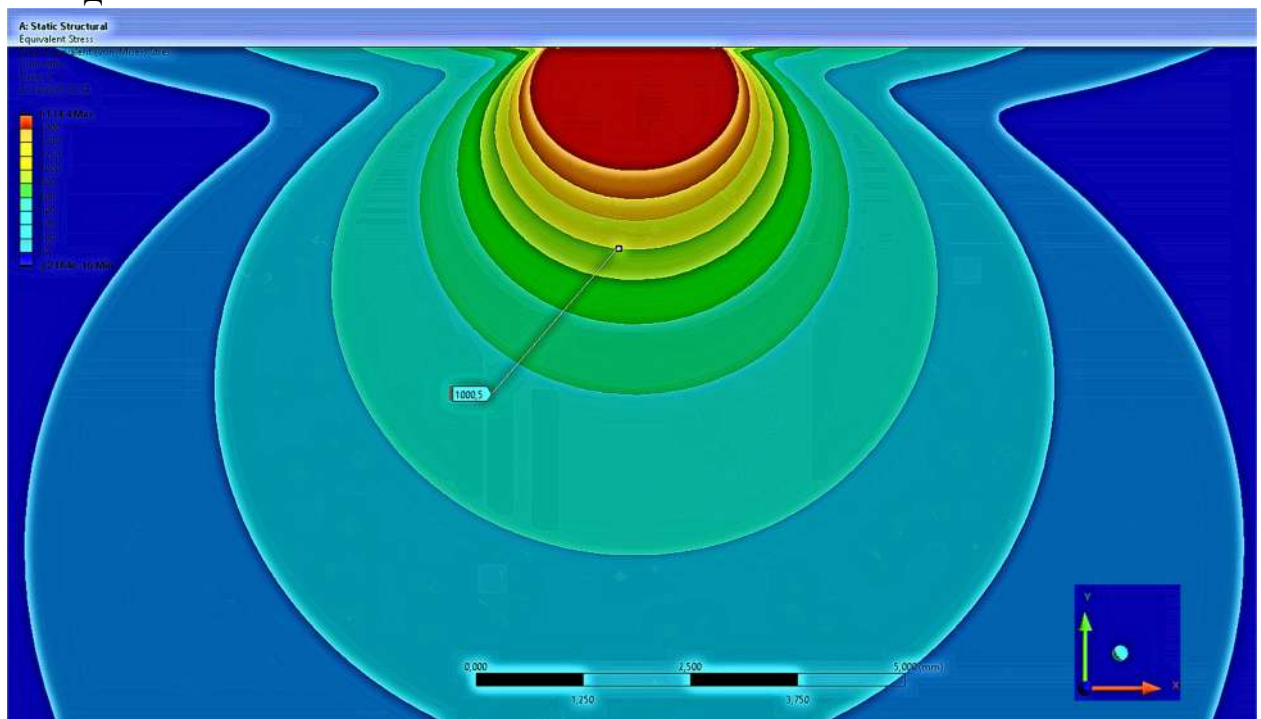


Рисунок 4.23 – Эпюры напряжений в породе, вызванных действием сил со стороны ПЭ трапецидального профиля с углом наклона боковой поверхности δ равным: д) 15° по схеме нагружения «два полукруга»

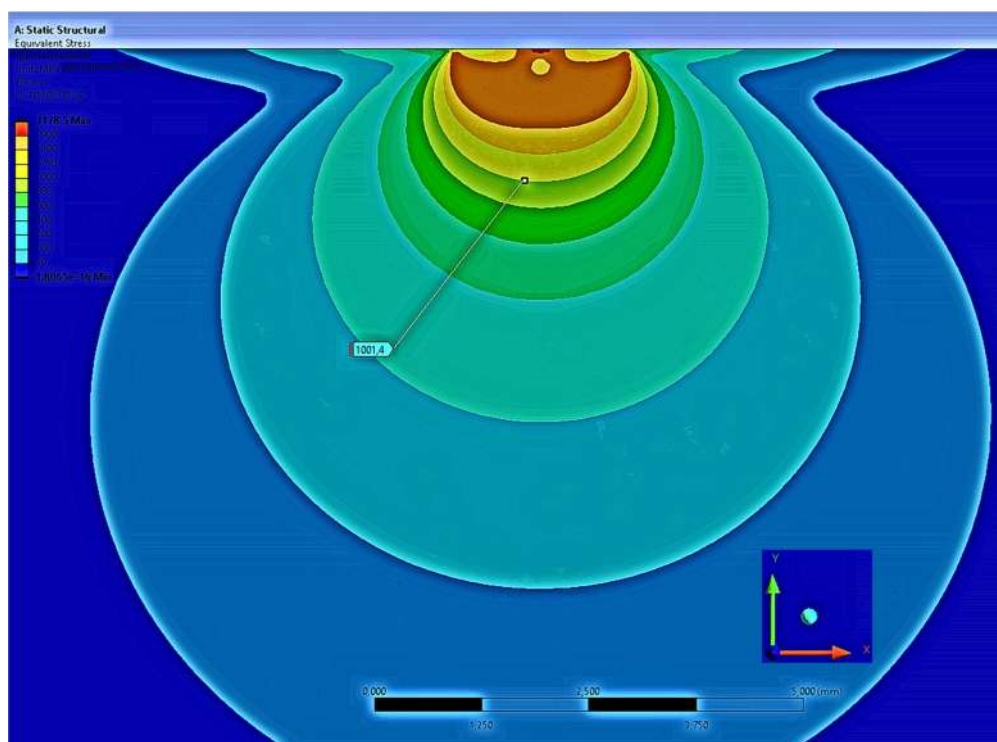


Рисунок 4.24 – Эпюра напряжений в породе, вызванных действием сил со стороны ПЭ кругового профиля по схеме нагружения «два полукруга»

4.2.7 Построение изолиний ядра напряжений в крепкой горной породе, вызванных действием сил со стороны ПЭ

По изолиниям напряжений на эпюрах, представленных выше, были построены эллиптические контуры ядер напряжения $\sigma_{\text{ян}} = 1000$ МПа (соответствующего такой же величине контактной прочности горной породы P_k) и линии выкола в модуле расчёта «Ядро 2024» программы Mathcad (рисунки 4.25 и 4.26).

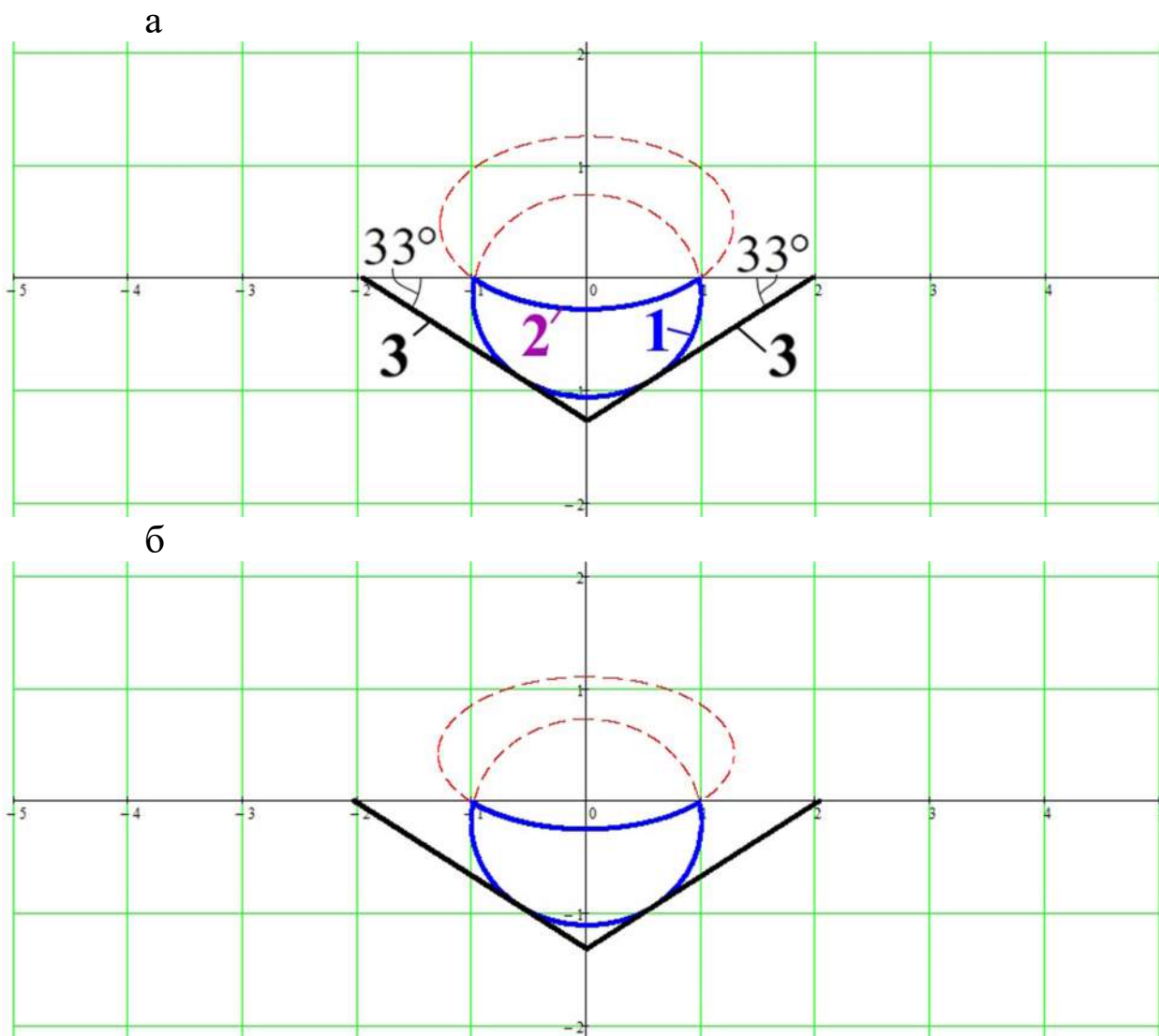


Рисунок 4.25 – Изолинии ядер напряжения $\sigma = 1000$ МПа, вызванного действием сил со стороны ПЭ трапецидального профиля с углом наклона боковой поверхности δ равным: а) 45° , б) 38°

1 – ядро напряжения сжатия, 2 – ядро напряжения растяжения, 3 – линии выкола в крепкой горной породе

Цена деления на графиках на рисунках 4.25 и 4.26 16 – 21 составляет 1 мм.

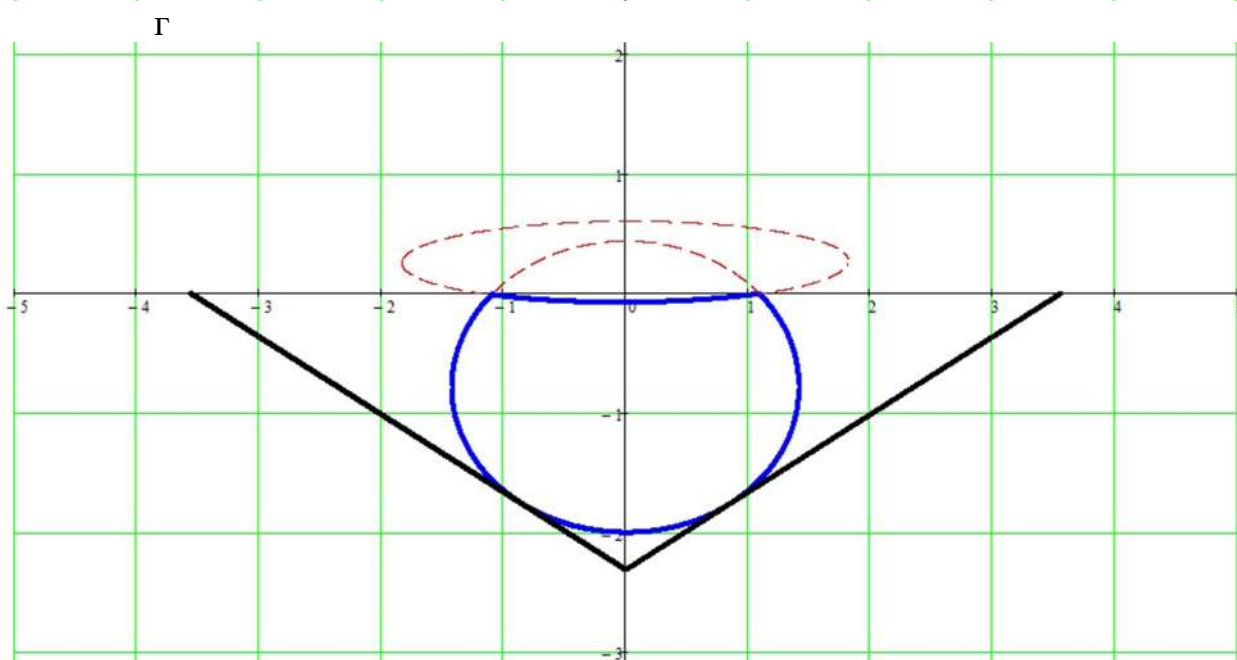
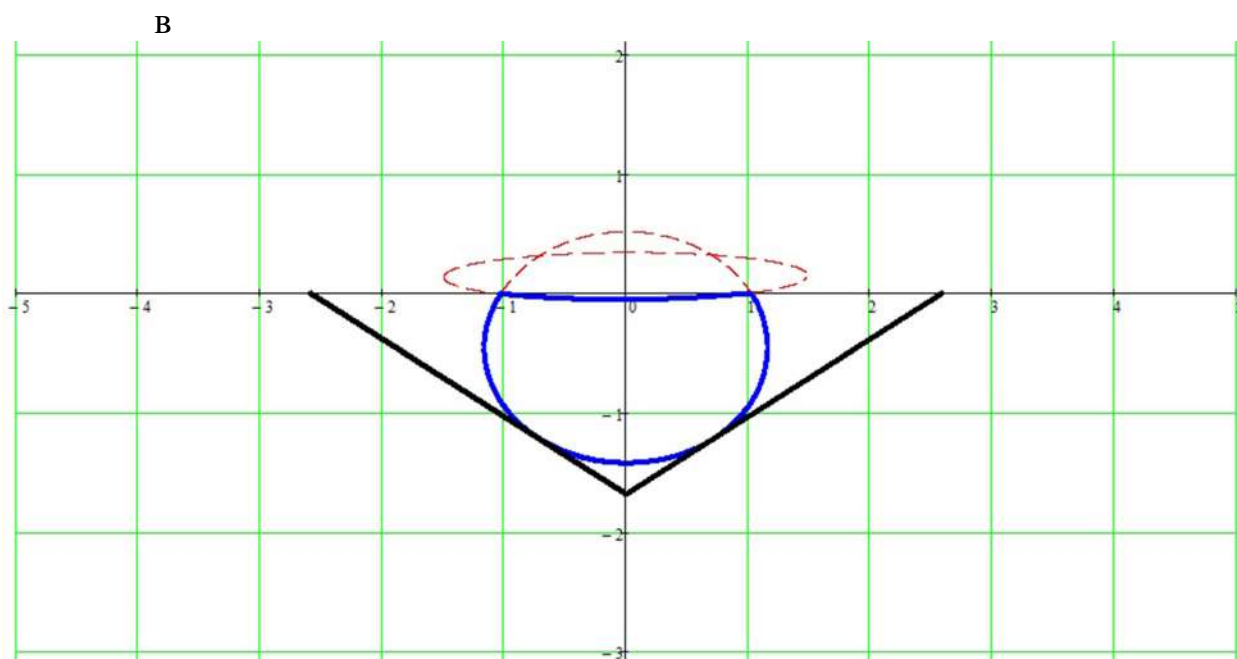


Рисунок 4.25 – Изолинии ядер напряжения $\sigma = 1000$ МПа, вызванного действием сил со стороны ПЭ трапецидального профиля с углом наклона боковой поверхности δ равным: в) 30° , г) 20°

Д

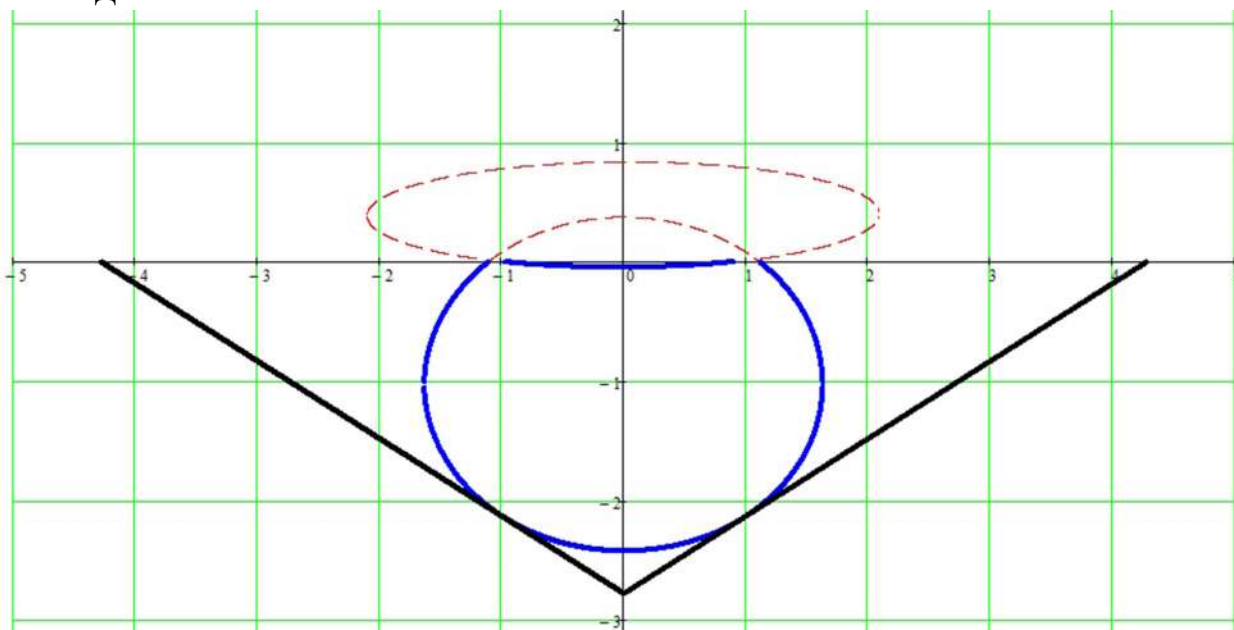


Рисунок 4.25 – Изолинии ядер напряжения $\sigma = 1000$ МПа, вызванного действием сил со стороны ПЭ трапецидального профиля с углом наклона боковой поверхности δ равным: д) 15°

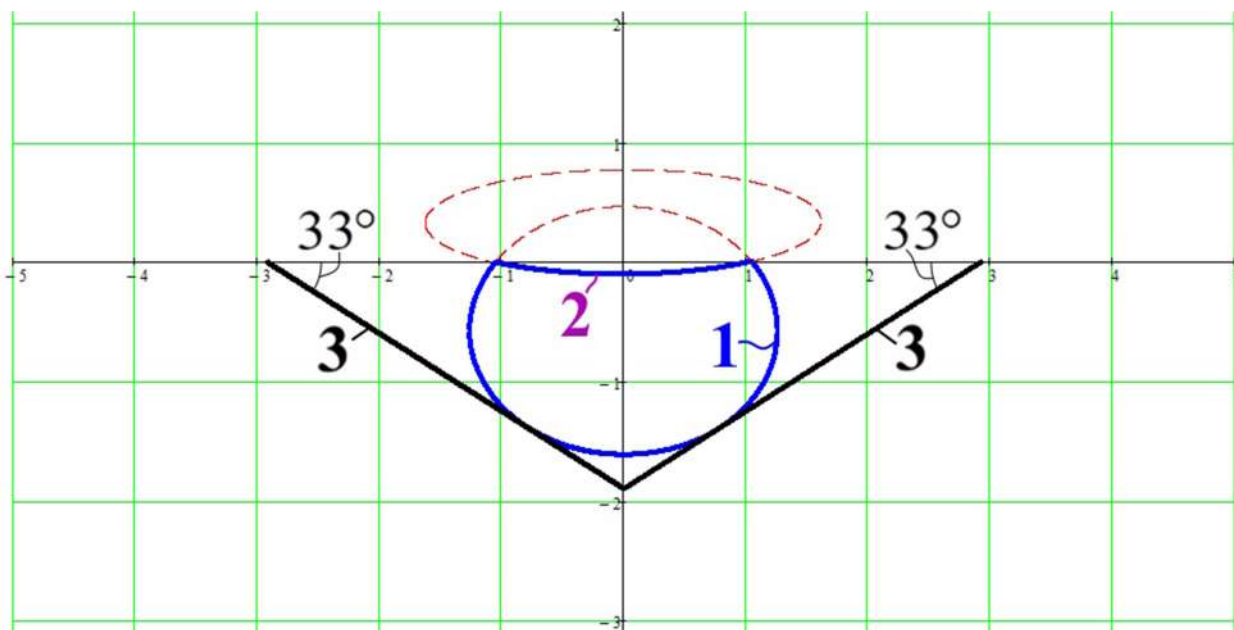


Рисунок 4.26 – Изолинии ядер напряжения $\sigma = 1000$ МПа, вызванного действием сил со стороны ПЭ кругового профиля

1 – ядро напряжения сжатия, 2 – ядро напряжения растяжения, 3 – линии выкола в крепкой горной породе

Были определены геометрические параметры эллипса ядра напряжения: большой полуоси $a_{\text{эл}}$, малой полуоси $b_{\text{эл}}$, координаты центра по оси ординат $y_{\text{эл}}$, объёма $V_{\text{ядро}}$. Также был определён объём выкола в породе $V_{\text{выкол}}$. Построения велись для схемы нагружения «два полукруга». Диаметр контактной зоны $d_{\text{конт}} = 2$ мм. Угол наклона линий выкола в случае действия на породу силы со стороны ПЭ кругового и трапецеидального профиля с любым углом наклона боковой поверхности δ составил по результатам замеров эпюр $\lambda_{\text{кас}} = 33^\circ$ (см. рисунок 4.26 и 4.25 а). Результаты исследований свидетельствуют о том, что в случае действия нагрузки на породу со стороны ПЭ кругового и трапецеидального профиля будет образовываться лунка примерно с одинаковыми пропорциями диаметра и глубины. Эти результаты исследований не подтверждают гипотезу, выдвинутую в пункте 2.4.2 диссертации.

4.2.8 Зависимости изменения геометрических параметров эллипса ядра напряжения и лунки выкола от угла наклона боковой поверхности ПЭ трапецеидального профиля

Эффективность прохождения ударных волн в ПЭ трапецеидального профиля в зависимости от угла наклона их боковой поверхности δ оценивалась по параметрам: размер большой полуоси эллипса $a_{\text{эл}}$, малой полуоси $b_{\text{эл}}$, координаты центра эллипса по оси ординат $y_{\text{эл}}$, объём ядра напряжений $V_{\text{ядро}}$, объёма выкола породы $V_{\text{выкол}}$ (рисунок 4.28), рациональной (активной) высоты ПЭ $h_{\text{бок.акт}}$ и коэффициента прохождения ударной волны из ПЭ долота (ударной пилы) в породу $K_{\text{ПУВ}}$ (рисунок 4.29). На основании экспериментальных точек на графиках (рисунки 4.28 и 4.29) были подобраны аппроксимирующие зависимости вышеперечисленных параметров от угла δ (формулы (4.44 – 4.50)). Проведено сравнение, параметров эллипса ядра напряжения и объёма выкола для трапецеидальных и круговых ПЭ.

Схема, поясняющая смысл параметра рациональная (активная) высота ПЭ $h_{\text{бок.акт}}$, или высота активной зоны боковой поверхности ПЭ, отражающей

ударные волны в зону контакта, представлена на рисунке 4.27. Смысл этого параметра заключается в том, что все отрезки модели ударной волны, попавшие в зону $h_{\text{бок.акт}}$ после одного или нескольких отражений от боковых поверхностей ПЭ, далее попадают в зону контакта. Отрезки, попавшие в зону выше $h_{\text{бок.акт}}$, в конечном итоге не попадают в зону контакта, они направляются обратно в корпус долота (ударной пилы).

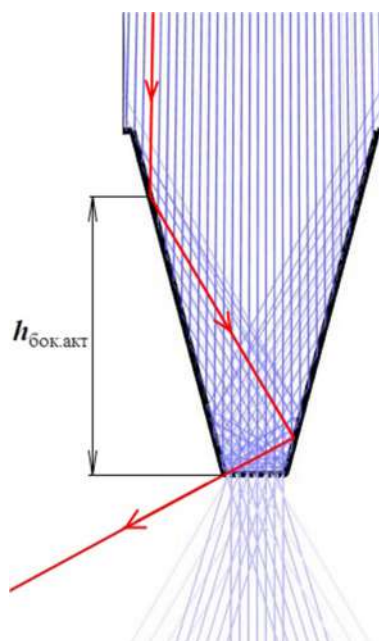


Рисунок 4.27 – Схематическое изображение параметра «Рациональная (активная) высота ПЭ» $h_{\text{бок.акт}}$

Величина рациональной (активной) высоты ПЭ $h_{\text{бок.акт}}$ ПЭ трапециевидального профиля не должна превышать эту величину.

Представим основные аппроксимирующие зависимости, найденные в работе. Вначале были определены зависимости с помощью функции regress в программе Mathcad, обеспечивающую полиномиальную регрессию методом наименьших квадратов по экспериментальным точкам. Получаемый полином второй степени представлен в следующем виде:

$$y_{\text{иссл}}(\delta) = c_0 + c_1\delta + c_2\delta^2, \quad (4.44)$$

где $y_{\text{иссл}}$ – исследуемый параметр, c_0, c_1, c_2 – фиксированные коэффициенты.

Затем определены с помощью функции регрессии genfit в программе Mathcad скорректированные параболические зависимости полученных экспериментальных данных по общей формуле следующего вида:

$$y_{\text{иссл}}(\delta) = \frac{(\delta - \Delta\delta)^2}{k_r} + \Delta y_{\text{иссл}}, \quad (4.45)$$

где $y_{\text{иссл}}$ – исследуемый параметр, $\Delta\delta$ – корректировочное смещение параметра δ , k_r – параметр крутизны параболы, $\Delta y_{\text{иссл}}$ – корректировочное смещение параметра δ . Также проводилась для некоторых экспериментальных данных гиперболическая коррекция.

Оценка соответствия аппроксимирующих зависимостей и экспериментальных данных производилась с помощью коэффициента детерминации (величины достоверности аппроксимации):

$$R^2 = 1 - \frac{S_{\text{ост}}}{S_{\text{полн}}}, \quad (4.46)$$

где $S_{\text{ост}}$ – сумма квадратов остатков регрессии $S_{\text{полн}}$ – общая сумма квадратов. Они вычисляются по формулам:

$$S_{\text{ост}} = \sum_{i=1}^n (y_{\text{эксп}i} - y_{\text{теор}i})^2,$$

$$S_{\text{полн}} = \sum_{i=1}^n (y_{\text{эксп}i} - \bar{y})^2,$$

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_{\text{эксп}i},$$

где $y_{\text{эксп}i}$, $y_{\text{теор}i}$ – фактические (экспериментальные) и теоретические значения (формулы (4.44) и (4.45) исследуемого параметра.

Если величина R^2 составляет:

- 0,8 – 1 – аппроксимация хорошего качества,
- 0,5 – 0,8 – аппроксимация удовлетворительного качества,
- 0 – 0,5 – аппроксимация неудовлетворительного качества.

Зависимость величины полуоси $a_{\text{эл}}$ от угла наклона боковой поверхности ПЭ δ (график 1 на рисунке 4.28, а и б):

полиномиальная

$$a_{\text{эл}}(\delta) = 2,44 - 6,51 \cdot 10^{-2} \cdot \delta + 7,30 \cdot 10^{-4} \cdot \delta^2, \quad (4.47)$$

скорректированная

$$a_{\text{эл}}(\delta) = \frac{(\delta - 44,6)^2}{1370} + 0,99. \quad (4.48)$$

Величина достоверности аппроксимации $a_{\text{эл}}(\delta)$ полиномиальной составила $R^2 = 0,998$, скорректированной – $R^2 = 0,998$.

Зависимости (4.47) и (4.48) действительны в диапазоне $0 \leq \delta \leq 44,6^\circ$. В диапазоне $44,6^\circ < \delta \leq 90^\circ$ зависимость $a_{\text{эл}}(\delta)$ примет постоянную величину, определяемую по формулам (4.47) и (4.48) при $\delta = 44,6^\circ$. В нашем случае, соответственно, $a_{\text{эл}}(44,6^\circ) = 0,99$ мм и $a_{\text{эл}}(44,6^\circ) = 0,99$ мм.

Зависимость величины полуоси $b_{\text{эл}}$ от δ (график 1 на рисунке 4.28, в и г):
полиномиальная

$$b_{\text{эл}}(\delta) = 2,16 - 6,21 \cdot 10^{-2} \cdot \delta + 7,66 \cdot 10^{-4} \cdot \delta^2, \quad (4.49)$$

скорректированная

$$b_{\text{эл}}(\delta) = \frac{(\delta - 40,5)^2}{1305} + 0,90. \quad (4.50)$$

Величина достоверности аппроксимации $b_{\text{эл}}(\delta)$ полиномиальной составила $R^2 = 0,997$, скорректированной – $R^2 = 0,997$.

Зависимости (4.49) и (4.50) действительны в диапазоне $0 \leq \delta \leq 40,5^\circ$. В диапазоне $40,5^\circ < \delta \leq 90^\circ$ зависимость $b_{\text{эл}}(\delta)$ примет постоянную величину, определяемую по формулам (4.49) и (4.50) при $\delta = 40,5^\circ$. В нашем случае, соответственно, $b_{\text{эл}}(40,5^\circ) = 0,91$ мм и $b_{\text{эл}}(40,5^\circ) = 0,90$ мм.

Зависимость величины координаты центра эллипса по оси ординат $y_{\text{эл}}$ от δ (график 1 на рисунке 4.28, д, е):

полиномиальная

$$y_{\text{эл}}(\delta) = -1,96 + 7,33 \cdot 10^{-2} \cdot \delta - 7,33 \cdot 10^{-4} \cdot \delta^2, \quad (4.51)$$

скорректированная

$$y_{\text{эл}}(\delta) = \frac{-(\delta - 50,0)^2}{1363} - 0,13. \quad (4.52)$$

Величина достоверности аппроксимации $y_{\text{эл}}(\delta)$ полиномиальной составила $R^2 = 0,995$, скорректированной – $R^2 = 0,995$.

Зависимости (4.51) и (4.52) действительны в диапазоне $0 \leq \delta \leq 45^\circ$. В диапазоне $45^\circ < \delta \leq 90^\circ$ зависимость $y_{\text{эл}}(\delta)$ примет постоянную величину, определяемую по формулам (4.51) и (4.52) при $\delta = 45^\circ$. В нашем случае, соответственно, $y_{\text{эл}}(45^\circ) = -0,15$ мм и $y_{\text{эл}}(45^\circ) = -0,15$ мм.

Зависимость величины объёма ядра напряжений $V_{\text{ядро}}$ от δ для схемы нагружения породы коническим ПЭ (график 1 на рисунке 4.28, ж, з):

полиномиальная

$$V_{\text{ядро}}(\delta) = 32,92 - 1,50 \cdot \delta + 1,84 \cdot 10^{-2} \cdot \delta^2, \quad (4.53)$$

скорректированная

$$V_{\text{ядро}}(\delta) = \frac{(\delta - 40,8)^2}{54,3} + 2,33. \quad (4.54)$$

Величина достоверности аппроксимации $V_{\text{ядро}}(\delta)$ полиномиальной составила $R^2 = 0,994$, скорректированной – $R^2 = 0,994$.

Зависимость (4.53) действительна в диапазоне $0 \leq \delta \leq 40,7^\circ$. При угле $\delta = 40,7^\circ$ она достигает минимума. В диапазоне $40,7^\circ < \delta \leq 90^\circ$ зависимость $V_{\text{ядро}}(\delta)$ примет постоянную величину, определяемую по формуле (4.53) при $\delta = 40,7^\circ$. В нашем случае $V_{\text{ядро}}(40,7) = 2,36$ мм³.

Зависимость (4.54) действительна в диапазоне $0 \leq \delta \leq 40,8^\circ$. В диапазоне $40,8^\circ < \delta \leq 90^\circ$ зависимость $V_{\text{ядро}}(\delta)$ примет постоянную величину, определяемую по формулам (4.54) при $\delta = 40,8^\circ$. В нашем случае $V_{\text{ядро}}(40,8^\circ) = 2,33$ мм³.

Зависимость величины объёма выкола породы $V_{\text{выкол}}$ от δ для схемы нагружения породы коническим ПЭ (график 1 на рисунке 4.28, и, к):

полиномиальная

$$V_{\text{выкол}}(\delta) = 126,56 - 6,19 \cdot \delta + 7,81 \cdot 10^{-2} \cdot \delta^2, \quad (4.55)$$

скорректированная

$$V_{\text{выкол}}(\delta) = \frac{(\delta - 39,6)^2}{12,8} + 3,92. \quad (4.56)$$

Величина достоверности аппроксимации $V_{\text{выкол}}(\delta)$ полиномиальной составила $R^2 = 0,989$, скорректированной – $R^2 = 0,989$.

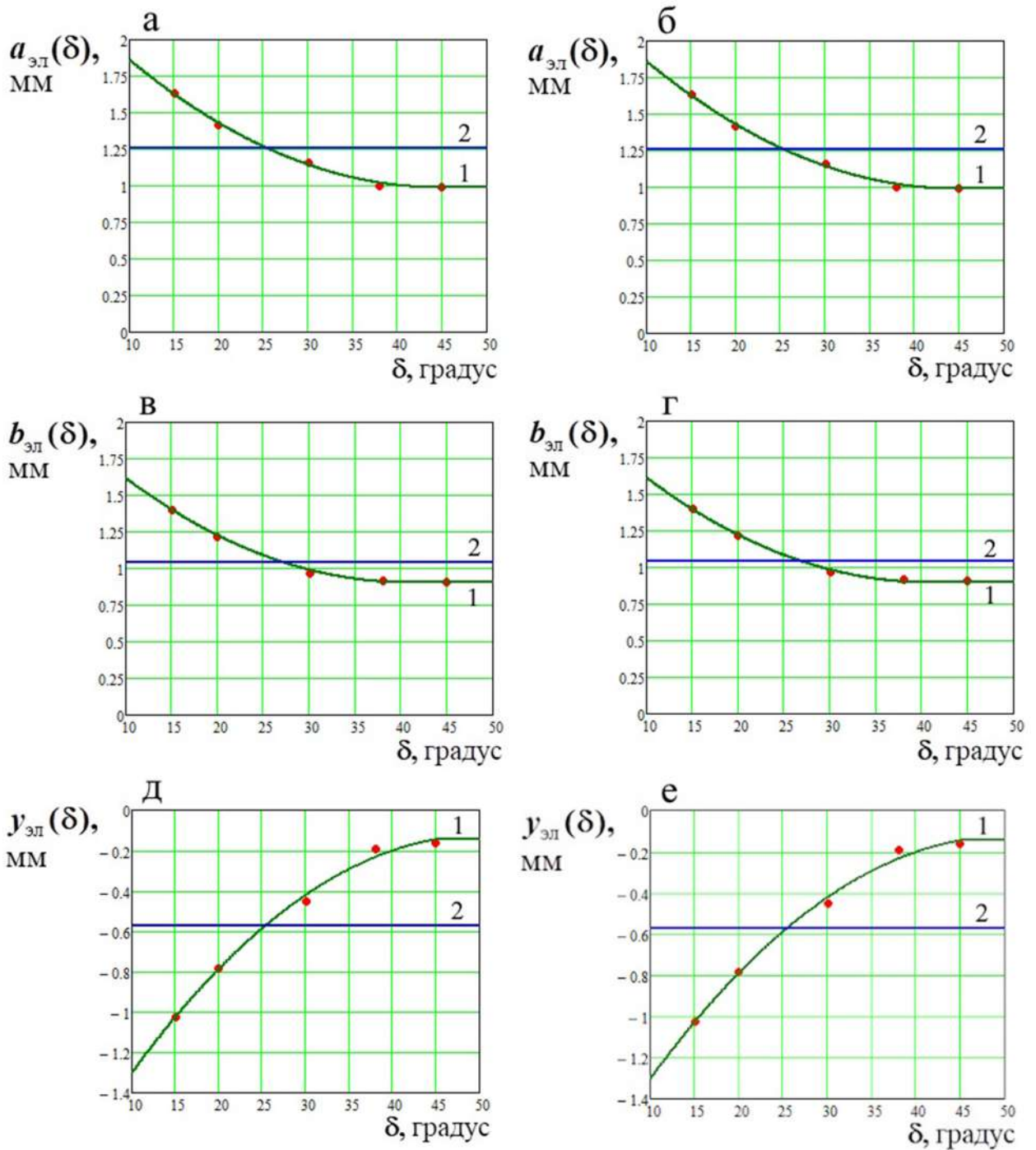


Рисунок 4.28 – Влияние угла наклона боковой поверхности ПЭ δ на величину большой полуоси $a_{эл}$ (а, б), малой полуоси $b_{эл}$ (в, г), координаты центра по оси ординат эллипса ядра напряжений $y_{эл}$, (д, е) (1 – кривые для ПЭ трапецидального профиля, 2 – прямые для ПЭ кругового профиля)

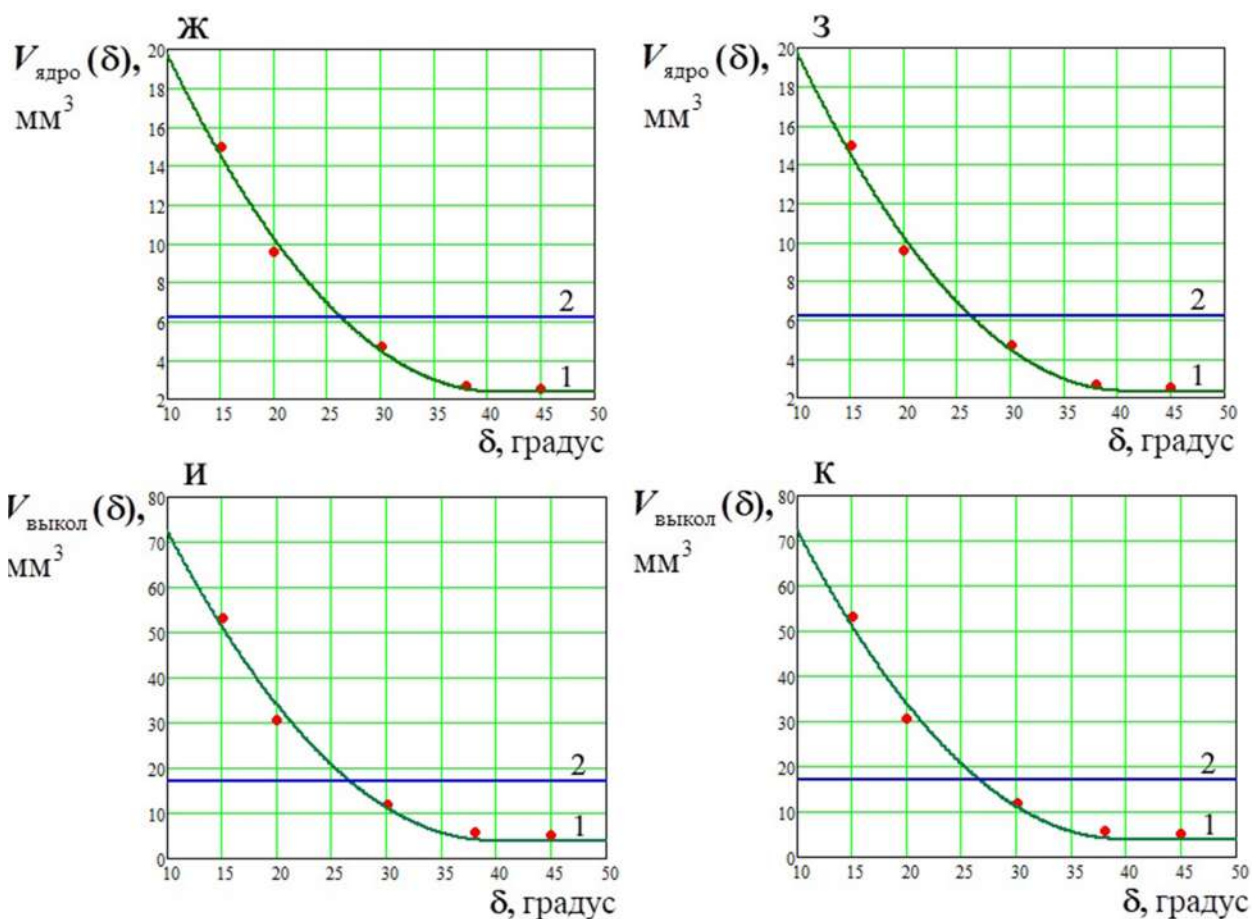


Рисунок 4.28 – Влияние угла наклона боковой поверхности ПЭ δ на величину объёма ядра напряжений $V_{\text{ядро}}$ (ж, з), объёма выкола породы $V_{\text{выкол}}$ (и, к) (1 – кривые для ПЭ трапецидального профиля, 2 – прямые для ПЭ кругового профиля)

Зависимость (4.55) действительна в диапазоне $0 \leq \delta \leq 39,6^\circ$. При угле $\delta = 39,6^\circ$ она достигает минимума. В диапазоне $39,6^\circ < \delta \leq 90^\circ$ зависимость $V_{\text{выкол}}(\delta)$ примет постоянную величину, определяемую по формуле (4.55) при $\delta = 39,6^\circ$. В нашем случае $V_{\text{выкол}}(39,6^\circ) = 3,95 \text{ мм}^3$.

Зависимость (4.56) действительна в диапазоне $0 \leq \delta \leq 39,6^\circ$. В диапазоне $39,6^\circ < \delta \leq 90^\circ$ зависимость $V_{\text{выкол}}(\delta)$ примет постоянную величину, определяемую по формуле (4.56) при $\delta = 39,6^\circ$. В нашем случае $V_{\text{выкол}}(39,6^\circ) = 3,92 \text{ мм}^3$.

Зависимость величины рациональной (активной) высоты ПЭ $h_{\text{бок.акт}}$ от δ (график 1 на рисунке 4.29, а, б, в):

полиномиальная

$$h_{\text{бок.акт}}(\delta) = 20,95 - 9,81 \cdot 10^{-1} \cdot \delta + 1,16 \cdot 10^{-2} \cdot \delta^2, \quad (4.57)$$

скорректированная параболическая

$$h_{\text{бок.акт}}(\delta) = \frac{(\delta - 44)^2}{95}, \quad (4.58)$$

скорректированная гиперболическая

$$h_{\text{бок.акт}}(\delta) = \frac{164,4}{\delta - 2,384} - 3,887. \quad (4.59)$$

Величина достоверности аппроксимации $h_{\text{бок.акт}}(\delta)$ полиномиальной составила $R^2 = 0,992$, скорректированной параболической – $R^2 = 0,990$, скорректированной гиперболической – $R^2 = 0,998$. В данном случае будет самым корректным видом аппроксимации – гиперболическая.

Зависимость (4.57) действительна в диапазоне $0 \leq \delta \leq 42,4^\circ$. При угле $\delta = 42,4^\circ$ она достигает минимума. В диапазоне $42,4^\circ < \delta \leq 90^\circ$ зависимость $h_{\text{бок.акт}}(\delta)$ примет постоянную величину, определяемую по формуле (4.57) при $\delta = 42,4^\circ$. В нашем случае $h_{\text{бок.акт}}(42,4) = 0,16$ мм.

Зависимость (4.58) действительна в диапазоне $0 \leq \delta \leq 44^\circ$. При угле $\delta = 44^\circ$ она достигает минимума. В диапазоне $44^\circ < \delta \leq 90^\circ$ зависимость $h_{\text{бок.акт}}(\delta)$ примет постоянную величину, определяемую по формуле (4.58) при $\delta = 44^\circ$. В нашем случае $h_{\text{бок.акт}}(44) = 0$ мм.

Зависимость (4.59) действительна в диапазоне $0 \leq \delta \leq 45^\circ$. В диапазоне $45^\circ < \delta \leq 90^\circ$ зависимость $h_{\text{бок.акт}}(\delta)$ примет постоянную величину, определяемую по формуле (4.59) при $\delta = 45^\circ$. В нашем случае $h_{\text{бок.акт}}(45^\circ) = 0$ мм.

Зависимость величины коэффициента прохождения ударной волны из ПЭ долота (ударной пилы) в породу $K_{\text{ПУВ}}$ от δ (график 1 на рисунке 4.29, г, д):

полиномиальная

$$K_{\text{ПУВ}}(\delta) = 1,085 - 3,335 \cdot 10^{-2} \cdot \delta + 2,97 \cdot 10^{-4} \cdot \delta^2, \quad (4.60)$$

скорректированная параболическая

$$K_{\text{ПУВ}}(\delta) = \frac{(\delta - 58)^2}{3600} + 0,135. \quad (4.61)$$

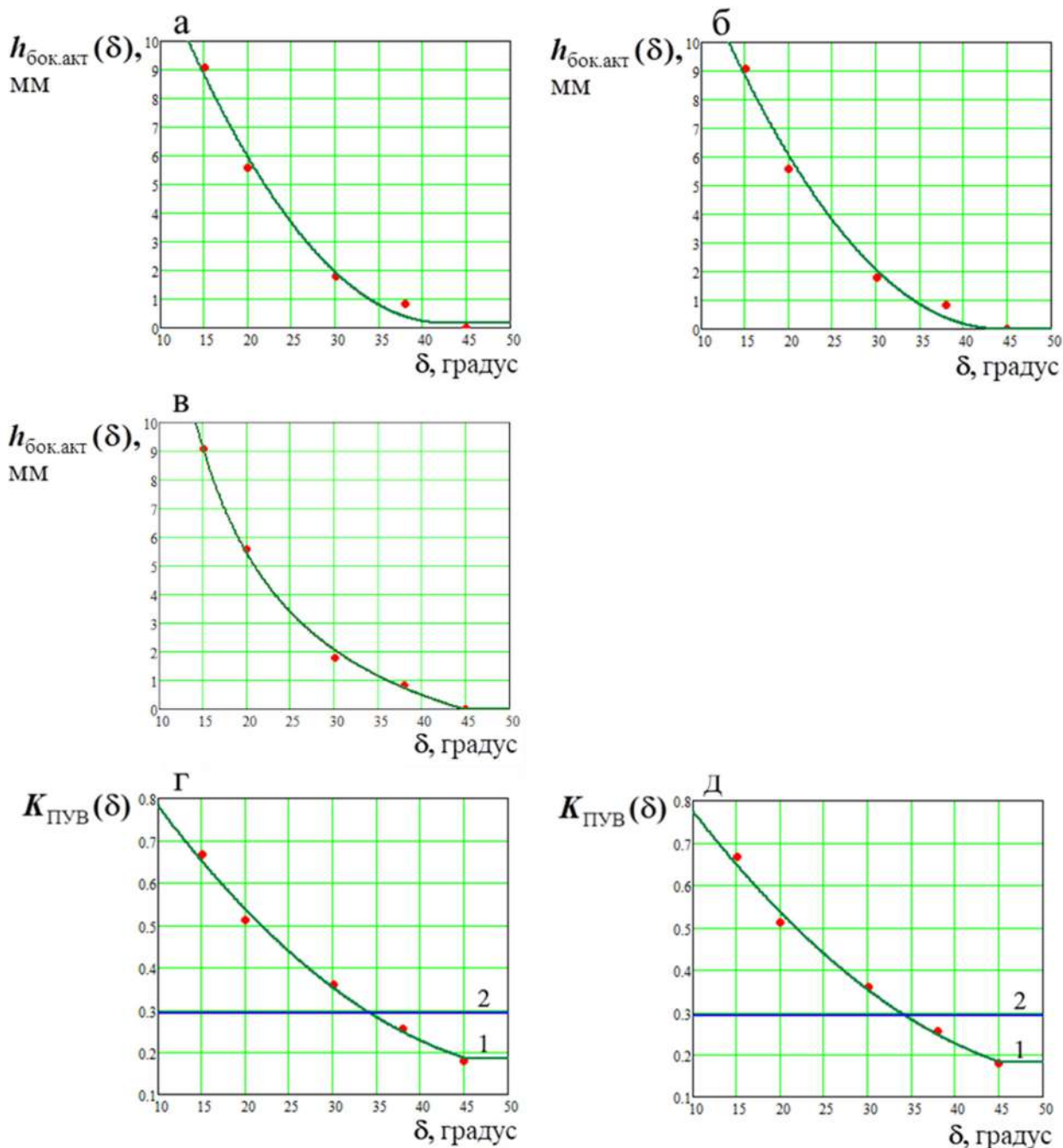


Рисунок 4.29 – Влияние угла наклона боковой поверхности ПЭ δ на величину рациональной (активной) высоты ПЭ $h_{\text{бок.акт}}$ (а, б, в), коэффициента прохождения ударной волны из ПЭ в породу $K_{\text{пув}}$ (г, д) (1 – кривые для ПЭ трапецидального профиля, 2 – прямые для ПЭ кругового профиля)

Величина достоверности аппроксимации $K_{\text{пув}}(\delta)$ полиномиальной составила $R^2 = 0,994$, скорректированной – $R^2 = 0,993$.

Зависимости (4.60) и (4.61) действительны в диапазоне $0 \leq \delta \leq 45^\circ$. В диапазоне $45^\circ < \delta \leq 90^\circ$ зависимость $K_{\text{ПУВ}}(\delta)$ примет постоянную величину, определяемую по формулам (4.60) и (4.61) при $\delta = 45^\circ$. В нашем случае, соответственно, $K_{\text{ПУВ}}(45^\circ) = 0,186$ и $K_{\text{ПУВ}}(45^\circ) = 0,182$.

Зависимости $a_{\text{эл}}$, $b_{\text{эл}}$, $y_{\text{эл}}$, $V_{\text{ядро}}$, $V_{\text{выкол}}$, $K_{\text{ПУВ}}$ от δ являются параболическими. Зависимость $h_{\text{бок.акт}}$ от δ наиболее точно аппроксимируется гиперболой.

При определении зависимостей $V_{\text{ядро}}$, $V_{\text{выкол}}$ от δ по формулам (4.53) – (4.56) для твердосплавных клиновых призматических вставок долот (клиновых форм ПЭ) необходимо вводить поправочный коэффициент на длинную часть зоны контакта:

$$k_{\text{призм.вставка}} = \frac{L_{\text{конт.призм.вставка}}}{2 \cdot c_{\text{эл}}}, \quad (4.62)$$

где $L_{\text{конт.призм.вставка}}$ – длина контактной зоны твердосплавной клиновой призматической вставки, мм, $c_{\text{эл}}$ – размер полуоси эллипсоида, расположенной параллельно длинной части контактной зоны твердосплавной клиновой призматической вставки, мм (при рассмотрении пространственной модели ядра напряжения). В исследованиях было принято, что $c_{\text{эл}} = a_{\text{эл}}$. Правая часть уравнений (4.53) – (4.56) для описываемого варианта для клиновых ПЭ умножается на коэффициент $k_{\text{призм.вставка}}$.

Анализ эпюр и графиков на рисунках 4.23 – 4.26, 4.28, 4.29 показывает, что с уменьшением угла наклона боковой поверхности ПЭ трапецеидального сечения δ величины параметров эллипса $a_{\text{эл}}$, $b_{\text{эл}}$, $V_{\text{ядро}}$ увеличиваются, что свидетельствует об увеличении размеров ядра напряжения (по изолинии напряжений $\sigma = 1000$ МПа). Величина параметра $y_{\text{эл}}$ также увеличивается. Данный факт означает, что центр ядра напряжения будет смещаться вглубь породы при уменьшении угла δ . Следствием роста этих параметров окажется увеличение параметра $V_{\text{выкол}}$ при уменьшении угла δ [89]. Параметр $V_{\text{выкол}}$ можно использовать для расчёта механической скорости бурения или

производительности ударного распиливания. Так же очевиден рост величины параметров $h_{\text{бок.акт}}$, $K_{\text{ПУВ}}$, что свидетельствует о повышении эффективности работы ПЭ с меньшими углами δ .

Графики представленных параметров от δ при $\delta \approx 45^\circ$ и бóльших величинах становятся горизонтальными (выполаживаются).

Сравнивая коэффициент прохождения ударной волны из ПЭ долота (ударной пилы) в породу $K_{\text{ПУВ}}$ для трапецеидальных и круговых ПЭ, можно сделать вывод о том, что эффективность прохождения ударных волн в породу у круговых ПЭ сопоставима с трапецеидальными ПЭ с углом наклона боковой поверхности $\delta = 30 - 35$ градусов. Но за счёт высокой концентрации сил, действующих со стороны ПЭ на породу, эффективность прохождения ударных волн в породу по критерию величины параметра объёма ядра напряжения $V_{\text{ядро}}$ и лунки выкола $V_{\text{выкол}}$ у круговых ПЭ уже будет сопоставима с трапецеидальными ПЭ с углом наклона боковой поверхности $\delta = 27 - 28$ градусов.

4.3 Теоретическая производительность, энергоёмкость бурения при использовании долот с предложенными рациональными параметрами породоразрушающих элементов с учётом рассчитанных в них напряжений, определённые на основании результатов полученной математической модели

4.3.1 Расчётная теоретическая производительность перфоратора и энергоёмкость бурения

Объёмная производительность бурения для схемы нагружения породы коническим или сферическим ПЭ по результатам исследований модели прохождения ударных волн через корпус долота будет рассчитываться по формуле:

$$Q_{\text{бур}} = V_{\text{выкол}} \cdot n_{\text{ПЭ}} \cdot n_{\text{уд}} \cdot K_{\text{янблиз}}, \text{ мм}^3/\text{с}, \quad (4.63)$$

где $V_{\text{выкол}}$ – объём выкола по данным расчёта параметров ядра напряжения и лунки, мм^3 ; $n_{\text{ПЭ}}$ – число ПЭ долота; $n_{\text{уд}}$ – частота ударов поршня перфоратора, с^{-1} ;

$K_{\text{янблиз}}$ – коэффициент коррекции производительности, учитывающий близкое расположение ядер напряжения, $K_{\text{янблиз}} = 0,8 - 1,2$ [119]. Примем в расчётах значение для конической формы ПЭ $V_{\text{выкол}} = 3,92 \text{ мм}^3$, $n_{\text{ПЭ}} = 16$, $n_{\text{уд}} = 38,33 \text{ с}^{-1}$, $K_{\text{янблиз}} = 1,0$ наклона боковой поверхности $\delta = 45^\circ$.

$$Q_{\text{бур}} = 3,92 \cdot 16 \cdot 38,33 \cdot 1,0 = 2\,404 \text{ мм}^3/\text{с}.$$

Механическая скорость бурения по результатам исследований рассчитывается по формуле:

$$v_{\text{бур}} = \frac{4Q_{\text{бур}}}{\pi d_{\text{долота}}^2}, \text{ мм/с}. \quad (4.64)$$

где $d_{\text{долота}}$ – диаметр долота, мм. В расчётах $d_{\text{долота}} = 42 \text{ мм}$.

$$v_{\text{бур}} = \frac{4 \cdot 2404}{3,14 \cdot 42^2} = 1,74 \text{ мм/с}.$$

Рассчитана скорость бурения по общеизвестной эмпирической формуле [46, 70, 87, 224]:

$$v = \frac{56 A_{\text{уд}} n_{\text{уд}}}{d_{\text{долота}}^2 \sigma_{\text{вс}}^{0,59}}, \text{ мм/с}, \quad (4.65)$$

$$v = \frac{125 A_{\text{уд}} n_{\text{уд}}}{d_{\text{долота}}^2 P_{\text{к}}^{0,484}}, \text{ мм/с}, \quad (4.66)$$

где $A_{\text{уд}}$ – энергия удара поршня перфоратора, Дж; $\sigma_{\text{вс}}$ – временное сопротивление горной породы сжатию, МПа, $P_{\text{к}}$ – контактная прочность горной породы, МПа.

Скорость бурения v определим по формуле (4.65)

$$v = \frac{56 \cdot 36 \cdot 38,33}{42^2 \cdot 200^{0,59}} = 1,92 \text{ мм/с}.$$

Скорость бурения v определим по формуле (4.66)

$$v = \frac{125 \cdot 36 \cdot 38,33}{42^2 \cdot 1000^{0,484}} = 1,55 \text{ мм/с},$$

Величина механической скорости бурения, полученная по результатам исследований, хорошо соотносится с результатами расчёта по общеизвестной эмпирической формуле.

Объединим формулы (4.63) и (4.64) в одну

$$v_{\text{бур}}(V_{\text{выкол}}) = \frac{4V_{\text{выкол}} n_{\text{зуб}} n_{\text{уд}} K_{\text{ЯНблиз}}}{\pi d_{\text{долота}}^2}, \text{ мм/с.} \quad (4.67)$$

Подставив зависимость $V_{\text{выкол}}(\delta)$, определённую ранее по выражениям (4.55) и (4.56), в формулу (4.67), получим зависимость:

$$v_{\text{бур}}(\delta) = \frac{4V_{\text{выкол}}(\delta) n_{\text{зуб}} n_{\text{уд}} K_{\text{ЯНблиз}}}{\pi d_{\text{долота}}^2}, \text{ мм/с.} \quad (4.68)$$

График полученной зависимости механической скорости бурения $v_{\text{бур}}$ от δ представлена на рисунке 4.30.

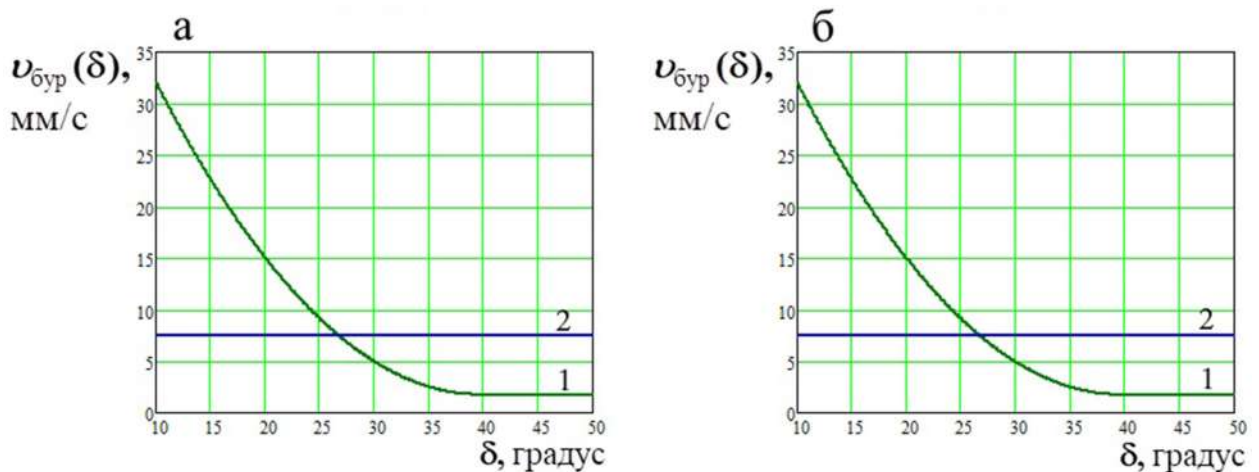


Рисунок 4.30 – Влияние угла наклона боковой поверхности ПЭ δ на величину механической скорости бурения $v_{\text{бур}}$, полученной на основании полиномиальной (а) и скорректированной (б) зависимости $V_{\text{выкол}}(\delta)$

(1 – кривые для ПЭ трапецеидального профиля, 2 – прямые для ПЭ кругового профиля)

График $v_{\text{бур}}(\delta)$ при $\delta > 39,6^\circ$ становится горизонтальным (выполаживается).

Определим энергоёмкость бурения [107, 109, 236, 238, 239]:

$$\mathfrak{E} = \frac{A_{\text{уд}}}{V_{\text{выкол}} n_{\text{зуб}}} = \frac{36}{5,3 \cdot 16} = 0,42 \text{ Дж/мм}^3, \text{ или } \mathfrak{E} = 420 \text{ Дж/см}^3. \quad (4.69)$$

Подставим зависимость $V_{\text{выкола}}(\delta)$, определённую ранее, в формулу (4.69)

$$\Theta(\delta) = \frac{A_{y\delta}}{V_{\text{выкол}}(\delta) n_{\text{зуб}}} . \quad (4.70)$$

На основании зависимости $\Theta(\delta)$ построен график на рисунке 4.31.

График $\Theta(\delta)$ при $\delta > 39,6^\circ$ становится горизонтальным (выполаживается).

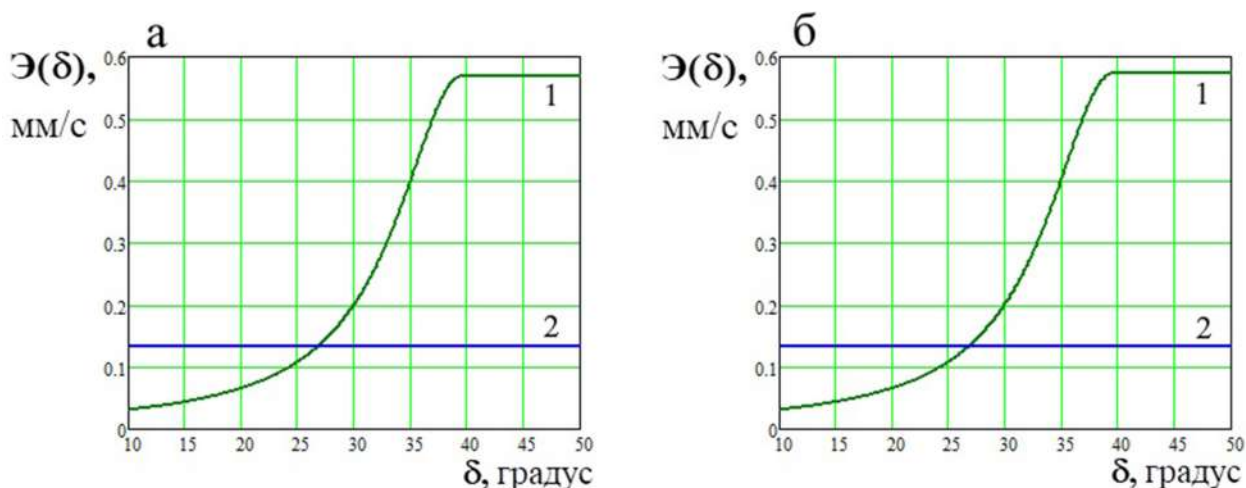


Рисунок 4.31 – Влияние угла наклона боковой поверхности ПЭ δ на величину энергоёмкости бурения Θ , полученной на основании полиномиальной (а) и скорректированной (б) зависимости $V_{\text{выкол}}(\delta)$

(1 – кривые для ПЭ трапецеидального профиля, 2 – прямые для ПЭ кругового профиля)

Коэффициент теоретического повышения механической скорости бурения и снижения его энергоёмкости при уменьшении угла наклона боковой поверхности ПЭ δ с 45° (55°) до 30° составит $k_{v30/45} \approx 2,8$; с 45° до 25° – $k_{v25/45} \approx 5,2$; с 45° до 20° – $k_{v20/45} \approx 8,6$; с 45° до 15° – $k_{v15/45} \approx 13,0$; при использовании ПЭ кругового профиля вместо трапецеидального с $\delta = 45^\circ$ $k_{\text{укруг}/45} \approx 4,3$. При уменьшении угла δ будут возрастать напряжения в зоне контакта ПЭ с породой. Этот вопрос будет рассмотрен в следующем пункте.

4.3.2 Зависимость рабочих напряжений в зоне контакта буровой коронки (долота) с породой при прохождении через неё ударных волн от угла наклона боковой поверхности ПЭ трапецеидального профиля

С уменьшением величины угла наклона боковой поверхности ПЭ трапецеидального профиля δ при прохождении через него ударных волн увеличиваются рабочие напряжения в зоне контакта ПЭ буровой коронки (долота) с породой $\sigma_{\text{конт}}$. В программе SolidWorks модуле Simulation были определены максимальные амплитуды напряжений, возникающие в ПЭ при прохождении через него ударной волны. Результаты в виде эпюр напряжений представлены на рисунках 4.32 и 4.33. Нагрузки накладывались на контактную зону ПЭ по схеме «круг» в виде реакций сил со стороны породы, величины которых и углы действия представлены в Таблице 4.2.

Таблица 4.2

Величины реакции сил в зубе $R_{\text{ПЭ.конт}}$ и углов их действия α_R для ПЭ трапецеидального профиля с различными углами наклона боковой поверхности ПЭ и кругового профиля

Угол δ , градус	Величина реакции силы $R_{\text{ПЭ.конт}}$ (Н) и угла её действия α_R (градус)					
	трапецеидальный профиль					
	$R_{\text{ПЭ.конт0}}$	α_{R0}	$R_{\text{ПЭ.конт1}}$	α_{R1}	$R_{\text{ПЭ.конт2}}$	α_{R2}
55	9598	90	—	—	—	—
45	9598	90	—	—	—	—
38	9598	90	2259	13,6	—	—
30	9598	90	4716	29,6	—	—
20	9598	90	7266	49,5	1523	9,4
15	9598	90	8227	59,5	4609	29,2
	круговой профиль					
—	$R_{\text{ПЭ.конт0}}$	α_{R0}	$R_{\text{ПЭ.конт1}}$	α_{R1}	$R_{\text{ПЭ.конт2}}$	α_{R2}
—	9605	90	4729	30,4	2728	17,0
			$R_{\text{ПЭ.конт3}}$	α_{R3}	$R_{\text{ПЭ.конт4}}$	α_{R4}
			1825	11,5	1413	8,6

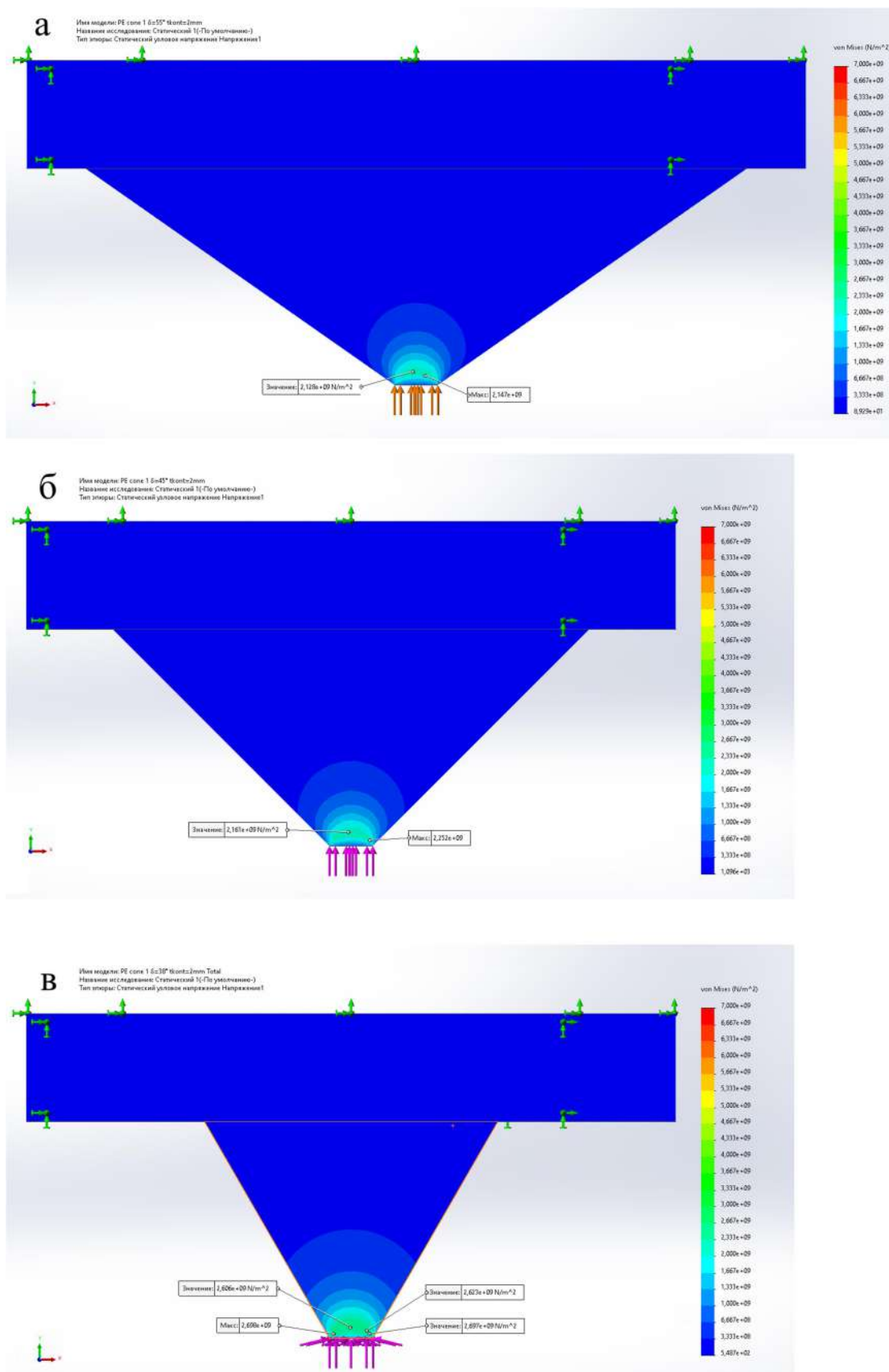


Рисунок 4.32 – Эпюры напряжений в ПЭ трапецидального профиля с углом наклона боковой поверхности δ равным: а) 55° , б) 45° , в) 38° при прохождении через него ударной волны по схеме нагружения «круг»

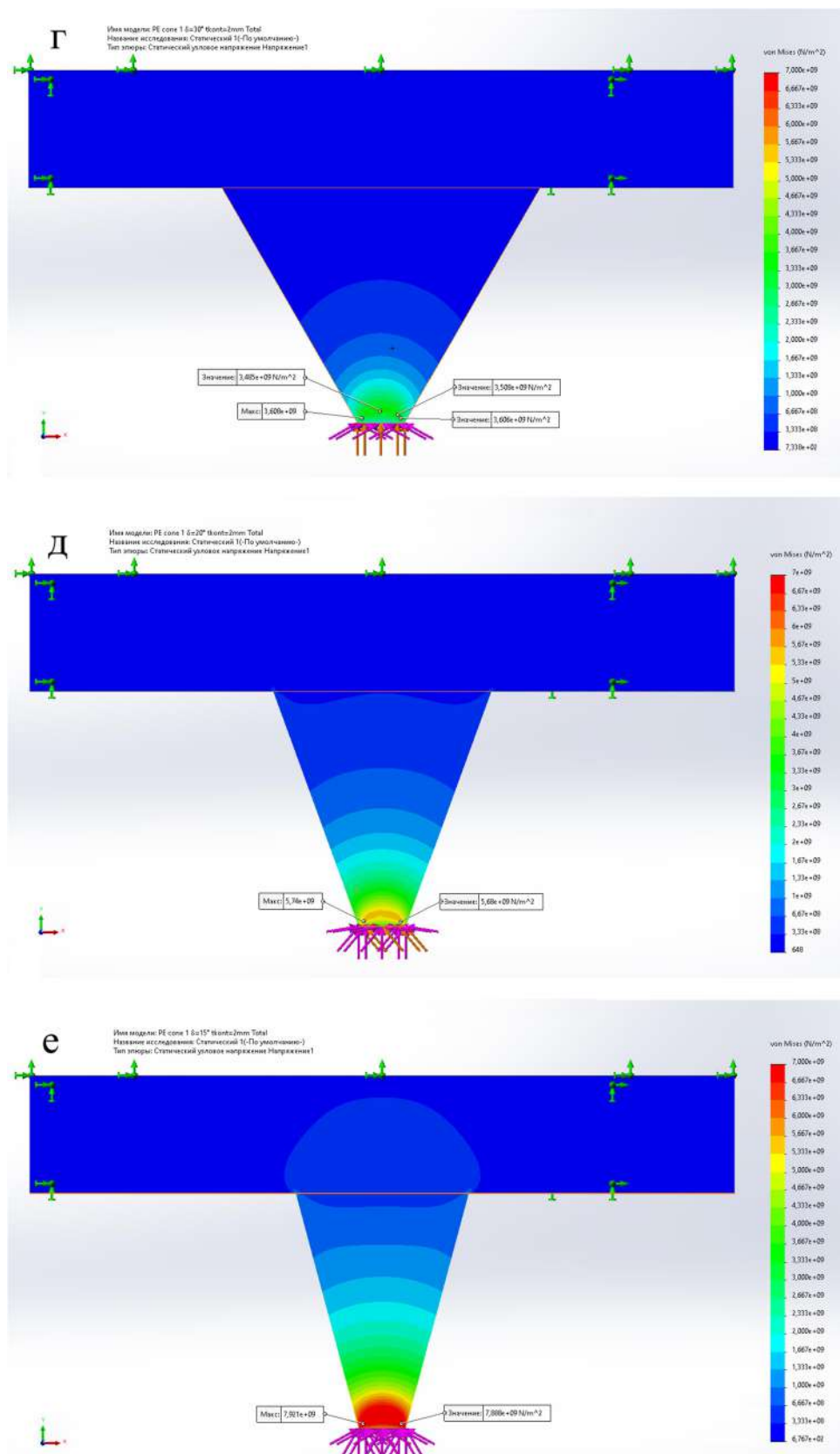


Рисунок 4.32 – Эпюры напряжений в ПЭ трапецидального профиля с углом наклона боковой поверхности δ равным: г) 30° , д) 20° , е) 15° при прохождении через него ударной волны по схеме нагружения «круг»

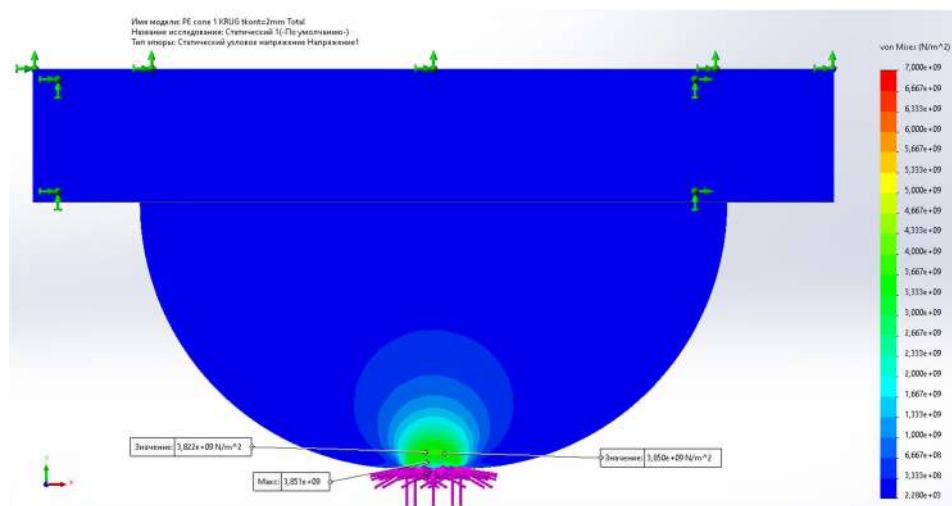


Рисунок 4.33 – Эпюры напряжений в ПЭ кругового профиля при прохождении через него ударной волны по схеме нагружения «круг»

Максимальные величины напряжений, полученные на эпюрах напряжений, представлены в Таблице 4.3.

Таблица 4.3

Максимальные напряжения в зоне контакта ПЭ σ_δ трапецидального профиля с различными углами δ и кругового профиля, вызванные прохождением ударной волны через него в породе

Угол δ , °	55	45	38	30	20	15	Круговой профиль
σ_δ , МПа	2147	2252	2698	3608	5741	7921	3851

На основании данных Таблицы 4.3 была определена аппроксимирующая зависимость максимальных напряжений в зоне контакта ПЭ σ_δ трапецидального профиля от угла δ . Она является линейно-гиперболической и имеет следующий вид:

$$\sigma_\delta(\delta) = \frac{3,012 \cdot 10^5}{\delta + 7,237} + 72,911 \cdot \delta - 6,731 \cdot 10^3, \text{ МПа.} \quad (4.71)$$

График этой зависимости представлен на рисунке 4.34. Величина достоверности аппроксимации $\sigma_\delta(\delta)$ составила $R^2 = 0,999$.

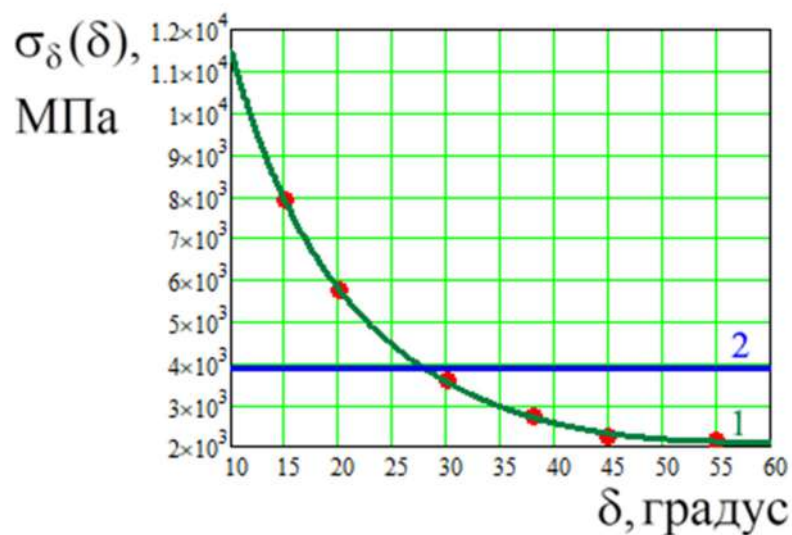


Рисунок 4.34 – Зависимость изменения напряжения при прохождении ударной волны в ПЭ трапецеидального профиля в зоне его контакта с породой от угла наклона боковой поверхности

(1 – кривая для ПЭ трапецеидального профиля, 2 – прямая для ПЭ кругового профиля)

4.3.3 Предлагаемые рациональные конструкции долот (буровых коронок) и мероприятия по повышению их ресурса

ПЭ, концентрирующие ударные волны боковой поверхностью, используются в промышленности в виде штырей со сферической, параболической, баллистической, конической породоразрушающей поверхностью, пик отбойных молотков с малыми углами наклона боковой поверхности. При изготовлении таких ПЭ производители должны стремиться к использованию высокопрочных, износостойких и относительно недорогих материалов ПЭ.

Одно из самых важных мероприятий практического применения математической модели прохождения ударных волн в корпусе инструмента и ПЭ с трапецеидальным и круговым профилем с образованием ядра напряжения и лунки выкола предполагает снижение угла наклона боковой стенки ПЭ δ трапецеидального сечения буровой коронки. Вследствие уменьшения величины параметра δ во время рабочего процесса ударного разрушения горной породы будет происходить увеличение напряжений в

рабочей зоне ПЭ, что будет снижать его ресурс. Основными путями решения этой проблемы могут быть следующие мероприятия:

1. Повышение прочности используемых материалов ПЭ коронки.

Для изготовления ПЭ кругового профиля и трапецеидального с углом наклона боковой поверхности $\delta \geq 25^\circ$ рекомендуется использовать высокопрочные среднезернистые и крупнозернистые вольфрамо-кобальтовые сплавы типа ВК марки с повышенным содержанием кобальта [70, 94]:

- ВК6В при ударно-поворотном бурении шпуров в горных породах с $f < 8$;
- ВК8В при ударно-поворотном, ударно-вращательном и вращательно-ударном бурении шпуров и скважин в горных породах с $f < 14$;
- ВК10КС и ВК11В при ударно-поворотном, ударно-вращательном и вращательно-ударном бурении шпуров и скважин в абразивных горных породах с $f < 18$;
- ВК15 при ударно-поворотном, ударно-вращательном бурении шпуров и скважин в высшей степени крепких горных породах.

Индекс «В» после цифры в обозначении марки сплава обозначает крупнозернистость применяемого порошка карбида вольфрама.

Для изготовления ПЭ трапецеидального профиля с $\delta = 15 - 25^\circ$, баллистического и параболического профиля рекомендуется использовать среднезернистые и крупнозернистые вольфрамо-кобальтовые сплавы типа ВК марки с ещё бóльшим содержанием кобальта и, соответственно, с бóльшей ударной вязкостью. К ним можно отнести марки, перечисленные выше ВК10КС, ВК11В, ВК11, ВК15. Также рекомендуется использовать марки ВК20, ВК20КС, ВК25. Они обладают самой высокой ударной вязкостью и прочностью из всех перечисленных, но твёрдость у них ниже. Соответственно, такие ПЭ будут хуже работать в режиме резания.

2. На основе анализа результатов исследований в диссертации предпочтительнее использовать ПЭ трапецеидального профиля с $\delta = 15 - 25^\circ$ взамен ПЭ баллистического и параболического профиля. Последние два профиля характеризуются большой концентрацией ударных волн в

центральной зоне контакта ПЭ с породой, особенно при износе ПЭ параболического профиля, что способствует формированию очень высоких напряжений в указанной зоне. Самая опасная ситуация возникает, когда износ достигает фокуса параболы, характеризующей контур ПЭ (смотри описание оптического свойства параболы в пункте 6.1.2 после формулы (6.3)). При использовании ПЭ трапецеидального профиля ударные волны равномерно распределяются в зоне контакта.

3. Использование ПЭ малых размеров с высотой близкой или меньшей по отношению к рациональной (активной) высоты ПЭ $h_{\text{бок.акт}}$, увеличение количества ПЭ на рабочей поверхности долота.

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. 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 в 1,1 – 1,2 раза при использовании предлагаемых инструментов по отношению к аналогичным. Аналогичными в данном случае являются ПЭ трапецеидального профиля с $\delta = 55^\circ$ и другими величинами δ , кругового, баллистического, параболического и т.п. профиля.

В соответствии с перечисленными мероприятиями предлагается использовать буровые коронки с уменьшенным углом наклона боковой стенки ПЭ трапецеидального сечения и с увеличенным числом ПЭ, представленные на рисунке 4.35 [171, 192].

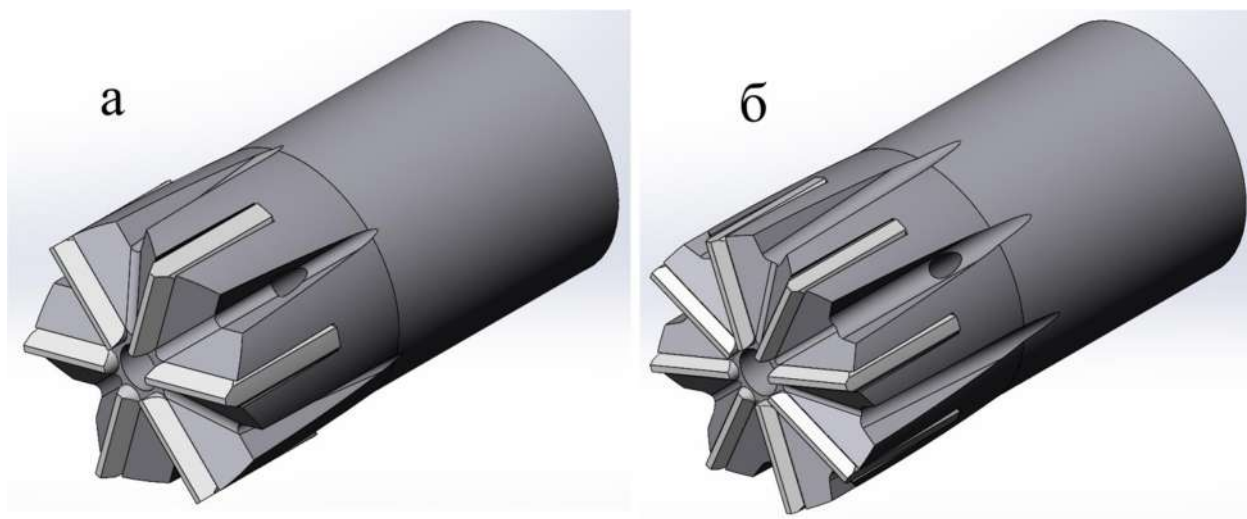


Рисунок 4.35 – Коронка шестиплёрая (а) и восьмиплёрая (б) с углом заточки пластины $2\delta = 60^\circ$

Выводы по главе 4

1. Представлены модели прохождения ударных волн через корпус ударной пилы и долота с ПЭ трапецеидального и кругового профиля. Представлены также модели прохождения ударных волн для каждого в отдельности ПЭ трапецеидального и кругового профиля. На основании анализа прохождения ударных волн через ПЭ этих моделей удалось выявить увеличение параметров эффективности процесса бурения и ударного распиливания при уменьшении угла наклона боковой поверхности ПЭ трапецеидального профиля δ . К таким параметрам относятся: размер большой полуоси эллипса $a_{эл}$, малой полуоси $b_{эл}$, координата центра эллипса по оси ординат $y_{эл}$, объём ядра напряжений $V_{ядро}$, объём выкола породы $V_{выкол}$, рациональная (активная) высота ПЭ $h_{бок.акт}$ и коэффициент прохождения ударной волны из ПЭ долота (ударной пилы) в породу $K_{ПУВ}$.

2. Установлено, что эффективность прохождения ударных волн в породу у модели ПЭ кругового профиля будет сопоставима с моделью ПЭ с трапецеидальным профилем с углом наклона боковой поверхности $\delta = 27 - 28^\circ$.

3. Для моделей прохождения ударных волн через корпус долота с ПЭ трапецеидального профиля были определены зависимости механической

скорости бурения $v_{\text{бур}}$ от угла наклона боковой стенки ПЭ δ . Установлено, что при уменьшении параметра δ будет повышаться механическая скорость бурения и снижаться его энергоёмкость.

При уменьшении угла наклона боковой поверхности ПЭ δ с 45° (55°) до 30° коэффициент теоретического повышения механической скорости бурения и снижения его энергоёмкости составит $k_{v30/45} \approx 2,8$; с 45° до 25° – $k_{v25/45} \approx 5,2$; с 45° до 20° – $k_{v20/45} \approx 8,6$; с 45° до 15° – $k_{v15/45} \approx 13,0$; при использовании ПЭ кругового профиля вместо трапецеидального с $\delta = 45^\circ$ $k_{v\text{круг}/45} \approx 4,3$.

В реальных условиях производительность бурения может повыситься в 1,1 – 1,5 раза и стойкость в 1,1 – 1,2 раза при использовании предлагаемых инструментов по отношению к аналогичным.

4. На основании полученных моделей были предложены рациональные конструкции буровых коронок с увеличенным числом ПЭ с уменьшенной величиной угла наклона боковой поверхности ПЭ δ трапецеидального сечения в соответствии с параметром рациональной (активной) высоты ПЭ $h_{\text{бок. акт}}$, которая должна быть не более 5 – 9 мм для долот перфораторов с клиновыми ПЭ с $\delta = 15 - 20^\circ$.

5. Были рекомендованы марки вольфрамо-кобальтовых сплавов для изготовления предложенных ПЭ. Предложены мероприятия по повышению стойкости исследованных в диссертации буровых коронок. На основании анализа напряжений в ПЭ было предложено при уменьшении угла наклона боковой поверхности ПЭ использовать марки вольфрамо-кобальтовых сплавов повышенной прочности, крупнозернистые с повышенным содержанием кобальта.

ГЛАВА 5 ПРЕДЛАГАЕМЫЙ МЕТОД УДАРНОГО РАСПИЛИВАНИЯ КРЕПКИХ ГОРНЫХ ПОРОД И КОНЦЕПЦИЯ УДАРНЫХ ПИЛ И СТАНКОВ ДЛЯ ЕГО ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ

5.1 Принцип и область применения метода ударного распиливания крепких горных пород, концепция ударных пил и станков для его осуществления

5.1.1 Способы отделения каменных монолитов или блоков от массива и распиловки блоков на плиты-заготовки

Одними из самых трудоёмких операций в производстве облицовочного материала из природного камня высокой прочности (гранит, кварцит, базальт, габбро, диабаз, гнейс и т.п.) являются отделение каменного монолита или блока от массива [78, 140, 211, 214], разделка монолитов на блоки и распиловка блоков на плиты-заготовки (слэбы) [73, 82, 230, 232, 262, 271, 272, 283, 301]. Одним из самых распространённых способов добычи каменных блоков на карьерах Российской Федерации является буровзрывной и буроклиновой. Буровзрывной способ является самым производительным, но качество блоков при этом очень низкое, и соответственно, изделия невысокого качества с большим количеством трещин. В последние годы активно начинает применяться алмазно-канатный способ распиливания. Он характеризуется высокой производительностью, высоким качеством пропила, но большой себестоимостью распиливания из-за большого расхода дорогостоящих алмазов для выполнения операции. В некоторых случаях может применяться способ канатного пиления на «свободном» абразиве (кварцевом песке, карборунде).

Для распиловки блоков прочных горных пород на плиты-заготовки (слэбы) применяются алмазные канатные, алмазные дисковые [162] станки, штрипсовые дробовые станки с выпуклым и маятниковым качанием пил [195, 208].

Альтернативным способом добычи блоков высокопрочных горных пород и распиловки их на плиты-заготовки может быть ударно-врубовой и ударно-распиловочный. Ударно-врубовой способ представлен ченнелерами, которые имеют ограниченное применение [308 – 315]. Ченнелеры характеризуются высокой производительностью, но невысоким качеством полученного материала

блока с большим количеством сколов и трещин на обработанной поверхности. Ударно-распиловочный способ представлен станками ударного распиливания [137, 204, 206], которые позволяют получить высокое качество обработанной поверхности, характеризуются высокой производительностью, но меньшей, чем у ченнелеров.

Перечисленные способы добычи каменных блоков важно рассматривать с точки зрения взаимодействия инструмента с разрушаемой породой [273, 275, 295, 318].

5.1.2 Принцип ударно-распиловочного метода и концепция ударных пил и станков для его осуществления

Предлагаемый ударно-распиловочный метод добычи блоков и распиливания их на плиты-заготовки [1, 137, 204, 206] основывается на принципе одновременного воздействия на обрабатываемый блок ударных и режущих нагрузок со стороны ударной пилы. Принципиальная схема работы ударно-распиловочного станка представлена на рисунке 5.1.

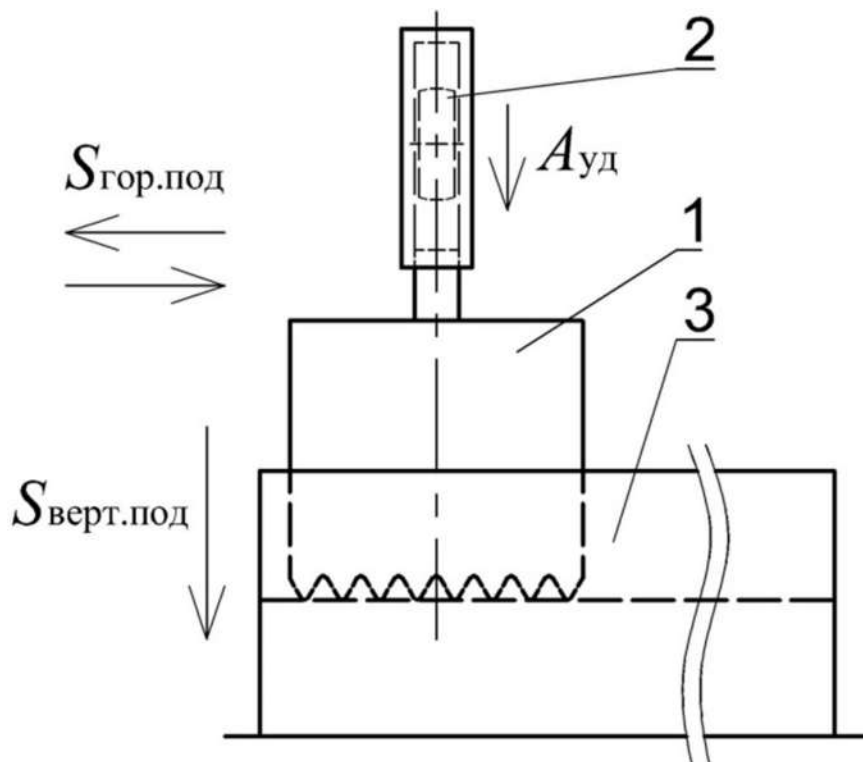


Рисунок 5.1 – Принципиальная схема ударно-распиловочного станка:

1 - зубчатая пила, 2 - ударный механизм, 3 - распиливаемая порода

Данный метод может быть реализован в предлагаемых конструкциях станков ударного распиливания (СУР). Он эффективен для ударного распиливания хрупких крепких и сверхкрепких горных пород типа «гранит» с пределом прочности на сжатие $\sigma_{\text{всж.гранит}} = 120 - 250$ МПа, а в некоторых случаях и горных пород типа «мрамор» с пределом прочности на сжатие $\sigma_{\text{всж.мрамор}} = 50 - 130$ МПа (с коэффициентом крепости в диапазоне от 6 до 20 по шкале М.М. Протодьяконова), и позволяет получить высокое качество обработанной поверхности, при средней производительности и низкой себестоимости распиливания.

В работе предложена концепция станков ударного распиливания (СУР) для использования на карьерах, заводах и мастерских.

Основными системами станков ударного распиливания всех различных конструкций являются: станина, ударный узел, ударная зубчатая пила, привод вертикальной подачи, привод горизонтальной подачи, оборудование очистки зоны реза. Породоразрушающим элементом (ПЭ) ударной зубчатой пилы являются зубья.

Ударный узел включает в себя каркас, на котором крепятся ударные устройства, предназначенные для генерации ударных волн. Ударная волна, генерируемая ударником, проходит по волноводу, переходнику и через полотно пилы к зубьям. В зоне контакта зубьев с распиливаемым блоком ударная волна проходит в распиливаемый камень, разрушая его [137, 206]. Энергия удара ударных устройств не должна превышать критических значений, при которых начинает происходить процесс раскалывания участков распиливаемого блока. Процесс распиливания должен сопровождаться образованием мелких частиц камня в зоне распила.

Существует задача повышения скорости продольной подачи пилы до значений, при которых не будет происходить переизмельчение обрабатываемого материала, а также создание зубьев пилы стойких к ударным нагрузкам.

Ударный узел может состоять из одного или нескольких модулей. Число модулей соответствует числу используемых ударных устройств (молотков). Чем

больше установленных модулей, тем больше высота и длина пилы, и соответственно, глубина распиливания за один проход.

Количество ударных устройств и их положение зависят от длины и высоты рабочего органа (пилы), и рассчитывается по формуле

$$N_{\text{уд}} = \frac{L_{\text{пилы}}}{L_{1\text{уд}}}, \quad (5.1)$$

где

$$L_{1\text{уд}} = 2H_{\text{пилы}} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_{1\text{уд}} \pm \Delta\alpha_{1\text{уд}}}{2}\right), \quad (5.2)$$

$N_{\text{уд}}$ – расчётное число ударных устройств (округляется до ближайшего большего целого значения); $L_{\text{пилы}}$, $H_{\text{пилы}}$ – соответственно, длина и высота пилы, м; $L_{1\text{уд}}$ – зона действия одного ударного устройства по длине пилы, м (см. рисунок 5.2); $\alpha_{1\text{уд}}$ – угол рассеяния ударной волны в корпусе пилы по длине, $\alpha_{1\text{уд}} = 36^\circ$; $\Delta\alpha_{1\text{уд}}$ – отклонение угла $\alpha_{1\text{уд}}$ от среднего значения, $\Delta\alpha_{1\text{уд}} = \pm 3^\circ$. Полученное значение $N_{\text{уд}}$ округляется до ближайшего большего целого значения. На рисунке 5.2 обозначены цифрами 1 – ударное устройство 2 – зубчатая пила. Расстояние между соседними ударными узлами должно быть не более $L_{1\text{уд}}$. Расстояние от края пилы до ближнего ударного узла должно быть не более $L_{1\text{уд}}/2$.

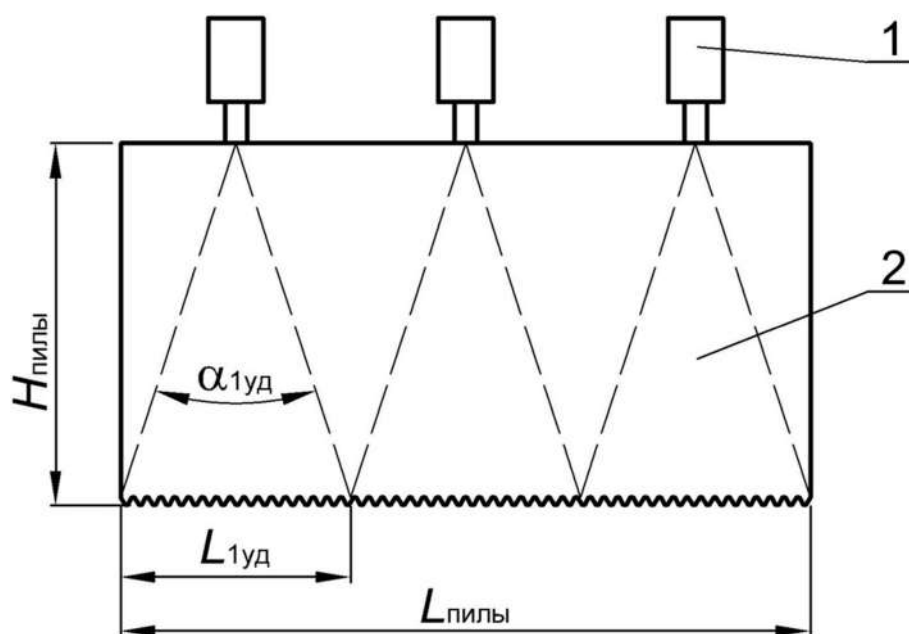


Рисунок 5.2 – Схема многомодульного ударного узла

На станках ударного распиливания СУР могут применяться различные типы ударных устройств: пневматические, электрические, гидравлические [297]. Необходимо использовать молотки с широким диапазоном регулирования энергии удара. 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 породы.

В станке СУР любой модификации должно быть предусмотрено удаление мелких частиц камня из зоны распила. Необходимо создание эффективных систем очистки реза. Это могут быть системы пылеотсоса, продувки, использования воды и водовоздушной смеси.

В зависимости от области применения СУР могут иметь различные конструктивные особенности. Так для применения непосредственно для добычи блоков у модели «СУР КАРЬЕР» (рисунок 5.3 и 5.4) станина может быть представлена в виде каретки 5, на которую крепится ударный узел 1.

Каретка перемещается по направляющим горизонтальной поперечной подачи 4 посредством электропривода (или пневмопривода) с зубчато-реечным механизмом 6. С помощью пневмоцилиндров 7, встроенных в конструкцию ударного узла, у вертикальной модели «СУР КАРЬЕР» осуществляется вертикальная подача, а у горизонтальной модели – горизонтальная подача. Общий привод станка может быть полностью пневматическим, гидравлическим или комбинированным – пневматическим и электрическим, гидравлическим и электрическим.

На камнеобрабатывающем предприятии модель станка «СУР ЗАВОД» (рисунок 5.5) может представлять собой мостовую конструкцию в виде двух вертикальных колонн 4 и моста 5. Вертикальная подача моста осуществляется с помощью механизма «ходовой винт – ходовая гайка», работающего от электропривода 3. Этот механизм встроен в вертикальные стойки. Горизонтальная подача осуществляется за счёт перемещения каретки с ударным узлом 1 по мосту посредством зубчато-реечного механизма, работающего от электропривода.

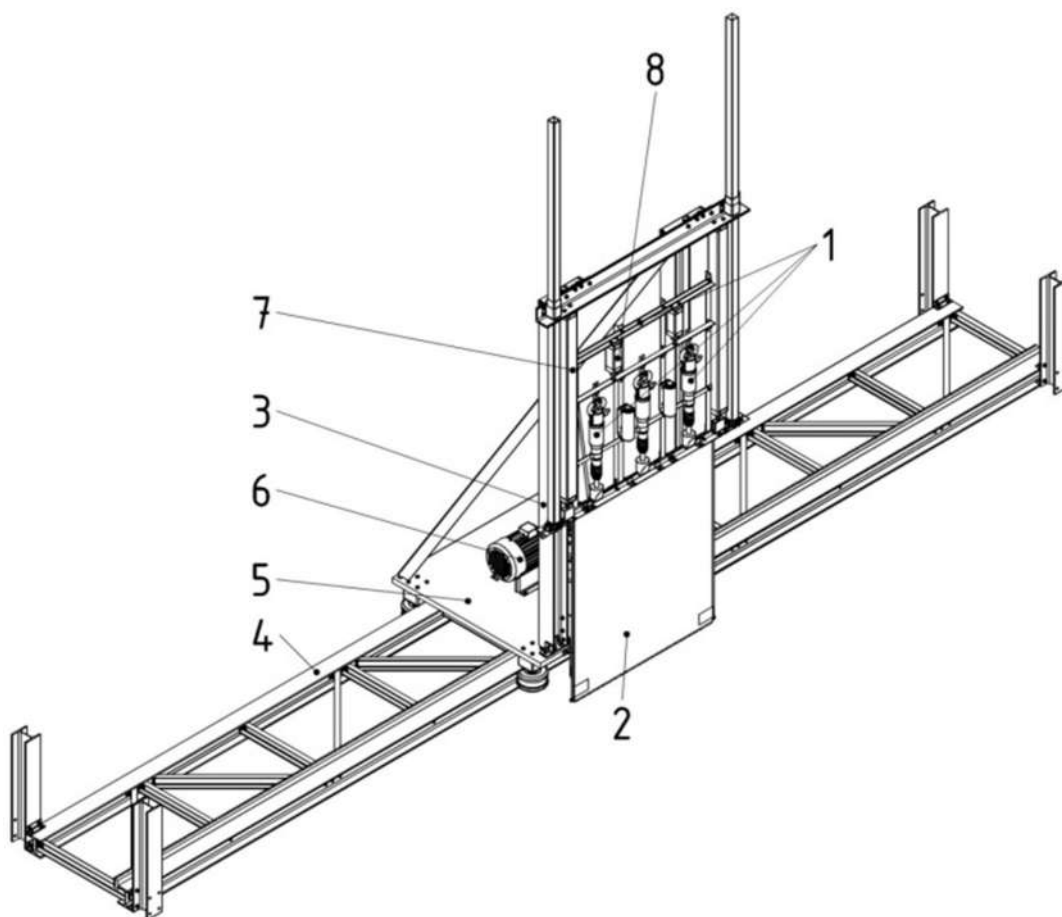


Рисунок 5.3 – Концепция станка ударного распиливания карьерного исполнения (вертикальная конструкция).

1 – ударный узел; 2 – зубчатая пила; 3 – каркас; 4 – направляющие горизонтальной подачи; 5 – каретка горизонтальной подачи; 6 – привод зубчато-реечного механизма горизонтальной подачи; 7 – пневмоцилиндр вертикальной подачи ударного узла; 8 – пневмоцилиндр прижима отбойных молотков.

Модель станка «СУР ЗАВОД» включает в свою конструкцию также самоходную станочную тележку 6 и рельсы. На тележку устанавливается распиливаемый блок 7, и затем они вместе подаются в рабочее пространство для выполнения технологического процесса.

Для небольших мастерских могут использоваться модели «СУР ГРАВИТ» (рисунок 5.6) и «СУР Мастерская» (рисунок 5.7). Станина представлена в виде каркаса 3. По стойкам каркаса осуществляется вертикальная подача гравитационным способом.

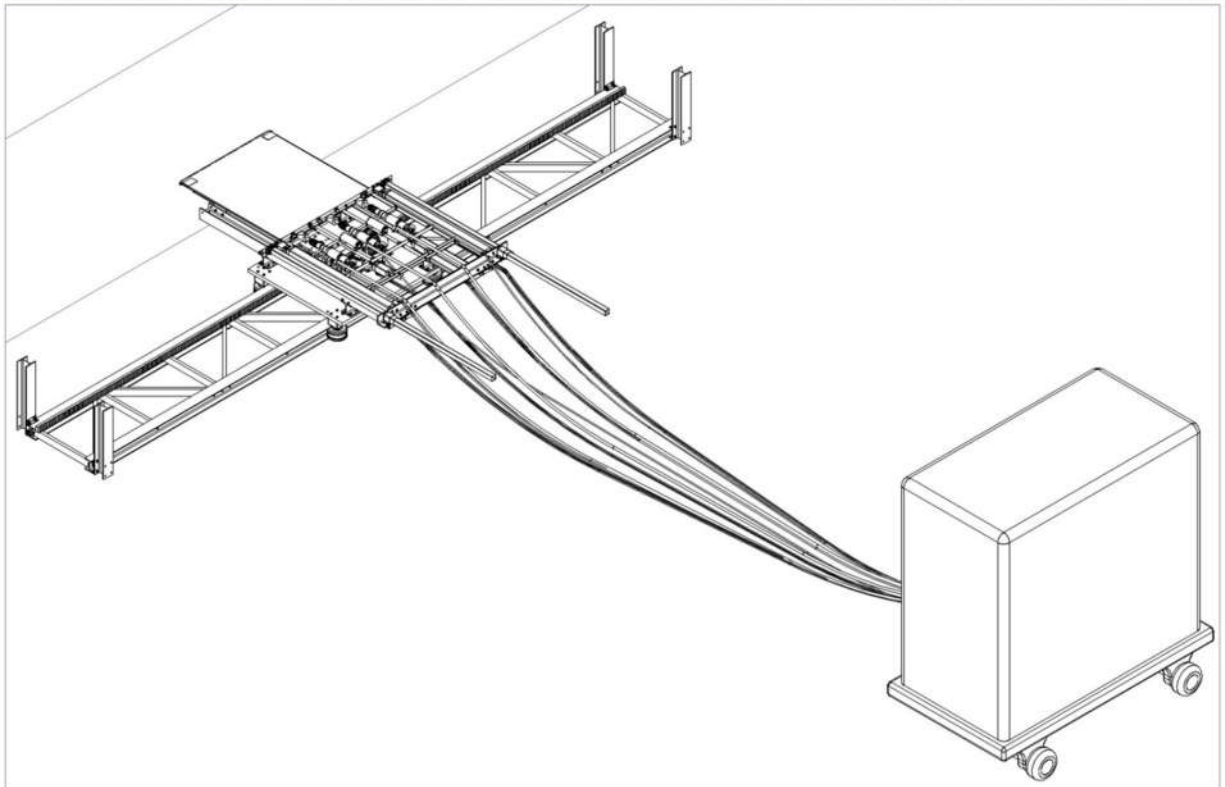
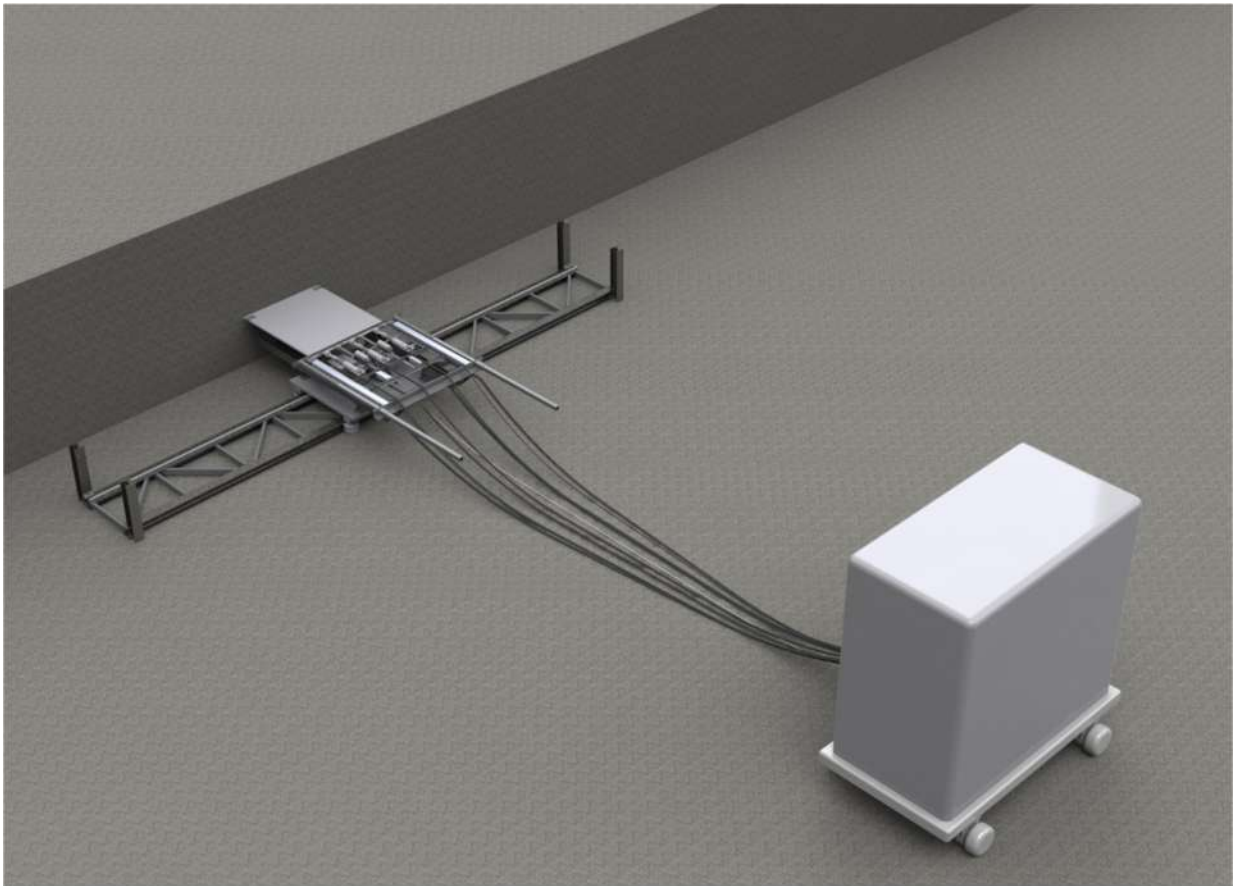


Рисунок 5.4 – Концепция станка ударного распиливания карьерного исполнения горизонтальной конструкции с пневмоприводом

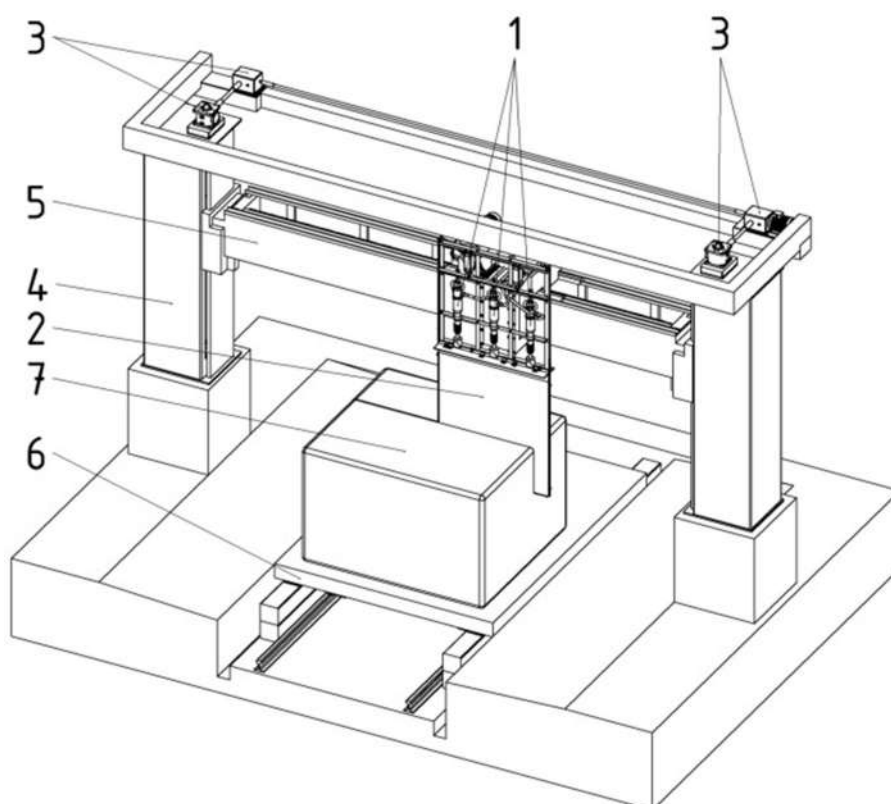
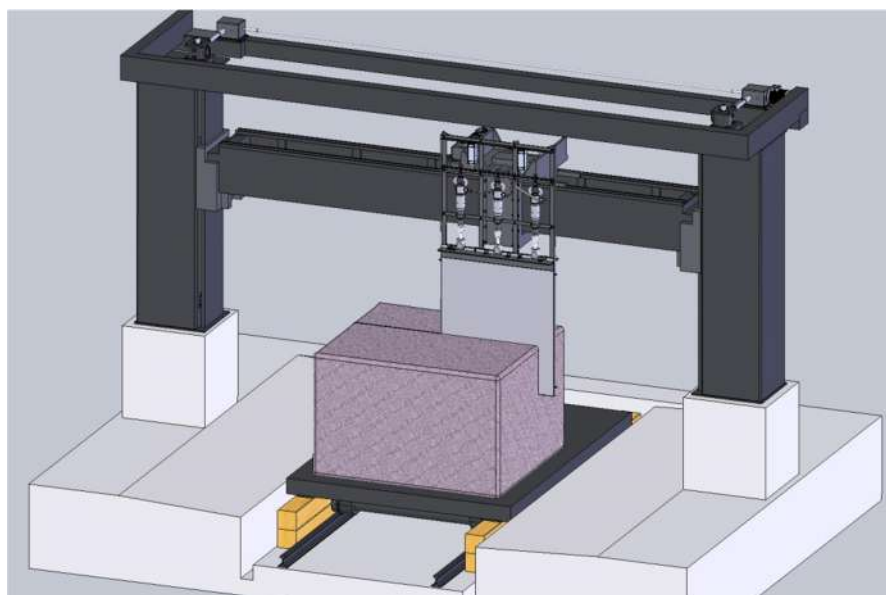


Рисунок 5.5 – Концепция станка ударного распиливания мостовой конструкции с принудительной подачей.

1 – ударный узел; 2 – зубчатая пила; 3 – привод вертикальной подачи; 4 – колонна с ходовым винтом и гайкой вертикальной подачи; 5 – мост с горизонтальной зубчато-реечной подачей; 6 – станочная тележка; 7 – распиливаемый блок

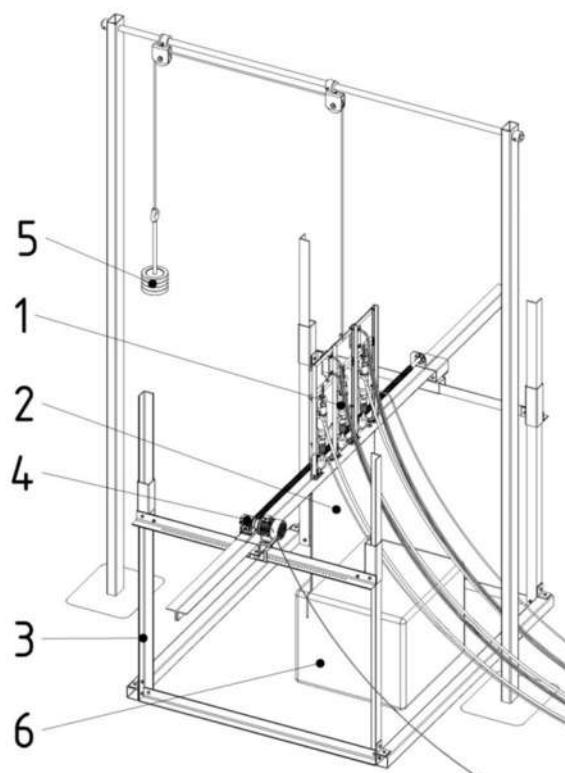


Рисунок 5.6 – Концепция станка ударного распиливания с пневмоприводом и гравитационной подачей.

1 – ударный узел; 2 – зубчатая пила; 3 – каркас; 4 – направляющие и привод горизонтальной подачи; 5 – противовес; 6 – распиливаемый блок

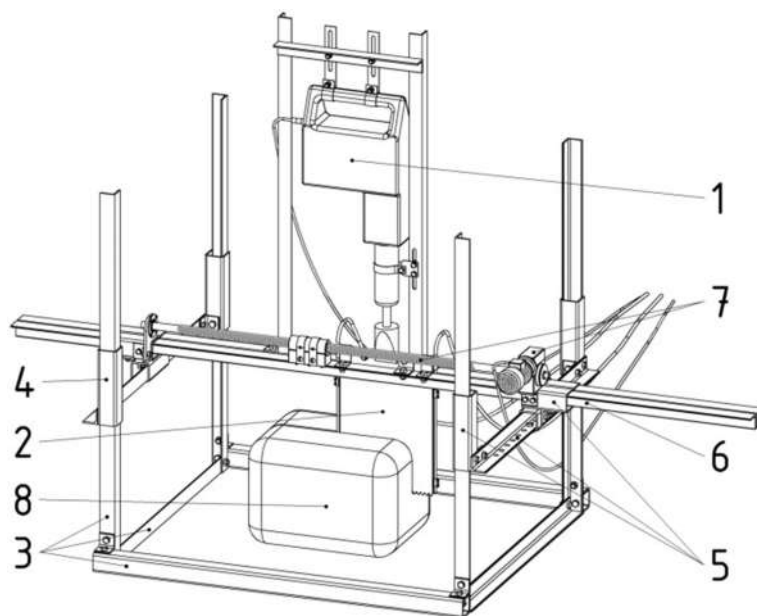


Рисунок 5.7 – Концепция станка ударного распиливания для мастерских.

1 – ударный механизм (электрический отбойный молоток); 2 – зубчатая пила; 3 – каркас; 4 – вертикальные направляющие; 5 – поперечина с вертикальными и горизонтальными направляющими; 6 – несущие ударный узел уголки; 7 – привод горизонтальной винтовой подачи; 8 – распиливаемый блок.

Вертикальную силу прижима пилы ко дну пропила распиливаемого блока крепкой горной породы (вертикальную силу подачи) составляют сила тяжести со стороны пилы, ударного узла 1, несущих ударный узел уголков, поперечин и вертикальных направляющих. Горизонтальная подача ударного узла происходит посредством механизма «ходовой винт – ходовая гайка», работающего от электропривода. Для возможности осуществления горизонтальной подачи необходимо, чтобы вертикальная сила прижатия пилы к блоку не превышала критической величины. В связи с этим модели «СУР ГРАВИТ» и «СУР Мастерская» могут в зависимости от массы ударного узла включать в свою конструкцию механизм противовеса для ослабления вертикальной силы прижима пилы на распиливаемый блок.

Представленные на рисунках 5.3 – 5.7 модели были созданы в программе SolidWorks с использованием специальной литературы [169].

5.2 Экспериментальные исследования станка ударного распиливания СУР с применением ударных пил различной конструкции

На практике автором диссертационной работы была изготовлена модель станка «СУР Мастерская» (рисунок 5.8). На ней были проведены распиливание камней из крепкой горной породы (рисунок 5.10), экспериментальные исследования и рассчитана производительность [256]. Ударное распиливание камней производилось под углом отклонения оси ударника отбойного молотка от нормальной плоскости (перпендикулярной траектории распиливания) $\psi = 0^\circ$.

Также проводилось ударное распиливание камней на станке «СУР угол» (рисунок 5.9) под углом отклонения оси ударника отбойного молотка от нормальной плоскости ψ , равного: 15° , 30° , 45° . Производительность распиливания в этих экспериментах оказалась ниже, чем у станка «СУР Мастерская» с углом $\psi = 0^\circ$. При угле $\psi > 0^\circ$ может значительно нарушаться уравновешенность ударной системы, степень прижатия ударника к волноводу, переходнику и к инструменту, вследствие чего происходит снижение производительности распиливания.



Рисунок 5.8 – Экспериментальная модель станка «СУР Мастерская»



Рисунок 5.9 – Экспериментальная модель станка «СУР Мастерская» с угловым расположением ударного механизма относительно распиливаемого блока



Рисунок 5.10 – Пропил, полученный с помощью станка СУР

Распиливание крепких камней в экспериментах проводилось разными конструктивно отличающимися между собой ударными пилами (рисунки 5.11 – 5.15). При исследованиях использовалось конструктивное исполнение экспериментальной ударной пилы:

1. квадратного профиля корпуса с зубьями трапецеидального профиля с углом наклона их боковой поверхности $\delta = 40 - 45^\circ$ (рисунок 5.11),
2. с наклонными боковыми поверхностями с зубьями трапецеидального профиля с углом наклона их боковой поверхности $\delta = 40 - 60^\circ$ (рисунок 5.12),
3. с наклонными боковыми и верхней поверхностями с зубьями трапецеидального профиля с углом наклона их боковой поверхности $\delta = 25 - 40^\circ$, позволяющая производить распиливание под углом отклонения оси ударника отбойного молотка от вертикальной оси ψ , равного: $0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ (рисунок 5.13),
4. прямоугольного профиля корпуса с зубьями трапецеидального профиля с углом наклона их боковой поверхности $\delta = 20 - 35^\circ$, позволяющая производить распиливание под углом отклонения оси ударника отбойного молотка от вертикальной оси ψ , равного: $0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ (рисунок 5.14),
5. прямоугольного профиля корпуса с зубьями прямоугольного профиля с большой величиной зоны контакта $t_{\text{конт}} = 12$ мм (рисунок 5.15).

При экспериментальных исследованиях процесса ударного распиливания с помощью станков «СУР Мастерская эксп» и «СУР угол» производительность оценивалась по показателю снятого слоя камня за 1 проход $S_{\text{1прох}}$ и объёму отбитой каменной мелочи $V_{\text{км}}$.

Высокие показатели производительности были получены при работе станка СУР с ударными пилами 1 и 2 (рисунки 5.11 и 5.12). При работе станка «СУР угол» с пилами 3 и 4 (рисунки 5.13 и 5.14) максимальная производительность наблюдалась под углом отклонения оси ударника отбойного молотка от вертикальной оси $\psi = 0^\circ$. При углах ψ , равных 15° и 30° , производительность оказалось ниже, чем при $\psi = 0^\circ$.

Высокая производительность пил 3 и 4 во многом была достигнута за счёт применения у них зубьев трапецеидального профиля с относительно

небольшими углами наклона их боковой поверхности δ ($\delta = 20 - 40^\circ$) [190, 193], что подтверждает теорию, представленную в главах 2 и 4.

Большой объём исследований на станке «СУР угол» проводилось в положениях при углах $\psi = 30^\circ$. Результаты исследований показали, что для этой схемы ударного распиливания производительность будет меньше в 1,5 – 2 раза, чем при схеме при $\psi = 0^\circ$.

Низкие результаты производительности оказались при исследованиях работы станка «СУР угол» при углах $\psi = 45^\circ$.

Увеличение угла ψ больше 0° в экспериментах показывает снижение производительности станка СУР.

Во время проведения экспериментов с ударной пилой 5 (рисунок 5.15) Наблюдалось отделение частиц камня в результате ударов, но производительность при этом была небольшой. Выход каменной пыли был незначительным. Полученный результат показывает, что при большой величине зоны контакта с дном пропила $t_{\text{конг}}$ ударные волны, проходя в породу, производят разрушающий эффект на поверхности пропила, но гораздо меньший, чем при использовании пил 1, 2, 3, 4. У пилы 5 волны недостаточно хорошо концентрируются в контактной зоне зуба.

Для передачи ударных волн от волновода к ударной пиле использовались переходники, с помощью которых производилось распиливание под углом отклонения оси ударника отбойного молотка от вертикальной оси ψ , равного: $0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ (рисунок 5.16).

Результаты экспериментальных исследований производительности станков «СУР Мастерская эксп» и «СУР угол» при разных углах отклонения оси ударника отбойного молотка от вертикальной оси ψ хорошо соотносятся с результатами исследований по определению величины параметра объёма ядра напряжения и объёма лунки выкола (скола) при различных величинах углах действия вектора нагрузки со стороны зуба инструмента относительно к поверхности породы α_F , представленных в Главе 3 в пункте 3.4.

а



б



Рисунок 5.11 – Ударная пила квадратного профиля корпуса с зубьями трапецеидального профиля с углом наклона их боковой поверхности $\delta = 40 - 45^\circ$:
а – общий вид, б – зубья пилы

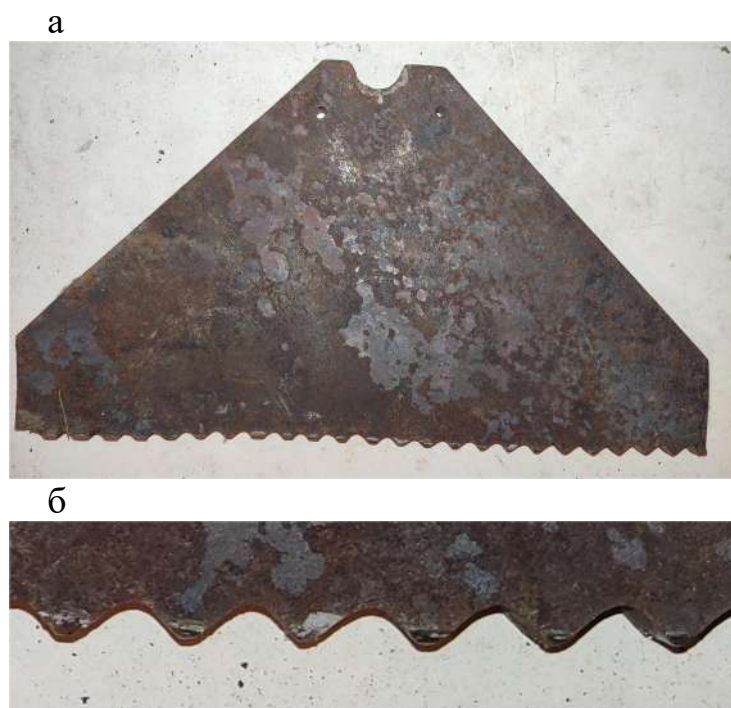


Рисунок 5.12 – Ударная пила с наклонными боковыми поверхностями корпуса с зубьями трапецеидального профиля с углом наклона их боковой поверхности $\delta = 40 - 60^\circ$: а – общий вид, б – зубья пилы

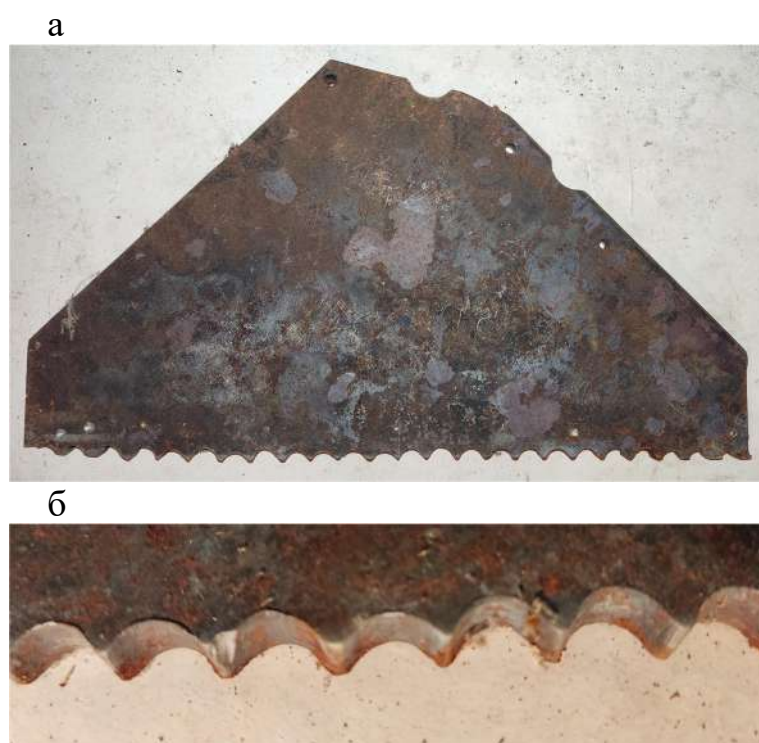


Рисунок 5.13 – Ударная пила с наклонными боковыми и верхней поверхностями корпуса с зубьями трапецеидального профиля с углом наклона их боковой поверхности $\delta = 25 - 40^\circ$, позволяющей производить распиливание под углом отклонения оси ударника отбойного молотка от вертикальной оси ψ , равного: $0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$: а – общий вид, б – зубья пилы



Рисунок 5.14 – Ударная пила прямоугольного профиля корпуса с зубьями трапецеидального профиля с углом наклона их боковой поверхности $\delta = 20 - 35^\circ$, позволяющей производить распиливание под углом отклонения оси ударника отбойного молотка от вертикальной оси ψ , равного $0 - 45^\circ$: а – общий вид, б – зубья пилы

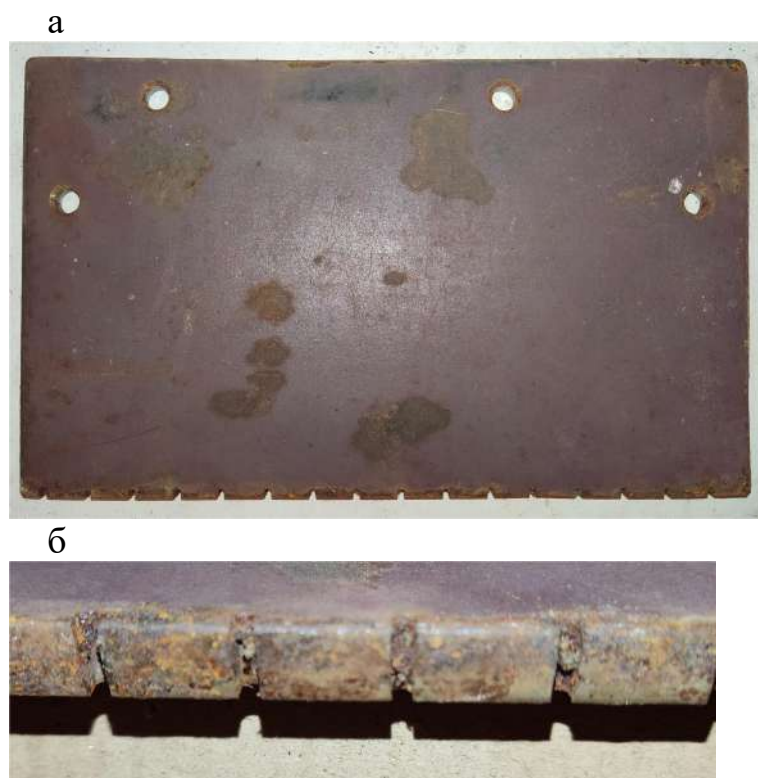


Рисунок 5.15 – Ударная пила прямоугольного профиля корпуса с зубьями прямоугольного профиля с большой величиной зоны контакта с дном пропила $t_{\text{конт}} = 12 \text{ мм}$: а – общий вид, б – зубья пилы



Рисунок 5.16 – Переходники, предназначенные для передачи ударных волн от волновода к ударной пиле, позволяющие производить распиливание под углом отклонения оси ударника отбойного молотка от нормальной плоскости ψ , равным: 0° , 15° , 30° , 45° (в разных ракурсах)

5.3 Расчёт и анализ производительности метода ударного распиливания, направления по его совершенствованию и внедрению в производство

Предложена формула для расчёта часовой производительности метода ударного распиливания:

$$Q_{\text{сур.маст}} = \frac{3,6 \cdot S_{\text{прох}} \cdot L_{\text{бл}}}{t_{\text{прох}}}, \text{ м}^2/\text{ч}, \quad (5.3)$$

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

Производительность разрушения камня при использовании метода ударного распиливания:

$$Q_{\text{разруш.сурмаст}} = \frac{3,6 \cdot S_{\text{прох}} \cdot L_{\text{бл}} \cdot B_{\text{пилымаст}}}{t_{\text{прох}}}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (5.4)$$

где толщина пилы $B_{\text{пилымаст.}} = 0,008 \text{ м}$.

В результате эксперимента по распиливанию гранита с пределом прочности на сжатие $\sigma_{\text{вс}} = 150 \text{ МПа}$ на установке СУР Мастерская получены следующие величины: $S_{\text{прох}} = 0,7 \text{ мм}$, $t_{\text{прох}} = 4 \text{ с}$, $L_{\text{бл}} = 0,3 \text{ м}$, $Q_{\text{сур.маст}} = 0,189 \text{ м}^2/\text{ч}$, $Q_{\text{разруш.сурмаст}} = 0,00151 \text{ м}^3/\text{ч}$.

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

$$A_{\text{удV}} = \frac{A_{\text{уд.устр.}} \cdot N_{\text{уд.1пила}}}{S_{\text{пилы}} \cdot S_{\text{прох}}} = \frac{A_{\text{уд.устр.}} \cdot N_{\text{уд.1пила}}}{L_{\text{пилы}} \cdot B_{\text{пилы}} \cdot S_{\text{прох}} \cdot 10^{-3}}, \text{ Дж/м}^3, \quad (5.5)$$

где $A_{\text{уд.устр.}}$ – энергия удара ударного устройства, Дж; $N_{\text{уд.1пила}}$ – количество ударов пилы (ударного устройства) по дну пропила за время её прохода пути, равного её длине $L_{\text{пилы}}$, определяемое по формуле:

$$N_{\text{уд.1пила}} = n_{\text{уд.ср}} \cdot t_{\text{прох}} \cdot \frac{L_{\text{пилы}}}{L_{\text{бл}}}, \quad (5.6)$$

где $n_{\text{уд.ср}}$ – средняя частота ударного устройства, с^{-1} . В формуле (5.5) $S_{\text{пилы}}$ – рабочая площадь дна пропила в зоне пилы, м^2 ; $L_{\text{пилы}}$, $B_{\text{пилы}}$ – соответственно, длина и толщина пилы, м.

Для поддержания оптимального рабочего процесса необходимо, чтобы величины $A_{\text{уд.}V}$ и $S_{\text{прох}}$ были постоянными. То есть при увеличении $S_{\text{пилы}}$ должна увеличиваться пропорционально и энергия удара ударного устройства. В случае большой длины и толщины пилы целесообразно использовать несколько равномерно распределённых друг от друга ударных устройств.

При увеличении габаритов устройства ударного распиливания будет увеличиваться производительность пропорционально длине пилы. При этом необходимо увеличивать скорость возвратно-поступательного движения пилы во избежание процесса переизмельчения отделённой породы, отрицательно влияющего на производительность устройства.

Проведение эксперимента по ударному распиливанию с применением в качестве ударного устройства отбойного молотка Bosch GSH11E professional проводились на 2-ом и 3-тнем режимах, что, соответствует энергии удара $A_{\text{уд.2}} = 10,0$ Дж и $A_{\text{уд.3}} = 13,3$ Дж. Среднее значение примем $A_{\text{уд.ср}} = 11,7$ Дж. Этому значению соответствовал оптимальный режим рабочего процесса. При этом размеры пилы составляли: длина $L_{\text{пилы маст.}} = 0,25$ м, толщина $B_{\text{пилы маст.}} = 0,008$ м. Частота удара на 2-ом и 3-тнем режимах составила $n_{\text{уд.2}} = 1180 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\text{уд.3}} = 1360 \text{ мин}^{-1}$. Среднее значение примем $n_{\text{уд.ср}} = 1270 \text{ мин}^{-1} = 21,17 \text{ с}^{-1}$. Его подставляем в формулу (5.6) и получаем величину $N_{\text{уд.1пила}} = 70,57 \approx 71$.

Таким образом, на основании формулы (5.5) получим:

$$A_{\text{уд.}V} = \frac{11,7 \cdot 71}{0,25 \cdot 0,008 \cdot 0,7 \cdot 10^{-3}} = 593 \cdot 10^6 \text{ Дж/м}^3 = 593 \text{ МДж/м}^3 \text{ или Дж/см}^3$$

В расчётах часто используется размерность показателя удельной энергии удара в $\text{кВт} \cdot \text{ч/м}^3$. Переведём $A_{\text{уд.}V}$ из размерности Дж/м^3 в $\text{кВт} \cdot \text{ч/м}^3$ согласно известному соотношению: $1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 3,6 \text{ МДж}$. В итоге получим:

$$A_{\text{уд.}V \text{ кВт}} = \frac{593}{3,6} = 165 \text{ кВт} \cdot \text{ч/м}^3$$

Важно с точки зрения области применения метода ударного распиливания определить зависимость величины $A_{уд.VкВт}$ от прочности горных пород на одноосное сжатие $\sigma_{сж}$. Эта зависимость была определена на основании анализа литературы [69, 70, 100, 255]. Формула этой зависимости в скорректированном уравнении параболы по осям абсцисс, ординат и коэффициентом крутизны представляет следующий вид:

$$A_{уд.VкВт}(\sigma) = \frac{(\sigma - 15)^2}{110,7} + 0,10, \text{ кВт} \cdot \text{ч/м}^3, \quad (5.7)$$

полиномиальный вид этой зависимости:

$$A_{уд.VкВт}(\sigma) = 2,13 - 0,271\sigma + 0,009\sigma^2, \text{ кВт} \cdot \text{ч/м}^3. \quad (5.8)$$

График этой зависимости представлен на рисунке 5.17. Анализ графика показывает, что у метода ударного распиливания высокая энергоёмкость процесса из-за того, что разрушение породы осуществляется с помощью щелевого способа. Но если сравнивать все щелевые способы разрушения пород, то у ударного распиливания будет относительно к другим способам достаточно высокая энергоёмкость процесса. Диапазон изменения этой величины для распиливаемых крепких горных пород в соответствии с увеличением предела прочности на сжатие составляет $A_{уд.V} = 60 - 310 \text{ кВт} \cdot \text{ч/м}^3$.

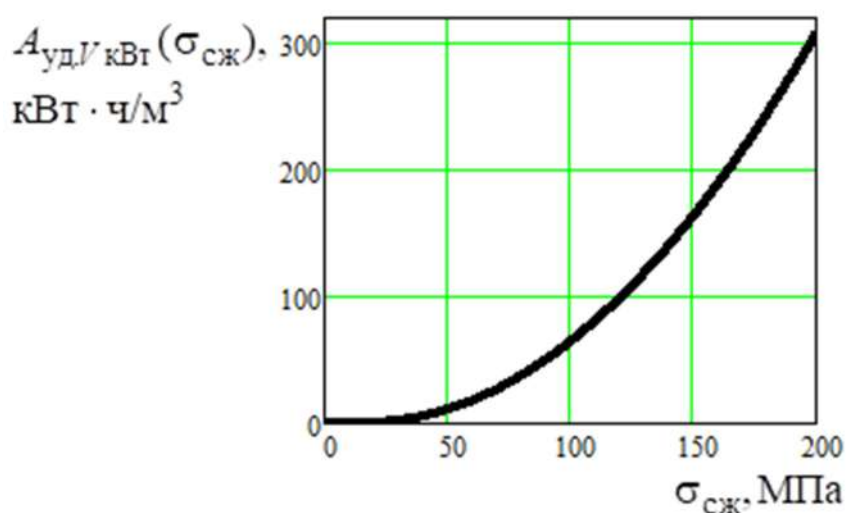


Рисунок 5.17 – Зависимость удельной энергии удара, приходящейся на отделённый объём породы от поверхности дна пропила, от прочности горных пород при методе ударного распиливания

На основании формулы (5.5) и (5.7) или (5.8) определим зависимость величины слоя камня, снимаемого за один проход от прочности горных пород на одноосное сжатие $\sigma_{сж}$:

$$S_{\text{прох}}(\sigma_{сж}) = \frac{A_{\text{уд.устр.}} \cdot N_{\text{уд.1пила}}}{L_{\text{пилы}} \cdot B_{\text{пилы}} \cdot A_{\text{уд/кВт}}(\sigma_{сж}) \cdot 3,6 \cdot 10^3}, \text{ мм}, \quad (5.9)$$

График этой зависимости представлен на рисунке 5.18. Зона, обозначенная цифрой 1 на графике, обозначает снижение величины слоя камня, снимаемого за один проход, вследствие увеличения прочности породы при постоянном значении $A_{\text{уд.устр.}}$. Не рекомендуется использовать полученную зависимость в зоне, обозначенной цифрой 2. При увеличении $S_{\text{прох}}$ (в зоне 2) в породе будут образовываться крупные выколы и трещины, которые будут снижать качество распиливаемой поверхности камня.

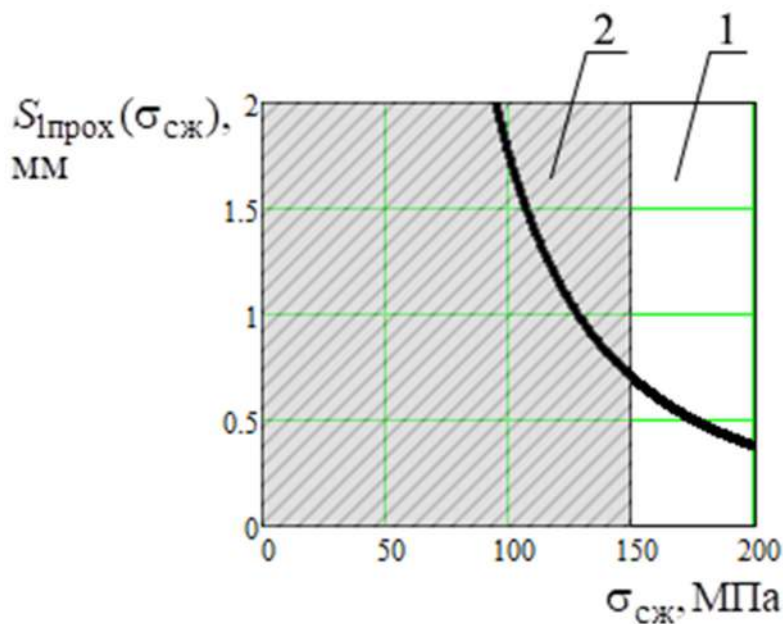


Рисунок 5.18 – Зависимость величины слоя камня, снимаемого за один проход, от прочности крепких горных пород при постоянном значении величины энергии удара ударного устройства ($A_{\text{уд.устр.}} = \text{const}$)

Также на основании формулы (5.5) и (5.7) или (5.8) определим зависимость величины энергии удара ударного устройства от прочности горных пород на одноосное сжатие $\sigma_{сж}$:

$$A_{\text{уд.устр.}}(\sigma_{\text{сж}}) = \frac{A_{\text{уд.кВт}}(\sigma_{\text{сж}}) \cdot L_{\text{пилы}} \cdot B_{\text{пилы}} \cdot S_{\text{лпрох}} \cdot 3,6 \cdot 10^3}{N_{\text{уд.1пила}}}, \text{ Дж}, \quad (5.10)$$

График этой зависимости представлен на рисунке 5.19.

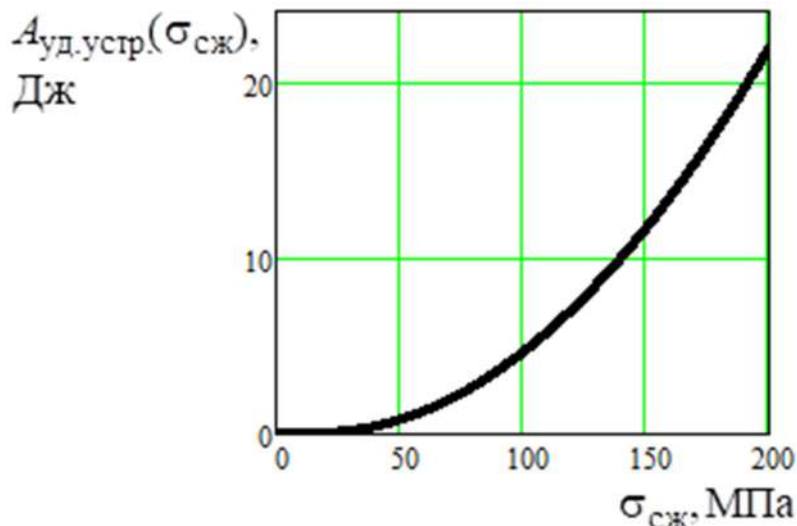


Рисунок 5.19 – Зависимость величины энергии удара ударного устройства от прочности горных пород при постоянной величине слоя камня, снимаемого за один проход ($S_{\text{лпрох}} = \text{const}$)

На основании формулы (5.3) и (5.9) определим зависимость величины производительности метода ударного распиливания от прочности горных пород на одноосное сжатие $\sigma_{\text{сж}}$:

$$Q_{\text{сур.маст}}(\sigma_{\text{сж}}) = \frac{3,6 \cdot S_{\text{лпрох}}(\sigma_{\text{сж}}) \cdot L_{\text{бл}}}{t_{\text{лпрох}}}, \text{ м}^2/\text{ч}, \quad (5.11)$$

График этой зависимости представлен на рисунке 5.20. Зона, обозначенная цифрой 1 на графике, обозначает снижение величины производительности метода ударного распиливания вследствие увеличения прочности породы при постоянном значении $A_{\text{уд.устр.}}$. Не рекомендуется использовать полученную зависимость в зоне, обозначенной цифрой 2. При увеличении $Q_{\text{сур.маст}}$ (в зоне 2) в породе будут образовываться крупные выколы и трещины, которые будут снижать качество распиливаемой поверхности камня.

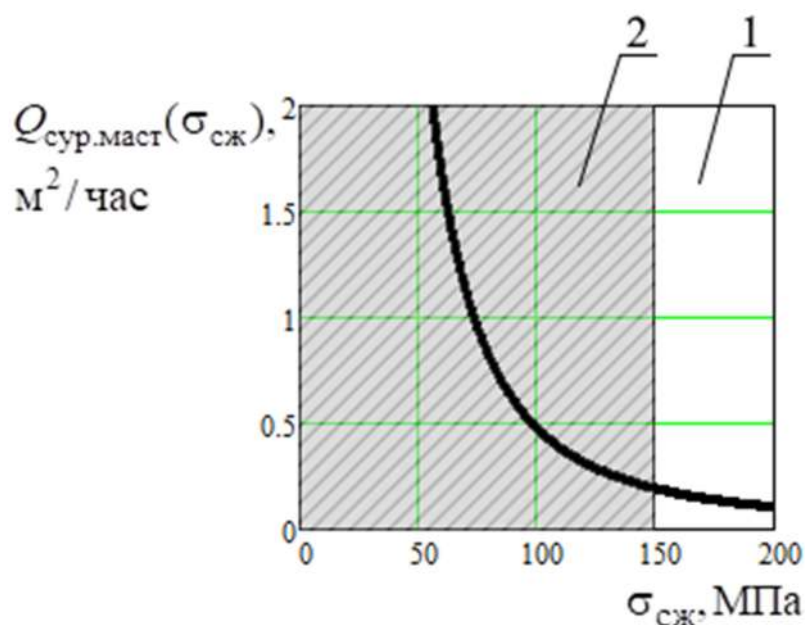


Рисунок 5.20 – Зависимость величины часовой производительности метода ударного распиливания от прочности крепких горных пород при постоянном значении величины энергии удара ударного устройства ($A_{уд.устр.} = \text{const}$)

Мощность, потребляемая приводом ударного устройства, необходимая для отделения объёма породы от поверхности дна пропила блока:

$$N = A_{уд.V} \cdot Q_{разруш.суп\ маст} = 164,7 \cdot 0,00151 = 0,249 \text{ кВт.} \quad (5.12)$$

Предлагаемая ударная пила модели СУР ЗАВОД аналогичной конфигурации по отношению к модели СУР Мастерская имеет размеры: длина $L_{пилы\ завод} = 2,00$ м, толщина $B_{пилы\ завод} = 0,016$ м. Исходя из формулы (5.5), можно определить необходимую суммарную энергию удара ударных устройств пилы

$$A_{уд.устр.} = \frac{A_{уд.V} \cdot L_{пилы\ завод} \cdot B_{пилы\ завод} \cdot S_{I\text{прох}}}{N_{уд.1\text{пила}}} = \frac{593 \cdot 2,00 \cdot 0,016 \cdot 0,7 \cdot 10^{-3}}{71} = 187 \text{ Дж.} \quad (5.13)$$

Полученный результат свидетельствует, что ударная пила СУР ЗАВОД должна включать в себя 3 или 4 мощных ударных устройства. При этом производительность будет зависеть от длины пилы. Для условий завода по отношению к условиям для мастерской производительность метода ударного распиливания увеличится кратно коэффициенту длины пилы:

$$k_{пилы} = \frac{L_{пилы\ завод}}{L_{пилы\ маст.}} = \frac{2,00}{0,25} = 8. \quad (5.14)$$

Соответственно, производительность метода ударного распиливания для условий завода:

$$Q_{\text{сур.завод}} = Q_{\text{сур.маст}} \cdot \frac{L_{\text{пилы завод}}}{L_{\text{пилы маст.}}} = 0,189 \cdot \frac{2,00}{0,25} = 1,512 \text{ м}^2 / \text{час}. \quad (5.15)$$

Производительность метода ударного распиливания для условий карьера:

$$Q_{\text{сур.карьер}} = 3,6 \cdot S_{\text{1прох}} \cdot \frac{L_{\text{пилы карьер}}}{L_{\text{пилы маст.}}} \cdot S_{\text{гор.под}} = 3,6 \cdot 0,7 \cdot \frac{2,00}{0,25} \cdot 0,1 = 2,016 \text{ м}^2 / \text{час}, \quad (5.16)$$

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

На основании проведённых выше расчётов построен график зависимости изменения производительности метода ударного распиливания для условий завода $Q_{\text{сур.завод}}$ от времени одного прохода пилы $t_{\text{1прох}}$ (рисунок 5.21). На графике с целью сравнения также отмечены горизонтальными штриховыми линиями производительности других камнеобрабатывающих станков.

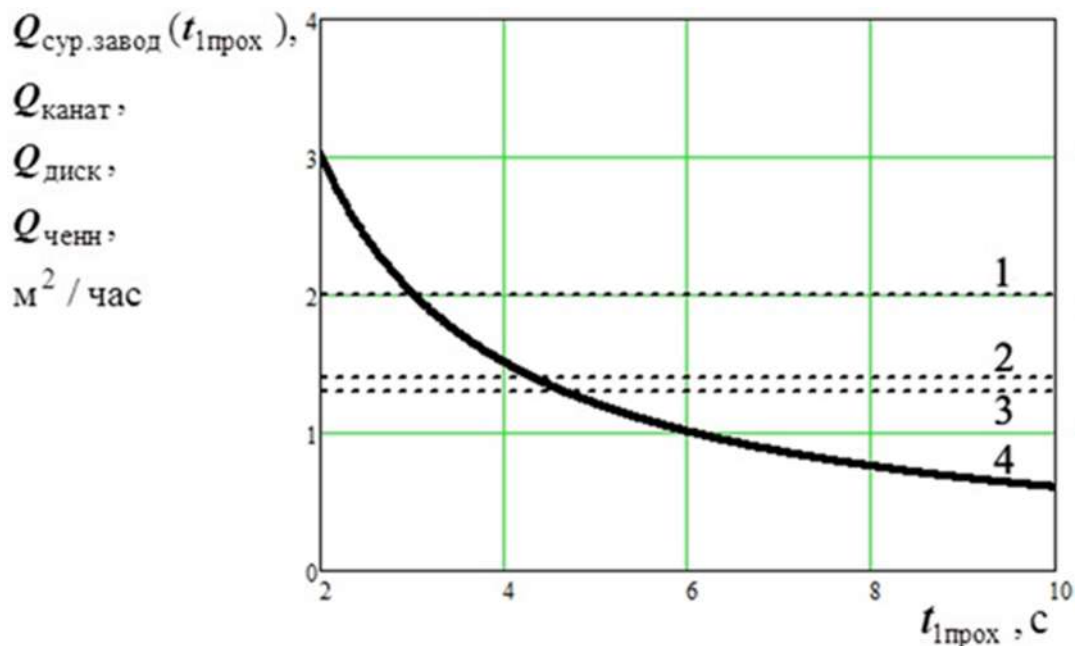


Рисунок 5.21 – Производительность дискового (линия 1), карьерного канатного (линия 2) распиловочного станка, ченнелера (линия 3) и предлагаемого метода ударного распиливания в зависимости от времени одного прохода пилы (4)

В работе проведён анализ основных показателей процесса распиливания на примере гранита для ударно-распиловочного способа и других, применяемых в настоящее время [73, 78, 82, 211, 230, 232]. Результаты представлены в Таблице 5.1.

Таблица 5.1

Показатели эффективности различных механических способов добычи и распиливания блоков типа «гранит»

№	Способ распиливания	Качество полученной продукции (распиленной поверхности) (относительная оценка)	Энергоёмкость рабочего процесса (относительная оценка)	Себестоимость распиливания (относительная оценка)	Производительность по граниту, м ² /ч	Источник данных (литература)
1.	Алмазно-канатный	очень высокое	высокая	высокая	0,8 – 3,2 1,5 – 2,0 1,0 – 5,0 1,0 – 2,0	[73] [82] [211] [230]
2.	Однодисковый	очень высокое	высокая	высокая	0,8 – 1,4 0,8 – 1,4	[230] [232]
3.	Штрипсовый	высокое	высокая	средняя	0,6 – 3,0 0,3 – 1,5 0,35 – 1,3	[82] [230] [232]
4.	Ударно-врубный (ченнелеры)	среднее-низкое	низкая	средняя	0,8 – 1,3 0,5	[78] [82]
5.	Выбуривание щели буровыми станками	среднее-низкое	низкая	средняя	0,8 – 2,1	[211]
6.	Ударно-распиловочный	высокое	низкая	средняя	2,0	

Анализ данных таблицы 5.1 и графика на рисунке 5.17 позволяет сделать выводы, что исследуемый метод ударного распиливания является высокоэффективным и перспективным. Наибольшая эффективность этого

метода достигается при распиливании блоков ценных крепких и сверхкрепких горных пород. Примером могут служить такие камни, как высокодекоративные граниты, диабазы и т.п.

Направления по совершенствованию метода ударного распиливания и внедрению его в производство

Проведенный анализ в работе позволяет сделать выводы, что исследуемый авторами метод ударного распиливания является конкурентоспособным по отношению к основным методам распиливания и наиболее эффективным при обработке ценных крепких и сверхкрепких горных пород.

Дальнейшие направления по совершенствованию этого метода и внедрению его в производство должны заключаться в следующем:

- 1) 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 породы;
- 2) создание зубьев пилы (нарезка зубьев или напайка) стойких к ударным нагрузкам шириною большей ширины корпуса;
- 3) повышение скорости продольной подачи пилы до значений, при которых не будет происходить переизмельчение обрабатываемого материала;
- 4) создание эффективных систем промывки реза.

5.4 Выводы по главе 5

1. Дан анализ способов добычи блоков и распиливания их на плиты-заготовки в производстве облицовочного материала из природного камня высокой прочности. Выявлено, что одним из альтернативных таких способов может быть ударно-распиловочный метод, предлагаемый в работе.

2. Проведён анализ назначения, области применения и конструкций предлагаемых к использованию в промышленности ударных пил и станков ударного распиливания (СУР), представляющих ударно-распиловочный метод

распиливания. Представлены концепции моделей станков ударного распиливания (СУР) для карьеров, заводов и мастерских.

3. На основании экспериментальных исследований станка ударного распиливания «СУР Мастерская эксп» и «СУР угол» с применением ударных пил различной конструкции установлено, что рациональный угол отклонения оси ударника ударного механизма от нормальной плоскости должен составлять $\psi = 0^\circ$. Увеличение угла ψ больше 0° в экспериментах показывает снижение производительности метода ударного распиливания.

4. Экспериментальные исследования станка ударного распиливания «СУР Мастерская эксп» с применением ударных пил различной конструкции показали, что наибольшая производительность метода достигается при использовании моделей ударных пил с зубьями трапецеидального профиля с относительно небольшими углами наклона их боковой поверхности δ ($\delta = 20 - 40^\circ$).

5. На основании экспериментальных исследований станка ударного распиливания модели для мастерских «СУР Мастерская эксп» определена производительность метода ударного распиливания в условиях мастерских $Q_{\text{сур.маст}} = 0,189 \text{ м}^2/\text{час}$ и удельная энергия удара, приходящаяся на отделённый объём породы от поверхности дна пропила, $A_{\text{уд.}V} = 593 \text{ МДж/м}^3 = 165 \text{ кВт}\cdot\text{ч/м}^3$. Диапазон изменения этой величины для распиливаемых крепких горных пород в соответствии с увеличением предела прочности на сжатие составляет $A_{\text{уд.}V} = 60 - 310 \text{ кВт}\cdot\text{ч/м}^3$. Получены зависимости удельной энергии удара, приходящейся на отделённый объём породы от поверхности дна пропила, слоя камня, снимаемого за один проход, величины энергии удара ударного устройства, величины часовой производительности от прочности горных пород при методе ударного распиливания.

6. На основании базовой величины параметра удельной энергии удара, приходящаяся на отделённый объём породы от поверхности дна пропила, $A_{\text{уд.}V} = 593 \text{ МДж/м}^3 = 165 \text{ кВт}\cdot\text{ч/м}^3$ определено число ударных устройств на пиле и величины производительности метода ударного распиливания в условиях карьера и завода $Q_{\text{сур.карьер}} = 2,016 \text{ м}^2/\text{час}$, $Q_{\text{сур.завод}} = 1,512 \text{ м}^2/\text{час}$.

7. Установлена зависимость изменения производительности метода ударного распиливания в условиях завода $Q_{\text{сур.завод}}$ от времени одного прохода пилы $t_{\text{прох}}$. Было произведено сравнение величины производительности $Q_{\text{сур.завод}}$ с величинами производительности дискового, канатного распиловочных станков и ченнелера.

8. Дан анализ эффективности механических способов распиливания крепких облицовочных камней. На основании анализа сделан вывод о том, что метод ударного распиливания является высокоэффективным и перспективным. Наибольшая эффективность этого метода достигается при распиливании блоков ценных крепких и сверхкрепких горных пород.

9. Определены направления по совершенствованию метода ударного распиливания и внедрению его в производство.

ГЛАВА 6 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ФОРМ АЛМАЗНЫХ СЕГМЕНТОВ И РАДИУСА СКРУГЛЕНИЯ ИХ КРОМОК НА ОСНОВЕ ПРЕДЛАГАЕМЫХ МЕТОДОВ СИЛОВЫХ И ПРОЧНОСТНЫХ РАСЧЕТОВ АЛМАЗНО-КАНАТНОЙ ПИЛЫ

6.1 Силовой анализ алмазно-канатной пилы камнераспиловочного оборудования с небольшими силами её предварительного натяжения

6.1.1 Актуальность применения алмазно-канатного камнераспиловочного оборудования и проведения силового и прочностного анализа его исполнительного органа

Мировая камнедобывающая и камнеобрабатывающая промышленность имеет в последнее десятилетие тенденцию роста. Странами – мировыми лидерами по объёму добычи и обработки природного камня являются: Италия, Испания, Иран, Бразилия, Индия, Китай [131, 133]. Доля Российской Федерации от мирового объёма производства в этих отраслях составляет 0,5%. Такой невысокий показатель указывает, что камнедобывающая и камнеобрабатывающая отрасль в России нуждается в развитии.

К изделиям камнедобычи относятся блоки различных размеров. К изделиям камнеобработки относятся: облицовочные плиты зданий различного назначения; различные элементы облицовки площадей, улиц, мостов, набережных; монументы, памятники, различные декоративные элементы и т.п. [28, 48, 132]. Самыми распространёнными материалами для перечисленных изделий являются гранит и мрамор.

Одной из основных операций на камнедобывающих и камнеобрабатывающих предприятиях является распиловочная [263, 276, 300]. Она выполняется в основном канатными, дисковыми, штрипсовыми и баровыми станками. В последние годы всё больше для отделения монолитов от массива и блоков от монолита на карьерах применяют алмазно-канатные машины [32, 78, 140, 263, 264], а для распиливания блоков природного камня используют алмазно-канатные распиловочные станки [282]. Алмазно-канатное распиловочное оборудование стало наиболее используемым на

камнеобрабатывающих предприятиях в основном за счёт снижения стоимости технических синтетических алмазов за последние несколько десятилетий [141, 301]. Широко внедряются в производство многоканатные распиловочные станки [278].

Эти станки работают в сложных условиях [3, 19, 20, 26, 27, 49, 51, 91, 92]. К ним можно отнести высокие нагрузки в рабочих элементах станка, высокоабразивная и влажная среда. Вследствие этого возникают частые отказы элементов в системе «канатные барабаны – канатная пила». К таким отказам относятся: обрыв канатов [270], преждевременный и неравномерный износ алмазных режущих элементов (перлин) [4, 266], быстрый износ канатных барабанов, натяжного гидроцилиндра. Чтобы повысить надёжность станка, необходимо провести прочностной анализ этих элементов с использованием компьютерных методов [270, 286]. Эти методы позволяют определить наиболее рациональные формы алмазных сегментов и радиусы скругления их рабочих кромок. Основой для проведения прочностного расчёта является силовой анализ алмазно-канатной пилы [292, 296, 307]. Породоразрушающим элементом алмазно-канатной пилы является алмазный сегмент (элемент, перлина).

В использующихся методиках для расчёта сил распиливания при взаимодействии алмазно-канатной пилы с блоком крепкой горной породы принимается круговая траектория. При этом при распиливании пород в установившемся режиме фактически формируется параболическая траектория. Определение нагрузки на алмазно-канатную пилу с учетом параболической формы траектории позволит повысить точность расчетов на 5 – 30%. В работе предлагаются два метода силового анализа алмазно-канатной пилы с силами её натяжения $F_{\text{РАСТ}}$ до 100 – 200 Н и $F_{\text{РАСТ}} \approx 700 – 2000$ Н, характерными, соответственно, для карьерных алмазно-канатных машин и алмазно-канатных распиловочных станков (одно-, двух- и многострунных).

В связи с этим определение рациональных форм алмазных сегментов и радиуса скругления их передней кромки на основе предлагаемых методов силовых и прочностных расчетов алмазно-канатной пилы камнераспиловочного оборудования является актуальной задачей.

6.1.2 Определение сил, действующих на алмазно-канатную пилу, при параболической траектории распиливания

Анализ силы распиливания, возникающей при работе алмазно-канатного распиловочного станка, основан на расчёте сил трения алмазно-канатной пилы о дно пропила распиливаемого блока [82, 235].

Для определения геометрических и силовых параметров алмазно-канатного распиливания блоков крепких горных пород составим расчётную схему (рисунок 6.1). К канату, взаимодействующему с распиливаемым блоком, приложена сила \bar{P} . Необходимо найти наименьшую силу \bar{Q} , которую надо будет приложить к другому концу каната, чтобы сохранить равновесие на распиливаемом параболическом участке реза с углом огибания относительно фокуса α [235].

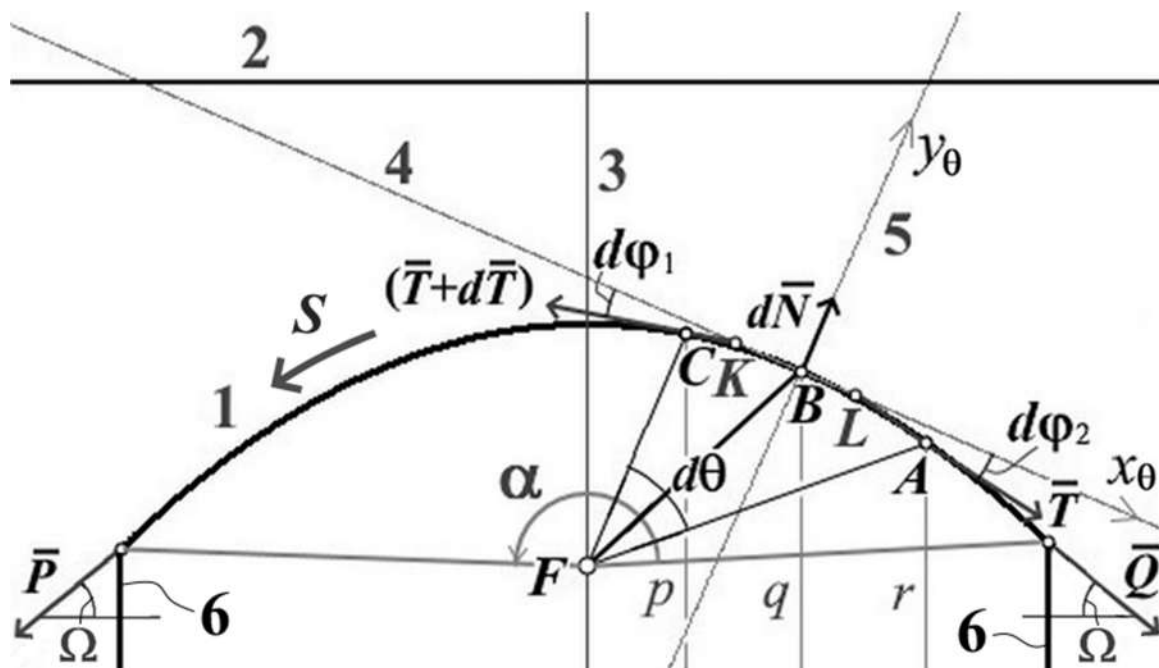


Рисунок 6.1 – Схема алмазно-канатного распиливания блоков крепких горных пород для определения геометрических и силовых параметров системы «канатные барабаны – алмазно-канатная пила – распиливаемый блок»: 1 – параболическая траектория распиливания, 2, 3 – соответственно, директриса и ось параболы, 4,5 – касательная и нормаль, проведенные к линии параболы в точке B, F – фокус параболы, 6 – границы распиливаемого блока, α – угол охвата блока канатной пилой, °, Ω – угол наклона алмазного каната относительно горизонтального положения при выходе его из пропила, °

Рассмотрим равновесие элемента каната CA . Разность натяжений каната в точках C и A равна dT . Эта сила уравнивается силой трения $dF_{\text{тр}} = f_0 dN$. Здесь f_0 – коэффициент трения каната о поверхность пропила, dN – сила нормального давления. Соответственно,

$$dT = f_0 dN. \quad (6.1)$$

Составим уравнение сил на ось y для участка CA :

$$dN = T \sin(d\varphi_2) + (T + dT) \sin(d\varphi_1). \quad (6.2)$$

где $d\varphi_1$ и $d\varphi_2$ – углы между осью x_0 и векторами действия сил, соответственно, $\bar{T} + d\bar{T}$ и \bar{T} на рисунке 6.1. В формуле (6.2) необходимо найти соотношения $\frac{d\varphi_1}{d\theta}$ и $\frac{d\varphi_2}{d\theta}$, где $d\theta$ – угол между отрезками фокальных радиусов FC и FA (от фокуса до точек приложения сил $\bar{T} + d\bar{T}$ и \bar{T} на рисунке 6.1). Для этого детально разберём геометрические параметры сектора параболы FBC . Представим этот сектор в увеличенном виде на рисунке 6.2. На этой схеме проведены касательные к параболе в точке B и C . Пересечение этих касательных находится в точке K . Таким образом, у нас образовался четырёхугольник $FBKC$. Сложим все углы треугольника и получим следующее выражение:

$$\angle \frac{d\theta}{2} + \angle \mu + \angle \lambda + \angle \varepsilon = 360^\circ. \quad (6.3)$$

Применим оптическое свойство параболы в расчёте. Это свойство заключается в том, что «пучок лучей, параллельных оси параболы, отражаясь в параболу, собирается в её фокусе. И наоборот, свет от источника, находящегося в фокусе, отражается параболой в пучок параллельных её оси лучей» [45, 75, 257]. Согласно этому свойству касательная к параболу образует равные углы с фокальной осью (в нашей работе вертикальными лучами p, q, r параллельными фокальной оси 3 на рисунках 6.1, 6.2, 6.3) и с фокальным радиусом (в данной работе с соответствующими фокальными радиусами FA, FB, FC на рисунках 6.1, 6.2 и 6.3)).

$$\angle \rho = 45^\circ + \frac{\angle \alpha_C}{2}. \quad (6.8)$$

Подставив выражение (6.8) в выражение (6.6), получим:

$$\angle \varepsilon = 45^\circ + \frac{\angle \alpha_C}{2} + 90^\circ - \angle \alpha_C = 135 - \frac{\angle \alpha_C}{2}. \quad (6.9)$$

Угол λ с учётом правила, при котором сумма внутренних углов треугольника должна быть равна 180° , будет равен:

$$\angle \lambda = 180^\circ - d\varphi_1. \quad (6.10)$$

Подставляя выражения (6.5), (6.9) и (6.10) в выражение (6.3), получим:

$$\angle \frac{d\theta}{2} + 45^\circ + \frac{\angle \alpha_N}{2} + 180^\circ - d\varphi_1 + 135 - \frac{\angle \alpha_C}{2} = 360^\circ. \quad (6.11)$$

Упростив выражение (6.11), получим:

$$\angle \frac{d\theta}{2} - \frac{\angle \alpha_N}{2} - d\varphi_1 + \frac{\angle \alpha_C}{2} = 0^\circ. \quad (6.12)$$

Угол $\angle \alpha_C$ на схеме рисунка 6.2 можно выразить через углы $\angle \frac{d\theta}{2}$ и $\angle \alpha_N$:

$$\angle \alpha_C = \angle \frac{d\theta}{2} + \angle \alpha_N. \quad (6.13)$$

Подставив $\angle \alpha_C$ в выражение (6.12), получим:

$$\angle \frac{d\theta}{2} + \frac{\angle \alpha_N}{2} - d\varphi_1 - \angle \frac{d\theta}{4} - \frac{\angle \alpha_N}{2} = 0^\circ. \quad (6.14)$$

Упростив полученное выражение, получим простое соотношение:

$$\angle \frac{d\theta}{4} = d\varphi_1. \quad (6.15)$$

Или $\frac{d\varphi_1}{d\theta} = 0,25$

Теперь детально разберём геометрические параметры сектора параболы FAB . Представим этот сектор в увеличенном виде на рисунке 6.3. На этой схеме проведены касательные к параболе в точке A и B . Пересечение этих касательных находится в точке L .

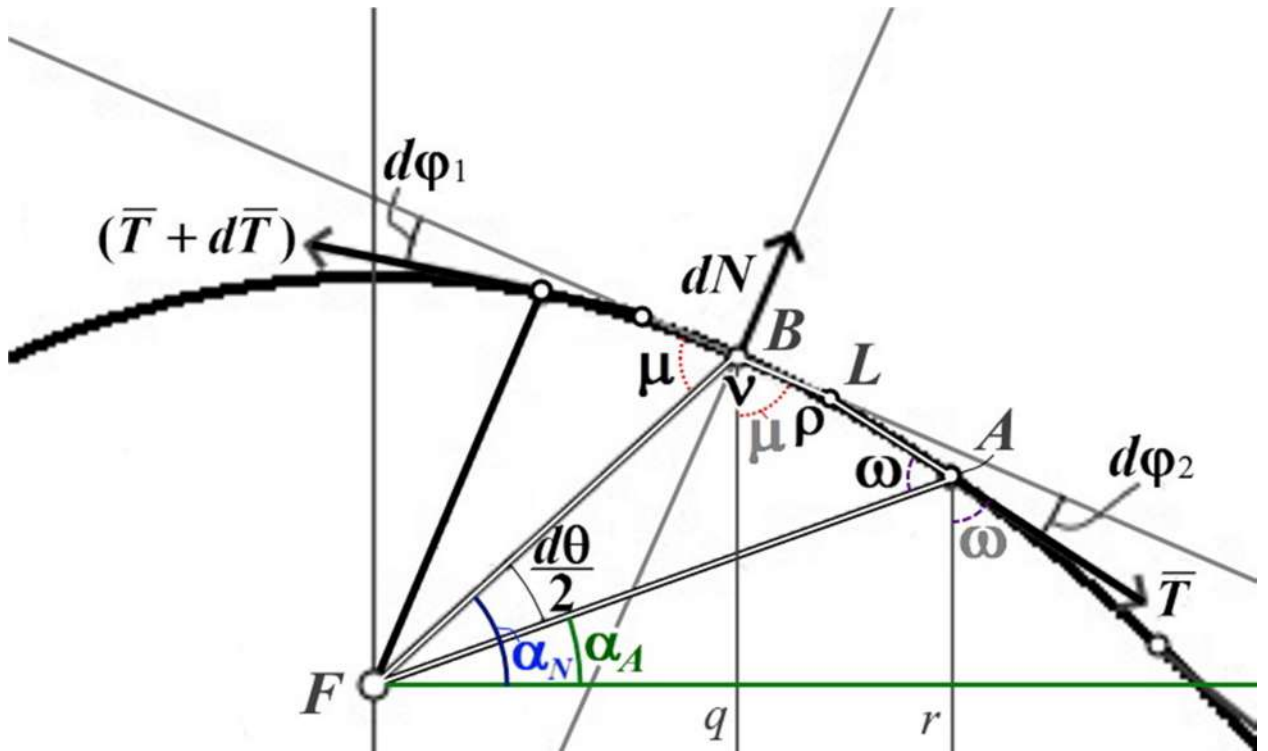


Рисунок 6.3 – Схема для определения соотношения углов $\frac{d\varphi_2}{d\theta}$

Таким образом, образовался четырёхугольник $FALB$. Сложим все углы треугольника и получим следующее выражение:

$$\angle \frac{d\theta}{2} + \angle \omega + \angle \rho + \angle v = 360^\circ. \quad (6.16)$$

Применим оптическое свойство в расчёте, описанное выше.

Рассматривая углы, прилежащие к касательной в точке A , и учитывая правило, что сумма внутренних углов треугольника равна 180° , можно записать следующее выражение:

$$2\angle \omega + 90^\circ - \angle \alpha_A = 180^\circ. \quad (6.17)$$

Отсюда

$$\angle \omega = 45^\circ + \frac{\angle \alpha_A}{2}. \quad (6.18)$$

Угол v определим из выражения:

$$\angle v = \angle \mu + 90^\circ - \angle \alpha_N. \quad (6.19)$$

Для того чтобы определить выражение для угла $\angle \mu$, рассмотрим углы, прилежащие к касательной в точке B , с учётом правила, при котором сумма внутренних углов треугольника должна быть равна 180° :

$$2\angle \mu + 90^\circ - \angle \alpha_N = 180^\circ. \quad (6.20)$$

Отсюда получим, что:

$$\angle \mu = 45^\circ + \frac{\angle \alpha_N}{2}. \quad (6.21)$$

Подставив выражение (6.21) в выражение (6.19), получим:

$$\angle v = 45^\circ + \frac{\angle \alpha_N}{2} + 90^\circ - \angle \alpha_N = 135 - \frac{\angle \alpha_N}{2}. \quad (6.22)$$

Угол ρ с учётом правила, при котором сумма внутренних углов треугольника должна быть равна 180° , будет равен:

$$\angle \rho = 180^\circ - d\varphi_2. \quad (6.23)$$

Подставляя выражения (6.18), (6.22) и (6.23) в выражение (6.16), получим:

$$\angle \frac{d\theta}{2} + 45^\circ + \frac{\angle \alpha_A}{2} + 180^\circ - d\varphi_2 + 135 - \frac{\angle \alpha_N}{2} = 360^\circ. \quad (6.24)$$

Упростив выражение (6.24), получим:

$$\angle \frac{d\theta}{2} + \frac{\angle \alpha_A}{2} - d\varphi_2 - \frac{\angle \alpha_N}{2} = 0^\circ. \quad (6.25)$$

Угол $\angle \alpha_A$ на схеме рисунка 6.3 можно выразить через углы $\angle \frac{d\theta}{2}$ и $\angle \alpha_N$:

$$\angle \alpha_A = \angle \alpha_N - \angle \frac{d\theta}{2}. \quad (6.26)$$

Подставив $\angle \alpha_A$ в выражение (6.25), получим:

$$\angle \frac{d\theta}{2} + \frac{\angle \alpha_N}{2} - \angle \frac{d\theta}{4} - d\varphi_2 - \frac{\angle \alpha_N}{2} = 0^\circ. \quad (6.27)$$

Упростив полученное выражение, получим простое соотношение:

$$\angle \frac{d\theta}{4} = d\varphi_2. \quad (6.28)$$

Или $\frac{d\varphi_2}{d\theta} = 0,25$

Таким образом, сравнивая выражения формул (6.15) и (6.28), делаем вывод, что $d\varphi_1 = d\varphi_2$, и далее эти углы можно называть просто $d\varphi$.

С учётом полученных соотношений (6.15) и (6.28) формула (6.2) будет иметь следующий вид:

$$dN = T \sin\left(\frac{d\theta}{4}\right) + (T + dT) \sin\left(\frac{d\theta}{4}\right). \quad (6.29)$$

Допуская, что синус малого угла в радианах равен самому углу и величина dT пренебрежимо мала по отношению к величине T , получим:

$$dN = 2T \frac{d\theta}{4} = T \frac{d\theta}{2}. \quad (6.30)$$

Подставим полученное значение в формулу (6.1)

$$dT = 0,5 f_0 T d\theta. \quad (6.31)$$

Разделим обе части полученного выражения (6.31) на T и возьмём интегралы справа в пределах от 0 до α , а слева от Q до P (так как натяжение каната в точке, где $\theta = 0$, равно Q , а в точке, $\theta = \alpha$, равно P). Получим:

$$\int_Q^P \frac{dT}{T} = 0,5 f_0 \int_0^\alpha d\theta. \quad (6.32)$$

Решив интегралы, получим:

$$\ln \frac{P}{Q} = 0,5 f_0 \alpha. \quad (6.33)$$

Это выражение можно записать также в следующем виде:

$$\frac{P}{Q} = e^{0,5 f_0 \alpha}. \quad (6.34)$$

Сила $F_{\text{РАСП}}$, возникающая при распиливании (далее сила распиливания), будет вычисляться, как разность:

$$F_{\text{РАСП}} = P - Q. \quad (6.35)$$

Преобразуем формулу (6.34) следующим образом:

$$Q = P e^{-0,5 f_0 \alpha}. \quad (6.36)$$

Подставив это выражение в формулу (6.35), получим формулу для определения сил, действующих на канат (формулу Эйлера) [83, 235], с корректировкой под параболическую траекторию распиливания:

$$F_{\text{РАСП}} = P - Pe^{-0,5f_0\alpha} = P(1 - e^{-0,5f_0\alpha}) \quad (6.37)$$

При проведении силового расчёта канатной пилы в степенное выражение добавляется также коэффициент, характеризующий прерывистость рабочей поверхности инструмента $K_{\text{ПР}} = 0,20 - 0,28$ [82]

$$F_{\text{РАСП}} = P(1 - e^{-0,5K_{\text{ПР}}f_0\alpha}) \quad (6.38)$$

Коэффициент трения каната с алмазными элементами о поверхность пропила с параболическим контуром $f_0 = 0,3 - 0,4$, с прямолинейным контуром $f_0 = 0,2 - 0,3$. Параболический контур распиливания описывается уравнением:

$$y(x) = -\frac{px^2}{2}, \quad (6.39)$$

где p – фокальный коэффициент параболы. Угол охвата блока канатной пилой α в формуле (6.38) рассчитывается в радианах. Графики $F_{\text{РАСП}}(\alpha)$ представлены на рисунке 6.4.

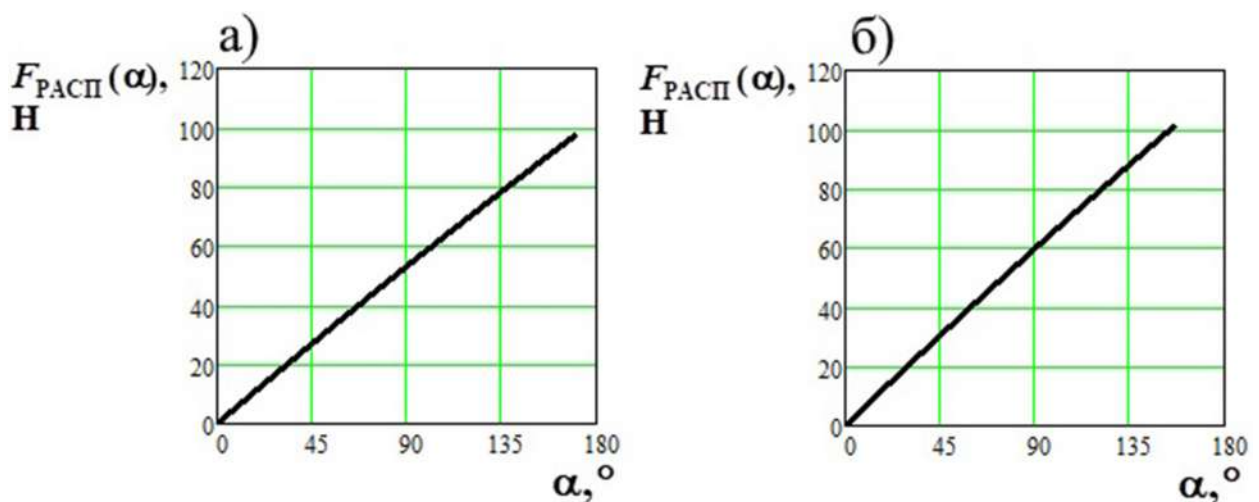


Рисунок 6.4 – Зависимость силы распиливания $F_{\text{РАСП}}$ от угла охвата α при значениях фокального коэффициента параболы а) $p = 2,0$, б) $p = 0,3$.

Теперь построим графики зависимости $F_{\text{РАСП}}(x)$. Для этого необходимо связать угол охвата α с углом наклона фокального радиуса параболы относительно оси x α_{focal} . Затем необходимо связать параметр α_{focal} с координатами x параболы.

Начальная точка контакта алмазного каната с дном пропила блока (начальная точка распиливания) соответствует начальной величине угла охвата, т.е. $\alpha_{\text{start}} = 0$ в формуле (6.38). При этом угол наклона фокального радиуса параболы относительно оси x в начальной точке контакта $\alpha_{\text{focal.start}}$ может иметь различные значения от 90° до -10° и менее. В нашем примере $\alpha_{\text{focal.start}} = 5^\circ$ при значении фокального коэффициента параболы $p = 2,0$; $\alpha_{\text{focal.start}} = 12^\circ$ при $p = 0,3$.

Конечная точка распиливания будет соответствовать конечной величине угла охвата $\alpha_{\text{finish}} = \alpha + \alpha_{\text{start}}$. При этом угол наклона фокального радиуса параболы относительно оси x в конечной точке контакта $\alpha_{\text{focal.finish}} = \alpha + \alpha_{\text{focal.start}}$. В случае горизонтального распиливания угол охвата будет рассчитываться согласно выражению:

$$\alpha = 180^\circ - 2 \cdot \alpha_{\text{focal.start}}, \quad (6.40)$$

Т.е. угол α изменяется в диапазоне от 0 до $180^\circ - 2 \cdot \alpha_{\text{focal.start}}$.

В нашем примере рассматриваются случаи горизонтального симметричного распиливания, поэтому $\alpha = 170^\circ$ при $p = 2,0$; $\alpha = 156^\circ$ при $p = 0,3$.

Для связи параметра α_{focal} с координатами x параболы применим формулу для определения значения фокального радиуса параболы [37]:

$$r = \frac{l}{1 - \cos \alpha_{\text{focal}}}, \quad (6.41)$$

где l – фокальный параметр. Так как в данной работе рассматривается парабола, которая расположена в 3 и 4 квадранте Декартовой системы координат, то формула (6.41) преобразуется в следующий вид:

$$r = \frac{l}{1 - \cos\left(\frac{3\pi}{2} - \alpha_{\text{focal}}\right)}, \quad (6.42)$$

Применив к параметру r директориальное свойство параболы [88] с учётом её расположения в 3 и 4 квадранте, получим:

$$r = y + \frac{l}{2}. \quad (6.43)$$

Подставив это выражение в формулу (6.42), получим уравнение:

$$y = l \left(\frac{1}{1 - \cos\left(\frac{3\pi}{2} - \alpha_{\text{focal}}\right)} - 0,5 \right). \quad (6.44)$$

В данной работе будет использоваться в расчётах значение фокального коэффициента параболы p . Связь значения l и p будет представлено соотношением:

$$l = -\left(\frac{1}{p}\right). \quad (6.45)$$

Подставив это соотношение в формулу (6.44), получим:

$$y = -\left(\frac{1}{p}\right) \left(\frac{1}{1 - \cos\left(\frac{3\pi}{2} - \alpha_{\text{focal}}\right)} - 0,5 \right). \quad (6.46)$$

Далее вместо значения y подставляем правую часть уравнения параболы (6.39). С учетом проведённой подстановки и преобразований формула (6.46) примет следующий вид:

$$x = \pm \sqrt{\left(\frac{1}{p^2}\right) \left(\frac{2}{1 - \cos\left(\frac{3\pi}{2} - \alpha_{\text{focal}}\right)} - 1 \right)}. \quad (6.47)$$

Для перевода промежуточного значения угла охвата α , как переменной величины, в текущее значение координаты x приведём формулу (6.47) к следующему виду:

$$x(\alpha) = \pm \sqrt{\left(\frac{1}{p^2}\right) \left(\frac{2}{1 - \cos\left(\frac{3\pi}{2} - (\alpha + \alpha_{\text{focal.start}})\right)} - 1 \right)}. \quad (6.48)$$

Положительные значения формулы (6.48) будут действовать в соответствии с диапазоном изменения $-\frac{\pi}{2} \leq \alpha + \alpha_{\text{focal.start}} \leq \frac{\pi}{2}$, отрицательные значения – в соответствии с диапазоном изменения $\frac{\pi}{2} \leq \alpha + \alpha_{\text{focal.start}} \leq \pi$. Графики $x(\alpha)$ представлены на рисунке 6.5.

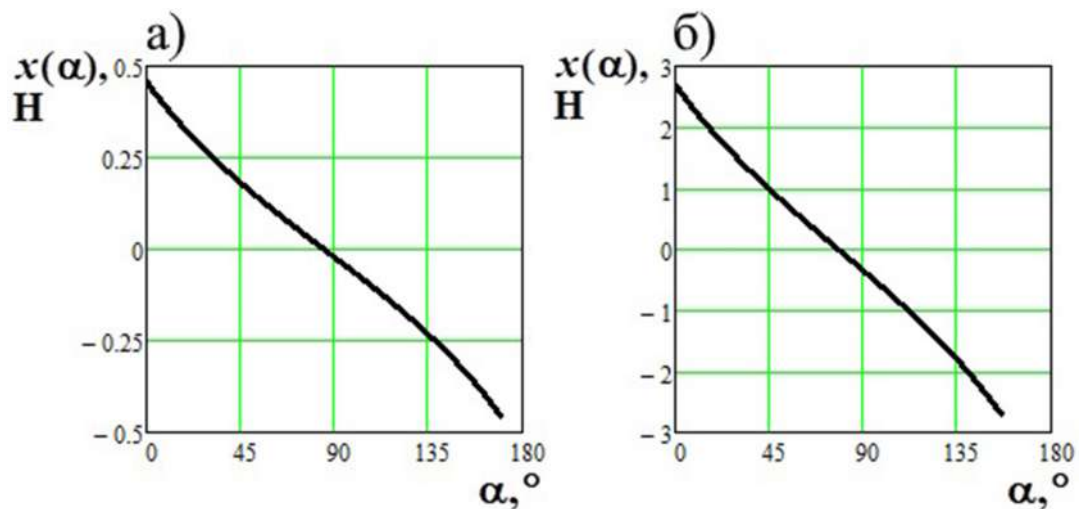


Рисунок 6.5 – Зависимость координат x параболы от угла охвата α при значениях фокального коэффициента а) $p = 2,0$, б) $p = 0,3$.

Подставив по оси абсцисс графика на рисунке 6.4 вместо переменной α зависимость $x(\alpha)$, получим зависимость $F_{\text{РАСП}}(x)$. График $F_{\text{РАСП}}(x)$ представлен на рисунке 6.6. Нулевые значения по оси x соответствуют центру линии реза, совпадающему с центром блока. Начальные и конечные значения соответствуют входу и выходу каната из пропила.

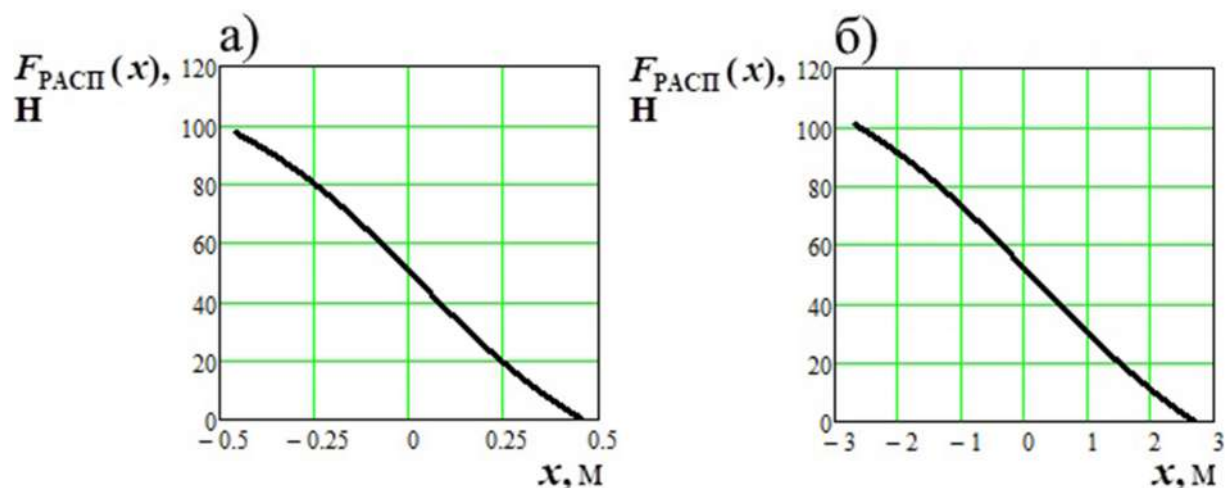


Рисунок 6.6 – Зависимость силы распиливания $F_{\text{РАСП}}$ от координат распиливаемого блока x при значениях фокального коэффициента параболы: а) $p = 2,0$, б) $p = 0,3$.

Из графика на рисунке 6.6 видно, что максимальные силы распиливания $F_{\text{РАСП}}$ возникают на алмазных элементах канатной пилы при её выходе из пропила, т.е. со стороны приводного барабана, а минимальные при входе в пропил.

Здесь были рассмотрены случаи горизонтального симметричного распиливания.

В методиках, разработанных ранее, параболическая траектория распиливания заменяется на круговую. Формула для круговой траектории распиливания будет выглядеть следующим образом [235]:

$$F_{\text{РАСП}} = P(1 - e^{-K_{\text{пр}} f_0 \alpha}) \quad (6.49)$$

Таким образом, коэффициент в степенном выражении в формуле (6.38) для параболической траектории по отношению к круговой (6.49) изменится с 1,0 на 0,5. Но из-за того, что фокус параболы расположен ближе к верхней части распиливаемой поверхности, чем центр заменяемой окружности в решаемой задаче, угол охвата в случае параболической траектории, как показали расчёты, увеличится в 2 раза. В связи с этим использование круговой траектории может быть достаточно корректным для некоторых расчётов, не требующих высокой

точности. Но при определении таких параметров, как угол охвата блока канатной пилой α и угол наклона действия силы P и Q относительно горизонтального положения Ω , может произойти существенная ошибка, поэтому целесообразно использовать параболическую траекторию. Горизонтальное положение для случая горизонтального распиливания определяется поверхностью станочной тележки, на которую устанавливается распиливаемый блок.

Приведённый силовой расчёт является достаточно точным при относительно небольших силах предварительного натяжения канатной пилы $F_{\text{РАСТ}} < 100 - 200 \text{ Н}$ [280]. Такой силовой анализ даёт наиболее точные результаты при исследовании работы карьерных алмазно-канатных машин. При значительных значениях сил предварительного натяжения канатной пилы максимальные силы распиливания будут иметь тенденцию смещения к центру пропила, т.е. к нулевой отметке на графиках на рисунке 6.6.

6.1.3 Силовой анализ системы «канатные барабаны – алмазно-канатная пила – распиливаемый блок»

Расчётная схема для силового анализа системы представлена на рисунке 6.7.

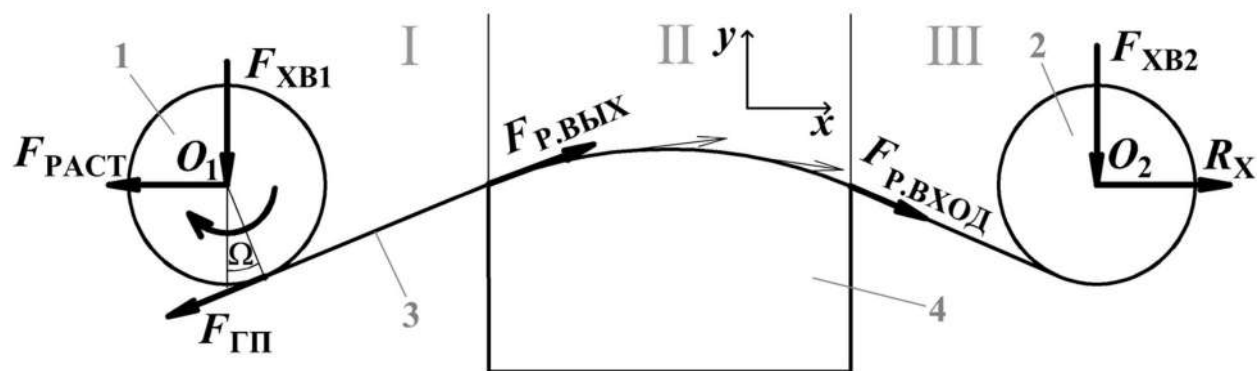


Рисунок 6.7 – Схема сил, действующих в системе «канатные барабаны – алмазно-канатная пила – распиливаемый блок»: 1 – приводной и натяжной барабан, 2 – барабан, 3 – канат, 4 – распиливаемый блок.

На этой схеме представлены следующие обозначения: $F_{ГП}$ – сила, действующая со стороны канатного барабана привода главного движения, Н; $F_{Р.ВЫХ}$ и $F_{Р.ВХОД}$ – сила распиливания в блоке, соответственно, выходная и входная, Н; $F_{РАСТ}$ – сила натяжения канатной пилы, Н; R_x – реакция на опоре барабана 2, Н; $F_{ХВ1}$ и $F_{ХВ2}$ – силы, действующие со стороны ходовых винтов 1 и 2, Н; Ω – угол наклона каната относительно горизонтального положения на участке I, рад или $^{\circ}$.

Уравнение сил на ось x :

$$\sum F_x = -F_{ГП} \cdot \cos \Omega + F_{Р.ВЫХ} \cdot \cos \Omega + F_{Р.ВХОД} \cdot \cos(\Omega + \Delta) - F_{РАСТ} + R_x = 0. \quad (6.50)$$

Уравнение сил на ось y :

$$\sum F_y = -F_{ГП} \cdot \sin \Omega + F_{Р.ВЫХ} \cdot \sin \Omega + F_{Р.ВХОД} \cdot \sin(\Omega + \Delta) - F_{ХВ1} + F_{ХВ2} = 0. \quad (6.51)$$

В этих уравнениях Δ – величина коррекции угла наклона каната относительно горизонтального положения на участке III (т.е. величина коррекции угла наклона вектора силы $F_{Р.ВХОД}$). Во многих расчётах этой величиной пренебрегают. Если пренебречь силами трения в исследуемой системе, то можно допустить, что $F_{ГП} = F_{Р.ВЫХ}$, а $F_{Р.ВХОД} \approx 0$ Н. В самом канате не будет нулевых сил, вследствие действия в системе силы $F_{РАСТ}$ и её реакции. Также можно допустить, что $R_x = F_{РАСТ}$. Следовательно, на гидроцилиндр натяжения каната в этом случае действует усилие:

$$R_{ГЦ,РАСТ} = F_{РАСТ} + F_{ГП}, \text{ Н.} \quad (6.52)$$

Реакции на ходовых винтах 1, 2 будут определяться по формулам:

$$R_{ХВ1} = F_{ХВ1} + F_{ГП} \cdot \sin \Omega, \text{ Н.} \quad (6.53)$$

$$R_{ХВ2} = F_{ХВ2}, \text{ Н.} \quad (6.54)$$

6.1.4 Определение угла наклона алмазного каната относительно горизонтального положения при выходе его из пропила и угла охвата блока алмазным канатом

Силу распиливания найдем на основании формулы для определения сил, действующих на канат, с корректировкой под параболическую траекторию распиливания. Расчётная схема представлена на рисунке 6.8.

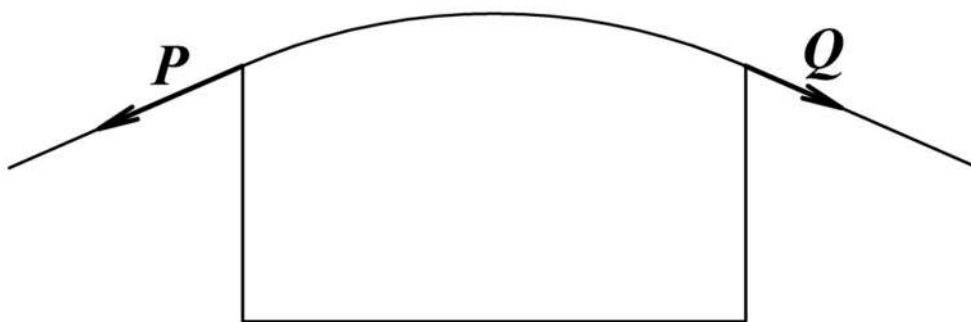


Рисунок 6.8 – Силы, действующие на канат при распиливании блока

Сила P и Q при анализе схем на рисунке 6.1 и 6.7 определится исходя из выражений:

$$P = F_{\text{ГП}} + F_{\text{РАСТ}} \cdot \cos \Omega, \text{ Н}, \quad (6.55)$$

$$Q = F_{\text{Р.ВХОД}} + R_x \cdot \cos(\Omega + \Delta), \text{ Н}, \quad (6.56)$$

где $F_{\text{Р.ВХОД}} \approx 0$ Н, а $R_x = F_{\text{РАСТ}}$. Примем $\Delta = 0$.

Сила распиливания определится исходя из разности (6.35):

$$P - Q = F_{\text{ГП}}, \text{ Н}. \quad (6.57)$$

В свою очередь, согласно формуле для определения сил, действующих на канат, с корректировкой под параболическую траекторию распиливания (6.37):

$$P - Q = F_{\text{ГП}} = P(1 - e^{-0,5f_0\alpha}), \text{ Н}. \quad (6.58)$$

Подставляя в формулу (6.58) вместо значения P выражение (6.55), получим:

$$(F_{\text{ГП}} + F_{\text{РАСТ}} \cdot \cos \Omega) \cdot (1 - e^{-0,5f_0\alpha}) = F_{\text{ГП}}, \text{ Н}. \quad (6.59)$$

Раскрыв скобки и преобразовав выражение (6.59), получим:

$$\cos \Omega = \frac{F_{\text{ГП}}}{F_{\text{РАСТ}} \cdot (e^{0,5f_0\alpha} - 1)}, \text{ Н}. \quad (6.60)$$

Ранее в работе было выявлено согласно выражениям (6.15) и (6.28)

соотношение $\frac{d\theta}{4} = d\varphi$. Угол $d\theta$ является частью угла α . Для угла α и Ω

(рисунок 6.9) можно определить аналогичное соотношение. Схема на рисунке 6.9 является симметричной, но при этом она аналогична схеме на рисунке 6.1 по критерию соотношения углов.

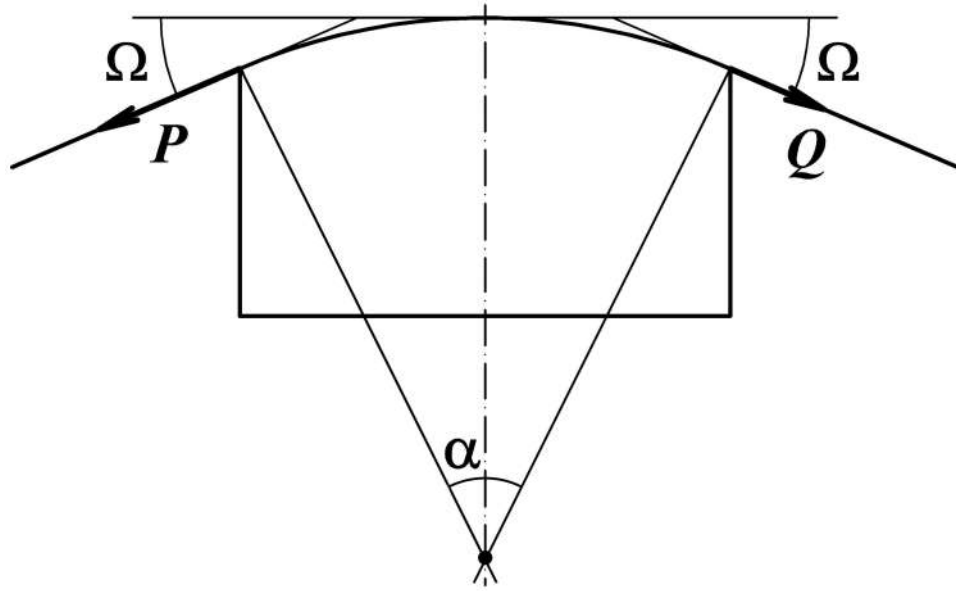


Рисунок 6.9 – Схема для определения соотношения угла охвата блока алмазным канатом α и угла наклона каната относительно горизонтального положения Ω , рад или $^\circ$

Таким образом, соотношение будет выглядеть следующим образом:

$$\frac{\alpha}{4} = \Omega \quad (6.61)$$

Таким образом, выражение (6.60) запишется следующим образом:

$$\cos \Omega = \frac{F_{\text{ГП}}}{F_{\text{РАСТ}} \cdot (e^{2f_0\Omega} - 1)}, \text{ Н.} \quad (6.62)$$

Преобразовав это уравнение, получим:

$$e^{2f_0\Omega} = \frac{F_{\text{ГП}}}{F_{\text{РАСТ}} \cdot \cos \Omega} + 1, \text{ Н.} \quad (6.63)$$

Как правило, в уравнении (6.63) известными величинами являются силы $F_{\text{ГП}}$ и $F_{\text{РАСТ}}$, неизвестной – угол Ω . Уравнение (6.63) является сложным показательным. Его целесообразно решить графическим методом. Построим графики левой и правой части уравнения, т.е. графики функций (рисунок 6.10):

$$y_1(\Omega) = e^{2f_0\Omega}, \quad (6.64)$$

$$y_2(\Omega) = \frac{F_{\text{ГП}}}{F_{\text{РАСТ}} \cdot \cos \Omega} + 1. \quad (6.65)$$

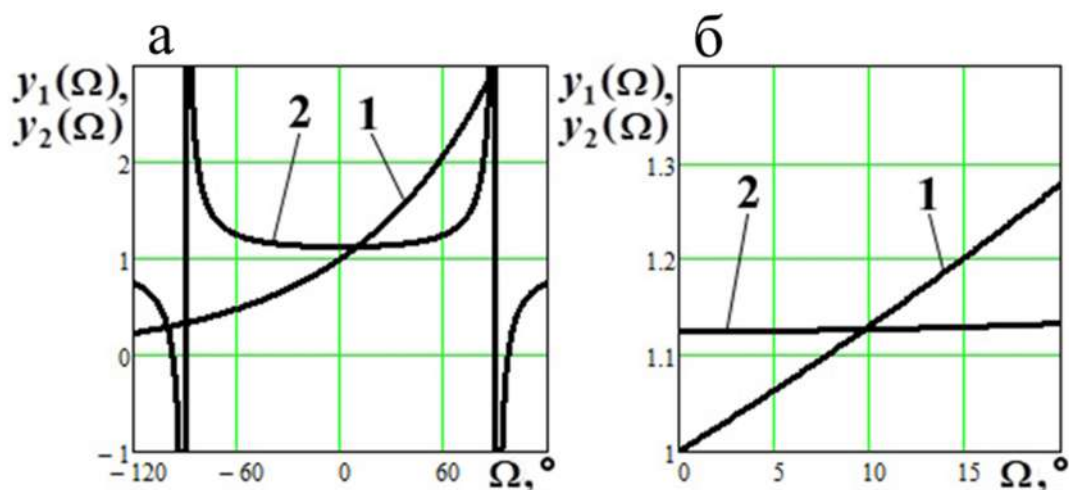


Рисунок 6.10 – Графический способ определения точки пересечения кривых зависимостей $y_1(\Omega)$ и $y_2(\Omega)$ с мелким (а) и крупным (б) масштабом отображения

Точка пересечения этих кривых будет решением уравнения (6.63). Она будет соответствовать значению угла наклона Ω для заданных сил, действующих в системе «канатные барабаны – канатная пила – распиливаемый блок». В нашей задаче угол $\Omega = 0,17$ рад. = $9,8^\circ$, а $\alpha = 39,2^\circ$.

6.2 Силовой анализ алмазно-канатной пилы камнераспиловочного оборудования с большими силами предварительного её натяжения

6.2.1 Силовой расчёт алмазно-канатной пилы для многоканатного распиловочного станка

Исходным параметром для силового расчёта алмазно-канатной пилы является максимальное растягивающее (разрывное) усилие на одну пилу $F_{\text{РАСТ.МАХ}}$. На основании анализа технических характеристик многоканатных камнераспиловочных станков заданная максимальная растягивающая нагрузка на пилу составит $F_{\text{РАЗР.МАХ}} = 250$ кг, что будет соответствовать заданной величине нагрузки в системе единиц СИ:

$$F_{\text{РАСТ.МАХ}} = F_{\text{РАЗР.МАХ}} \cdot g = 250 \cdot 9,8 = 2450 \text{ Н.} \quad (6.66)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

Допускаемая сила в рабочей части каната рассчитывается по формуле:

$$F_{\text{ДОП}} = F_{\text{РАСТ.МАХ}} / n_{\text{зап}}, \text{ Н,} \quad (6.67)$$

где $n_{\text{зап}}$ – запас прочности алмазно-канатной пилы, учитывающий особенности работы оборудования, $n_{\text{зап}} = 10 - 15$. Подставляя определённые значения в формулу (6.67), получим:

$$F_{\text{ДОП}} = F_{\text{РАСТ.МАХ}}/12 = 2450/12 = 204 \text{ Н}, \quad (6.68)$$

Как показывают научные исследования работы алмазно-канатного оборудования [82], для обеспечения минимальной вибрации алмазно-канатной пилы величина силы распиливания $F_{\text{РАСП}}$ будет иметь соотношение с силой $F_{\text{ДОП}}$:

$$F_{\text{РАСП}} = 0,5 F_{\text{ДОП}} = 0,5 \cdot 204 = 102 \text{ Н}. \quad (6.69)$$

Полученная расчётная величина силы распиливания близка к полученным результатам исследований учёного Sung Kwon Ahn [304] (см. пункт 1.3.3 главы 1).

Сила растяжения $F_{\text{РАСТ}}$ алмазно-канатной пилы на многоканатных камнераспиловочных станках может достигать значений 700 – 1200 Н и более.

Определив величину силы распиливания, найдём необходимую мощность привода станка при алмазно-канатном распиливании крепких горных пород по формуле:

$$N_{\text{РАСП}} = K_N n_{\text{пил}} F_{\text{РАСП}} V_{\text{АЛМКАН}}, \quad (6.70)$$

где K_N – коэффициент, учитывающий потери мощности при алмазно-канатном распиливании (КПД механической передачи, защемление пилы в пропилах, недостаток воды и т.п.), для стационарных условий $K_N = 1,32$, $n_{\text{пил}}$ – количество одновременно работающих пил, $V_{\text{АЛМКАН}}$ – скорость алмазно-канатного распиливания (перемещения пилы по дну пропила), $V_{\text{АЛМКАН}} = 20 - 40$ м/с. В расчётах примем $n_{\text{пил}} = 80$, $V_{\text{АЛМКАН}} = 30$ м/с. Подставив полученные данные в формулу (6.70), получим:

$$N_{\text{РАСП}} = K_N n_{\text{пил}} F_{\text{РАСП}} V_{\text{АЛМКАН}} = 1,32 \cdot 80 \cdot 102 \cdot 30 = 323 \text{ кВт}.$$

В технических характеристиках алмазного многоканатного камнераспиловочного станка итальянской фирмы Pedrini модели GS230-GF80 указанная мощность главного привода составляет $N_{\text{РАСП}} = 315$ кВт. Эта величина указывает о правильности произведённых расчётов параметров $F_{\text{РАСП}}$ и $N_{\text{РАСП}}$.

6.2.2 Силовой анализ системы «канат-распиливаемый блок» с помощью компьютерно-графического метода вертикального смещения парабол

Для установления нагрузок, возникающих при распиливании алмазно-канатной пилой, был использован компьютерно-графический метод. Расчеты производились исходя из параболической траектории резания.

Свойства параболы широко используются при расчетах в различных отраслях техники [34, 37, 88]. Она описывается уравнением:

$$y(x) = -\frac{px^2}{2}, \quad (6.72)$$

где p – фокальный коэффициент параболы.

Зависимость изменения силы распиливания от горизонтальных координат x определяется графическим способом, суть которого заключается в вертикальном смещении параболической траектории резания при алмазно-канатном распиливании, далее «параболы», позволяющим рассчитать величины действующих сил, возникающих при распиливании.

Ось y образована пересечением плоскости распиливания и перпендикулярной ей вертикальной плоскости симметрии блока. Ось x проходит через вершину параболы распиливания. Текущее значение начала координат по оси y смещается с изменением положения вершины параболы.

Рассчитать силу распиливания можно компьютерно-графическим способом. Сила распиливания $F_{\text{РАСП}}$ представлена формулой [292, 307]:

$$F_{\text{РАСП}} = kN, \text{ Н}, \quad (6.73)$$

где k – коэффициент, характеризующий отношение силы распиливания $F_{\text{РАСП}}$ к силе нормального давления N (принимается в расчётах, как величина постоянная). Силу нормального давления N при распиливании можно приближённо определить графическим методом. Представим далее его, как метод смещения парабол. Сила нормального давления N будет пропорциональна расстоянию по нормали от одной исходной параболы до второй смещённой параболы в степени x^r , то есть $L_{\text{норм}}^{x^r}$. Здесь x^r – степенной

коэффициент глубины резания. В данных расчётах за глубину резания принимается величина L_{norm} . В расчётах надо учесть тот факт, что, чем будет меньше расстояние смещения, тем будет и меньше ошибка в расчётах. Наибольшая сила нормального давления будет в верхней точке параболы $L_{\text{norm.max}}$. Задачу по нахождению силы нормального давления сначала определим в одной произвольно взятой точке. Потом найдём нагрузку в нескольких точках линии реза. Затем найдём коэффициент изменения силы нормального давления K_N , как отношение L_{norm} к максимальному значению $L_{\text{norm.max}}$. Тем самым, в соответствии с формулой (6.73), определяется зависимость силы распиливания $F_{\text{расп}}$ от координаты x .

На рисунке 6.11 представлены две параболы, по траекториям которых происходит распиливание. Верхняя парабола 1 $y_1(x)$ соответствует исходной позиции распиливания, нижняя 2 $y_2(x)$ – через некоторый промежуток времени. Для удобства разработки методики расчёта силы распиливания и наглядности было произведено вытягивание парабол по оси y .

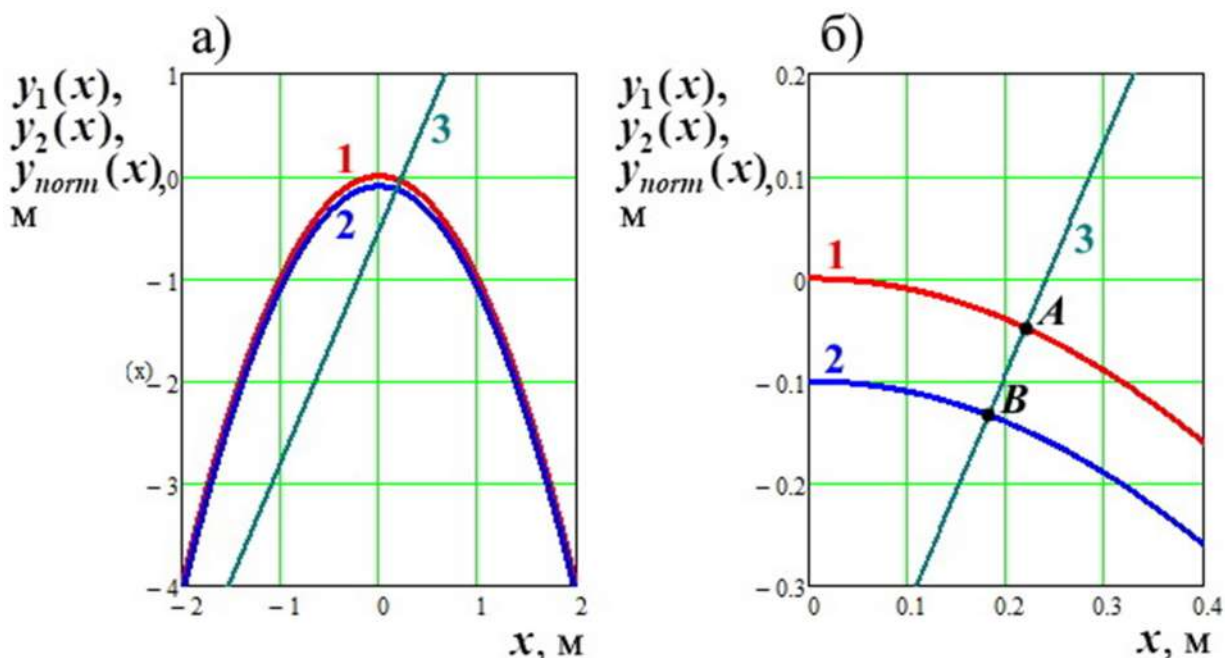


Рисунок 6.11 – Расчётная схема метода вертикального смещения параболы: а) и б) соответственно, графики в обычных и увеличенных координатах; 1 и 2 – соответственно, верхняя $y_1(x)$ и нижняя $y_2(x)$ парабола, 3 – нормаль к параболе 1, точки A и B – точки пересечения нормали 3 с параболами 1 и 2.

Точка A на параболе выбирается произвольно (рисунок 6.11 б). Через неё проведём нормаль 3 к параболе 1. Уравнение нормали к любой кривой через заданную точку описывается уравнением [42]:

$$y - y_A = -\frac{1}{f'(x_A)}(x - x_A), \quad (6.74)$$

где x_A, y_A – координаты точки A на рисунке 6.11 б, м; $f'(x_A)$ – производная функции в точке, соответствующей значению x_A . В нашем случае имеется функция параболы, представленная формулой (6.72), с добавлением индекса 1:

$$y_1(x) = -\frac{px^2}{2}, \quad (6.75)$$

Производная этой функции будет иметь следующий вид:

$$y_1'(x) = -px. \quad (6.76)$$

Соответственно, для нашего случая

$$f'(x_A) = -px_A. \quad (6.77)$$

Таким образом, уравнение нормали 3 к параболе 1 запишется в следующем виде:

$$y_{\text{norm}}(x) = \frac{1}{px_A}(x - x_A) + y_A. \quad (6.78)$$

Теперь необходимо найти точку пересечения нормали 3 и параболы 2. Парабола 2 смещена вниз. Её уравнение будет иметь вид:

$$y_2(x) = -\frac{px^2}{2} - \Delta y_2, \quad (6.79)$$

где Δy_2 – величина смещения вниз параболы 2.

Точка пересечения находится при решении системы уравнений (6.78) и (6.79). Решим её, приравняв правые части уравнений:

$$-\frac{px^2}{2} - \Delta y_2 = \frac{1}{px_A}(x - x_A) + y_A. \quad (6.80)$$

Преобразовав это равенство, получим квадратное уравнение следующего вида:

$$\frac{p}{2}x^2 + \frac{1}{px_A}x - \frac{1}{p} + y_A + \Delta y_2 = 0. \quad (6.81)$$

В общем виде квадратное уравнение имеет вид:

$$ax^2 + bx + c = 0. \quad (6.82)$$

Корни квадратного уравнения находятся согласно формуле:

$$x_{21,22} = \frac{-b \pm \sqrt{D}}{2a}, \quad (6.83)$$

где $D = b^2 - 4ac$ – дискриминант квадратного уравнения.

Для уравнения (6.81) $a = \frac{p}{2}$, $b = \frac{1}{p x_A}$, $c = -\frac{1}{p} + y_A + \Delta y_2$

Один из корней будет решением задачи. Этот корень будет соответствовать координате x точки, в которой прямая $y_{\text{norm}}(x)$ пересечёт параболу 2 $y_2(x)$. Координаты этой точки: x_{21} , $y_2(x_{21})$ или x_{21} , $y_{\text{norm}}(x_{21})$.

Расстояния по нормали от параболы $y_1(x)$ до параболы $y_2(x)$ будет вычисляться по формуле:

$$L_{\text{norm}} = \sqrt{(x_A - x_{21})^2 + (y_A - y_2(x_{21}))^2}. \quad (6.84)$$

Координаты x_{21} , $y_2(x_{21})$ можно записать в соответствии с рисунком 6.11, как x_B , y_B . Уравнение (6.84) примет окончательный вид:

$$L_{\text{norm}} = \sqrt{(x_A - x_B)^2 + (y_A - y_B)^2}. \quad (6.85)$$

Значение p для двух парабол должно быть одинаково. В нашем примере $p = 2$. На параболе 1 задана точка A , через которую проходит нормаль. Координаты точки $A(0,22; -0,048)$. Величина вертикального смещения параболы 2 относительно параболы 1 составляет $\Delta y_2 = 0,1$ м. Решая квадратное уравнение (6.81), получим два корня (6.83), которые соответствуют координатам x точек пересечения параболы 2 и нормали. Их величины составят $x_{21} = 0,183$ м, $x_{22} = -2,455$ м. Величине x_B будет соответствовать величина x_{21} . Полученные координаты точки $B(0,183; -0,133)$. Расстояние, исходя из формулы (6.85), составит $L_{\text{norm}AB} = 0,093$ м.

Проведём аналогичные вычисления по нахождению расстояния L_{norm} в других точках с некоторым заданным шагом по оси x . Затем найдём

коэффициент изменения силы нормального давления K_N в заданных точках. Полученную величину L_{norm}^{xr} для текущей точки разделим на максимальную величину $L_{\text{norm.max}}^{xr}$. Величина $L_{\text{norm.max}}$ будет соответствовать вертикальному смещению Δy_2 . Например, для найденного значения L_{normAB} коэффициент

$$K_{N.AB} = \frac{L_{\text{normAB}}^{xr}}{L_{\text{norm.max}}^{xr}} = \frac{L_{\text{normAB}}^{xr}}{\Delta y_2^{xr}} = \frac{0,093^{1.0}}{0,100^{1.0}} = 0,930. \quad (6.86)$$

Полученные точки соединим сплайнами, применив программу Mathcad [61, 84, 110, 170], то есть проведём сплайн-интерполяцию (рисунок 6.12). И, таким образом, мы получили сплайн-интерполяционную функцию $K_N(x)$.

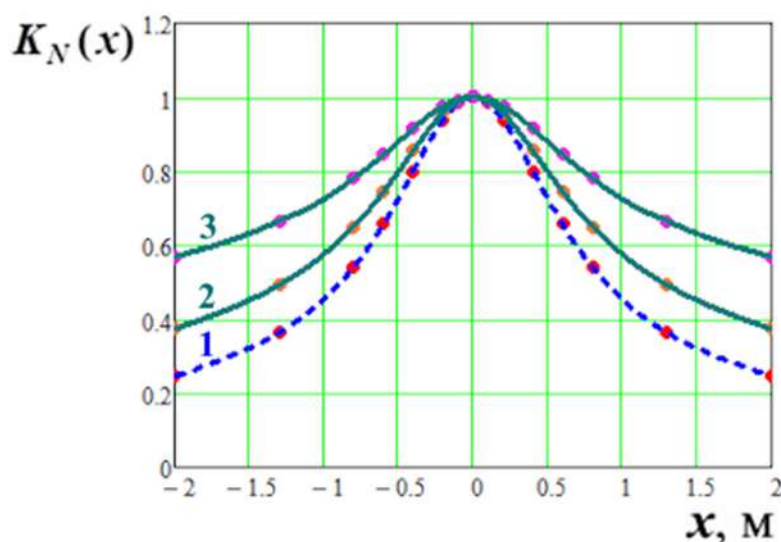


Рисунок 6.12 – Зависимость коэффициента изменения силы нормального давления от координат блока; кривые 1; 2; 3 получены, соответственно, при величинах $xr = 1,0; 0,7; 0,4$

6.3 Корректировка методов силового анализа алмзно-канатной пилы

6.3.1 Корректировка траектории распиливания и силового расчёта алмзно-канатной пилы

Выполненный выше силовой анализ является упрощённым и не полностью отражает особенности процесса алмазно-канатного распиливания. Одним из существенных недостатков приведённой методики определения сил в системе «канатные барабаны – канатная пила – распиливаемый блок»

является то, что при канатном распиливании вершина параболической траектории реза смещается от приводной ветви каната к холостой, как видно по траектории запилов на рисунке 6.14.

Произвести моделирование смещения вершины параболы можно двумя способами: горизонтальным смещением (по оси x) и поворотом.

Уравнение параболы в случае её горизонтального смещения (по оси x) будет иметь вид:

$$y_{Г.см}(x) = -\frac{p(x^2 - \Delta x)}{2}, \text{ м}, \quad (6.87)$$

где величина Δx – смещение параболы по оси x , м. Графики $y_{см}(x)$ при различных значениях p представлены на рисунке 6.13.

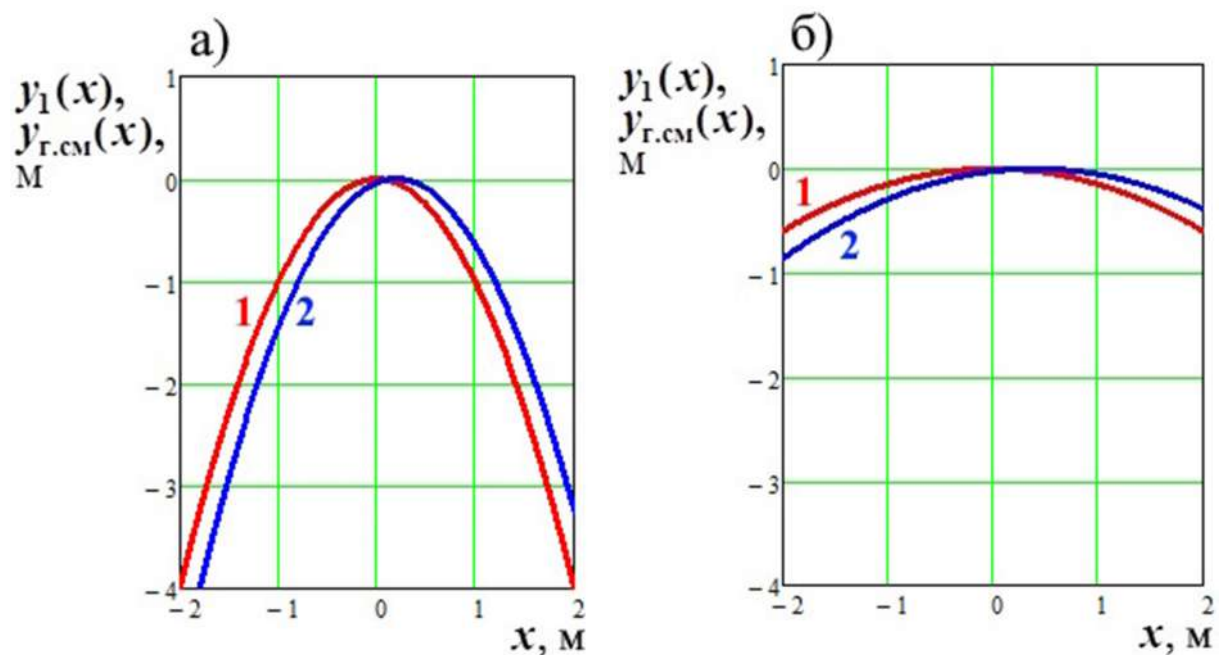


Рисунок 6.13 – Графики исходной (1) и смещённой (2) парабол характеризующих траекторию реза при значениях а) $p = 2,0$, б) $p = 0,3$.

а)



б)



в)



Рисунок 6.14 – Поверхности плит, полученные после алмазно-канатного распиливания с большой (а) и малой (б, в) кривизной запилов

г)



д)



Рисунок 6.14 – Поверхности плит, полученные после алмазно-канатного распиливания с малой (г) и большой кривизной (д) запилов

Уравнение параболы в случае её поворота будет иметь вид [34]:

$$x \cdot \sin(\beta) + y \cdot \cos(\beta) + \frac{p(x \cdot \cos(\beta) - y \cdot \sin(\beta))^2}{2} = 0, \quad (6.88)$$

где β – угол поворота параболы относительно начала координат в точке (0; 0), рад.

Раскрываем квадратные скобки уравнения:

$$x \cdot \sin(\beta) + y \cdot \cos(\beta) + \frac{q(x^2 \cdot \cos^2(\beta) - 2xy \sin(\beta) \cos(\beta) + y^2 \cdot \sin^2(\beta))}{2} = 0. \quad (6.89)$$

Это уравнение является квадратным. Приводим его к общему виду, принимая, что $x = \text{const}$:

$$\begin{aligned} & \left(\left(\frac{1}{2} \right) q \sin^2(\beta) \right) y^2 + (\cos(\beta) - qx \sin(\beta) \cos(\beta))y + x \sin(\beta) + \\ & + \left(\frac{1}{2} \right) \cdot qx^2 \cos^2(\beta) = 0 \end{aligned} \quad (6.90)$$

Корни этого квадратного уравнения запишем в следующем виде:

$$\begin{aligned} y_{\text{пов}}(x) = & \left[\frac{1}{2 \left(\left(\frac{1}{2} \right) q \sin^2(\beta) \right)} \right] \left[-(\cos(\beta) - qx \sin(\beta) \cos(\beta)) \pm \right. \\ & \pm \left((\cos(\beta) - qx \sin(\beta) \cos(\beta))^2 - \right. \\ & \left. \left. - 4 \left(\left(\frac{1}{2} \right) q \sin^2(\beta) \right) \left(x \sin(\beta) + \left(\frac{1}{2} \right) \cdot qx^2 \cos^2(\beta) \right) \right)^{\frac{1}{2}} \right] \end{aligned} \quad (6.91)$$

Полученные корни с учётом того, что значение x становится переменной величиной, являются уравнениями повёрнутой параболы. Повёрнутую параболу необходимо перенести. При этом уравнение повёрнуто-перемещённой параболы примет следующий вид:

$$y_{\text{пов-перенос}}(x) = \left[\frac{1}{2 \left(\left(\frac{1}{2} \right) q \sin^2(\beta) \right)} \right] \left[-(\cos(\beta) - q(x - \Delta x) \sin(\beta) \cos(\beta)) \pm \right. \\ \left. \pm \left((\cos(\beta) - q(x - \Delta x) \sin(\beta) \cos(\beta))^2 - \right. \right. \\ \left. \left. - 4 \left(\left(\frac{1}{2} \right) q \sin^2(\beta) \right) \left((x - \Delta x) \sin(\beta) + \left(\frac{1}{2} \right) \cdot q(x - \Delta x)^2 \cos^2(\beta) \right) \right)^{\frac{1}{2}} \right] + \Delta y \quad (6.92)$$

где Δx , Δy – корректирующие смещения, соответственно, по оси x и y , $\Delta x = R_{\text{парабола}} \cdot \sin(\beta)$, $\Delta y = R_{\text{парабола}} \cdot (1 - \cos(\beta))$. Здесь $R_{\text{парабола}}$ – радиус поворота параболы. Он находится по среднему значению модуля вертикальной составляющей (по оси y) радиуса кривизны параболы $R_{\text{кр.верт.средний}}$. Порядок определения $R_{\text{кр.верт.средний}}$ приводится ниже.

Значение радиуса кривизны в любой точке параболы определяется по формуле [65, 257]:

$$R_{\text{кр}}(x) = \left| \frac{\left(1 + y'^2(x) \right)^{\frac{3}{2}}}{y''(x)} \right|, \quad (6.93)$$

где $y'(x)$ и $y''(x)$ – первая и вторая производная функции параболы в выбранной точке. Вычислив производные в формуле (6.93), получим:

$$R_{\text{кр}}(x) = \left| \frac{\left(1 + (-px)^2 \right)^{\frac{3}{2}}}{-p} \right|, \text{ м}, \quad (6.94)$$

Вертикальная составляющая (по оси y) радиуса кривизны параболы определяется по формуле:

$$R_{\text{кр.верт}}(x) = R_{\text{кр}}(x) \cdot \sin(\gamma_{\text{норм}}(x)), \text{ м}, \quad (6.95)$$

где $\gamma_{\text{норм}}$ – угол наклона нормали к касательной параболы в выбранной точке. Он определяется по формуле:

$$\gamma_{\text{норм}}(x) = \arctg\left(-\frac{1}{y'(x)}\right) = \arctg\left(\frac{1}{px}\right), \text{ рад}. \quad (6.96)$$

Среднее значение модуля вертикальной составляющей (по оси y) радиуса кривизны параболы $R_{\text{кр.верт.средний}}$

$$R_{\text{кр.верт.средний}}(x) = \left(\frac{1}{x_2 - x_1} \right) \cdot \int_{x_1}^{x_2} R_{\text{кр.верт}}(x) dx, \text{ м}, \quad (6.97)$$

где x_1, x_2 – соответственно, начальное и конечное значение интервала по оси x .

График повёрнуто-перемещённой параболы представлен на рисунке 6.15.

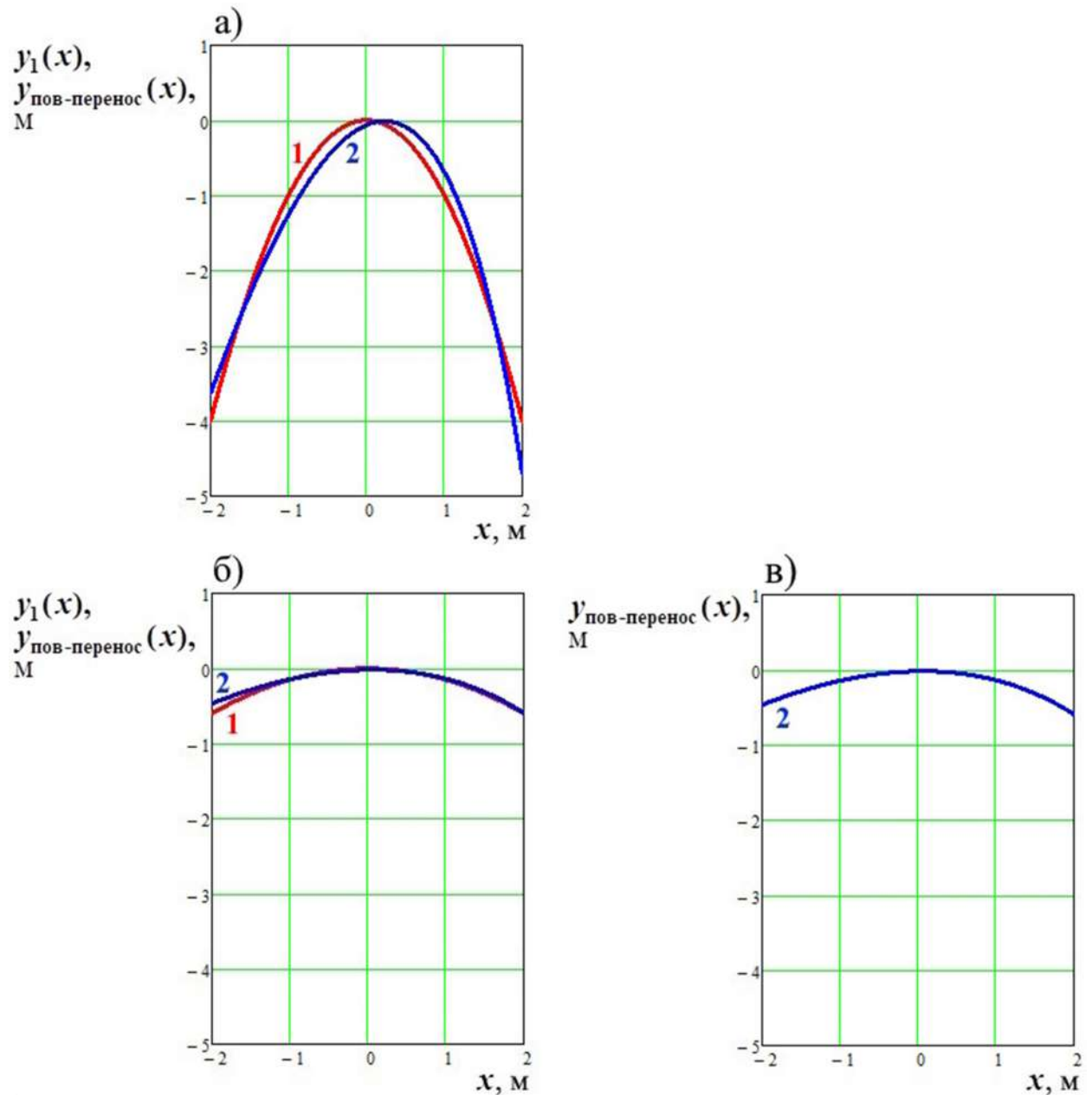


Рисунок 6.15 – Исходная (1) и повёрнуто-перемещённая (2) параболы, характеризующие траекторию реза при значениях а) $p = 2,0$, б) и в) $p = 0,3$.

Анализируя два метода моделирование смещения вершины параболы, можно сделать вывод, что метод поворота является более точным, но при этом и более сложным.

Смещение вершины параболы при горизонтальном канатном распиливании незначительно изменяет силовой расчёт канатнопильного станка, который представлен выше. В формулах (6.53), (6.59) – (6.65) незначительно измениться угол наклона каната относительно горизонтального положения Ω . В формулах (6.59) и (6.61) незначительно измениться угол охвата блока канатной пилой α . Соотношение (6.61), связывающее параметры Ω и α , можно применять только в силовом расчёте для траектории распиливания без смещения вершины параболы. В случае проведения силового расчёта для траектории распиливания повёрнуто-перемещённой параболы определение соотношения (6.61) значительно усложняется. Для точного силового расчёта необходимо проводить замеры геометрических параметров блока и реза по траектории запилов после распиливания блока, к которым также относятся углы Ω , α и величины смещений вершины параболы Δx , Δy .

Представленные корректировочные расчёты могут быть необходимы при уточнении силовых расчётов, представленных выше.

6.3.2 Силовой анализ системы «алмазный канат-распиливаемый блок» при использовании метода вертикального смещения повёрнуто-перемещённых парабол

Порядок проведения данного анализа в некотором приближении такой же, как и в пункте 6.2.2. Анализ усложняется из-за сложного уравнения повёрнуто-перемещённой параболы (формула 6.92). График повёрнуто-перемещённой параболы $y_{\text{пов-перенос1}}(x)$ и повёрнуто-перемещённой параболы $y_{\text{пов-перенос2}}(x)$, смещённой вниз на величину Δy_2 , показаны на рисунке 6.16. На нём цифрами 1 и 2 обозначены, соответственно, верхняя $y_{\text{пов-перенос1}}(x)$ и нижняя $y_{\text{пов-перенос2}}(x)$ парабола, 3 – нормаль к параболе 1 (повёрнуто-перемещённая), точки $A_{\text{ПП}}$ и $B_{\text{ПП}}$ – точки пересечения нормали 3 с параболой 1 и 2 (с учётом поворота и перемещения нормали 3).

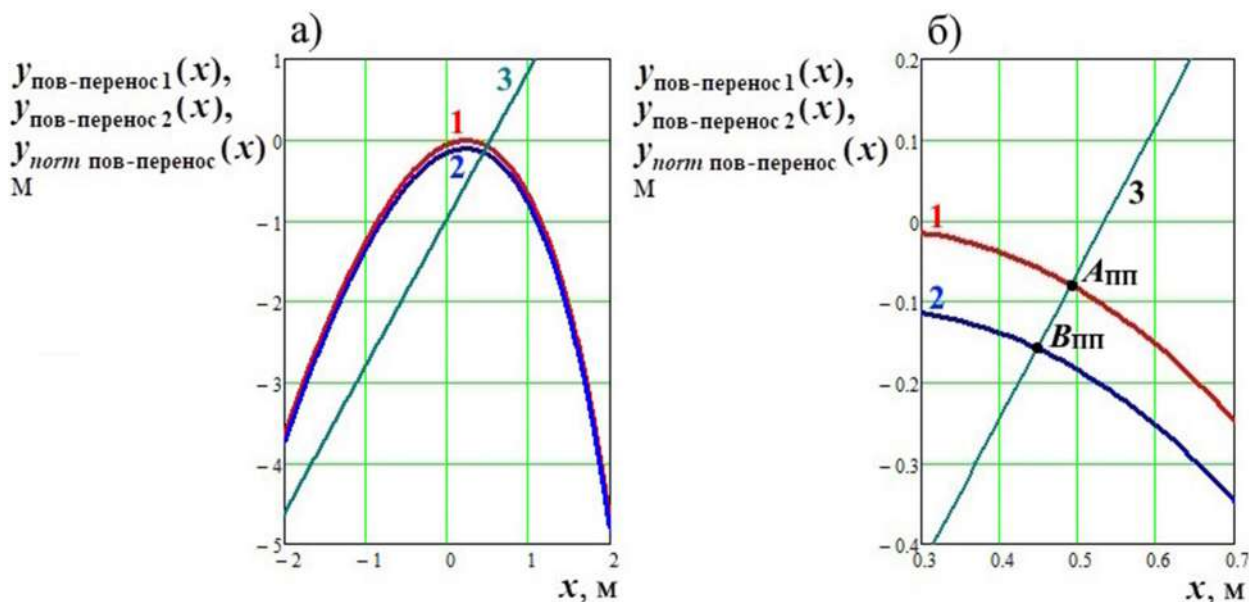


Рисунок 6.16 – Расчётная схема метода вертикального смещения повёрнуто-перемещённой параболы в обычных (а) и увеличенных координатах (б)

Суть метода заключается в том, что строятся две параболы 1 и 2, по траектории которых происходит распиливание, и нормаль 3 (см. пункт 6.2.2, формулы (6.75), (6.78), (6.79) и рисунок 6.11). Построенные параболы поворачиваются и перемещаются (см. пункт 6.3.1, формула (6.92)).

Уравнение параболы 1 $y_{\text{пов-перенос1}}(x)$ будет иметь вид формулы (6.92), уравнение параболы 2 $y_{\text{пов-перенос2}}(x)$ запишется, как:

$$y_{\text{пов-перенос2}}(x) = y_{\text{пов-перенос1}}(x) - \Delta y_2, \quad (6.98)$$

где Δy_2 – величина смещения вниз параболы 2 (см. пункт 6.2.2, формула (6.79)).

Также поворачивается и перемещается нормаль 3. Исходное уравнение нормали 3 – формула (6.78). Уравнение повёрнуто-перемещённой нормали 3 будет иметь вид:

$$y - y_A + \Delta y + \Delta y_{A_{\text{пп}}} = \left[\text{tg} \left(\arctg \left(-\frac{1}{f'(x_A)} \right) - \beta \right) \right] (x - x_A - \Delta x + \Delta x_{A_{\text{пп}}}), \quad (6.99)$$

где x_A, y_A – координаты точки A (см. пункт 6.2.2, формула 6.74, рисунок 6.11), м; $\Delta x, \Delta y$ – корректирующие смещения, (см. пункт 6.3.1, формула 6.92), м; $\Delta x_{A_{\text{пп}}}, \Delta y_{A_{\text{пп}}}$ – корректирующие смещения точки A вследствие поворота и

перемещения нормали 3. Значения этих величин рассчитываются по формулам:

$$\Delta x_{A_{\text{пп}}} = R_{A_{\text{пп}}} (\cos(\rho_A) - \cos(\rho_A + \beta)), \quad (6.100)$$

$$\Delta y_{A_{\text{пп}}} = R_{A_{\text{пп}}} \cdot \sin(\rho_A + \beta) - |y_A|, \quad (6.101)$$

где $R_{A_{\text{пп}}}$ – радиус поворота точки A вокруг начала координат, м,

$$R_{A_{\text{пп}}} = \sqrt{x_A^2 + y_A^2}; \quad (6.102)$$

ρ_A – угол наклона радиальной линии $R_{A_{\text{пп}}}$ относительно оси абсцисс (горизонтальной оси x), рад или $^\circ$,

$$\rho_A = \arctg\left(\frac{|y_A|}{x_A}\right); \quad (6.103)$$

β – угол поворота параболы относительно начала координат в точке $(0; 0)$, рад (см. формулу 6.88).

Соответственно, координаты точек $A_{\text{пп}}$ и $B_{\text{пп}}$ будут определяться из выражений:

$$\begin{aligned} x_{A_{\text{пп}}} &= x_A + \Delta x - \Delta x_{A_{\text{пп}}} \\ y_{A_{\text{пп}}} &= y_A - \Delta y - \Delta y_{A_{\text{пп}}}. \end{aligned} \quad (6.104)$$

В нашем примере исходная точка имела координаты $A(0,220; -0,048)$. Координаты перемещённой точки при повороте нормали 3 на угол 5° $A_{\text{пп}}(0,491; -0,079)$ (см. рисунок 6.16).

В формуле (6.99), согласно формуле (6.77) $f'(x_A) = -px_A$. Формулу (6.99) запишем в удобном виде для построения графика:

$$\begin{aligned} y_{\text{норм пов-перенос}}(x) &= \text{tg}\left(\arctg\left(\frac{1}{px_A}\right) - \beta\right)(x - x_A - \Delta x + \Delta x_{A_{\text{пп}}}) + \\ &+ y_A - \Delta y - \Delta y_{A_{\text{пп}}} \end{aligned} \quad (6.105)$$

Точку пересечения нормали 3 и параболы 2 $B_{\text{пп}}$ определим при решении системы уравнений (6.105), (6.98) и (6.92). Аналитически данную систему решить сложно. Поэтому для её решения была применена функция Find для

решения нелинейных уравнений в программе Mathcad. В нашем примере координаты точки $B_{\text{ПП}} (0,448; -0,158)$.

Расстояния по нормали 3 от параболы $y_{\text{пов-перенос1}}(x)$ до параболы $y_{\text{пов-перенос2}}(x)$ будет вычисляться по формуле:

$$L_{\text{norm ПП}} = \sqrt{(x_{A_{\text{ПП}}} - x_{B_{\text{ПП}}})^2 + (y_{A_{\text{ПП}}} - y_{B_{\text{ПП}}})^2}. \quad (6.106)$$

В нашем примере $L_{\text{norm AB ПП}} = 0,090$ м.

Проведём аналогичные вычисления по нахождению расстояния $L_{\text{norm ПП}}$ в других точках с некоторым заданным шагом по оси x . Затем найдём коэффициент изменения силы нормального давления K_N в заданных точках согласно методике, описанной в пункте 6.2.2. Важно отметить, что значения координат этих точек по оси x являются значениями перенесённых точек $x_{\text{ПП}}$, а по оси y значениями коэффициента $K_{N,\text{ПП}}$. В нашем примере, это, соответственно, точки $x_{A_{\text{ПП}}}$ и $K_{N,AB \text{ ПП}}$. Например, для найденного значения $L_{\text{norm AB ПП}}$ коэффициент

$$K_{N,AB \text{ ПП}} = \frac{L_{\text{norm AB ПП}}^{xr}}{\Delta y_2^{xr}} = \frac{0,090^{1,0}}{0,100^{1,0}} = 0,900. \quad (6.107)$$

Полученные точки соединим сплайнами, используя программу Mathcad [61, 84, 110, 170]. Сплайн-интерполяционная функция $K_{N,\text{ПП}}(x)$ представлена на рисунке 6.17. Кривые 1; 2; 3 на графиках получены, соответственно, при величинах $xr = 1,0; 0,7; 0,4$. Так как сила нормального давления N пропорциональна силе распиливания $F_{\text{РАСП}}$, рассмотренной в пункте 6.2.2, то и сплайн-интерполяционная функция $K_{N,\text{ПП}}(x)$ будет пропорциональна силе распиливания $F_{\text{РАСП}}$. В нашем рассматриваемом примере $F_{\text{РАСП.МАХ}} = 102$ Н (см. пункт 6.2.1). Зависимость $F_{\text{РАСП}}(x)$ будет определяться по формуле:

$$F_{\text{РАСП}}(x) = F_{\text{РАСП.МАХ}} \cdot K_{N,\text{ПП}}(x). \quad (6.108)$$

Графики $F_{\text{РАСП}}(x)$ представлены на рисунке 6.18. Кривые 1; 2; 3 на графиках получены, соответственно, при величинах $xr = 1,0; 0,7; 0,4$.

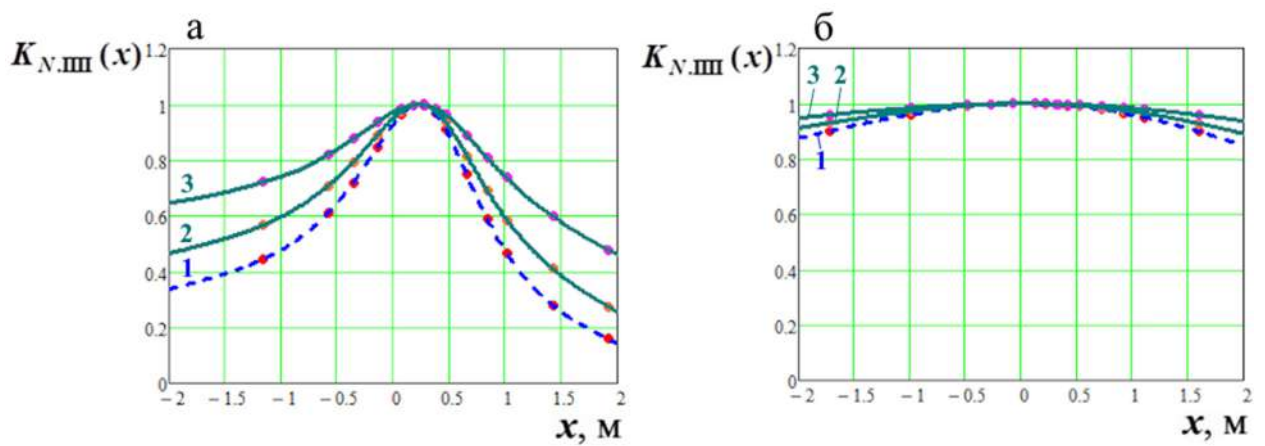


Рисунок 6.17 – Зависимость коэффициента изменения силы нормального давления от координат распиливаемого блока x в соответствии с перенесёнными точками $x_{i\text{шп}}$ при значениях фокального коэффициента параболы а) $p = 2,0$, б) $p = 0,3$

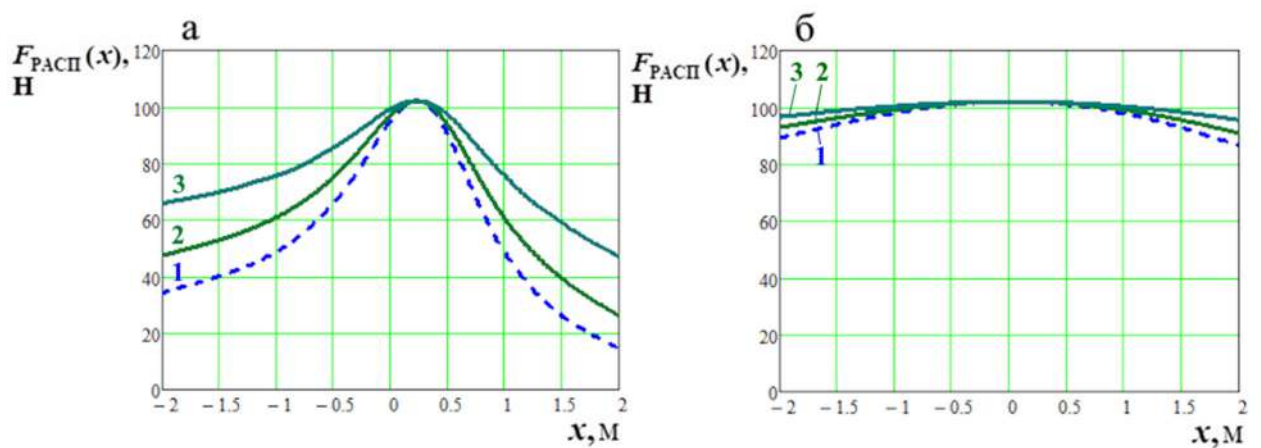


Рисунок 6.18 – Зависимость изменения силы распиливания $F_{\text{расп}}(x)$ от координат блока x при использовании метода вертикального смещения парабол при значениях фокального коэффициента параболы а) $p = 2,0$, б) $p = 0,3$

Полученные графики на рисунке 6.18 значительно отличаются от графиков на рисунке 6.6 в пункте 6.1.2. Схожесть заключается только в полученном максимальном значении величины силы распиливания $F_{\text{расп.мах}}$ составляющем около 100Н. Сам характер графиков имеет существенное различие из-за того, что в первом случае расчёт производится по представленной выше формуле Эйлера для определения сил, действующих на канат, которая не в полной мере отражает характер действия сил при горизонтальном алмазно-канатном распиливании с большими силами натяжения алмазно-канатной пилы. Существенное влияние на

силу распиливания $F_{\text{РАСП}}$ оказывает влияние растягивающей силы (силы натяжения канатной пилы) $F_{\text{РАСТ}}$. Эта сила придаёт алмазному канату значительную жёсткость, вследствие чего максимальная сила возникает в районе вершины реза распиливаемого блока. Вершина реза располагается в центральной части блока с небольшим смещением от центра. Приведённый силовой расчёт является достаточно точным при значительных силах предварительного натяжения канатной пилы $F_{\text{РАСТ}} \approx 700 - 2000 \text{ Н}$.

6.3.3 Стадии распиливания блоков крепкой горной породы с помощью алмазно-канатного оборудования

В процессе алмазно-канатного распиливания траектория резания претерпевает большие изменения [219, 259, 263, 290, 304]. В начальной стадии, как правило, она повторяет в некотором приближении контуры монолита или блока (стадия 1). Потом, в процессе распиливания траектория реза начинает принимать характер нескольких переходящих одна в другую парабол (стадия 2). Затем, постепенно приобретает форму одной повёрнуто-смещенной параболы, как показано на рисунке 6.19 (стадия 3).

Для алмазно-канатной карьерной машины рабочий процесс распиливания во времени имеет следующие показатели. Стадия 1 составляет 20 – 30% от суммарного времени всей операции, стадия 2 – 30 – 40%, стадия 3 – 40 – 50%. Для канатного распиловочного станка стадия 1 и 2 составляет 10 – 30%, стадия 3 – 70 – 90%.

На рисунке 6.19 отображена стадия 3 распиливания, соответственно, монолита алмазно-канатной карьерной машины (а) и блока одноканатным распиловочным станком (б).

При проведении силовых расчётов алмазно-канатной пилы предлагается брать за основу расчётную схему с параболической траекторией распиливания, вводя коэффициенты повышения нагрузки для первой и второй стадии рабочей операции (стадия 1 и 2).

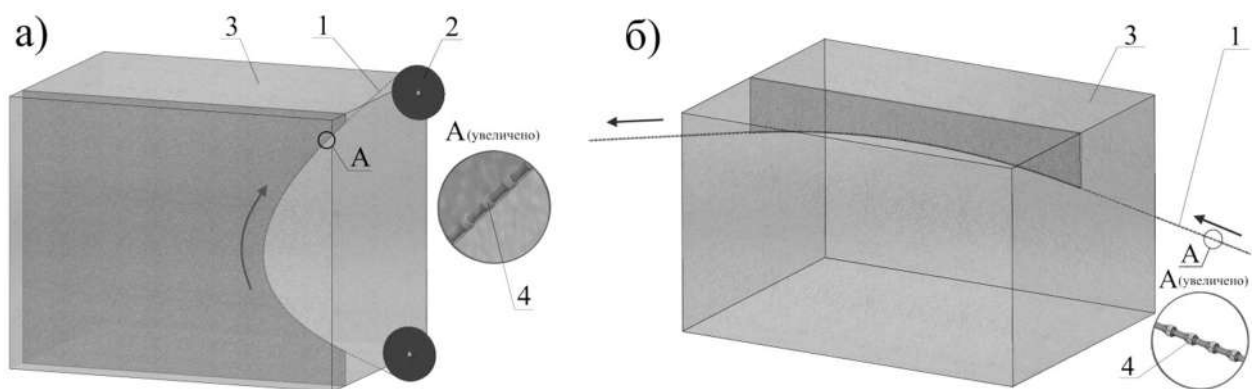


Рисунок 6.19 – Полупрозрачная модель системы: а) «алмазная канатная пила карьерной распиловочной машины – распиливаемый монолит», б) «алмазная канатная пила распиловочного станка – распиливаемый блок»

1 – пила, 2 – направляющий шкив, 3 – распиливаемый блок (или монолит), 4 – алмазные сегменты.

6.4 Определение рациональных форм алмазных сегментов и радиуса скругления их рабочих кромок алмазно-канатной пилы

6.4.1 Прочностной анализ алмазных сегментов с острой и скруглённой кромкой

Основой для прочностного анализа сегментов является силовой анализ системы «алмазно-канатная пила – распиливаемый блок», представленный выше.

На алмазно-канатной пиле (рисунок 6.20) могут использоваться режущие алмазные сегменты различных форм. Чаще всего применяются цилиндрические алмазные сегменты с острой кромкой [140]. Проведённый прочностной анализ таких сегментов показал, что зона острых кромок является концентратором высоких напряжений [286]. Материал режущего слоя представляет собой связку, в которой равномерно распределены синтетические алмазы. Алмазы во время рабочей операции под воздействием сил распиливания отделяют в режиме резания слой камня со дна пропила.

Напряжение на кромке может возникать в алмазном сегменте в случае действия момента пары сил $M_{\text{тр}}$ – тягового усилия и силы трения, возникающих во время движения. В этом случае может приподниматься задняя рабочая грань сегмента, как показано на рисунке 6.20.

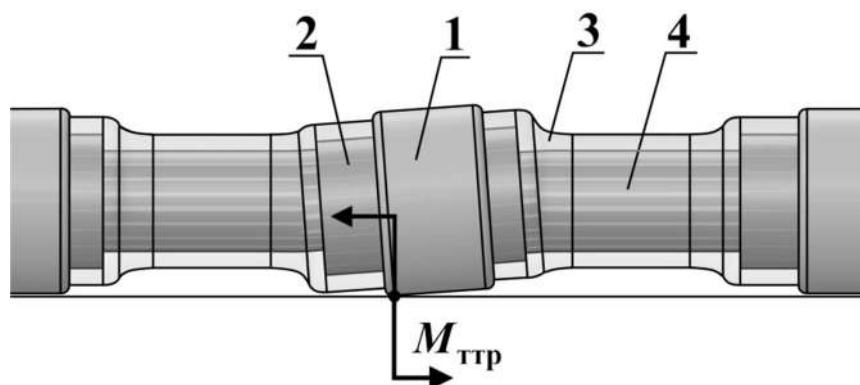


Рисунок 6.20 – Модель алмазной канатной пилы:

1 – алмазный слой, 2 – втулка, 3 – промежуточная вставка, 4 – трос

Компьютерное моделирование алмазного сегмента выполнено с использованием программы SolidWorks, прочностной анализ в модуле Simulation с использованием метода конечных элементов [13 – 17, 217, 218].

Диаметр сегмента в расчёте $d_{\text{сегм}} = 6,3$ мм, длина $L_{\text{сегм}} = 6,0$ мм. Сила распиливания $F_{\text{РАСП}} = 102$ Н, сила нормального давления $N = 291,4$ Н. В расчётах применялась стандартная, тетраэдральная сетка конечных элементов. Глобальный размер стандартной сетки при исследованиях моделей с различными радиусами кромок варьировался от 0,14 до 0,16 мм с целью создания стабильной сетки конечных элементов в зоне исследуемой кромки. Пропорционально (автоматически) изменялся допуск с начальной величиной 0,0075 мм для глобального размера – 0,15 мм. Эквивалентные напряжения в модели определялись по критерию фон Мизеса.

В исследуемой модели было сделано допущение, что сегмент с острой кромкой имеет минимальный радиус 0,01мм

Данные получены при исследовании алмазного элемента с кромкой $R_{\text{скр}} = 0,01$ мм: размер конечного элемента 0,154 мм, допуск 0,0077 мм, количество узлов равно 345704, количество элементов 237625, число степеней свободы 974112.

Максимальные напряжения были найдены для алмазного элемента с радиусами кромок: 0,01; 0,02; 0,03; 0,04; 0,05; 0,06; 0,07; 0,08; 0,09; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4 мм.

Обработка полученных данных максимальных значений напряжений при различных радиусах скруглений кромки алмазного сегмента выполнялась в программе Mathcad.

Эпюра полученных напряжений с помощью метода конечных элементов (МКЭ) с использованием компьютерного моделирования в алмазном сегменте с острой и скруглённой кромкой представлена на рисунке 6.21. Сегменты с острой кромкой чаще всего применяются на алмазно-канатных пилах. На представленной эпюре в виде стрелок показаны фиксирующие элементы внутри втулки, означающие жёсткое крепление алмазного сегмента и тягового каната. Стрелками, расположенными на передней режущей кромке алмазного сегмента, обозначены силы, действующие на элемент. Силы, действующие вдоль вектора перемещения алмазного сегмента, в сумме составляют реакцию силы распиливания $F_{\text{расп}}$. Силы, действующие перпендикулярно вектору перемещения снизу вверх на алмазный сегмент, суммарно составляют реакцию силы нормального давления N .

Исследовалась схема наложения нагрузок для самого неблагоприятного случая работы, как было описано выше и показано на рисунке 6.20. В этом случае нагрузка действует на переднюю нижнюю подковообразную режущую кромку. Полученные максимальные напряжения на кромке (рисунок 6.21 б) составили $\sigma_{\text{max.кр}} \approx 1772$ МПа.

Предлагается выпускать алмазные сегменты с предварительным скруглением, что значительно снизит напряжения на передней рабочей кромке при выполнении рабочей операции. Эпюра полученных напряжений в алмазном сегменте со скруглённой кромкой радиусом $R_{\text{скр}} = 0,1$ мм представлена на рисунке 6.21 в. Полученное максимальное напряжение на кромке составило $\sigma_{\text{max.кр}} \approx 769$ МПа.

Напряжение снизилось в 2,3 раза по отношению к алмазному сегменту с острой кромкой. Это свидетельствует об эффективности предлагаемого способа изготовления.

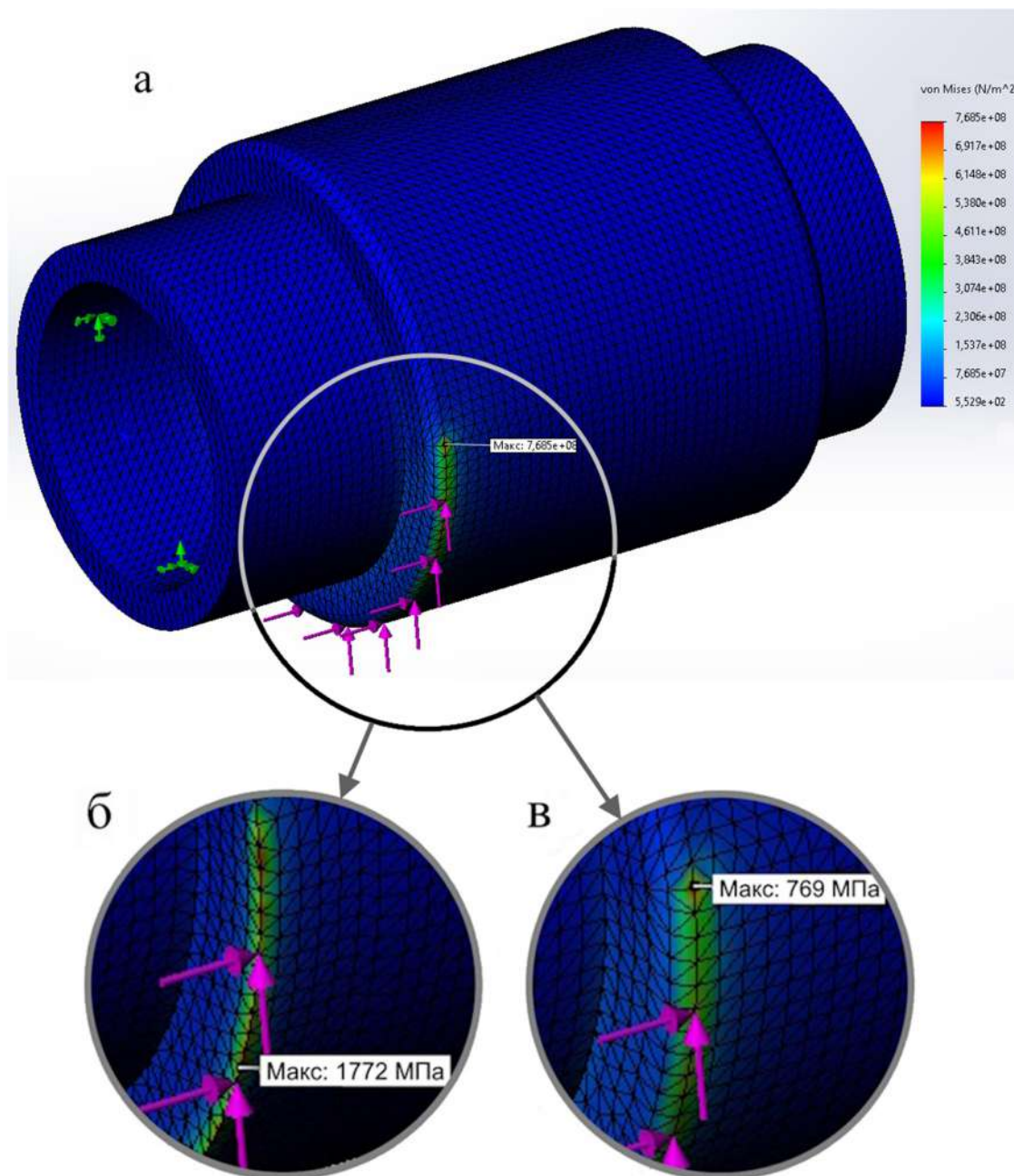


Рисунок 6.21 – Эпюра напряжений в цилиндрическом алмазном сегменте (а): с острой кромкой (б), со скруглённой кромкой $R_{\text{ср}} = 0,1$ мм (в)

При распиливании прочных абразивных горных пород типа «гранит» часто применяется связка на кобальтовой основе М6-05 твёрдостью HRC = 38,8 [231]. Предел прочности при растяжении этой связки $\sigma_{\text{в}} \approx 950 - 1000$ МПа.

Исходя из параметров связки, мы видим, что при применении скругленной кромки полученное максимальное напряжение 769 МПа меньше предела прочности связки при растяжении, что позволяет прийти к выводу о том, что ее ресурс будет существенно выше.

Также была определена зависимость максимальных напряжений на кромке в алмазных сегментах диаметром $d_{\text{сегм}} = 6,3$ мм от её радиуса скругления $\sigma_{\text{max.скр}}(R_{\text{скр}})$ (рисунок 6.22). Эта зависимость была определена с помощью метода конечных элементов (МКЭ) путём определения максимальных напряжений по эпюрам моделей с различными радиусами кромок.

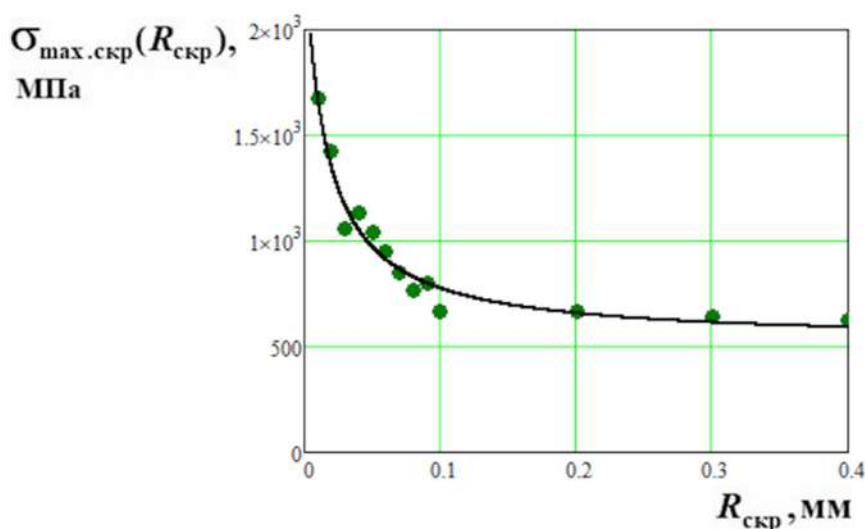


Рисунок 6.22 – Зависимость максимальных напряжений в алмазных сегментах со скруглённой кромкой от радиуса скругления

Результаты, обработанные с использованием программы Mathcad [61, 84, 110, 170], представлены на рисунке 6.22. Аппроксимация полученных точек была проведена с помощью подобранной гиперболической зависимости с использованием функции `genfit` в программе Mathcad, обеспечивающей минимальную среднеквадратичную погрешность приближения функцией:

$$\sigma_{\text{max.скр}}(R_{\text{скр}}) = \left(\frac{k}{R_{\text{скр}} + \Delta R} \right) + \sigma_{\text{ac}}, \text{ МПа.} \quad (6.109)$$

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

В представленном исследовании получены следующие величины: $k = 29,5$ Н/мм; $\Delta R = 0,015$ мм; $\sigma_{\text{ac}} = 519,5$ МПа.

В рассматриваемом случае выражение примет вид:

$$\sigma_{\max.\text{скр}}(R_{\text{скр}}) = \left(\frac{29,5}{R_{\text{скр}} + 0,015} \right) + 519,5, \text{ МПа.}$$

Величина достоверности аппроксимации $\sigma_{\max.\text{скр}}(R_{\text{скр}})$, определённая по формуле (4.46) составила $R^2 = 0,960$.

На основе графика можно сделать вывод, что для исследуемого алмазного сегмента минимальный радиус скругления должен составлять 0,2 – 0,3 мм (зона выполаживания кривой). Если учитывать процесс прирабатывания рабочей поверхности во время распиливания, 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 $r_{\text{скр.д}} = R_{\text{скр}}/d_{\text{сегм}}$.

6.4.2 Обоснование форм алмазных сегментов канатного распиловочного станка на основе прочностного анализа

Для проведения прочностного анализа алмазных сегментов [286] на основе силового анализа системы «алмазно-канатная пила – распиливаемый блок» использовалась модель, представленная на рисунке 6.23.

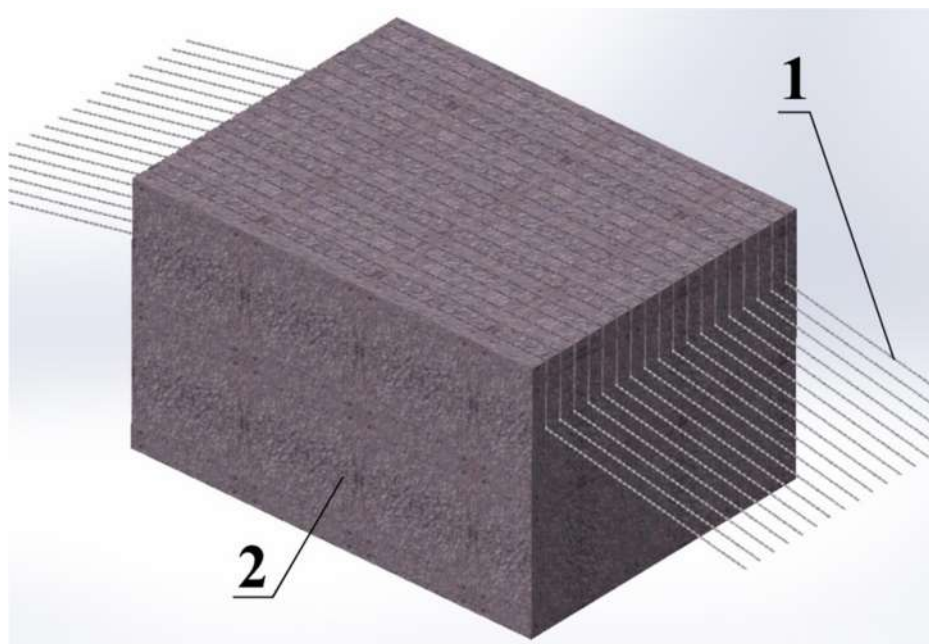


Рисунок 6.23 – Модель системы «многоканатные алмазные пилы – распиливаемый блок»: 1 – многоканатные алмазные пилы, 2 – распиливаемый блок

Основными исходными данными для анализа являются максимальные сила распиливания $F_{\text{РАСП}} = 102 \text{ Н}$ и нормальное давление $N = 291,4 \text{ Н}$, определяемое по формуле (6.73).

Схема наложения сил принята нижней подковообразной для самого неблагоприятного случая работы режущего элемента – контакта кромки или скругления со дном пропила (рисунок 6.20).

Математические расчёты и построение графиков выполнялись в программе Mathcad [61, 84, 110, 170]. Прочностной анализ выполнялся в модуле конечных элементов программы SolidWorks [13 – 17, 217, 218]. Полученные результаты прочностного анализа в программе SolidWorks в виде эпюр напряжений представлены на рисунке 6.24. На представленных ниже эпюрах жёсткие связи изображены зелёными, реакции сил $F_{\text{РАСП}}$ фиолетовыми и N оранжевыми стрелками, по аналогичной схеме, как и на рисунке 6.21.

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 $\text{HRC} = 38,8$ [231]. Этот показатель соответствует пределу прочности при растяжении $\sigma_{\text{в}} \approx 950 - 1000 \text{ МПа}$, пределу текучести $\sigma_{\text{т}} \approx 500 - 600 \text{ МПа}$, пределу выносливости $\sigma_{-1} \approx 300 - 400 \text{ МПа}$.

Если напряжение в алмазных сегментах достигает значений выше предела текучести, то вначале будет происходить интенсивная приработка их кромок и скруглений и в дальнейшем быстрое разрушение на начальном периоде эксплуатации. Наибольший ресурс алмазных сегментов достигается при величинах напряжений меньше предела выносливости.

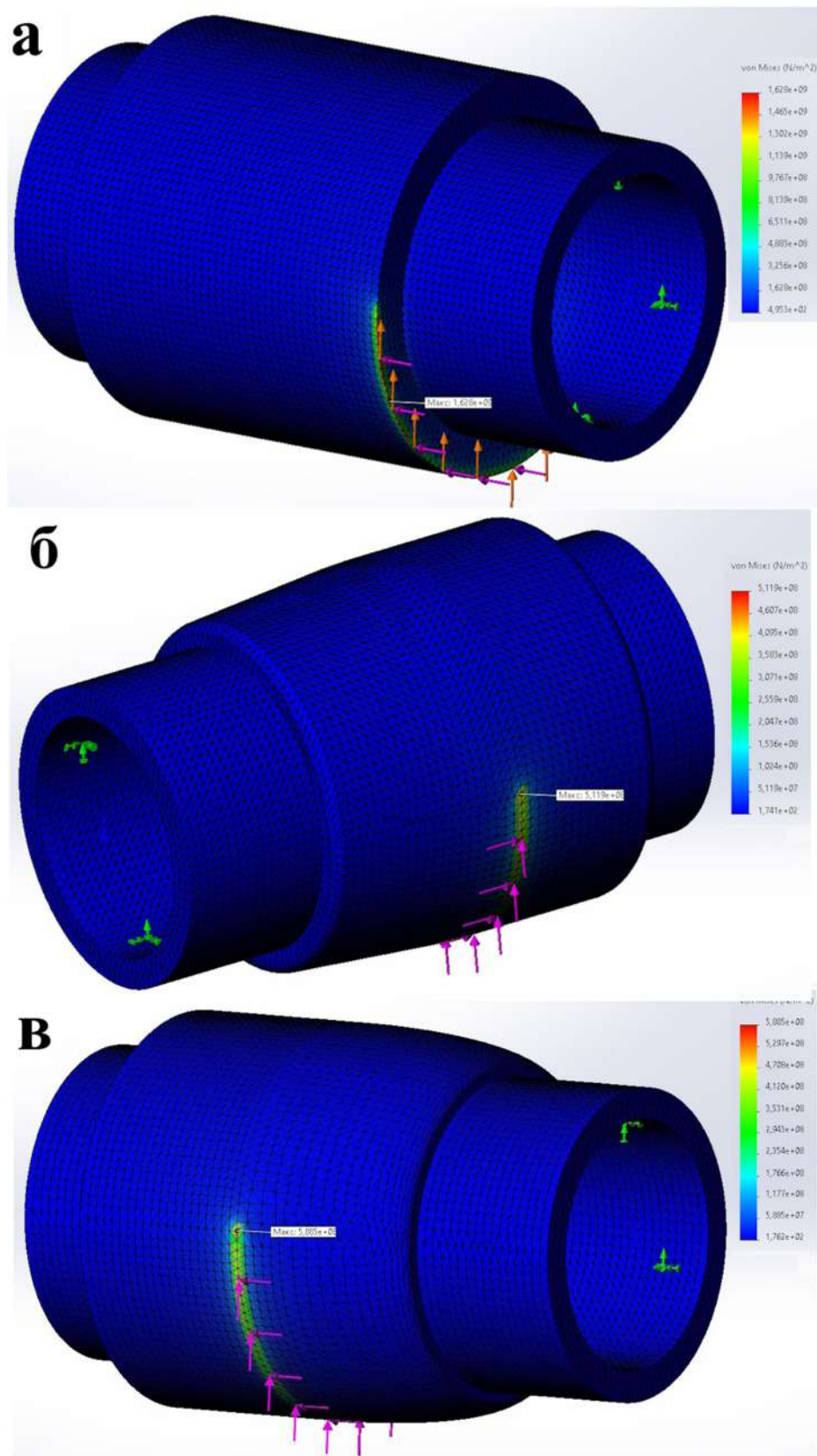


Рисунок 6.24 – Эпюры напряжений в алмазном сегменте: а) цилиндрическом с острыми кромками, б) конусно-цилиндрическом со скруглёнными кромками и областью перехода конуса в цилиндр, в) цилиндрическом с эллипсоидным скруглением кромки

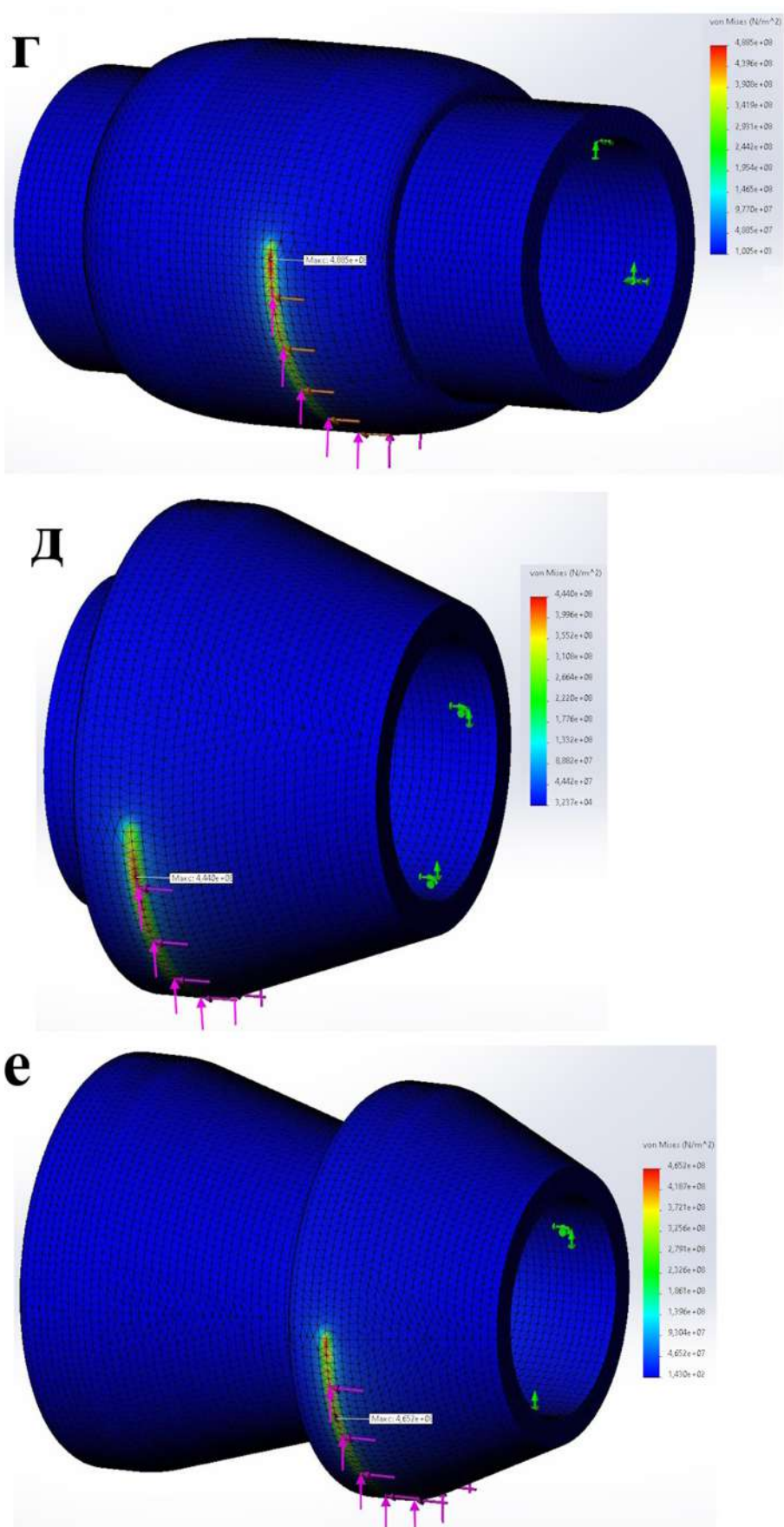


Рисунок 6.24 – Эпюры напряжений в алмазном сегменте: г) бочкообразном, д) коническом, е) двухконическом

Анализ полученных данных позволяет сделать вывод о том, что не рекомендуется применять цилиндрические алмазные сегменты с острыми кромками, так как при их работе возникают большие напряжения на контактных поверхностях и происходит их быстрое разрушение. Наиболее предпочтительными по критерию прочности являются режущие элементы бочкообразной, конической и двухконической форм. Менее предпочтительны элементы конусной формы и цилиндрической с эллипсоидным скруглением кромки.

Все исследуемые алмазные сегменты необходимо также ещё оценивать по другим критериям. По критерию вхождения элемента в пропилен наиболее целесообразно применять формы: бочкообразную, конусную и цилиндрическую с эллипсоидным скруглением кромки. Коническая и двухконическая формы менее предпочтительны. По критерию стабильности перемещения алмазного сегмента в пропилен наиболее целесообразно применять формы: бочкообразную, конусную, двухконическую и цилиндрическую с эллипсоидным скруглением кромки. Элементы конической формы не обеспечат стабильности перемещения.

Наименее целесообразно по всем вышеперечисленным критериям применять цилиндрические алмазные сегменты с острыми кромками.

Предложенные методы позволят 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.

6.4.3 Анализ напряжений в модели «зерно алмаза – порода»

Как правило, распределение режущих зёрен алмаза в связке сегмента равномерное, однако, нагрузка во время рабочего цикла на них распределяется неравномерно. В основном она распределяется на переднюю нижнюю или среднюю нижнюю часть сегмента. При работе алмазно-канатной пилы предусматривается её закручивание вокруг собственной оси таким образом,

чтобы алмазоносный слой изнашивался равномерно, что способствует повышению ресурса инструмента. Чаще всего зернистость алмазоносного слоя составляет 500/250 мкм, концентрация 50% [232]. Анализ конструкции алмазного сегмента и исходных расчётных данных показывает, что во время рабочего процесса нагрузка в сегменте распределяется одновременно на 8 – 15 алмазов. В исследованиях принимаем $N_{\text{одновр.алм.}} = 10$. Таким образом, при проведении анализа напряжений в исследуемой модели со стороны связки алмазного сегмента на кристалл алмаза октаэдрической формы и на породу передаётся нагрузка $F_{\text{АЛМ-ПОРОДА}} = F_{\text{РАСП}}/10 = 102/10 = 10,2 \text{ Н}$, $N_{\text{АЛМ-ПОРОДА}} = N/10 = 291,4/10 = 29,14 \text{ Н}$. Угол острия алмаза был выбран для первого анализа $\delta_{\text{алмаз1}} = 70^\circ$, второго – $\delta_{\text{алмаз2}} = 86^\circ$. При этом угол резания составляет, соответственно, $\alpha_{\text{алмаз1}} = 125^\circ$, $\alpha_{\text{алмаз2}} = 133^\circ$. Максимальные размеры кристалла алмаза в исследованиях составляли около 500 мкм.

В исследованиях рассматривалась в качестве распиливаемого материала крепкая горная порода гранит и мрамор с пределом прочности на сжатие, соответственно, $\sigma_{\text{всж.гранит}} = 120 - 250 \text{ МПа}$ и $\sigma_{\text{всж.мрамор}} = 50 - 130 \text{ МПа}$. Эти породы имеют широкое использование на камнеобрабатывающих предприятиях, работающих для нужд строительной отрасли.

Процесс алмазного резания будет происходить циклично с образованием многочисленных чередующихся друг за другом сколов.

Полученная в программе SolidWorks модуле Simulation модель «алмаз – порода» и эпюра эквивалентных напряжений, действующих в ней, представлены при угле $\delta_{\text{алмаз1}} = 70^\circ$ на рисунке 6.25, при угле $\delta_{\text{алмаз2}} = 86^\circ$ на рисунке 6.26. Анализ распределения напряжений на эпюре показывает, что разрушения в породе происходят в верхней зоне породы перед движущимся зерном алмаза, имеющей красный цвет. Максимальные напряжения в этой зоне составляют $\sigma_{\text{max.порода}} = 802 \text{ МПа}$, средние – $\sigma_{\text{ср.порода}} = 120 - 460 \text{ МПа}$ (чем ближе к зоне контакта, тем меньше напряжения). Разрушения происходят в режиме поверхностного скалывания и (или) выкрашивания. Длина зоны скола и (или) выкрашивания составляет около 0,42 мм.

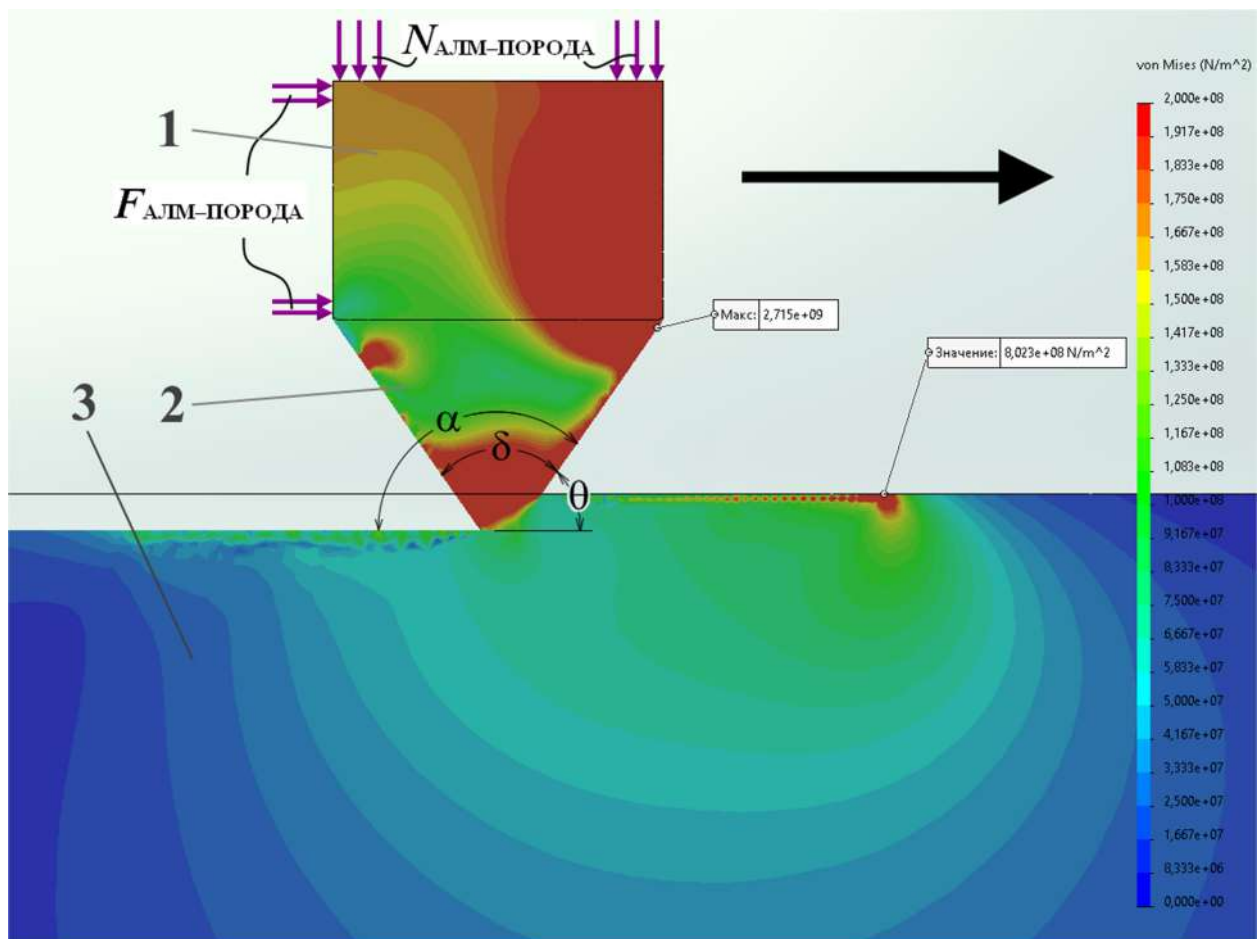


Рисунок 6.25 – Эпюра эквивалентных напряжений по фон Мизесу в модели «зерно алмаза – порода» при резании гранита алмазно-канатной пилой: δ – угол острия алмаза ($\delta_{\text{алмаз1}} = 70^\circ$), α – угол резания ($\alpha_{\text{алмаз1}} = 125^\circ$), θ – передний угол (движение алмаза происходит слева направо)
1 – связка, 2 – нижняя часть алмаза, 3 – порода

Причиной возникновения высоких поверхностных напряжений является образование глубинной области сжатия в породе, соприкасающейся с поверхностью на большой площади, на которой образуются зоны максимальных напряжений. Изоповерхность глубинных зон напряжений имеет в некотором приближении форму эллипсоида, что также было рассмотрено в Главе 3. Однако, в области, расположенной близко к поверхности рассматриваемая зона напряжений разделяется на два участка. Они образуются вследствие двунаправленного действия сил в зоне контакта (вертикальная и горизонтальная составляющая сила со стороны дробы).

В реальности длинный скол и (или) выкрашивание на большом расстоянии от контакта может не произойти из-за наличия разрывов сплошности породы.

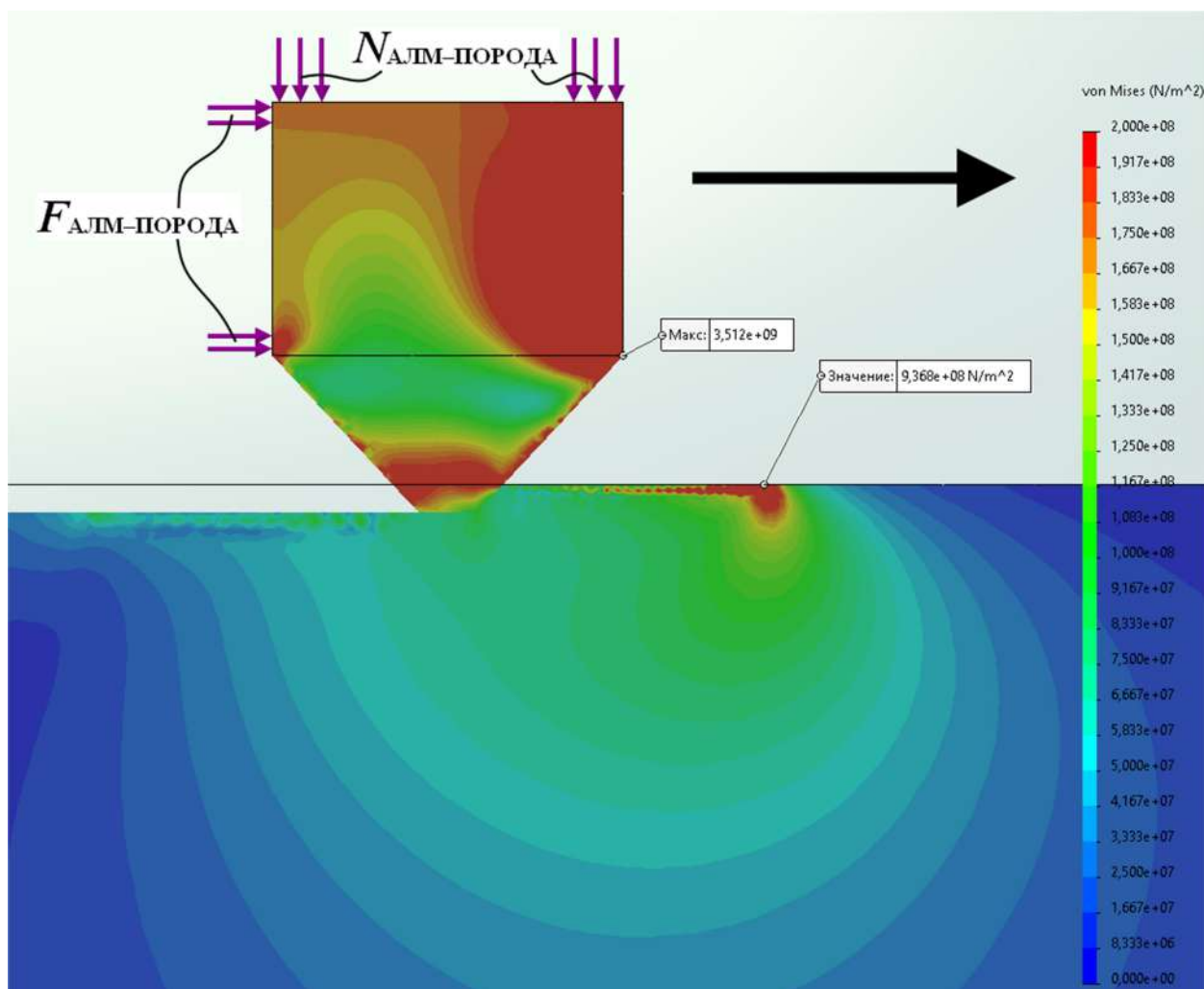


Рисунок 6.26 – Эпюра эквивалентных напряжений в модели «зерно алмаза – порода» при $\delta_{\text{алмаз2}} = 86^\circ$ и $\alpha_{\text{алмаз2}} = 133^\circ$

Сравнительный анализ эпюр напряжений, действующих в модели «зерно алмаза – порода» (рисунки 6.25 и 6.26), свидетельствует о том, что при увеличении угла острия алмаза δ , будет увеличиваться угол резания α и уменьшаться передний угол θ . В этом случае эллипсоид изоповерхности напряжений глубинных зон сжатия в породе будет иметь менее продолговатую и более утолщённую форму (рисунок 6.26). Его центр будет находиться ниже, чем у модели, рассмотренной на рисунке 6.25. Максимальные напряжения в поверхностной зоне составят $\sigma_{\text{мах.порода}} = 937$ МПа, средние – $\sigma_{\text{ср.порода}} = 120 - 490$ МПа (чем ближе к зоне контакта, тем меньше напряжения). Длина зоны

скола и (или) выкрашивания составляет около 0,32 мм. В реальности длинный скол и (или) выкрашивание на большом расстоянии от контакта может не произойти из-за наличия разрывов сплошности породы.

У представленной второй модели (рисунок 6.26) скол будет иметь меньшую длину, но большую глубину по отношению к первой модели (рисунок 6.25).

На рисунке 6.27 представлена эпюра касательных напряжений, действующих в модели «зерно алмаза – порода» при угле $\delta_{\text{алмаз1}} = 70^\circ$ и линия возможного скола. Она построена согласно методу определения угла наклона распространения линии выкола и скола, представленного в пункте 3.3.4 диссертации.

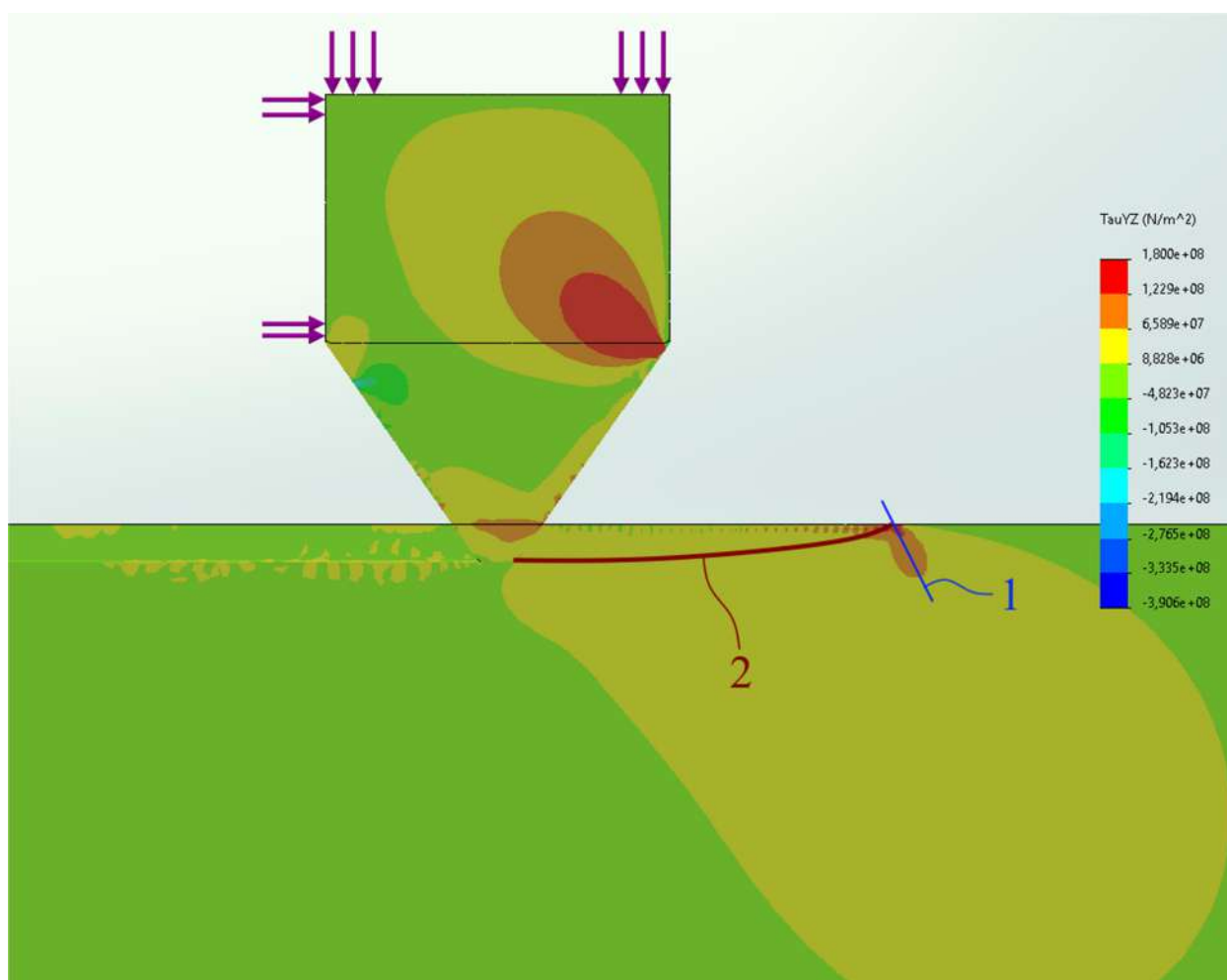


Рисунок 6.27 – Эпюра касательных напряжений в модели «зерно алмаза – порода» при $\delta_{\text{алмаз1}} = 70^\circ$ и $\alpha_{\text{алмаз2}} = 125^\circ$

1 – ось каплевидной (овальной) фигуры области с повышенными касательными напряжениями, 2 – линия возможного скола

На основании выполненных исследований можно сделать вывод о том, что при увеличении угла резания α и уменьшении переднего угла θ при резании крепкой породы зерном алмаза будет снижаться объём скола, а, следовательно, и производительность алмазно-канатного распиливания. С другой стороны при уменьшении угла α будут возникать бóльшие напряжения в связке. Рекомендуемый угол резания на основании исследований $\alpha_{\text{алмаз1}} = 125^\circ$.

Уменьшить угол резания α можно с помощью методов целенаправленного ориентирования алмазов в связке.

Представленные исследования по определению напряжений в модели «зерно алмаза – порода» в этом пункте актуальны также для исследования процесса алмазно-штрипсового распиливания.

6.5 Выводы по главе 6

1. Выведена формула Эйлера для определения сил, действующих на алмазный канат распиловочного оборудования, с корректировкой под параболическую траекторию распиливания. С помощью этой формулы определена зависимость силы распиливания $F_{\text{РАСП}}$, возникающей при контакте алмазно-канатной пилы с распиливаемым блоком, от линейных координат блока x для параболической траектории распиливания. Полученная формула является достаточно точной для определения сил распиливания при относительно небольших силах предварительного натяжения канатной пилы $F_{\text{РАСТ}} < 100 - 200$ Н. С помощью неё можно получить точные результаты при силовом анализе исполнительного органа карьерных алмазно-канатных машин.

В использующихся методиках для расчёта сил распиливания при взаимодействии алмазно-канатной пилы с блоком крепкой горной породы принимается круговая траектория. При этом при распиливании пород в установившемся режиме фактически формируется параболическая траектория. Определение нагрузки на алмазно-канатную пилу с учетом

параболической формы траектории позволит повысить точность силовых расчетов на 5 – 30%.

2. Дан силовой анализ системы «канатные барабаны – канатная пила – распиливаемый блок», на основе которого были определены угол наклона алмазного каната относительно горизонтального положения при выходе его из пропила Ω и угол охвата блока алмазным канатом α .

3. Проведён силовой расчёт алмазно-канатной пилы для многоканатного распиловочного станка Jupiter фирмы Pedrini (Италия)

4. Разработан компьютерно-графический метод вертикального смещения повёрнуто-перемещённой параболы траектории алмазно-канатного распиливания. Предложен коэффициент изменения силы нормального давления, определяемый отношением расстояния по нормали от одной исходной параболы до второй смещённой параболы со степенным коэффициентом глубины резания x'' к его максимальному значению со степенным коэффициентом x' . На основании текущих значений предложенного коэффициента возможно определение зависимости силы распиливания $F_{\text{РАСП}}$ от координат распиливаемого блока x . С помощью предложенного метода смещения повёрнуто-перемещённой параболы можно достаточно точно определить величины сил распиливания при значительных силах предварительного натяжения канатной пилы $F_{\text{РАСТ}} \approx 700 - 2000 \text{ Н}$.

Формула для определения сил, действующих на канат, с корректировкой под параболическую траекторию распиливания и метод вертикального смещения повёрнуто-перемещённой параболы позволяет наиболее точно определять силы на исполнительном органе распиловочного станка при проведении прочностного анализа элементов алмазно-канатной пилы.

5. Дано описание стадий распиливания блоков крепкой горной породы с помощью алмазно-канатного оборудования. Предложен коэффициент повышения нагрузки для начальной стадии рабочей операции, учитывающий наличие участков с малыми радиусами скруглений.

6. На основе представленных силовых расчётов был выполнен

прочностной анализ алмазных сегментов с острой и скруглённой кромкой. Получена зависимость максимальных напряжений в алмазных сегментах со скруглённой кромкой от радиуса скругления, позволяющая устанавливать рациональный радиус скругления рабочих кромок. Оценить рациональную величину радиуса скругления для различных по величине диаметра алмазных сегментов по критерию прочности можно, используя предложенный показатель относительного радиуса скругления.

7. На основе представленных силовых расчётов был выполнен прочностной анализ рациональных форм алмазных сегментов. По критериям прочности, вхождения элемента в пропи́л распиливаемого блока и стабильности его перемещения вдоль линии реза наиболее эффективное использование режущих элементов достигается при бочкообразной, двухконической, конусной формах, а также при эллипсоидном скруглении кромок. Наименее целесообразно по этим критериям применять алмазные сегменты с острыми кромками. Предложенные 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.

8. На основании выполненных исследований по определению напряжений в модели «зерно алмаза – порода» можно сделать вывод о том, что при уменьшении угла резания α при резании крепкой породы зерном алмаза будет увеличиваться объём скола, а, следовательно, и производительность алмазно-канатного 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. Была выявлена форма ядра напряжения и скола в крепкой горной породе при воздействии на неё зерна алмаза сегмента. Она состоит из нескольких зон с высокими напряжениями, расположенными вдоль поверхности породы перед областью взаимодействия с зерном алмаза.

ГЛАВА 7 ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ПРИВОДЕ ШТРИПСОВОГО СТАНКА НА ПОТЕРЮ УСТОЙЧИВОСТИ («УВОД») ШТРИПСОВЫХ ПИЛ С РАЗЛИЧНЫМИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИМИ ПАРАМЕТРАМИ

7.1 Особенности применения штрипсовых распиловочных станков и взаимодействия его инструмента с распиливаемым блоком

7.1.1 Сведения о применении штрипсовых распиловочных станков в Мировой камнеобрабатывающей отрасли

Объём выпуска и, соответственно, применение штрипсовых распиловочных станков на камнеобрабатывающих предприятиях во всём Миров снизилось вследствие замены их на алмазно-канатные станки. Эта замена произошла из-за снижения стоимости алмазного инструмента и, как следствие, из-за снижения себестоимости распиловочной операции. Однако продолжают достаточно широко использоваться штрипсовые станки с прямолинейным движением пильной рамы для распиловки мраморных блоков с пилами, армированными алмазными сегментами [316]. На некоторых предприятиях продолжают использоваться штрипсовые станки с криволинейным движением пильной рамы (маятниковая и выпуклая траектория) [274]. Схема такого станка представлена на рисунке (7.1). У таких станков разрушение распиливаемого материала происходит за счёт воздействия дробы на дно пропила.

7.1.2 Виды взаимодействия штрипсовых пил с распиливаемым блоком

В качестве абразивного материала при штрипсовом распиливании используются алмазы и металлическая дробь. Они вместе с полотном пилы являются породоразрушающими элементами.

При алмазном штрипсовом распиливании (рисунок 7.2) происходит отделение частичек камня от дна пропила блока за счёт истирания. Алмазные зёрна своими острыми гранями взаимодействуют со дном и отделяют от него частички материала (рисунок 7.3). Такой способ распиливания применяется для распиливания на плиты-заготовки блоков горной породы типа «мрамор». Предел прочности на сжатие обрабатываемого мрамора при штрипсовом алмазном распиливании для получения тонкомерных плит на камнеобрабатывающих предприятиях составляет $\sigma_{всж} = 50 - 130$ МПа.

При дробовом распиливании разрушение происходит в основном при перекачивании шариков дробы и перетаскивании колотых шариков дробы по дну пропила (рисунок 7.4). При этом в зоне контакта шарика со дном в распиливаемом материале возникают высокие напряжения, вследствие которых происходит разрушения камня. Также при дробовом распиливании происходит истирание дна колотой дробью и другими абразивными элементами входящих в известковую пульпу. Этот способ распиливания применяется для разделки блоков горной породы типа «гранит» на плиты-заготовки. Предел прочности на сжатие обрабатываемого гранита при штрипсовом дробовом распиливании для получения тонкомерных плит на камнеобрабатывающих предприятиях составляет $\sigma_{всж} = 120 - 160$ МПа.

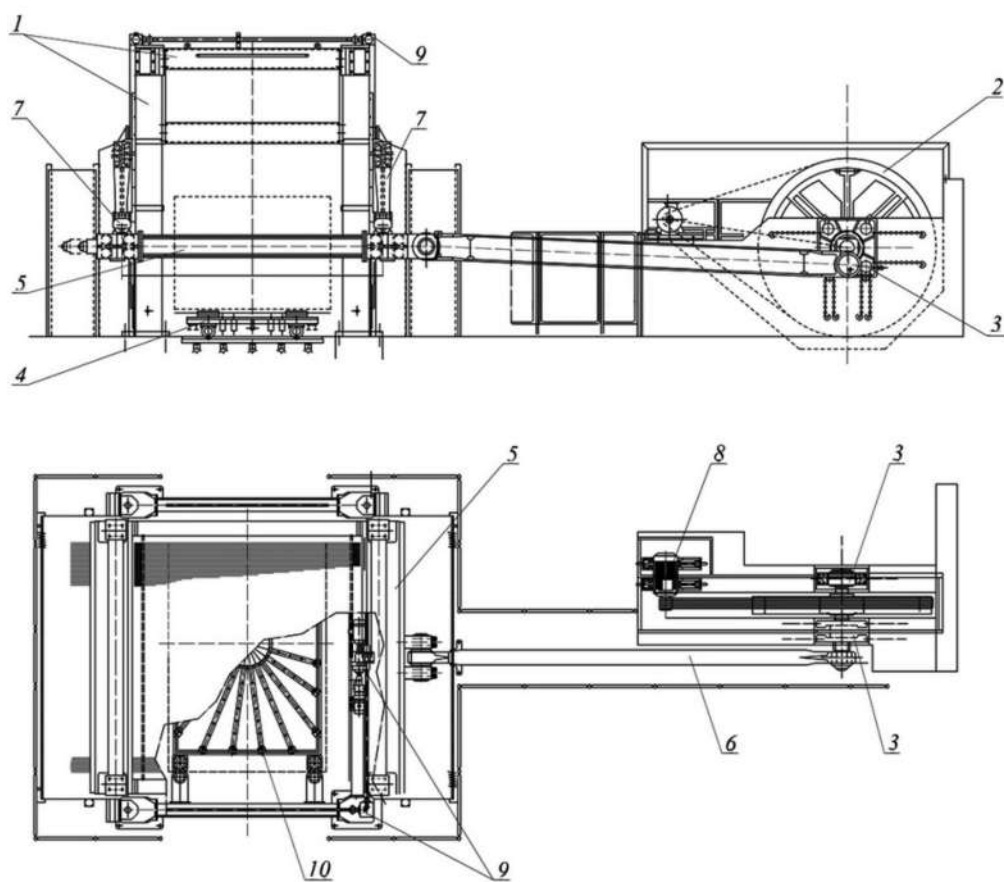


Рисунок 7.1 – Схема штрипсового станка для распиливания гранитных блоков: 1 – каркас (станина); 2 – маховое колесо привода главного движения; 3 – опора махового колеса; 4 – станочная тележка; 5 – пильная рама; 6 – шатун; 7 – маятниковые подвески; 8 – двигатель и шкив привода маховика; 9 – привод вертикальной подачи и быстрого подъёма-опускания пильной рамы; 10 – распределитель водного раствора абразивной известково-дробовой пульпы

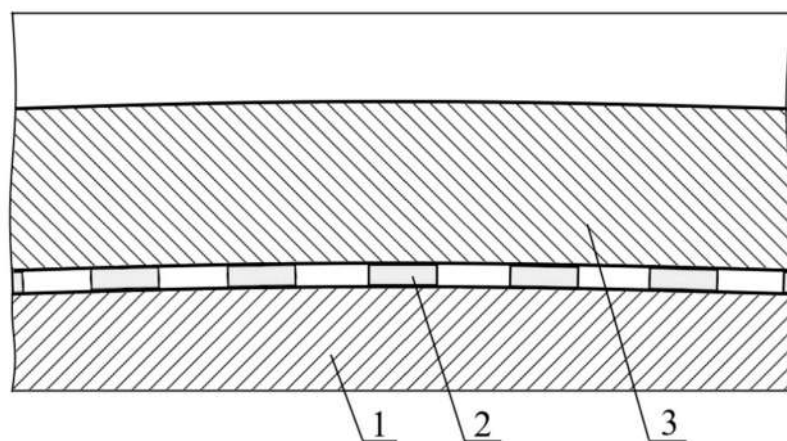


Рисунок 7.2 – Схема алмазно-штрипсового распиливания блока:

1 – блок из породы типа «мрамор», 2 – алмазный сегмент, 3 – штрипсовая пила

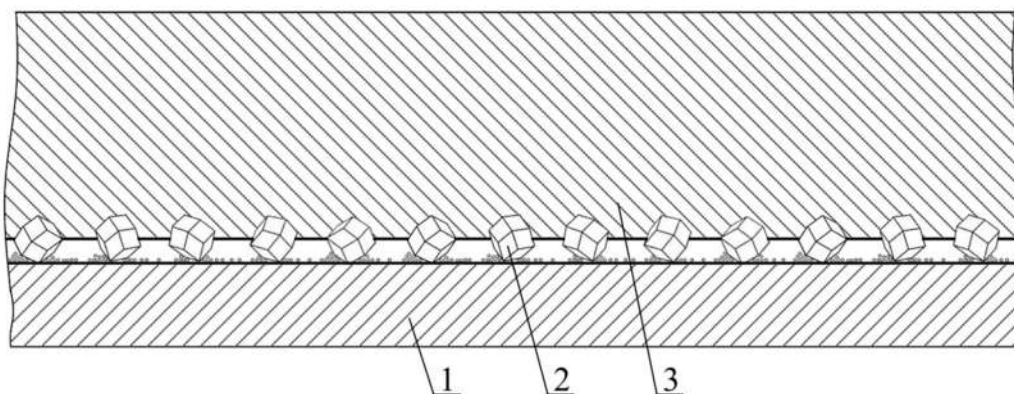


Рисунок 7.3 – Схема взаимодействия алмазов 2 алмазного сегмента 3 с распиливаемой породой 1

Не смотря на то, что технологии штрипсового распиливания хорошо изучены и отработаны, силовые параметры штрипсовых станков недостаточно исследованы. Анализ силовых параметров производился в работах [82, 195]. Научные работы по теме штрипсовых станков посвящены также анализу производительности [53, 197], эффективности работы [205], надёжности основных систем [201], динамических нагрузок в приводе вертикальной подачи с маятниковой траекторией движения пильной рамы [198, 208], выпуклой [52, 189, 207, 208] и их влияние на устойчивость штрипсовых пил при распиливании, прочности и надёжности ходовых винтов, гаек [194] и зубчатых колёс привода вертикальной подачи [121, 196].

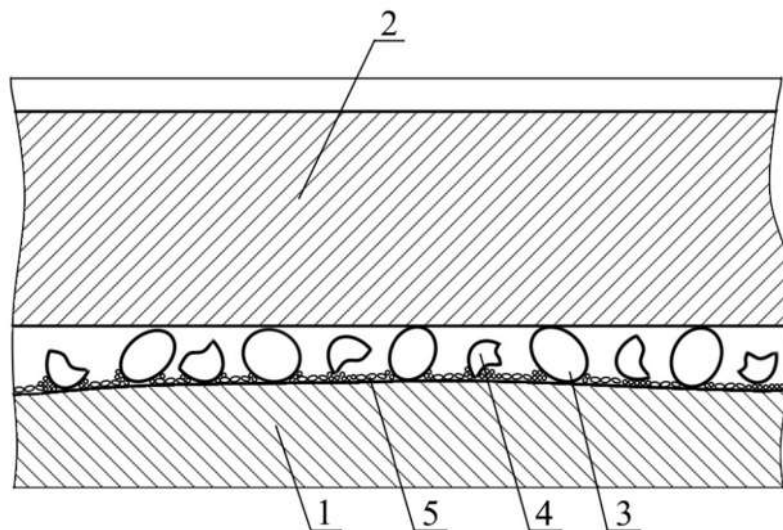


Рисунок 7.4 – Схема взаимодействия дрови 3, колотой дрови 4 со штрипсовой пилой 2 и дном пропила 5 блока 1

7.2 Силовой анализ взаимодействия штрипсовых пил с распиливаемым блоком и привода подачи штрипсовых распиловочных станков

7.2.1 Определение нагрузки со стороны штрипсовых пил на распиливаемый блок и в приводе вертикальной подачи пильной рамы штрипсовых станков

Важным этапом анализа устойчивости штрипсовых пил и надёжности элементов привода вертикальной подачи штрипсовых станков является определение нагрузки на ходовые винты. Она определяется для станков с маятниковой, выпуклой и прямолинейной траекторией движения пильной рамы по общей формуле [52, 189, 195, 198, 207]:

$$F_{iXB} = 0,25 \cdot Q_{\text{ПР}} \cdot E_i - Y_{O_{iXB}}, \text{ Н}, \quad (7.1)$$

где i – номер ходового винта, $Q_{\text{ПР}}$ – величина вертикальной нагрузки пильной рамы на блок (рисунок 7.5), Н; E_i – коэффициент приведения нагрузки $Q_{\text{ПР}}$ к точке действия силы F_{iXB} ; $Y_{O_{iXB}}$ – суммарная составляющая по оси y силы тяжести G и силы инерции $F_{\text{ИН}}$ пильной рамы с пилами, возникающей при её движении, приведённой к i -тому ходовому винту, Н.

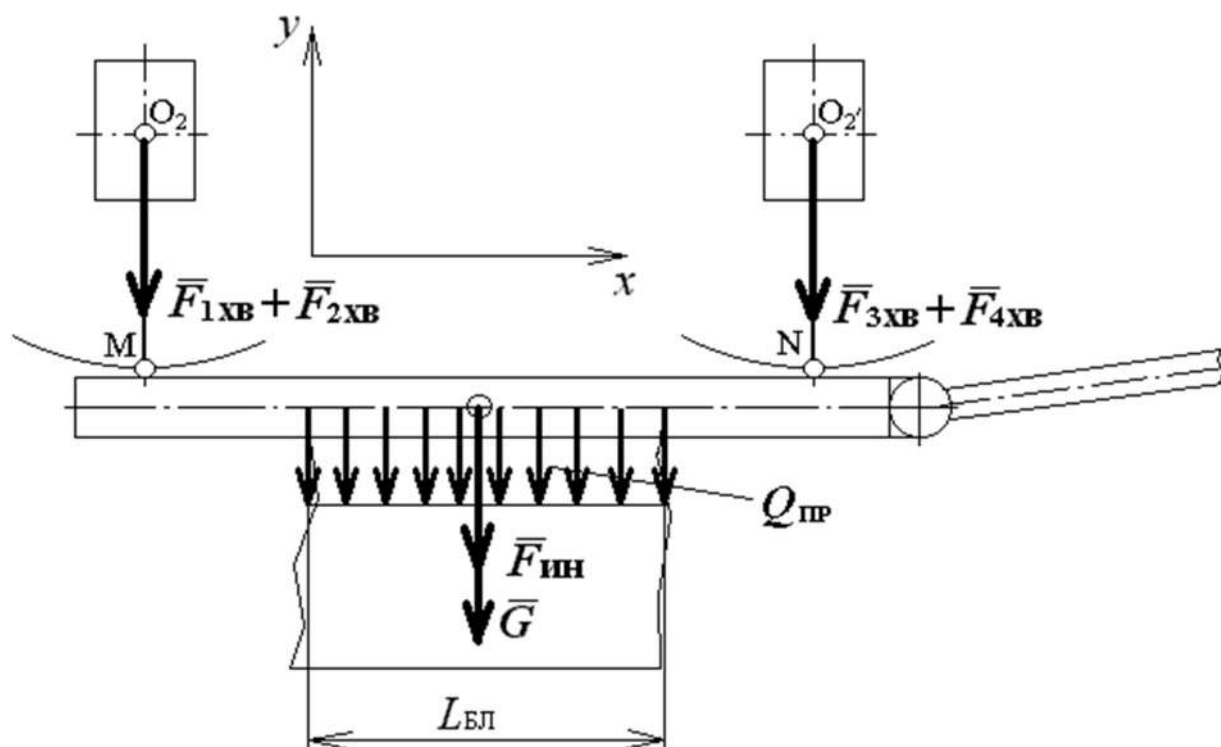


Рисунок 7.5 – Схема действующих сил в системе «ходовые винты – маятниковые подвески – пильная рама – распиливаемый блок»

Величина $Q_{\text{пр}}$ в формуле (7.1) рассчитывается для маятниковой и прямолинейной траектории распиливания по следующей формуле:

$$Q_{\text{пр}} = n \cdot q \cdot L_{\text{бл}}, \text{ Н}, \quad (7.2)$$

где n – количество штрипсовых пил, находящихся в контакте с блоком; $L_{\text{бл}}$ – длина блока, м; q – распределённая нагрузка, действующая со стороны одной штрипсовой пилы на дно пропила блока, (Н/м). Для выпуклой траектории при расчёте распределённая нагрузка заменяется на сосредоточенную P , т.е. $q \cdot L_{\text{бл}} = P$

$$Q_{\text{пр}} = n \cdot P, \text{ Н}. \quad (7.3)$$

На основании найденной величины нагрузки F_{iXB} определяется крутящий момент на ходовом винте M_{iXB} [198]:

$$M_{iXB} = \frac{F_{iXB} \cdot S_X}{2\pi \cdot \eta_{\text{ВП}}}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (7.4)$$

где S_X – ход винта, м, $\eta_{\text{ВП}}$ – коэффициент полезного действия (КПД) пары «ходовой винт – ходовая гайка». Графики зависимостей изменения сил F_{iXB} ,

крутящего момента M_{iXB} , действующих в ходовых винтах, от угла отклонения маятниковой подвески и во времени представлены для штрипсовых станков дробового распиливания пород типа «гранит» с маятниковым качанием пильной рамы на рисунках 7.6 и 7.7, выпуклым качанием – на рисунках 7.8 и 7.9. Графики изменения значения общей нагрузки пильной рамы на блок $Q_{\text{ПР}}$ от угла отклонения маятниковой подвески для маятниковой и выпуклой траектории показаны на рисунке 7.10. Графики изменения значения общей нагрузки пильной рамы на блок $Q_{\text{ПР}}$ и нагрузки на ходовые винты F_{iXB} от координат горизонтального перемещения пильной рамы L_X для прямолинейной траектории распиливания характерной для алмазно-штрипсовых станков для распиливания мраморных блоков показаны на рисунке 7.11.

В случае больших величин нагрузки $Q_{\text{ПР}}$ может происходить потеря устойчивости полотен штрипсовых пил, возрастет динамика работы привода вертикальной и горизонтальной подачи. Эти негативные процессы нельзя допускать при распиливании блоков во избежание брака получаемых плит-заготовок и снижения надёжности оборудования. В этом случае необходимо снижать величину вертикальной подачи станка $S_{\text{верт}}$. Тем самым будет снижаться нагрузка со стороны ходовых винтов и гаек вертикального привода подачи F_{iXB} .

Другой путь повышения устойчивости штрипсовых пил заключается в поиске их оптимальных конструктивных параметров без значительного повышения стоимости и установлении рациональных величин сил их натяжения. Этой теме будет посвящён анализ ниже в этой главе.

Также на устойчивость пил будет существенное влияние оказывать геометрическая точность исполнения элементов станка, связанных с перемещением пил строго в заданных плоскостях распиливания. Все виды перекосов пильной рамы и пил должны быть сведены к минимуму.

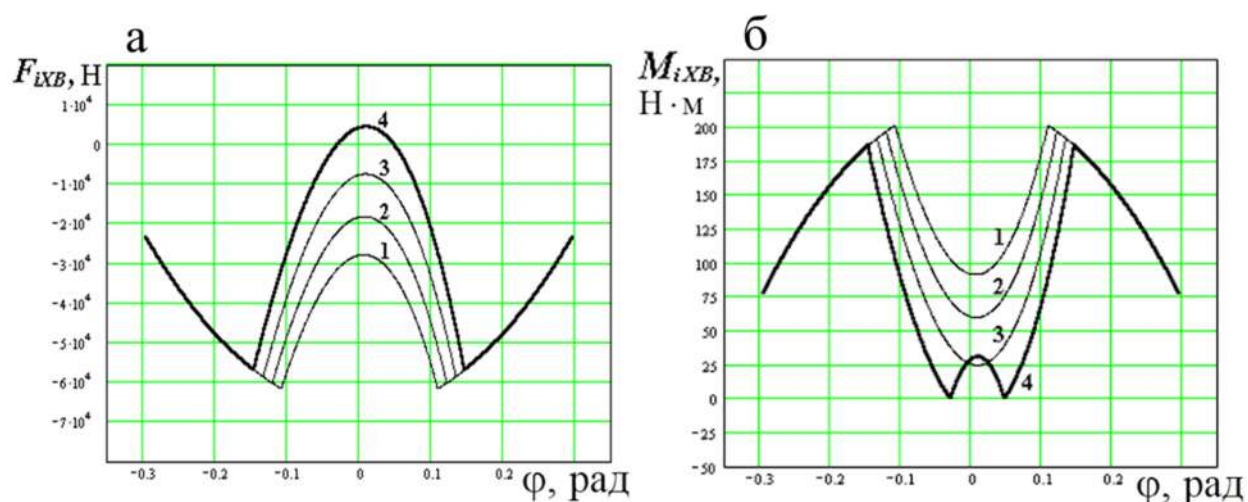


Рисунок 7.6 – Зависимости нагрузки (а) и крутящего момента (б) в ходовых винтах от угла отклонения маятниковой подвески для штрипсового станка с маятниковой траекторией движения пильной рамы (переход от кривой 1 к кривой 4 характеризует увеличение скорости вертикальной подачи, а, следовательно, и F_{iXB})

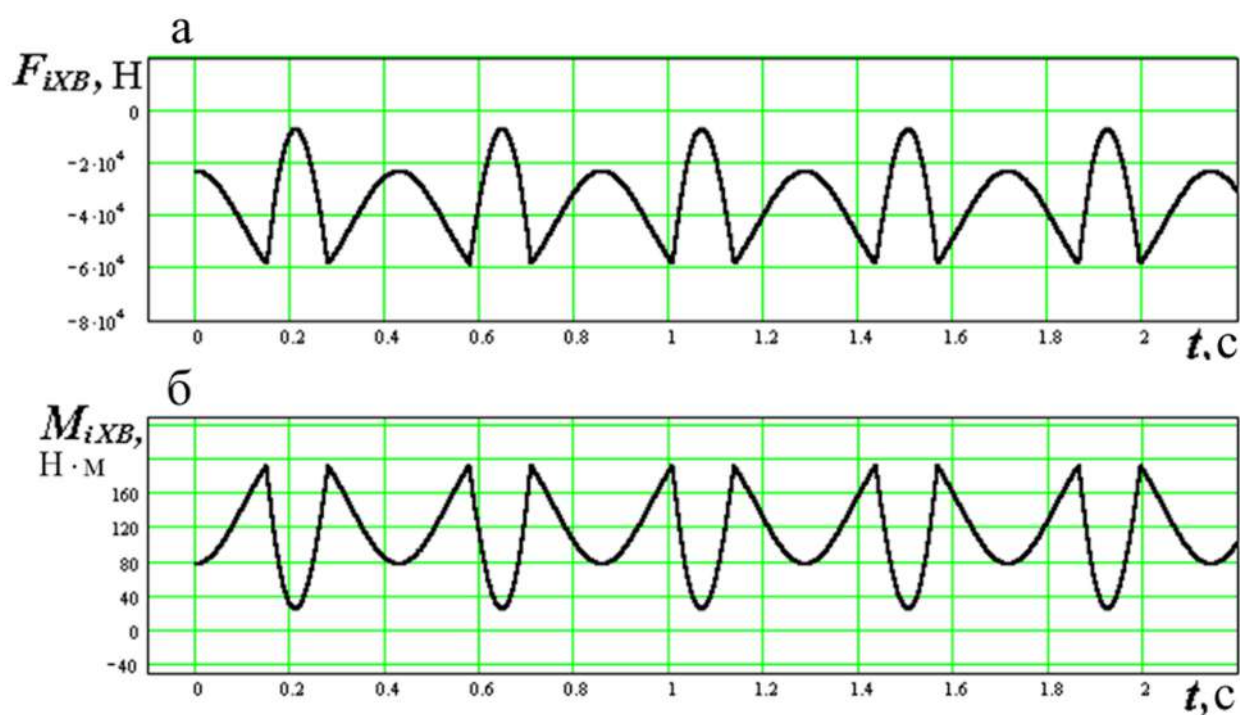


Рисунок 7.7 – Зависимости нагрузки (а) и крутящего момента (б) в ходовых винтах во времени для штрипсового станка с маятниковой траекторией движения пильной рамы

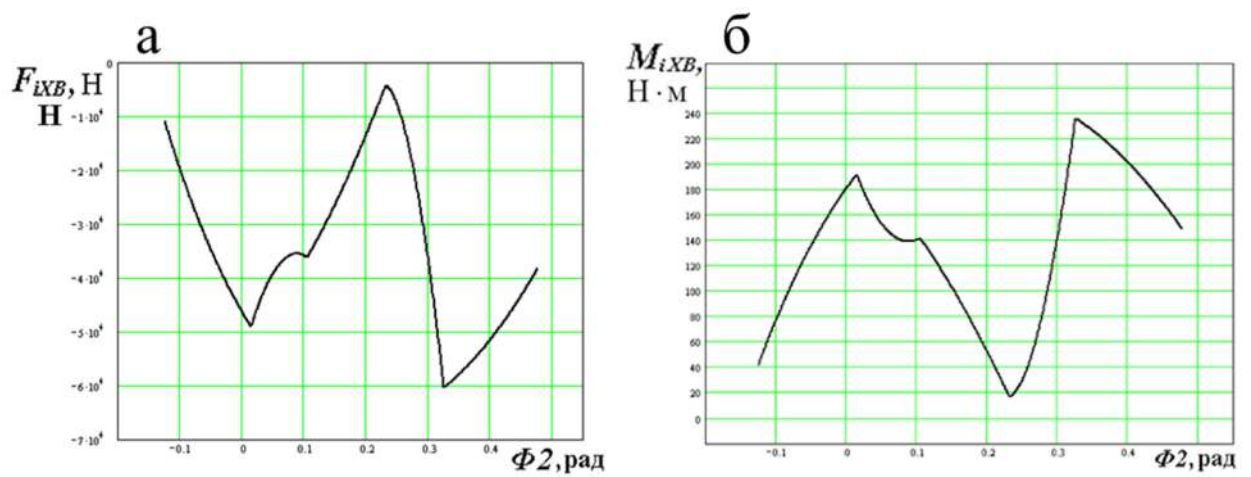


Рисунок 7.8 – Зависимости нагрузки (а) и крутящего момента (б) в ходовых винтах от угла отклонения маятниковой подвески для штрипсового станка с выпуклой траекторией движения пильной рамы

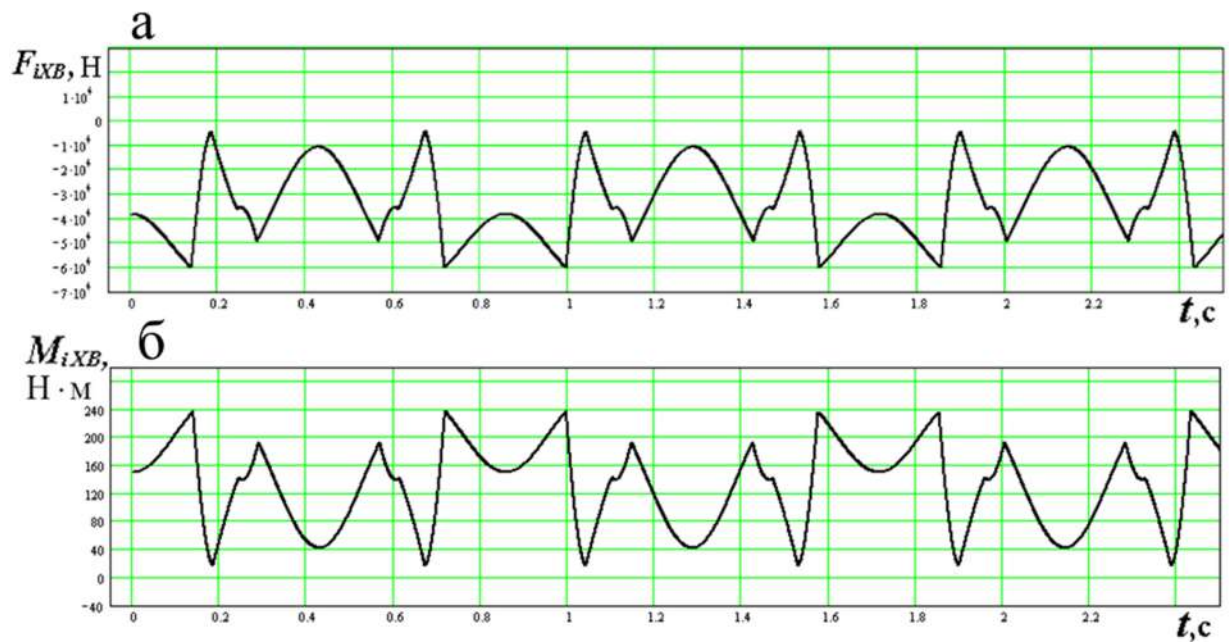


Рисунок 7.9 – Зависимости нагрузки (а) и крутящего момента (б) в ходовых винтах во времени для штрипсового станка с выпуклой траекторией движения пильной рамы

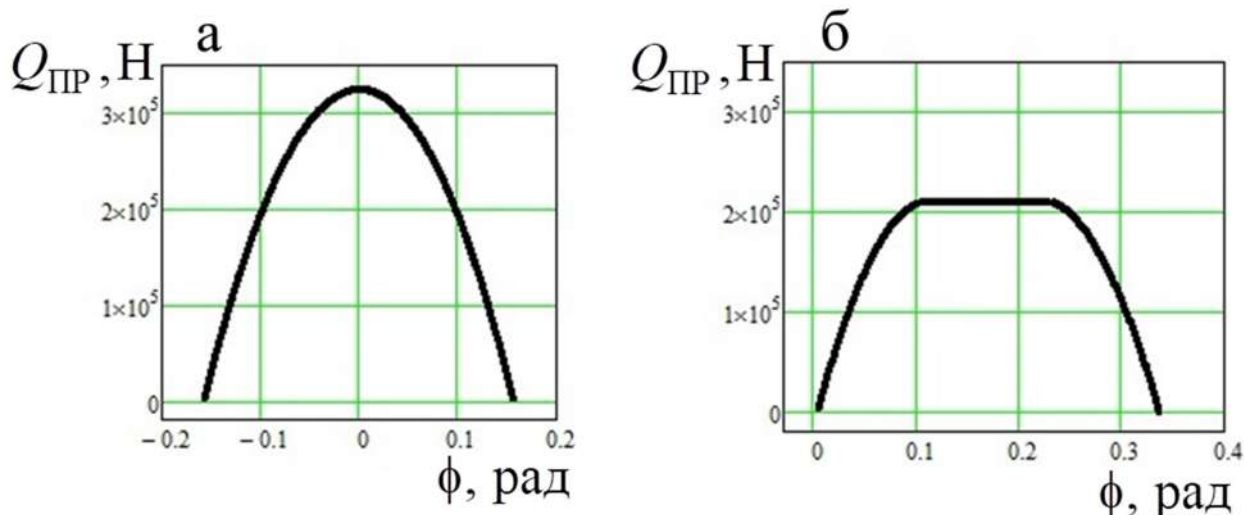


Рисунок 7.10 – Зависимости вертикальной нагрузки, действующей со стороны пильной рамы штрипсового станка на распиливаемый блок, от угла отклонения маятниковых подвесок: а) для маятниковой, б) выпуклой траектории движения пильной рамы

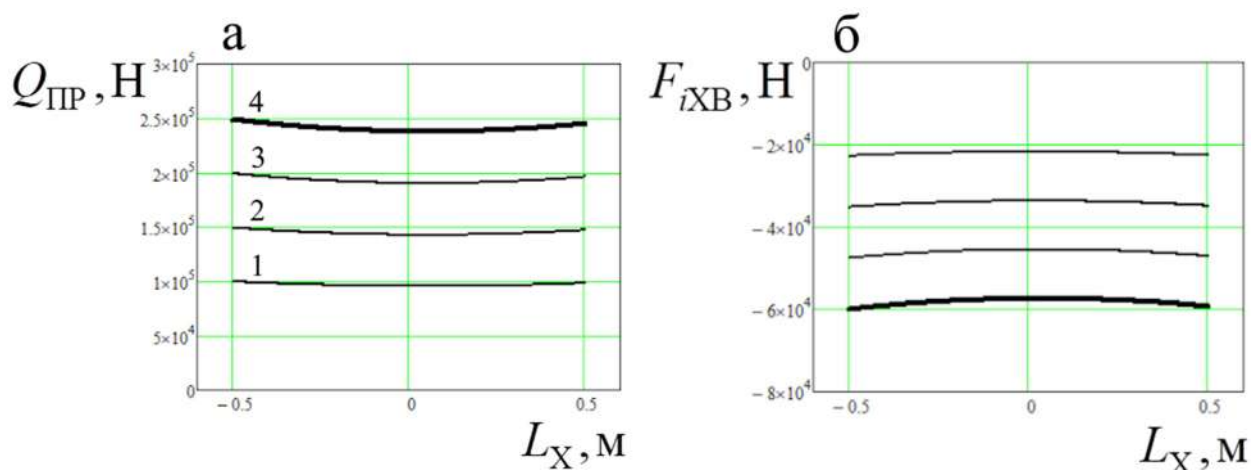


Рисунок 7.11 – Зависимости вертикальной нагрузки (а), действующей со стороны пильной рамы алмазно-штрипсового станка на распиливаемый блок, и нагрузки на ходовые винты (б) от координат горизонтального перемещения пильной рамы (переход от кривой 1 к кривой 4 характеризует увеличение скорости вертикальной подачи, а, следовательно, $Q_{\text{ПР}}$ и $F_{\text{ЛВ}}$)

Максимальные и минимальные величины вертикальных подач должны находиться в диапазонах:

$$S_{\text{max}} \approx (1,20 \dots 1,25) S_{\text{среднее}}, S_{\text{min}} \approx (0,75 \dots 0,85) S_{\text{среднее}}, \quad (7.5)$$

где $S_{\text{среднее}}$ – средняя величина вертикальной подачи пильной рамы, мм/ч.

Максимальные и минимальные величины вертикальных подач S_{\max} и S_{\min} будут соответствовать максимальным и минимальным величинам $F_{iXB\max.\text{эфф}}$ и $F_{iXB\min.\text{эфф}}$ для штрипсовых станков дробового распиливания с маятниковым и выпуклым качанием пильной рамы (рисунок 7.12, а, б), а для штрипсовых станков алмазно-канатного распиливания с прямолинейной траекторией распиливания наоборот, минимальным и максимальным величинам $F_{iXB\min.\text{эфф}}$ и $F_{iXB\max.\text{эфф}}$ (рисунок 7.12 в).

Для штрипсовых станков с маятниковой и выпуклой траекторией качания пильной рамы при распиливании гранитных блоков величины $S_{\text{среднее}} \approx 25 - 80$ мм/час, с прямолинейной траекторией распиливания $S_{\text{среднее}} \approx 20 - 600$ мм/час.

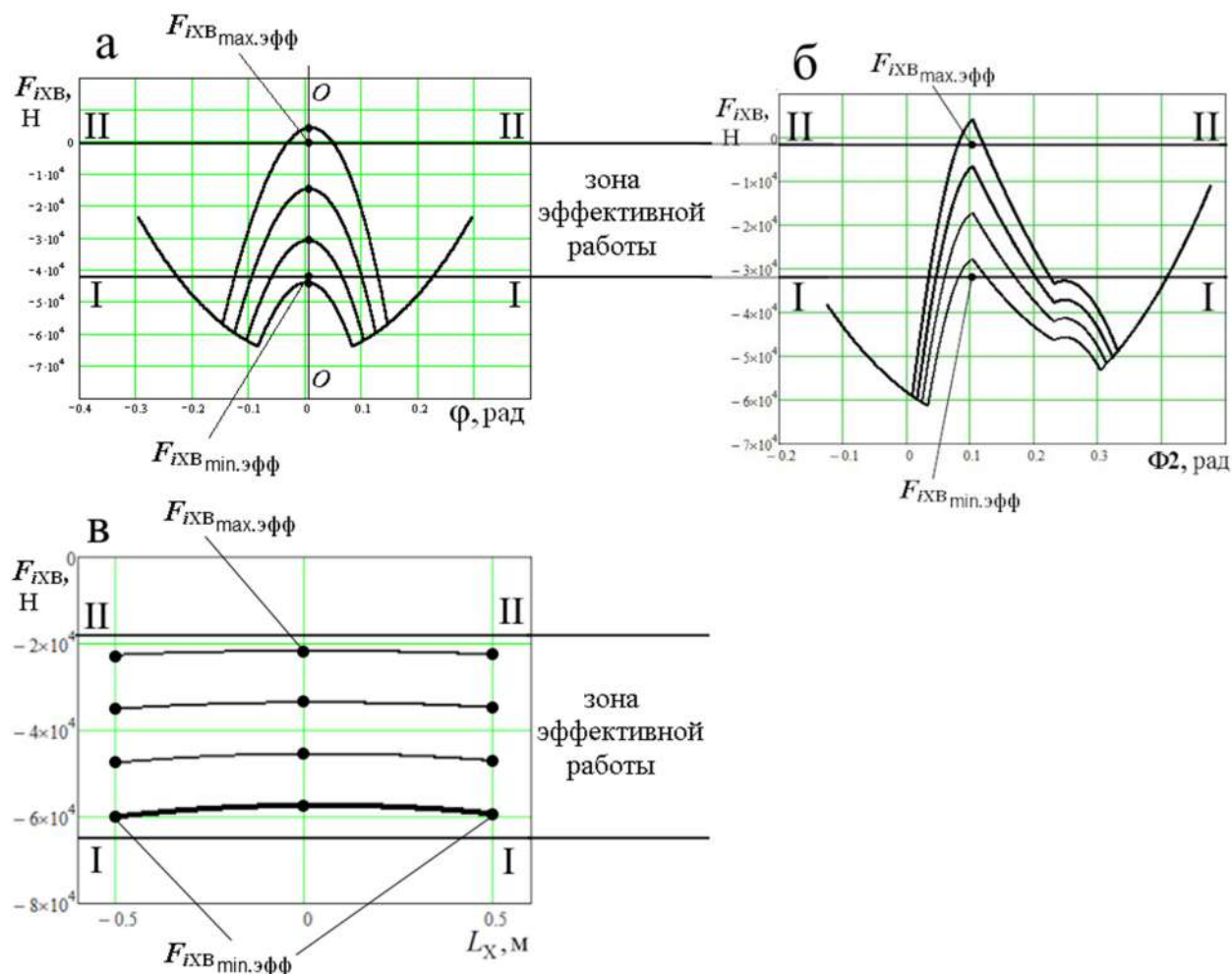


Рисунок 7.12 – Рациональная величина нагрузки со стороны ходовых винтов и гаек вертикального привода подачи штрипсовых станков с траекторией движения пильной рамы: а) маятниковой, б) выпуклой, в) прямолинейной

Представленный силовой анализ позволяет на основании формул (7.1) – (7.4) определить нагрузки в приводе вертикальной и горизонтальной подачи пильной рамы штрипсового станка с маятниковой, выпуклой и прямолинейной траекторией её движения, а также нагрузки в самой раме и пилах. На основании выполненного анализа можно рассчитать устойчивость и рациональные геометрические параметры штрипсовых пил, прочность и выносливость передаточных звеньев вертикальной и горизонтальной подачи и самой пильной рамы. Проведённый анализ целесообразно проводить при проектировании и эксплуатации штрипсовых станков. Он актуален для проведения силового расчёта привода вертикальной подачи пильной рамы с жёсткой системой передаточных звеньев (валов) и является основой для силового расчёта с нежёсткой системой. В этом случае характер крутящего момента на ходовых винтах M_{ixb} во времени t будет выглядеть, таким образом, как представлено на рисунке 7.13.

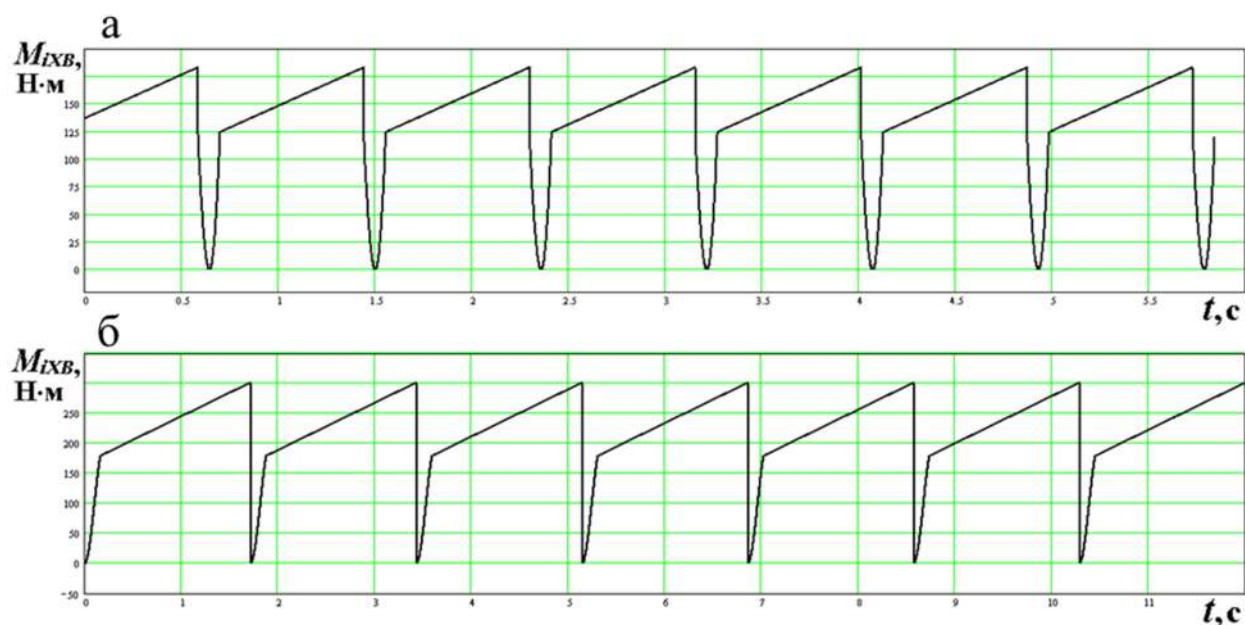


Рисунок 7.13 – Зависимости крутящего момента на ходовых винтах во времени в случае небольшой жёсткости передаточных звеньев привода вертикальной подачи пильной рамы при резких периодических снижениях величин крутящих моментов во время: а) контакта пил со дном пропила блока, б) нахождения пильной рамы в верхних положениях

7.2.2 Определение нагрузки в приводе главного движения (горизонтальной подачи) пильной рамы штрипсового станка с маятниковой, выпуклой и прямолинейной траекторией перемещения

Сложность определения нагрузки в приводе маятникового и выпуклого качания пильной рамы штрипсового станка состояла в том, что был неизвестен коэффициент динамического трения стальных штрипсовых пил совместно с дробью и пульпой о дно пропила распиливаемого блока. В работе [302], выполненной в 2010 году зарубежными учёными Ribeiro, R.P., Paraguassú, A.B. и Moreiras, S.T.F., приведены результаты исследований коэффициента динамического трения при дробовом штрипсовом распиливании $\mu_{dштр}$. Для исследованных горных пород типа «гранит» он варьирует $\mu_{dштр} = 0,74 - 0,9$. Усреднённая величина для исследованных пяти разновидностей горных пород типа «гранит» составила $\mu_{dштр.средняя} = 0,83$. Горизонтальная нагрузка на пильную раму со стороны кривошипно-шатунного механизма определяется по формуле:

$$F_{гор.кшм.дробь} = \mu_{dштр.средняя} Q_{ПР}, Н. \quad (7.6)$$

Графики изменения величины горизонтальной нагрузки на пильную раму $F_{гор.кшм.дробь}$ от угла отклонения маятниковой подвески для маятниковой и выпуклой траектории показаны на рисунке 7.14. Эту силу можно также считать силой штрипсового дробового распиливания. Коэффициент динамического трения при алмазном распиливании с прямолинейным резом составляет $\mu_{далм} = 0,2 - 0,3$ [82]. Горизонтальная нагрузка на пильную раму со стороны кривошипно-шатунного механизма алмазно-штрипсового станка определяется по формуле:

$$F_{гор.кшм.алмаз} = \mu_{далм} Q_{ПР}, Н. \quad (7.7)$$

График изменения величины горизонтальной нагрузки на пильную раму при прямолинейном алмазно-штрипсовом распиливании $F_{гор.кшм.алмаз}$ от координат её горизонтального перемещения показаны на рисунке 7.15.

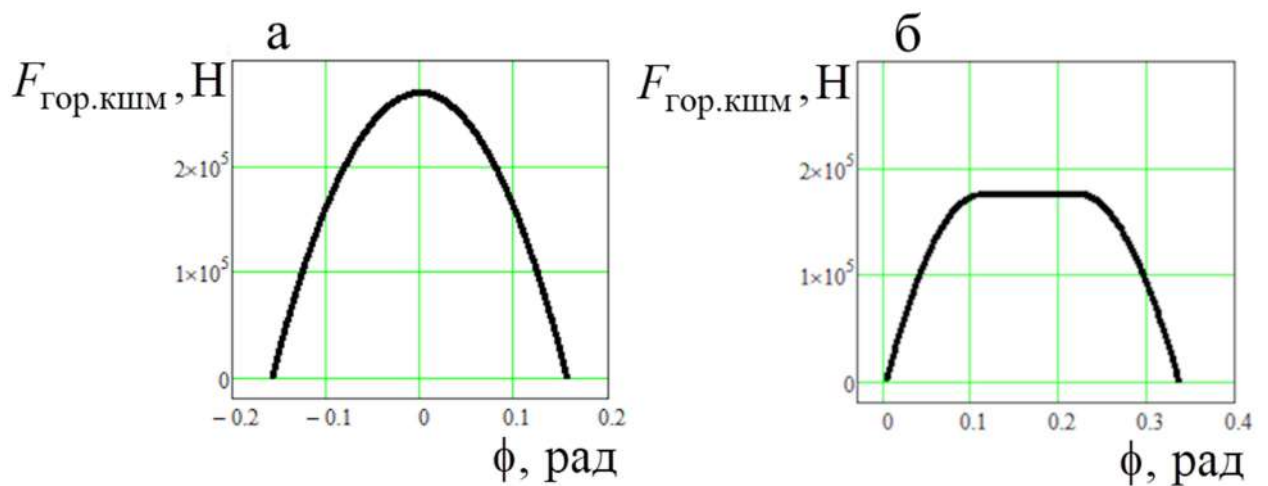


Рисунок 7.14 – Зависимости горизонтальной нагрузки на пильную раму со стороны кривошипно-шатунного механизма от угла наклона маятниковых подвесок ϕ : а) для маятниковой, б) и выпуклой траектории движения пильной рамы

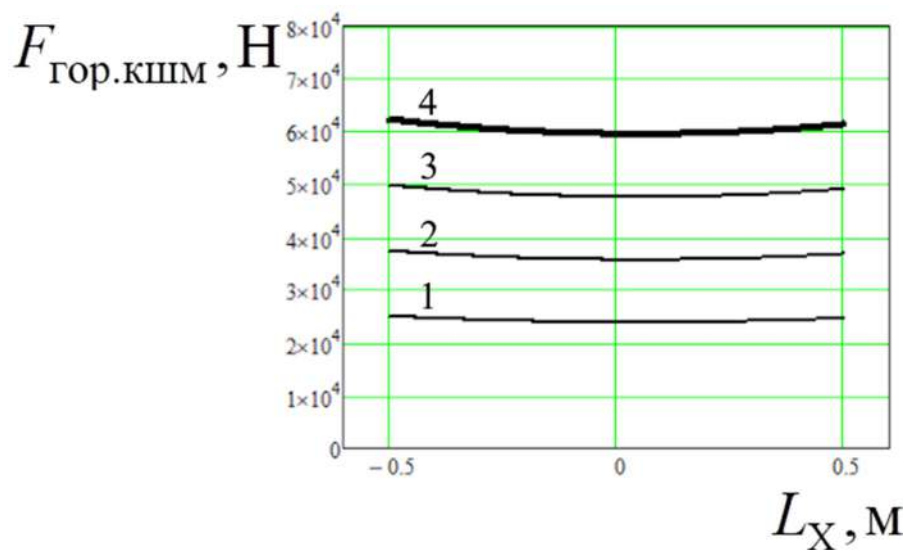


Рисунок 7.15 – Зависимость горизонтальной нагрузки на пильную раму при прямолинейном алмазно-штрипсовом распиливании со стороны кривошипно-шатунного механизма от координат горизонтального перемещения пильной рамы (переход от кривой 1 к кривой 4 характеризует увеличение скорости вертикальной подачи, а, следовательно, $Q_{\text{пр}}$ и $F_{\text{ixв}}$)

С помощью формул (7.6) и (7.7) можно рассчитать нагрузку, действующую в приводе главного движения (горизонтальной подачи) пильной рамы штрипсового станка с маятниковой, выпуклой и прямолинейной

траекторией движения, и на основе этого провести анализ устойчивости штрипсовых пил при перекосах пильной рамы во время работы, прочностной анализ элементов главного привода, кривошипно-шатунного механизма и элементов исполнительного органа.

7.3 Влияние динамических нагрузок в приводе подачи пильной рамы на потерю устойчивости («увод») штрипсовых пил с различными геометрическими параметрами и на надёжность элементов штрипсового станка с низкой долговечностью

7.3.1 Актуальность проведения силового и прочностного анализа низконадёжных элементов штрипсовых станков с целью улучшения взаимодействия пильной рамы и штрипсовых пил с распиливаемым блоком

Одной из важных задач проведения представленного выше силового анализа является повышение прочности и надёжности элементов штрипсового станка с низкой долговечностью, что будет способствовать наиболее лучшему взаимодействию штрипсовых пил с распиливаемым блоком [233, 250]. На основе приведённого силового и прочностного анализа можно значительно повысить надёжную работу ходовых винтов и гаек вертикальной подачи, зубчатых передач, подшипниковых узлов пильной рамы, маятниковых подвесок и кривошипно-шатунного механизма за счёт установления их рациональных геометрических параметров и применения более совершенных материалов. Повышение надёжности перечисленных элементов позволит в значительной мере устранить различные виды перекосов пильной рамы и пил в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Такие перекосы резко снижают ресурс рабочего инструмента. В свою очередь можно значительно повысить ресурс штрипсовых пил за счёт ряда конструктивных усовершенствований. Такие усовершенствования должны быть направлены на повышение устойчивости полотна штрипсовых пил при их работе. Она зависит от характера и величины общей нагрузки пильной рамы на блок $Q_{\text{пр}}$, которая

должна не превышать рациональной величины во время рабочей операции.

Сила $Q_{\text{пр}}$ зависит от величины вертикальной подачи пильной рамы $S_{\text{верт.}}$.

С целью повышения устойчивости штрипсовых пил, помимо использования системы гидронатяжения, рекомендуется использовать пилы с большой толщиной и высотой полотна и со смещёнными крепёжными отверстиями (рисунок 7.16 б, 7.17). Также необходимо в конструкции пил предусматривать элементы, способствующие лучшему проникновению известково-дробовой пульпы или промывочно-охлаждающей воды на дно пропила (рисунок 7.16 в, 7.17). Обычные широко используемые конструкции штрипсовых пил представлены на рисунках 1.12 и, 7.16 а.

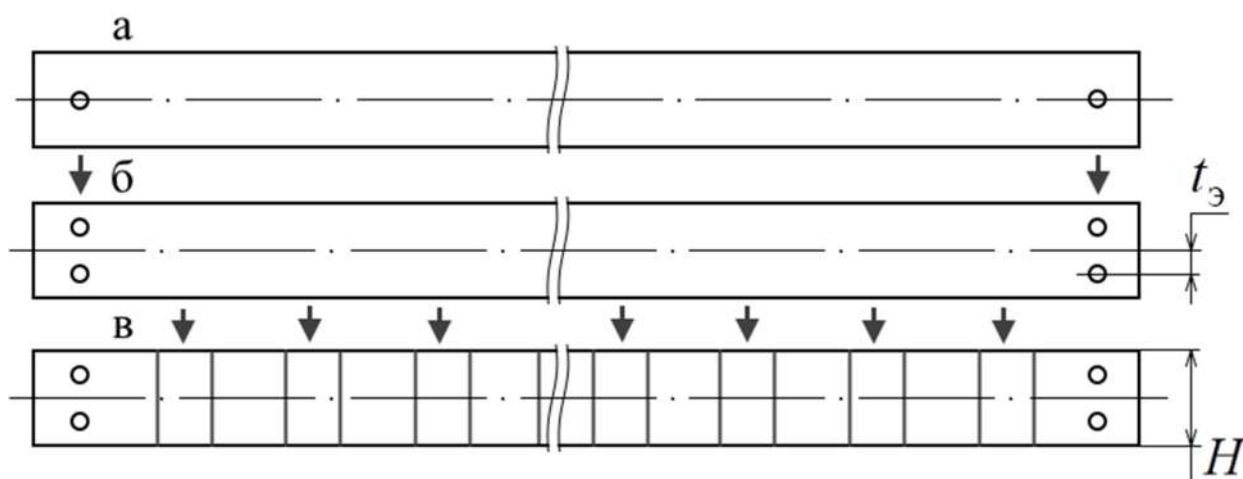


Рисунок 7.16 – Усовершенствованные конструкции штрипсовых пил для распиливания горной породы типа «гранит»:

а) обычная (исходная), б) с двумя смещёнными вверх и вниз установочными отверстиями, в) с пазами для проникновения в зону пропила пульпы.

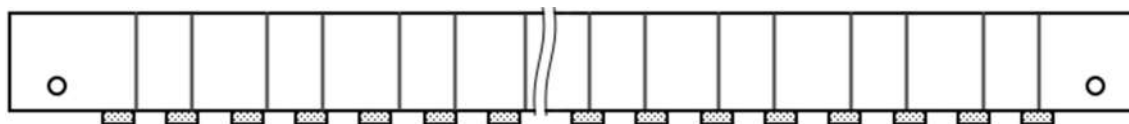


Рисунок 7.17 – Конструкция алмазной штрипсовой пилы для распиливания горной породы типа «мрамор» со смещёнными вниз установочными отверстиями и с пазами для проникновения в зону пропила промывочно-охлаждающей воды

7.3.2 Влияние геометрических параметров и силы растяжения штрипсовой пилы на устойчивость её полотна во время работы

Главным параметром устойчивости штрипсовой пилы является критическое усилие подачи на неё $P_{кр}$ [232]. Оно зависит от геометрических параметров пилы: эксцентриситет установочного отверстия ε , высота корпуса H (мм), толщина корпуса B (мм). Сила растяжения штрипсовой пилы P_p (кН) повышает её устойчивость.

Эксцентриситет установочного отверстия ε определяется из соотношения:

$$\varepsilon = t_3/H, \quad (7.8)$$

где t_3 – величина смещения линии натяжения пилы от осевой (центральной) линии вниз (абсолютный эксцентриситет), мм.

При увеличении эксцентриситета ε будет увеличиваться величина критического усилия подачи $P_{кр}$ в соответствии с параболической зависимостью:

$$P_{кр}(t_3) = \frac{(t_3 + c_{31})^2}{-k_{32}} + c_{33}, \text{ Н}, \quad (7.9)$$

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

График зависимости (7.9) для пилы с $H = 160$ мм, $B = 4$ мм и с силой её растяжения $P_p = 80$ кН представлен на рисунке 7.18 а, величина $c_{31} = -43,7$, $c_{33} = 7078$, $k_{32} = 1,177$. Величина достоверности аппроксимации $P_{кр}(t_3)$ составила $R^2 = 0,996$. Рациональная величина параметра $\varepsilon = 0,2 - 0,3$. Выше неё рост величины критического усилия подачи $P_{кр}$ прекращается для пил с различными параметрами H , B , P_p .

При увеличении величин высоты H и толщины B корпуса пилы будет увеличиваться величина критического усилия подачи $P_{кр}$ в соответствии с параболическими зависимостями:

$$P_{кр}(H) = \frac{(H + c_{H1})^2}{-k_{H2}} + c_{H3}, \text{ Н}, \quad (7.10)$$

$$P_{кр}(B) = \frac{(B + c_{B1})^2}{-k_{B2}} + c_{B3}, \text{ Н}, \quad (7.11)$$

где c_{H1} , c_{H3} , c_{B1} , c_{B3} – смещение величины, соответственно, H , $P_{кр}$, B , $P_{кр}$; k_{H2} , k_{B2} – коэффициенты степени «крутизны» параболы. График зависимости (7.10) для пилы с параметрами $\varepsilon = 0$, $B = 4$ мм и с силой её растяжения $P_p = 80$ кН представлен на рисунке 7.18 б. Величина $c_{H1} = -200,3$, $c_{H3} = 6030$, $k_{H2} = 2,759$. Величина достоверности аппроксимации $P_{кр}(H)$ составила $R^2 = 1,000$. Рациональная величина H составляет 180 – 200 мм. График зависимости (7.11) для пилы с параметрами $\varepsilon = 0$, $H = 160$ мм и с силой её растяжения $P_p = 80$ кН представлен на рисунке 7.18 в. Величина $c_{B1} = -4,931$, $c_{B3} = 6244$, $k_{B2} = 1,076923 \cdot 10^{-3}$. Величина достоверности аппроксимации $P_{кр}(B)$ составила $R^2 = 1,000$. Рациональная величина B составляет 4,5 – 5,0 мм.

При увеличении силы растяжения штрипсовой пилы P_p будет увеличиваться величина критического усилия подачи $P_{кр}$ в соответствии с линейной зависимостью:

$$P_{кр}(P_p) = k_{p2}(P_p + c_{p1}) + c_{p3}, H, \quad (7.12)$$

где c_{p1} , c_{p3} – смещение величины, соответственно, P_p и $P_{кр}$, k_{p2} – коэффициент наклона линейной зависимости. График зависимости (7.12) для пилы с $\varepsilon = 0$, $H = 160$ мм, $B = 4$ мм представлен на рисунке 7.18 г. Величина $c_{p1} = 1309$, $c_{p3} = -46847$, $k_{p2} = 37,65$. Величина достоверности аппроксимации $P_{кр}(P_p)$ составила $R^2 = 0,999$.

Сравнительный анализ графиков зависимостей на рисунке 7.18 показывает, что самыми эффективными способами повышения устойчивости штрипсовых пил являются:

1. смещение установочных отверстий вниз от оси пилы в соответствии с величиной эксцентриситета $\varepsilon = 0,2 - 0,3$,
2. увеличение толщины корпуса B ,
3. увеличение силы растяжения P_p .

Способ 2 является неэффективным по критерию толщины пропила, которая должна быть минимальной. Способ 3 лимитируется прочностью конструкции пильной рамы.

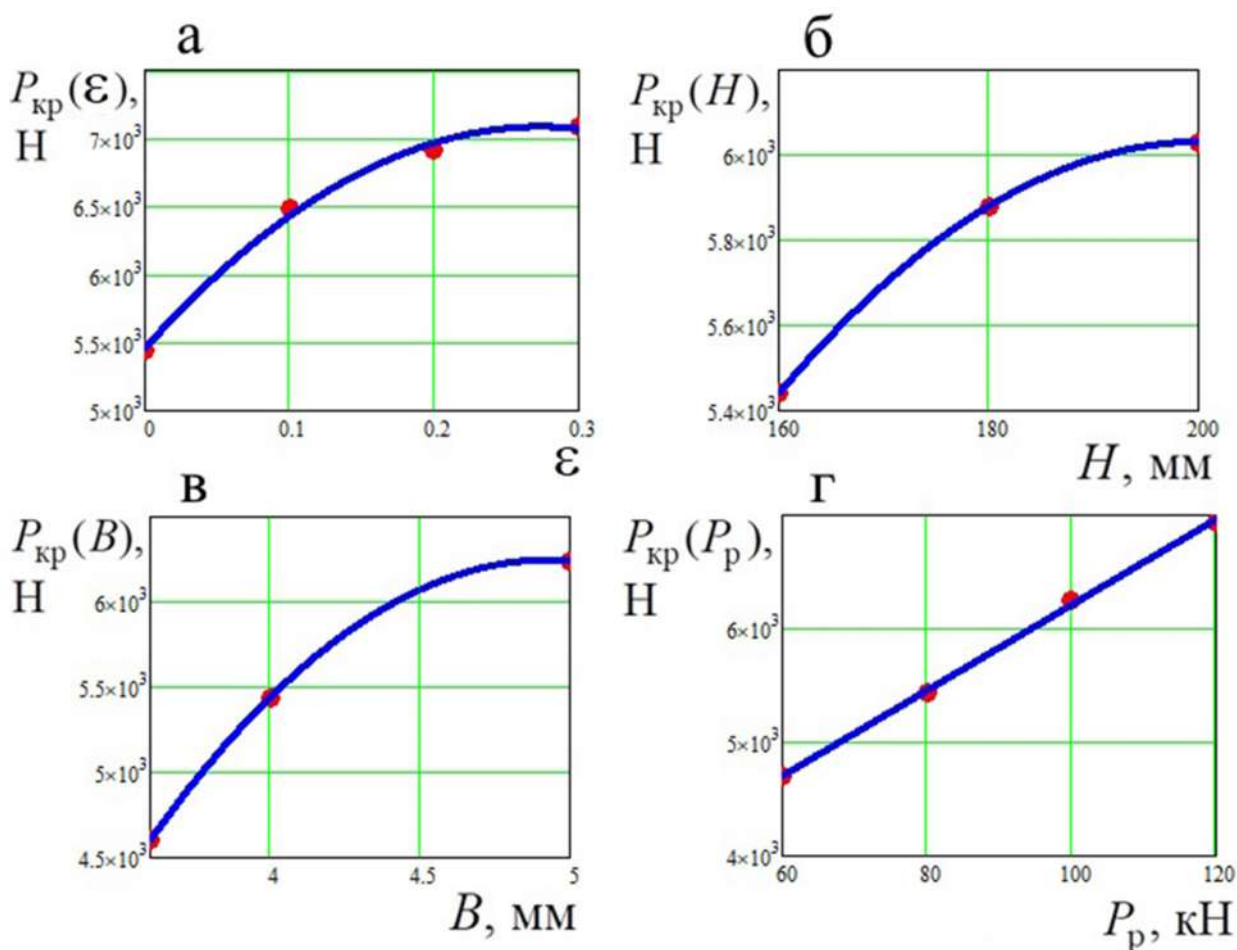


Рисунок 7.18 – Зависимости критического усилия подачи штрипсовой пилы от: а) эксцентриситета установочного отверстия, б) высоты корпуса, в) толщины корпуса, г) силы растяжения

7.3.2 Влияние эксцентриситета установочных отверстий штрипсовой пилы на напряжения в её полотне и устойчивость

Анализ напряжений в полотне штрипсовой пилы позволяет выявить в нём проблемные зоны. Наличие таких зон, возникающих при работе инструмента, негативно влияет на стойкость инструмента, устойчивость полотна и качество распиленной поверхности плиты-заготовки. Важной задачей исследований является снижения напряжений в этих зонах. Решить эту задачу можно путём нахождения рациональной величины эксцентриситета установочных отверстий штрипсовой пилы ϵ на основании анализа напряжений в её полотне с помощью метода конечных элементов.

На рисунках 7.19 и 7.20 представлены эпюры напряжений в полотне штрипсовой пилы при разной величине длины контакта пилы с блоком, полученные в программе SolidWorks модуле Simulation. Эпюры для случая контакта пилы с дном пропила по всей длине блока (далее – распределённый контакт) представлены на рисунке 7.19. Такой контакт наиболее характерен для штрипсовых станков с маятниковой и прямолинейной траекторией качания пильной рамы. Эпюры для случая точечного контакта пилы с дном пропила блока (далее – точечный контакт) представлены на рисунке 7.20. Такой контакт наиболее характерен для штрипсовых станков с выпуклой траекторией качания пильной рамы.

На основании полученных эпюр напряжений были определены величины напряжений по показаниям датчиков, установленных в разных местах полотна пилы. Получены зависимости величины напряжений в разных точках полотна штрипсовой пилы от величины эксцентриситета установочного отверстия $\sigma_{\text{полотно}}(\varepsilon)$.

Общий вид формулы зависимости $\sigma_{\text{полотно}}(\varepsilon)$ имеет вид для датчика установленного:

в нижней части полотна (около зоны контакта)

$$\sigma_{\text{полотно низ}}(\varepsilon) = k_{\text{низ}} t_{\varepsilon} + c_{\text{низ}}, \text{МПа}, \quad (7.13)$$

в верхней части полотна

$$\sigma_{\text{полотно верх}}(\varepsilon) = k_{\text{верх}} t_{\varepsilon} + c_{\text{верх}}, \text{МПа}, \quad (7.14)$$

на нижней кромке установочного отверстия пилы

$$\sigma_{\text{полотно отв}}(\varepsilon) = \frac{k_{\text{отв}}}{(t_{\varepsilon} - c_{\text{отв1}})^2} + c_{\text{отв2}}, \text{МПа}, \quad (7.15)$$

где $k_{\text{низ}}$, $k_{\text{верх}}$ – коэффициенты наклона линейной зависимости; $k_{\text{отв}}$ – коэффициент степени «крутизны» параболы; $c_{\text{низ}}$, $c_{\text{верх}}$, $c_{\text{отв2}}$ – смещение величины, соответственно, $\sigma_{\text{полотно низ}}$, $\sigma_{\text{полотно верх}}$ и $\sigma_{\text{полотно отв}}$; $c_{\text{отв1}}$ – смещение величины t_{ε} .

Исследования велись для пилы с геометрическими параметрами $H = 160$ мм, $B = 5$ мм и с силой её растяжения $P_p = 80$ кН (см. описание параметров в пункте 7.3.2).

На основании полученных результатов исследований для случая распределённого контакта пилы с дном пропила блока величина $k_{\text{низ}} = 0,193$, $c_{\text{низ}} = 47,4$, $k_{\text{верх}} = -1,500$, $c_{\text{верх}} = 155$, $k_{\text{отв}} = 1,82 \cdot 10^5$, $c_{\text{отв1}} = 72$, $c_{\text{отв1}} = 425$. Для случая точечного контакта $k_{\text{низ}} = -1,593$, $c_{\text{низ}} = 156,2$, $k_{\text{верх}} = -1,563$, $c_{\text{верх}} = 252$, $k_{\text{отв}} = 1,81 \cdot 10^5$, $c_{\text{отв1}} = 72$, $c_{\text{отв1}} = 426$.

На рисунке 7.21 представлены графики зависимости изменения величины напряжений, полученных на основании показаний датчиков, установленных в разных местах полотна штрипсовой пилы, от величины эксцентриситета установочного отверстия $\sigma_{\text{полотно}}(\epsilon)$ для случаев распределённого (а) и точечного (б) контакта пилы с дном пропила.

Для случая распределённого контакта пилы с дном пропила блока величина достоверности аппроксимации экспериментальных данных с полученной зависимостью $\sigma_{\text{полотно низ}}(\epsilon)$ составила $R^2 = 0,999$, с зависимостью $\sigma_{\text{полотно верх}}(\epsilon) - R^2 = 1,000$, с зависимостью $\sigma_{\text{полотно отв}}(\epsilon) - R^2 = 1,000$. Для случая точечного контакта величина достоверности аппроксимации экспериментальных данных с полученной зависимостью $\sigma_{\text{полотно низ}}(\epsilon)$ составила $R^2 = 1,000$, с зависимостью $\sigma_{\text{полотно верх}}(\epsilon) - R^2 = 1,000$, с зависимостью $\sigma_{\text{полотно отв}}(\epsilon) - R^2 = 1,000$.

Анализ полученных графиков $\sigma_{\text{полотно}}(\epsilon)$ показывает, что при увеличении эксцентриситета установочных отверстий штрипсовой пилы ϵ для случая распределённого контакта пилы с дном пропила будут незначительно возрастать напряжения в нижней части полотна пилы, близкой к зоне контакта, по линейной зависимости; будут незначительно снижаться напряжения в верхней части полотна пилы по линейной зависимости.

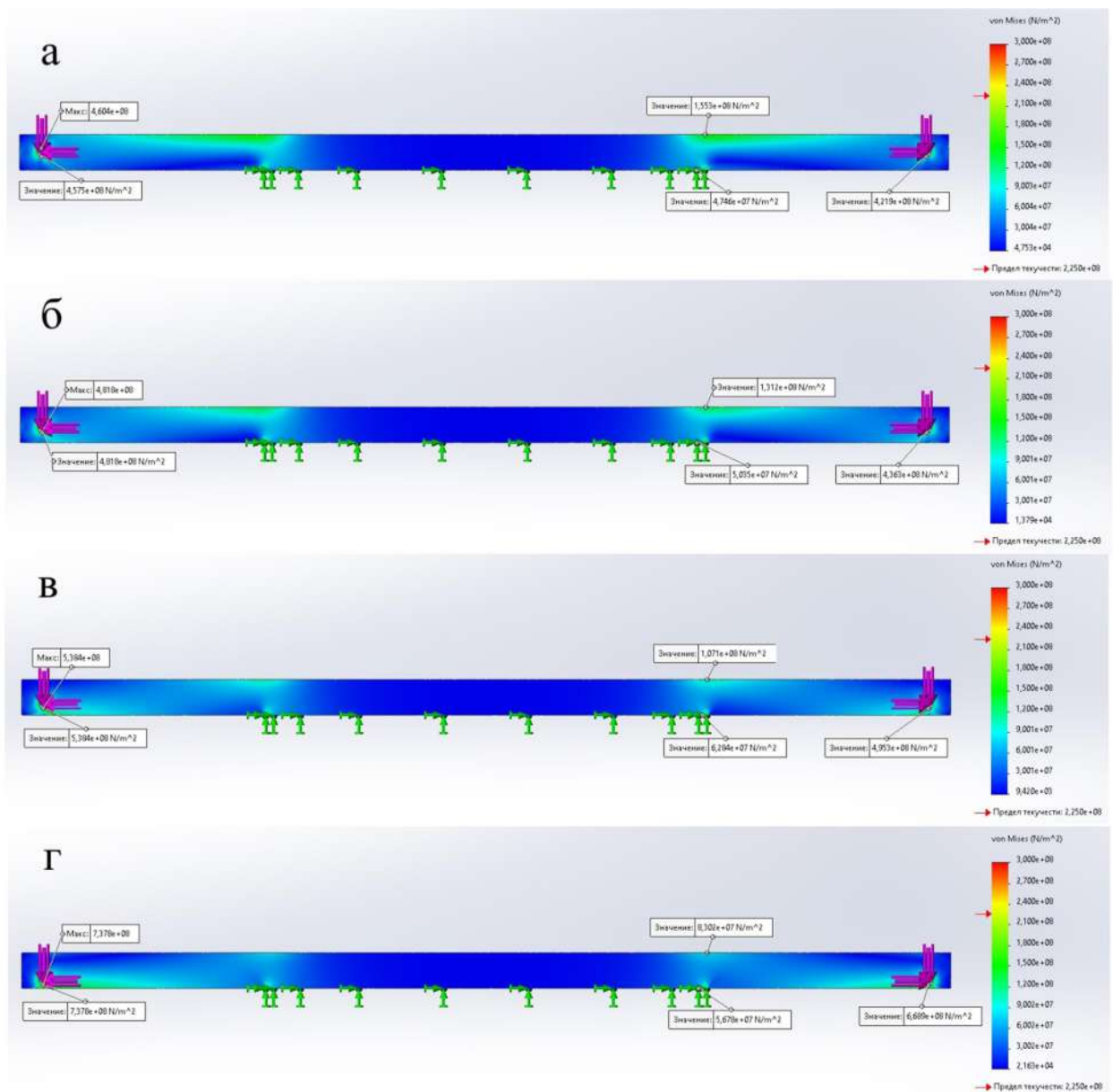


Рисунок 7.19 – Эпюры напряжений в полотне штрипсовой пилы $\sigma_{\text{полотно}}$ при формировании распределённого по длине блока контакта пилы с дном пропила при разных величинах эксцентриситета ϵ , равного: а) 0; б) 0,1; в) 0,2; г) 0,3

В нижней зоне установочного отверстия пилы при увеличении ϵ будут возрастать напряжения по обратной параболической зависимости. Для случая точечного контакта пилы с дном пропила при увеличении ϵ будут незначительно снижаться напряжения в нижней части полотна пилы по линейной зависимости; для верхней части полотна пилы и в нижней зоне установочного отверстия пилы характер изменения нагрузок будет близким для случая распределённого контакта.

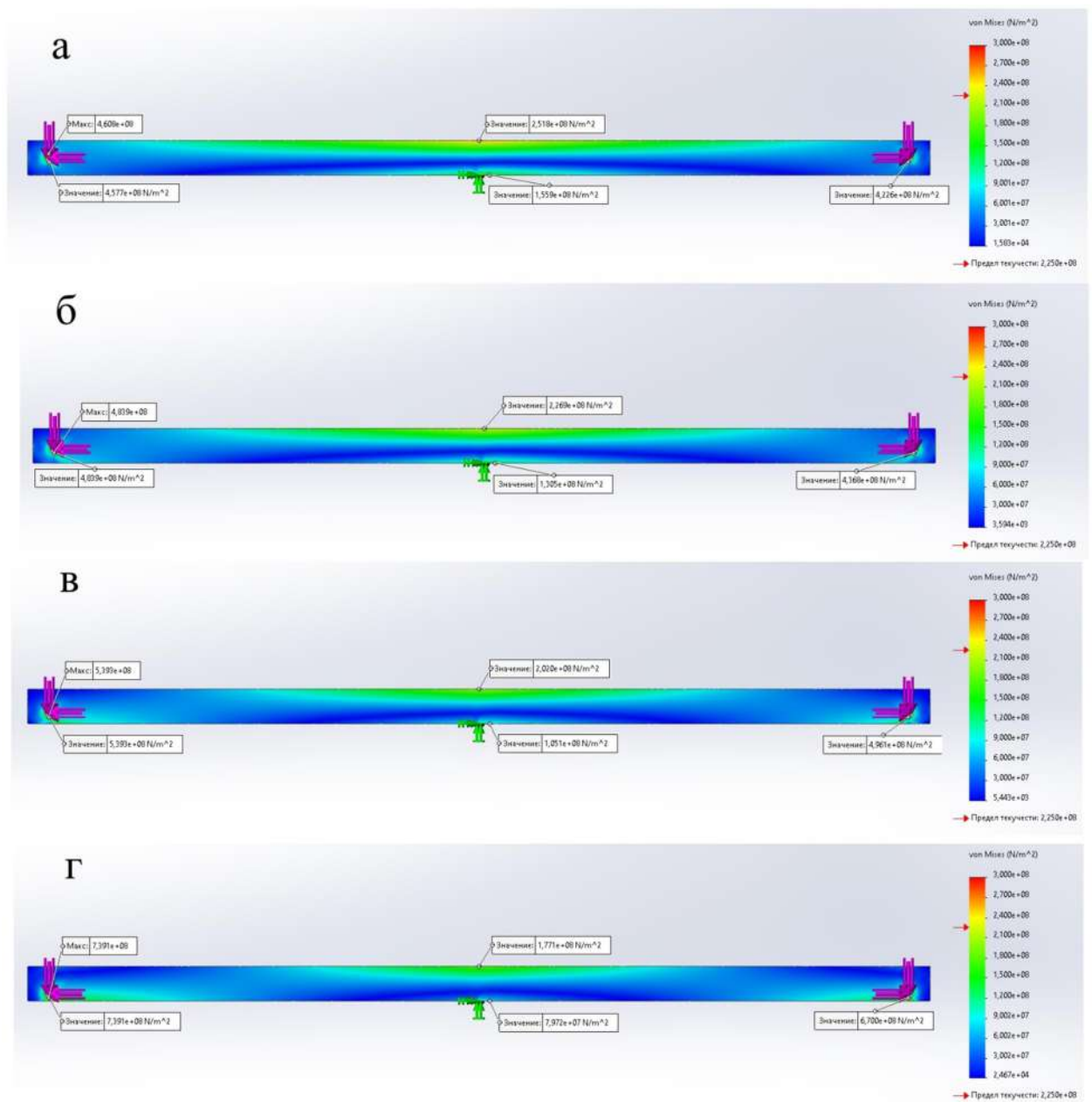


Рисунок 7.20 – Эпюры напряжений в полотне штрипсовой пилы $\sigma_{\text{полотно}}$ при формировании точечного контакта пилы с дном пропила при разных величинах эксцентриситета ε , равного: а) 0; б) 0,1; в) 0,2; г) 0,3

Анализируя визуально в целом характер изменения напряжений в штрипсовой пиле на эпюрах напряжений при двух видах исследуемых контактов с дном пропила блока, можно сделать вывод, что при увеличении эксцентриситета установочных отверстий штрипсовой пилы ε будет в центральной нижней и центральной верхней её части по длине снижаться контраст напряжений, вследствие чего будет повышаться устойчивость полотна.

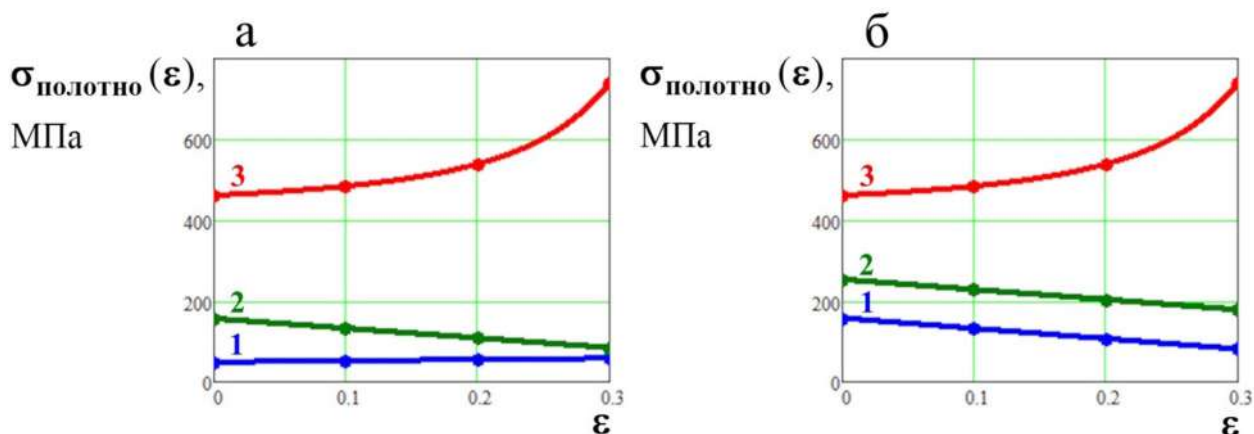


Рисунок 7.21 – Влияние эксцентриситета установочного отверстия на величины напряжений в полотне штрипсовой пилы $\sigma_{\text{полотно}}$ для распределённого (а) и точечного (б) контакта пилы с дном пропила (зависимости, полученные на основании показаний датчика, установленного: 1 – в нижней части полотна; 2 – в верхней части полотна; 3 – на нижней кромке установочного отверстия пилы).

В нижней зоне установочного отверстия пилы при увеличении ϵ до 0,3, согласно параболическим кривым 1 на рисунке 7.21, величина напряжений возрастёт до близкого к критическому для материала пилы, что приведёт к частым её поломкам и снижению устойчивости полотна на рассматриваемом участке. С учётом данных обстоятельств рекомендуемый эксцентриситет установочных отверстий штрипсовой пилы ϵ составляет величину близкую 0,15 – 0,20. Применение пил с такими параметрами позволит повысить производительность распиливания в 1,1 – 1,3, стойкость пилы в 1,1 – 1,2 раза.

7.3.3 Анализ напряжений в модели «штрипсовая пила – дробь – известковая пульпа – порода»

Дробовая пульпа при штрипсовом распиливании состоит из цельной стальной дроби, колотой стальной дроби, воды, гашённой извести, различных присадок и шлама. Эти компоненты выполняют роль абразива и связующего звена абразива. Штрипсовая пила производится из незакалённой стали. Закалка не производится с целью сохранения вязкости в материале полотна пилы. Дробь внедряется в рабочую поверхность пилы во время рабочего цикла и протаскивается

по дну пропила с вращением вокруг собственной оси или без вращения в случае больших сил трения, возникающих в среде. Наиболее эффективно происходит рабочий процесс распиливания, когда дробь протаскивается без вращения, подтверждается анализом представляемых исследований.

Для штрипсового распиливания в качестве абразивного элемента в основном применяется техническая дробь номеров 0,8 (0,7—0,9 мм); 1,0 (0,9 – 1,2 мм); 1,2 (1,0 – 1,3 мм); 1,5 (1,2 – 1,6 мм) и 2 (1,6 – 2,2 мм) [232]. Номер соответствует диаметру основной фракции. В представляемых исследованиях был взят диаметр дроби $D_{\text{дроби}} = 1,5$ мм.

Рациональная нагрузка со стороны штрипсовой пилы на блок, как показывают ранее выполненные исследования, составляет диапазон $P_{\text{штр}} = 1000 - 2000$ Н [195, 232]. Процесс распиливания характеризуется огибанием полотна пилы дна пропила, при котором между ними возникает контакт, распределённый на относительно небольшом участке. В контакте в определённый момент времени задействовано порядка 10 – 20 дробин, из них основная нагрузка распределяется на 2 – 4 дробинки. Далее эта нагрузка перераспределяется на другие дробинки. В представляемых исследованиях $P_{\text{штр}} = 1200$ Н; нагрузка, передаваемая на дробь и далее в породу составила $P_{\text{шдп}} = 1200/2 = 600$ Н. Было принято, что основная нагрузка распределиться на 2 дробинки. Эпюра эквивалентных напряжений в модели «штрипсовая пила – дробь – известковая пульпа – порода» для случая, когда дробь протаскивается по дну пропила без её вращения вокруг собственной оси показана на рисунке 7.22.

В представленной расчётной модели была введена горизонтальная сила, действующая со стороны дроби на породу, равная $P_{\text{гор}} = P_{\text{шдп}} \cdot \mu_{\text{дштр.средняя}} = 600 \cdot 0,83 = 498$ Н.

В исследованиях рассматривалась в качестве распиливаемого материала крепкая горная порода гранит с пределом прочности на сжатие $\sigma_{\text{всж}} = 120 - 160$ МПа. Гранит с такой прочностью имеет широкое использование на камнеобрабатывающих предприятиях, работающих для нужд строительной отрасли.

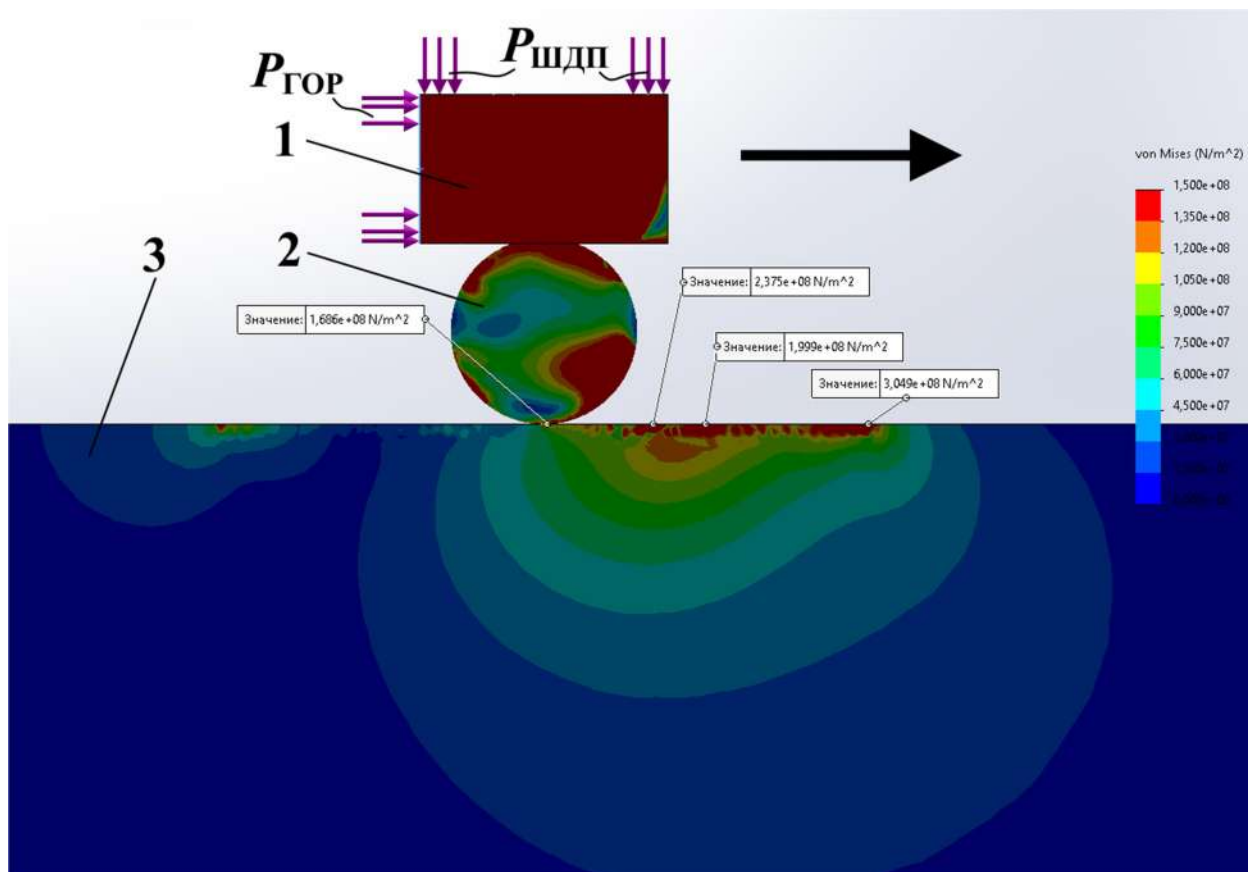


Рисунок 7.22 – Эпюра эквивалентных напряжений по фон Мизесу в модели «штрипсовая пила – дробь – известковая пульпа – порода» в случае протаскивания дроби по дну пропила без вращения (движение пилы и дроби происходит слева направо)

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

Анализ распределения напряжений на эпюре показывает, что разрушения в породе происходят в верхней зоне породы перед движущейся дробью, имеющей красный цвет на эпюре. Максимальные напряжения в этой зоне составляют $\sigma_{\text{max.гранит}} = 305$ МПа, средние – $\sigma_{\text{ср.гранит}} = 150 - 200$ МПа. Разрушения происходят в режиме поверхностного скалывания и (или) выкрашивания. Длина зоны скола и (или) выкрашивания составляет около 2,5 – 2,6 мм. Причиной возникновения высоких поверхностных напряжений является образование глубинной области напряжений в породе, соприкасающейся с поверхностью на большой площади, на которой образуются зоны максимальных напряжений. Изоповерхность глубинных зон напряжений имеет

в некотором приближении форму эллипсоида, что также было рассмотрено в Главе 3. Однако, в области, расположенной близко к поверхности рассматриваемая зона напряжений разделяется на два участка. Они образуются вследствие двунаправленного действия сил в зоне контакта (вертикальная и горизонтальная составляющая сила со стороны дроби). В реальности длинный скол и (или) выкрашивание на большом расстоянии от контакта может не произойти из-за наличия разрывов сплошности породы.

Эпюра эквивалентных напряжений в модели «штрипсовая пила – дробь – известковая пульпа – порода» для случая, когда дробь протаскивается по дну пропила с её вращением вокруг собственной оси показана на рисунке 7.23. У этой модели горизонтальная сила $P_{\text{Гор}} = 0$ Н.

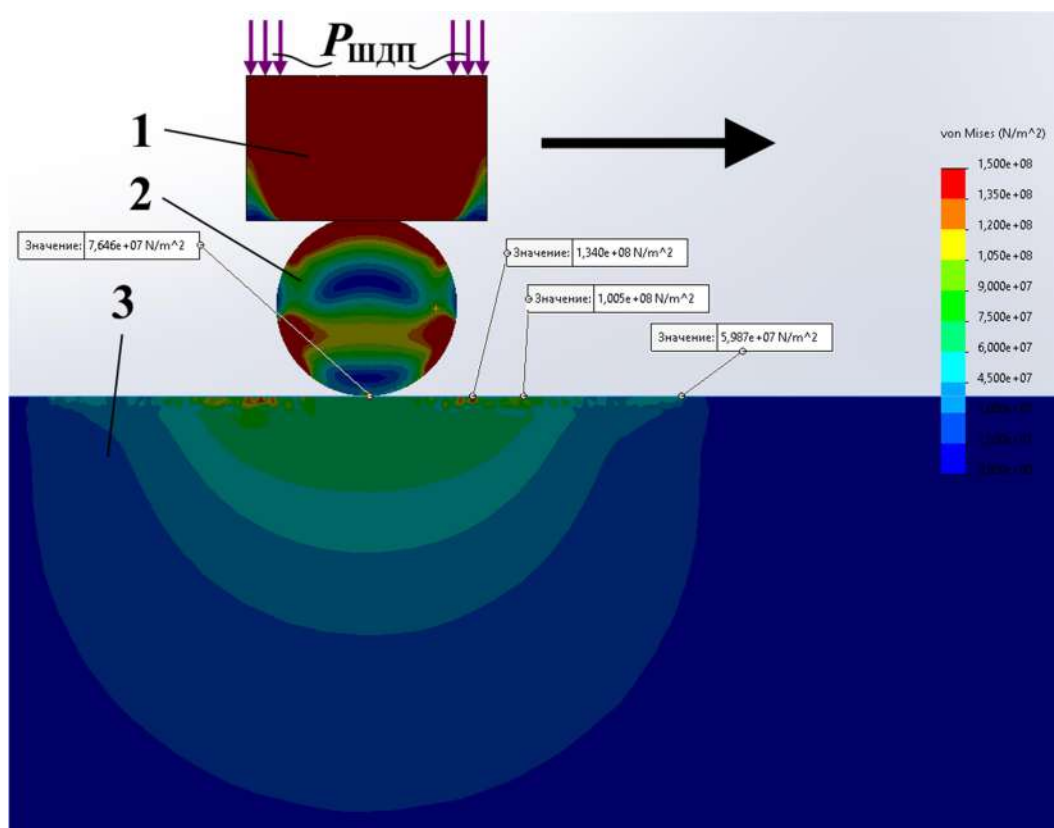


Рисунок 7.23 – Эпюра эквивалентных напряжений в модели «штрипсовая пила – дробь – известковая пульпа – порода» в случае протаскивания дроби по дну пропила с вращением

Анализ напряжений на этой эпюре свидетельствует о возникновении поверхностных напряжений меньших по отношению к поверхностным напряжениям на модели без вращения дробы (рисунок 7.22).

Анализ распределения напряжений на эпюре показывает, что разрушения в породе происходят в верхней зоне породы вокруг движущейся дробы, имеющей красный цвет. Максимальные напряжения в этой зоне составляют $\sigma_{\text{max.гранит}} = 134$ МПа, средние – $\sigma_{\text{ср.гранит}} = 100 - 120$ МПа. Разрушения либо не происходят (для гранитов с $\sigma_{\text{всж}} = 135 - 160$ МПа), либо происходит в режиме поверхностного скалывания и (или) выкрашивания (для гранитов с $\sigma_{\text{всж}} = 120 - 135$ МПа). Диаметр зоны скола составляет около 1,0 – 1,1 мм.

Были проведены исследования напряжений в модели «штрипсовая пила – дробь – известковая пульпа – порода» для случая с протаскиванием дробы с уменьшенным вдвое диаметром ($D_{\text{дробь}} = 0,75$ мм) без её вращения. Полученная эпюра представлена на рисунке 7.24.

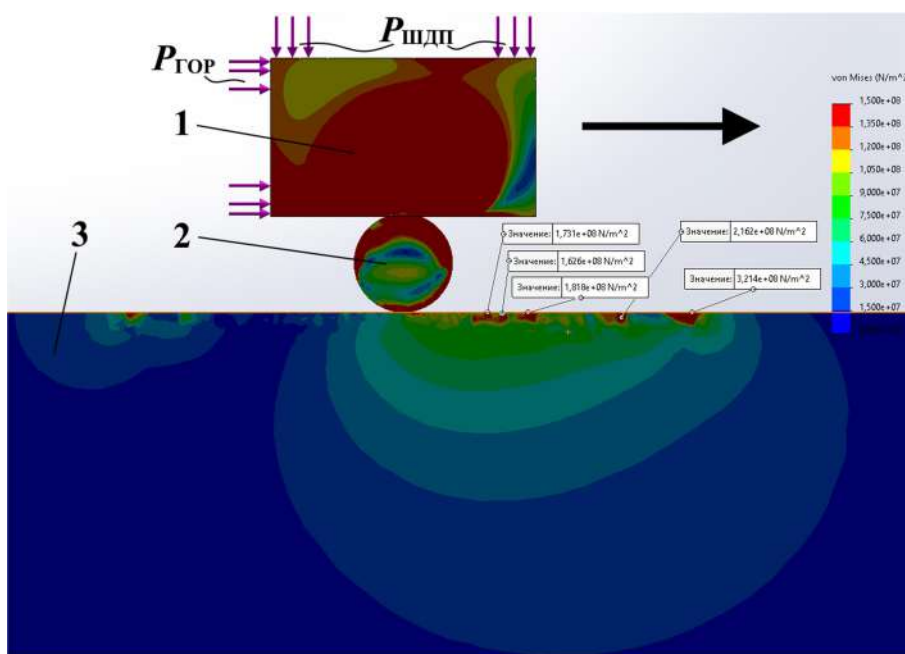


Рисунок 7.24 – Эпюра эквивалентных напряжений в модели «штрипсовая пила – дробь – известковая пульпа – порода» в случае протаскивания дробы уменьшенного размера по дну пропила без вращения

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

В рассматриваемом случае в контакте из-за уменьшения диаметра дробы в 2 раза будет задействовано в два раза больше дробинок по отношению к предыдущему случаю, то есть порядка 20 – 40 дробинок, из них основная нагрузка распределяется на 4 – 8 дробинки.

В представляемых исследованиях было принято, что основная нагрузка распределиться на 4 дробинки. В этом случае сила $P_{\text{шдп}} = 1200/4 = 300$ Н, сила $P_{\text{гор}} = 249$ Н.

Анализ распределения напряжений на эюре показывает, что разрушения в породе происходят в верхней зоне породы перед движущейся дробью, имеющей красный цвет. Максимальные напряжения в этой зоне составляют $\sigma_{\text{max.гранит}} = 321$ МПа, средние – $\sigma_{\text{ср.гранит}} = 150 - 200$ МПа. Разрушения происходят в режиме поверхностного скалывания и (или) выкрашивания. Общая зона повышенных напряжений в породе будет меньше, чем у модели на рисунке 7.22. Длина зоны скола и (или) выкрашивания составляет около 2,1 – 2,2 мм. В реальности длинный скол и (или) выкрашивание на большом расстоянии от контакта может не произойти из-за наличия разрывов сплошности породы.

На основании сравнительного анализа напряжений в представленных моделях «штрипсовая пила – дробь – известковая пульпа – порода» режим протаскивания дробы по дну пропила без вращения её вокруг собственной оси является наиболее эффективным. При осуществлении максимальной составляющей такого режима в процессе распиливания производительность будет максимальной. В этом случае рекомендуется использовать в качестве материала полотен штрипсовых пил незакалённые вязкие стали, например усовершенствованный аналог стали 65Г, упоминающийся в научной литературе по камнеобрабатывающему оборудованию [232]. При выборе такой стали износостойкость инструмента тоже не должна существенно снижаться. Значительную роль в обеспечении такого режима работы будет играть вязкость абразивной пульпы.

Также на основании сравнительного анализа проведённых исследований напряжений можно сделать вывод о том, что при увеличении диаметра дроби в 2 раза с 0,75 мм до 1,50 мм объём выкола и (или) выкрашивания, а следовательно, и производительность может увеличиться в 1,1 – 1,2 раза.

7.4 Выводы по главе 7

1. Дан анализ взаимодействия штрипсовых пил с распиливаемым блоком при работе штрипсовых станков с маятниковой, выпуклой и прямолинейной траекторией качания пильной рамы.

2. Определена для штрипсовых станков с маятниковой, выпуклой и прямолинейной траекторией качания пильной рамы общая нагрузка штрипсовых пил на блок во время работы, нагрузки на ходовые винты и в передаточных звеньях вертикальной подачи штрипсового станка с большой и небольшой жёсткостью передаточных валов, позволяющая произвести анализ устойчивости штрипсовых пил при распиливании, определить их рациональные конструктивные параметры, а также выполнить прочностной анализ передаточных элементов вертикальной подачи, элементов пильной рамы.

3. Определена нагрузка в приводе главного движения (горизонтальной подачи) пильной рамы штрипсового станка с маятниковой, выпуклой и прямолинейной траекторией качания, позволяющая провести анализ устойчивости штрипсовых пил при перекосах пильной рамы во время работы и прочностной анализ элементов главного привода, кривошипно-шатунного механизма и элементов исполнительного органа.

4. На основе результатов исследований, приведённых в научной литературе, установлены рациональные геометрические параметры штрипсовых пил в зависимости от устойчивости их полотен. Рациональная величина эксцентриситета установочного отверстия составляет 0,2 – 0,3. Рациональная величина высоты и толщины корпуса пилы составляет,

соответственно, 180 –200 мм и 4,5 – 5,0 мм. Предложены конструктивные усовершенствования пил для улучшения подачи абразива или промывочно-охлаждающей воды в пропи́л.

5. Анализ напряжений, возникающих в полотне штрипсовой пилы, проведённый в программе SolidWorks модуле Simulation, выявил, что рациональная величина эксцентриситета установочного отверстия должна составлять 0,15 – 0,20 по критерию устойчивости и равномерного распределения напряжений в инструменте. Применение пил с такими параметрами позволит повысить производительность распиливания в 1,1 – 1,3, стойкость пилы в 1,1 – 1,2 раза. В случае большего значения эксцентриситета в нижней зоне установочного отверстия пилы величина напряжений возрастёт до близкого к критическому для материала пилы, что приведёт к частым её поломкам и снижению устойчивости полотна на рассматриваемом участке.

6. На основании сравнительного анализа напряжений в представленных моделях «штрипсовая пила – дробь – известковая пульпа – порода» режим протаскивания дроби по дну пропи́ла без вращения её вокруг собственной оси является наиболее эффективным. Такой режим обеспечивается использованием в качестве материала полотен штрипсовых пил незакалённых вязких сталей, например усовершенствованный аналог стали 65Г.

7. На основании сравнительного анализа проведённых исследований в представленной модели «штрипсовая пила – дробь – известковая пульпа – порода» можно сделать вывод о том, что при увеличении диаметра дроби в 2 раза с 0,75 мм до 1,50 мм объём выкола и (или) выкрашивания, а следовательно, и производительность может увеличиться в 1,1 – 1,2 раза.

ГЛАВА 8 МЕТОДОЛОГИЯ СОЗДАНИЯ ИНСТРУМЕНТА МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ УДАРНОГО РАЗРУШЕНИЯ, АЛМАЗНО-КАНАТНОГО И ШТРИПСОВОГО РАСПИЛИВАНИЯ КРЕПКИХ ГОРНЫХ ПОРОД

8.1 Предпосылки и содержание методологии создания инструмента машин и оборудования для ударного разрушения, алмазно-канатного и штрипсового распиливания крепких горных пород

Основные этапы создания инструмента для машин ударного разрушения, оборудования для алмазно-канатного и штрипсового распиливания крепких горных пород, являющиеся частью разработанной методологии, представлены ниже.

Этап 1

Анализ физико-механических свойств разрушаемой породы. К ним относится: прочность σ (предел прочности на сжатие $\sigma_{всж}$, контактная прочность p , твёрдость), модуль упругости E , коэффициент Пуассона μ , скорость распространения упругой волны V и другие. Эти свойства необходимы для дальнейшего силового и прочностного анализа в системе «инструмент – порода».

Этап 2

Выбор предварительной формы инструмента из известных. Например, трапецеидальная или круговая форма породоразрушающего элемента инструмента машин ударного разрушения (ПЭ); цилиндрическая форма алмазного сегмента; гладкая штрипсовая пила с установочными отверстиями, совпадающими с осевой (центральной) линией.

Этап 3

Уточнение формы, геометрических параметров инструмента на этапе моделирования с целью повышения производительности процесса разрушения горной породы при минимальных затратах энергии. Например, моделирование ПЭ трапецеидального профиля с малыми углами наклона боковой поверхности; моделирование алмазного сегмента со скруглениями рабочих кромок.

Этап 4

Используются предложенные методы определения сил, действующих при контактном взаимодействии инструмента с породой. Например, метод разбиения ударной волны, проходящей через инструмент в породу, на отрезки распространения и, основанный на нём, силовой анализ в ПЭ, зоне контакта инструмента с породой. К этим методам также относятся методы определения сил в алмазно-канатной и штрипсовой пиле.

Этап 5

Используются предложенные методы определения напряжений, действующих в системе «инструмент – порода». Например, метод определения ядра напряжений и лунки выкола в крепкой горной породе; метод определения напряжений в алмазном сегменте; метод определения напряжений в полотне штрипсовой пилы и т.д. Все эти методы основаны на определении напряжений в материале с помощью метода конечных элементов, используемом в ряде компьютерных программ (Ansys, SolidWorks).

Этап 6

Окончательно уточняется форма, геометрические параметры инструмента (рисунок 8.1), 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 допустимых величин. Максимальная действующая величина напряжения в материале инструмента сравнивается с пределом прочности (например, с пределом динамической прочности для инструмента машин ударного разрушения, ударной вязкостью, пределом прочности при растяжении связки алмазного сегмента, твёрдостью и т.п.). Если критерии прочности материала инструмента неизвестны, то подбираются материалы-аналоги, которые при прочих равных условиях испытывают эквивалентные нагрузки в инструментах-аналогах.

Этап 7

Сравнивается прогнозная производительность и стойкость созданного инструмента с учётом используемых материалов с инструментами-аналогами.

Принципиальная структурная схема, иллюстрирующая общий подход к созданию инструмента, рассмотренного в диссертации, представлена на рисунке 8.1.

В верхней части схемы в соответствии со шкалой крепости по М.М. Протодяконову представлены горные породы, которые разрушаются инструментом, исследуемым в работе (рисунок 8.1 и 8.2). Исследованию инструмента ударного действия (рисунок 8.3) посвящены Главы 1 – 5, алмазно-канатным пилам (рисунок 8.5) – Глава 6 и штрипсовым пилам (рисунок 8.7) – Глава 7.

Ниже представлены блоки по исследованию и определению рациональных геометрических параметров и форм инструментов. Ещё ниже представлены математические модели (на схеме сокращённо, модель), методы, различные виды анализа, применяемые в работе, и рекомендации по определению рациональных геометрических параметров и форм, материалов инструмента.

В нижней части схемы представлены утверждённые на предприятиях методики.

Схема исследований в диссертационной работе действующих напряжений в инструменте и крепкой горной породе при их контактном взаимодействии приведена на рисунке 8.2.



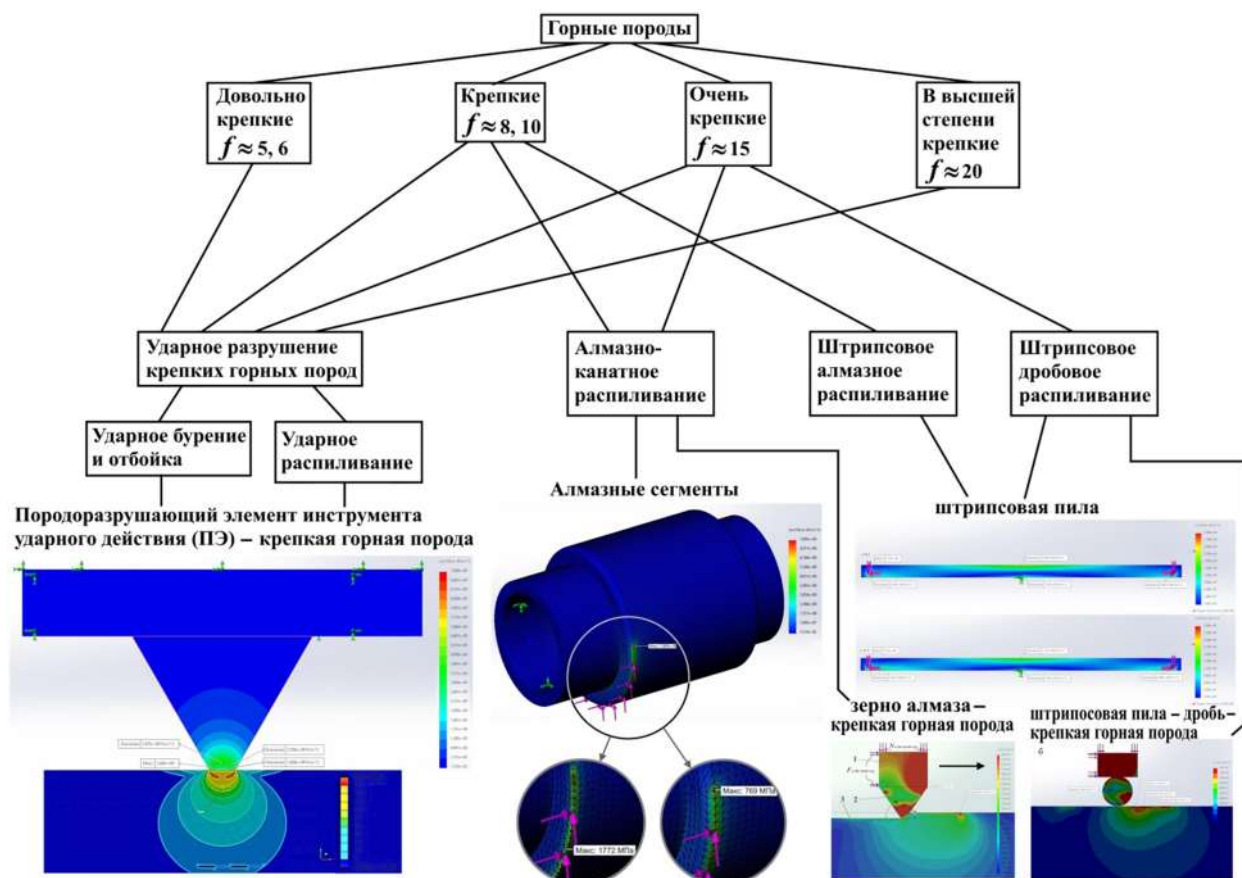


Рисунок 8.2 – Схема исследований напряжений в инструменте и крепкой горной породе, рассмотренных в диссертационной работе

8.2 Методология создания инструмента машин ударного разрушения крепких горных пород

Основные этапы создания инструмента для машин ударного разрушения крепких горных пород, являющиеся частью разработанной методологии, представлены ниже.

Этап 1

Анализ физико-механических свойств породы при ударном разрушении горных пород. К ним относится: прочность σ (динамический предел прочности $\sigma_{\text{дин}}$, контактная прочность p , твёрдость), крепость f , ударная вязкость КС, абразивность a , модуль упругости E , коэффициент Пуассона μ , плотность породы $\rho_{\text{пл}}$, скорость распространения упругой волны $V_{\text{ув}}$. На основании представленных свойств определяются величины сил действующих со стороны инструмента на породу, объём ядра напряжения,

лунки выкола или скола в породе и производительность ударного разрушения.

Этап 2

Выбор предварительной формы инструмента машин ударного разрушения из известных. Рекомендуются породоразрушающий элемент инструмента машин ударного разрушения (ПЭ) с трапецеидальным и круговым профилем. Эти профили соответствуют формам ПЭ: клиновой, конусной, пирамидальной, сферической, полуцилиндрической и т.п.

Этап 3

Уточнение формы, геометрических параметров инструмента на этапе моделирования с целью повышения производительности процесса разрушения горной породы при минимальных затратах энергии. Рекомендуются моделирование ПЭ кругового и трапецеидального профиля с малыми углами наклона боковой поверхности.

Этап 4

Используются предложенные методы определения сил, действующих при контактном взаимодействии инструмента с породой. Предлагается метод разбиения ударной волны, проходящей через инструмент в породу, на отрезки распространения и силовой анализ с помощью представленного метода. Он позволяет определить величины сил, вызванные ударной волной, в зоне контакта инструмента с породой.

Этап 5

Используются предложенные методы определения напряжений, действующих в системе «инструмент – порода». Предлагается метод определения напряжений в ПЭ трапецеидального и кругового профиля и метод определения ядра напряжений и лунки выкола в крепкой горной породе с помощью метода конечных элементов с использованием компьютерных программ (например, SolidWorks, Ansys) (рисунок 8.3).

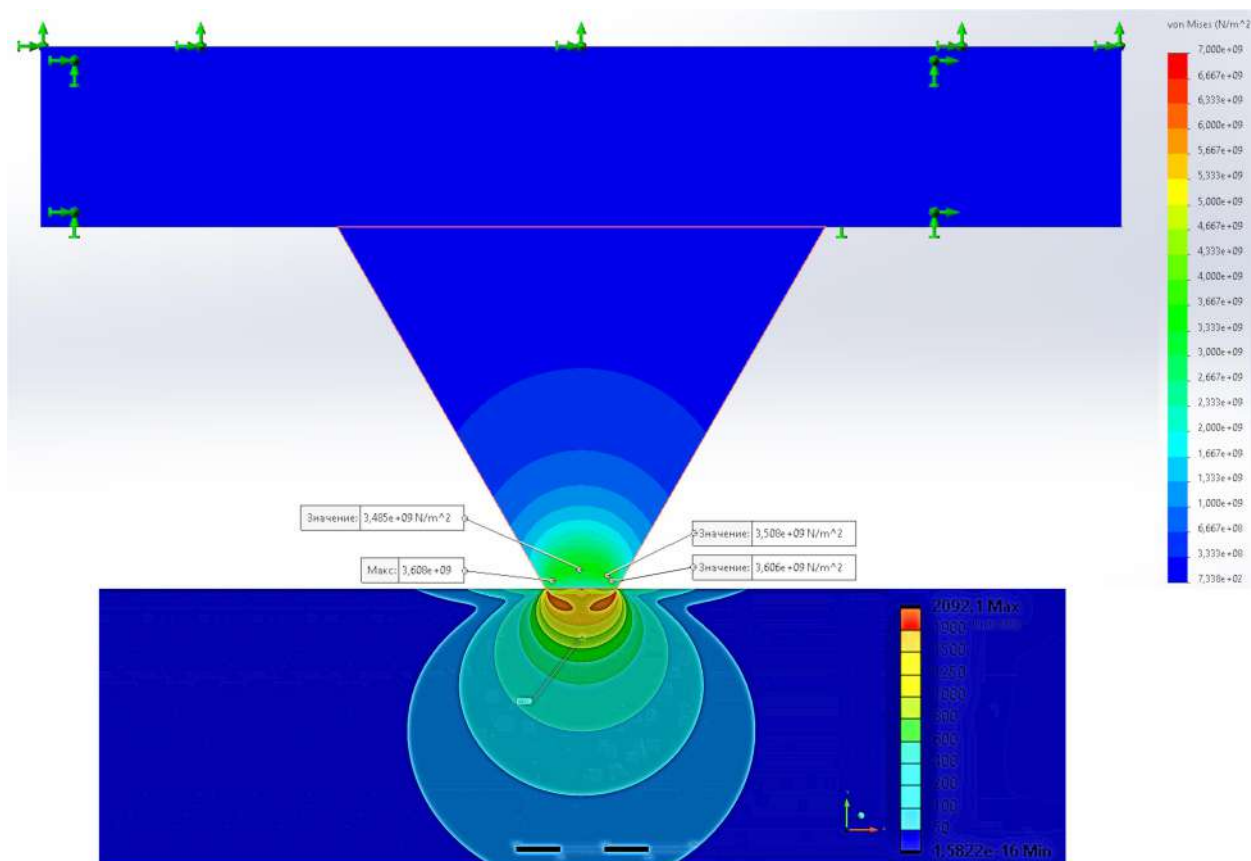


Рисунок 8.3 – Эпюры напряжений в ПЭ трапецидального профиля и крепкой горной породе

Этап 6

Окончательно уточняется форма, геометрические параметры инструмента с использованием формул, указанных на схеме (рисунок 8.4), 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 допустимых величин.

Этап 7

Сравнивается прогнозная производительность и стойкость созданного инструмента с учётом используемых материалов с инструментами-аналогами.

На рисунке 8.4 изображен фрагмент схемы, представляющий ударное разрушение крепких пород. Он включает в себя рассматриваемые в работе инструменты ударного бурения, отбойки и ударного распиливания.

Ниже представлены блоки по исследованию и определению рациональных геометрических параметров и форм породоразрушающих элементов инструмента ударного действия (ПЭ), корпуса инструмента и ударника. Ещё ниже представлены математические модели (на схеме сокращённо, модель), методы, различные виды анализа, применяемые в работе, и рекомендации по определению материалов инструмента.

В нижней части схемы представлены две утверждённые на предприятиях методики по установлению рациональных геометрических форм ПЭ, расчёту производительности и энергоёмкости перфораторного бурения с предлагаемыми ПЭ.

8.3 Методология создания инструмента оборудования для алмазно-канатного распиливания крепких горных пород

Основные этапы создания инструмента оборудования для алмазно-канатного распиливания крепких горных пород, являющиеся частью разработанной методологии, представлены ниже.

Этап 1

Анализ физико-механических свойств разрушаемой породы. К ним относится: прочность σ (предел прочности на сжатие $\sigma_{всж}$, контактная прочность p , твёрдость), модуль упругости E , коэффициент Пуассона μ . На основании представленных свойств определяются величины сил действующих со стороны инструмента на породу, напряжения в инструменте и породе.

Этап 2

Выбор предварительной формы инструмента оборудования для алмазно-канатного распиливания из известных. Рекомендуется цилиндрическая форма алмазного сегмента.

с острой, скруглённой и эллипсоидной кромкой; бочкообразной, конической, двухконической и конусной.

Этап 4

Используются предложенные методы определения сил, действующих при контактном взаимодействии инструмента с породой. Предлагается использовать методы определения сил в алмазно-канатной пиле с малыми и большими силами её натяжения.

Этап 5

Используются предложенные методы определения напряжений, действующих в системе «инструмент – порода». Предлагается определять напряжения в алмазных элементах и породе с помощью метода конечных элементов с использованием компьютерных программ (например, SolidWorks, Ansys) (рисунки 6.21, 6.24 – 6.27).

Этап 6

Окончательно уточняется форма, геометрические параметры инструмента, исходя из максимального объёма скола в породе, производительности распиливания с тем условием, что силы, действующие на инструмент, напряжения в инструменте, не будут превышать допустимых величин. Рекомендуются максимальную действующую величину напряжения в материале алмазных сегментов сравнивать с пределом прочности при растяжении, пределом текучести и пределом выносливости связки алмазного слоя сегмента.

Этап 7

Сравнивается прогнозная производительность и стойкость созданного инструмента с учётом используемых материалов с инструментами-аналогами.

На рисунке 8.5 изображена часть схемы, представляющая рассматриваемые в работе инструменты для алмазно-канатного распиливания.

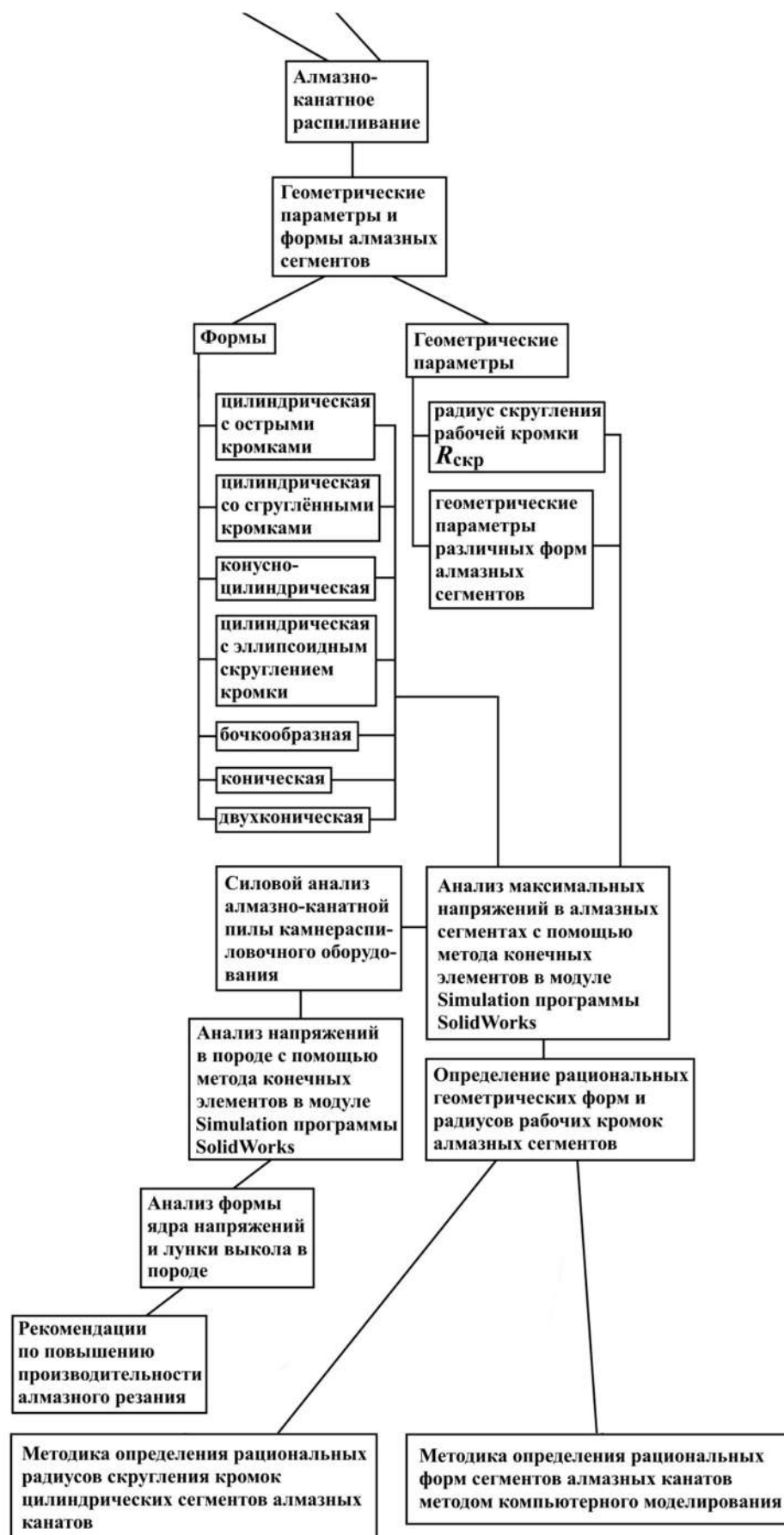


Рисунок 8.5 – Схема создания инструмента для алмазно-канатного распиливания крепких горных пород

Ниже представлены блоки по исследованию и определению рациональных геометрических параметров и форм алмазных сегментов алмазно-канатных пил камнераспиловочного оборудования.

Ещё ниже представлены различные виды анализа, применяемые в работе, методы и рекомендации для установления рациональных геометрических параметров и форм алмазных сегментов алмазно-канатных пил и штрипсовых пил.

В нижней части схемы представлены две утверждённые на предприятиях методики по установлению рациональных геометрических параметров и форм сегментов алмазных канатов.

8.4 Методология создания инструмента для штрипсового распиливания крепких горных пород

Основные этапы создания инструмента штрипсовых камнераспиловочных станков для распиливания крепких горных пород, являющиеся частью разработанной методологии, представлены ниже.

Этап 1

Анализ физико-механических свойств разрушаемой породы. К ним относится: прочность σ (предел прочности на сжатие $\sigma_{всж}$, контактная прочность p , твёрдость), модуль упругости E , коэффициент Пуассона. На основании представленных свойств определяются величины сил действующих со стороны инструмента на породу, напряжения в инструменте и породе.

Этап 2

Выбор предварительной формы инструмента из известных. Рекомендуется гладкая штрипсовая пила с установочными отверстиями, совпадающими с осевой (центральной) линией.

Этап 3

Уточнение формы, геометрических параметров инструмента на этапе моделирования с целью повышения производительности процесса

разрушения горной породы при минимальных затратах энергии. Рекомендуется моделирование штрипсовых пил с установочными отверстиями с различными величинами эксцентриситета (смещением относительно осевой (центральной) линии); различной высотой, толщиной полотна и различными силами натяжения.

Этап 4

Используются предложенные методы определения сил, действующих при контактном взаимодействии инструмента с породой. Предлагается использовать разработанные методы определения сил в приводе подачи пильной рамы штрипсового распиловочного станка.

Этап 5

Используются предложенные методы определения напряжений, действующих в системе «инструмент – порода». Предлагается определять напряжения в полотне штрипсовой пилы и породе с помощью метода конечных элементов с использованием компьютерных программ (например, SolidWorks, Ansys) (рисунки 7.19, 7.20, 7.22 – 7.24).

Этап 6

Окончательно уточняются геометрические параметры инструмента, исходя из максимального объёма скола в породе, производительности разрушения с тем условием, что силы, действующие на штрипсовую пилу, напряжения в ней, не будут превышать величин, при которых теряется устойчивость полотна пилы.

Этап 7

Сравнивается прогнозная производительность и стойкость созданного инструмента с учётом используемых материалов с инструментами-аналогами.

На рисунке 8.6 изображена часть схемы, представляющая штрипсовое распиливание. Ниже представлены блоки по исследованию и определению рациональных геометрических параметров штрипсовых пил камнераспиловочных станков.

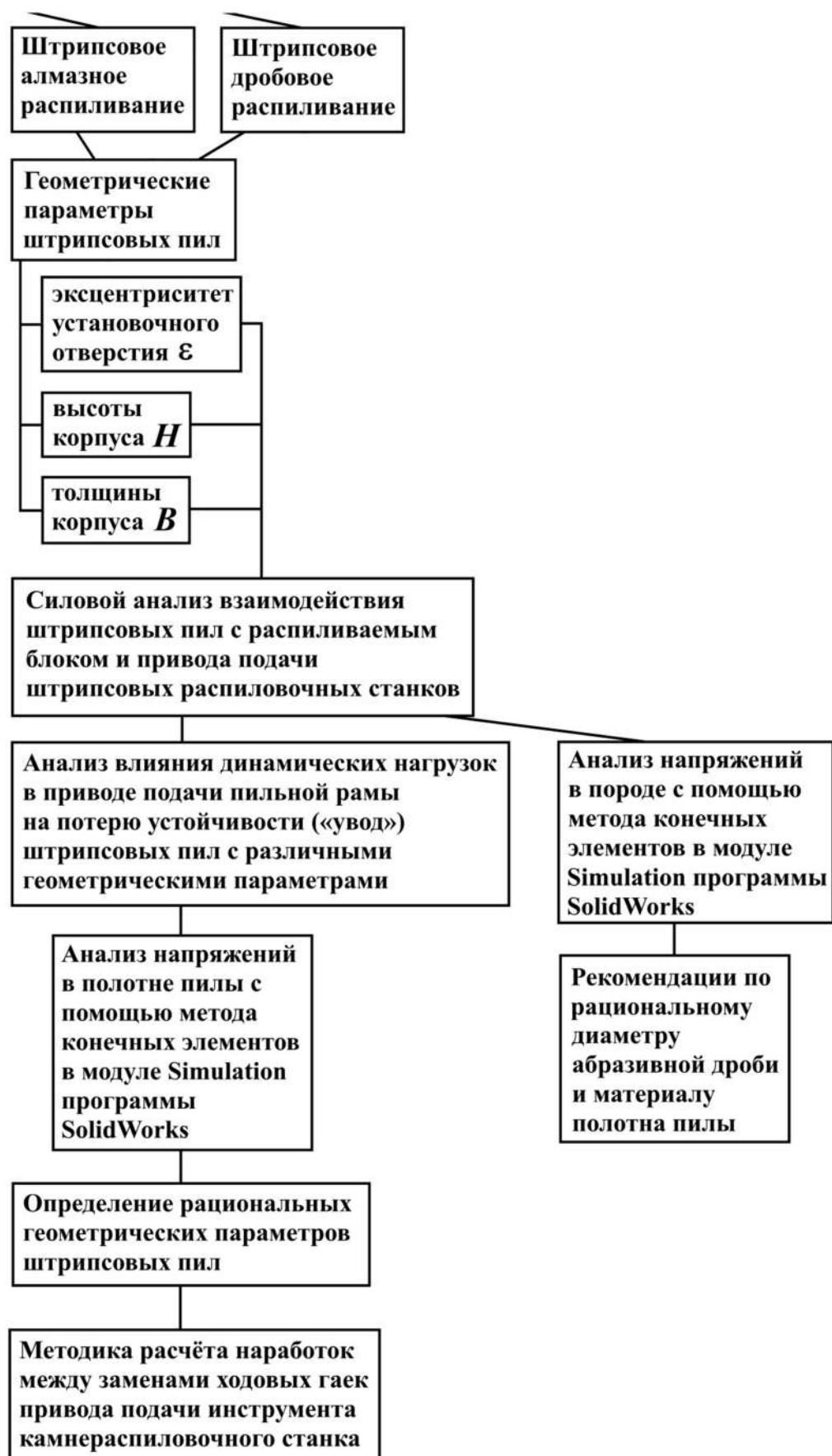


Рисунок 8.6 – Схема создания инструмента для штрипового распиливания крепких горных пород

Ещё ниже представлены различные виды анализа, применяемые в работе, методы и рекомендации для установления рациональных геометрических параметров штрипсовых пил.

В нижней части схемы представлена одна утверждённая на предприятиях методика по расчёту наработок между заменами ходовых гаек привода подачи инструмента камнераспиловочного станка.

8.5 Выводы по главе 8

1. Представлены предпосылки и содержание методологии создания инструмента для машин ударного разрушения, оборудования для алмазно-канатного и штрипсового распиливания крепких горных пород.

2. Основными этапами разработанной методологии создания инструмента для разрушения крепких горных пород в общем случае являются:

- 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 допустимых величин,

- сравнение прогнозной производительности и стойкости созданного инструмента с учётом используемых материалов с инструментами-аналогами.

3. Специфика методологии создания инструмента для машин ударного разрушения крепких горных пород заключается в установление рациональных параметров и форм ПЭ и корпуса инструмента, учитывающих прохождение ударных волн через инструмент в породе. Объём ядра напряжения, лунки выкола или скола в породе и производительность при ударном разрушении при прочих равных параметрах напряжений ударной волны будет зависеть от геометрических параметров и форм ПЭ и корпуса инструмента. Рациональные геометрические параметры и формы инструмента машин ударного разрушения определяются с учётом свойств разрабатываемых горных пород и самого материала инструмента.

4 Специфика методологии создания инструмента оборудования для алмазно-канатного распиливания крепких горных пород заключается в установлении рациональных геометрических параметров и форм алмазных сегментов в зависимости от сил, действующих в алмазно-канатной пиле и максимальных напряжений в материале связки сегмента.

5. Специфика методологии создания инструмента штрипсовых станков для распиливания крепких горных пород заключается в установлении рациональных геометрических параметров штрипсовых пил в зависимости от сил, действующих в приводе подачи пильной рамы станка и максимальных напряжений в полотне пилы.

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, штрипсовых 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, штрипсовых 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 трапецеидальным и круговым профилем, позволяющие определить зависимость эффективности прохождения ударной волны через породоразрушающий элемент в крепкую горную породу от угла наклона боковой поверхности породоразрушающего элемента трапецеидального профиля и от величины зона контакта инструмента с породой. Анализ полученных зависимостей выявил, что наиболее эффективной является

трапецеидальная 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 трапецеидальным 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 неё 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 трапецеидальными 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 $15 - 20^\circ$.

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, $60 - 310 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$.

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 эксцентриситета 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 трапецеидальном 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 трапецеидальном 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».

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авторское свидетельство СССР № 105819 А1. – 1957.
2. Айрапетян Л.Г., Юхимов Я. И. Современные тенденции совершенствования подземной добычи руд за рубежом: ОИ. – М.: – 1989. – 60 с.
3. Акопян Р.В., Григорян М.С. Расчетно-аналитический метод определения потерь, связанных с трещиноватостью пород при механизированной добыче блоков облицовочного камня //Тр. НИИКС. – Ереван: – 1974. Вып.7 – С. 45 – 47.
4. Акопян Р.В., Лусинян К.Г. Исследование влияния режимов резания на износ алмазных элементов алмазно-канатного режущего инструмента //Изучение природных каменных материалов и силикатного сырья, разработка эффективной техники и технологии производства: Сб. науч. тр. – Ереван: НИИКС. – 1983. – С. 40 – 49.
5. Алабужев П.М., Стихановский Б. Н., Шпигельбурд И. Я. Введение в теорию удара. – Новосибирск: НЭТИ. – 1970. – 158 с.
6. Александров Е.В., Соколинский В.Б. Прикладная теория и расчёты ударных систем. – М.: Наука. – 1969. – 199 с.
7. Алимов О.Д., Дворников Л.Т. Бурильные машины. – М.: Машиностроение. – 1976. – 295 с.
8. Алимов О.Д., Басов С.А. Гидравлические виброударные системы. – М.: Наука. – 1990. – 352 с.
9. Алимов О.Д., Манжосов В.К., Еремьянц В.Э. Графодинамический метод расчета ударных систем с использованием ЭЦВМ. – Фрунзе: Илим. – 1975. – 39 с.
10. Алимов О.Д. Исследование процессов разрушения горных пород при бурении шпуров. – Томск: Изд-во Томского университета. – 1966. – 89 с.
11. Алимов О.Д. О механизме разрушения горных пород при ударно-вращательном бурении бурильными молотками. – Известия Томского

- политехнического института имени С.М. Кирова. [Электронный ресурс]. Т. 75. – Томск. – 1954. – С. 351 – 371.
12. Алимов О.Д., Манжосов В.К., Еремьянц В.Э. Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах. – М.: Наука. – 1985. 360 с.
 13. Алямовский А. SolidWorks/COSMOSWorks 2006/2007. Инженерный анализ методом конечных элементов. – М.: Книга по Требованию. – 2014. – 784 с.
 14. Алямовский А.А. Инженерные расчеты и SolidWorks Simulation. – М.: ДМК Пресс. – 2015. – 464 с.
 15. Алямовский А.А. COSMOSWorks. Основы расчета конструкций в среде SolidWorks. – М.: ДМК Пресс. – 2010. – 293 с.
 16. Алямовский А.А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике. – М.: СПб: БХВ-Петербург. – 2011. – 779 с.
 17. Алямовский, А.А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи. – М.: БХВ-Петербург. – 2012. – 448 с.
 18. Андреев В.Д., Иванов К.И. Распространение энергии ударного импульса по инструменту применительно к бурению глубоких взрывных скважин перфораторами с независимым направленным вращением бура // сб. Взрывное дело. № 58/15. – М.: Недра. – 1966. – С. 219 – 223.
 19. Анощенко Н.Н. Геометрический анализ трещиноватости и блочности месторождений облицовочного камня. – М.: МГИ. – 1983. 32 с.
 20. Анощенко Н.Н., Стремиллов В.Я. Районирование карьерного поля по блочности на месторождениях облицовочного камня //Техника и технология разработки карьерных полей: Сб. науч. тр. – М.: МГИ. – 1983. – С. 116 – 122.
 21. Ануфриев И.Е., Смирнов А.Б., Смирнова Е.Н. MATLAB 7. – СПб.: БХВ-Петербург. – 2005. – 1104 с.
 22. Арцимович Г.В. Механофизические основы создания породоразрушающего бурового инструмента. – Новосибирск: Наука. – 1985. – 268 с.

23. Афонин О.Д. Лабораторный практикум по прикладной механике : учебное пособие / О.Д. Афонин, А.Н. Луцко, М.Д. Телепнев, О.В. Сташевская; под ред. Н.А. Марцулевича. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – СПб.: СПбГТИ (ТУ). – 2011. – 144 с.
24. Бабенков И.С., Иванов К.И., Хесин Г.Л. Исследование взаимодействия бурового инструмента и породы методом фотоупругости. – М.: Изд-во Недра. – 1970. – 128 с.
25. Багмутов В.П., Водопьянов В.И., Кондратьев О.В., Коробов А.В. Испытания на сжатие: метод. указ. к лабораторной работе. – Волгоград: ВолгГТУ. – 2015. – 16 с.
26. Бакка Н.Т. Прогнозирование блочности на месторождениях облицовочных гранитов горно-геометрическими методами: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Днепропетровск: – 1975. – 14 с.
27. Бакка Н.Т. Разработка технологии и комплексов оборудования добычи блоков из высокопрочных трещиноватых пород: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – М.: МГИ. – 1987. – 31 с.
28. Бакка Н.Т., Ильченко И.В. Облицовочный камень. – М.: Недра. – 1992. – 303 с.
29. Барон Л.И., Глатман Л.Б. Контактная прочность горных пород. – М.: Изд-во Недра. – 1966. – 168 с.
30. Барон Л.И., Веселов Г.М., Коняшин Ю.Г. Экспериментальные исследования процессов разрушения горных пород ударом. – М.: Изд-во АН СССР. – 1962. – 219 с.
31. Барон Л.И., Глатман Л.Б., Козлов Ю.Н. Методика испытаний горных пород на эффект совместности (применительно к разрушению групповыми инструментами). – М.: ИГД им. А.А. Скочинского. – 1973. – 8 с.
32. Барский А.А., Русаков К.И. Применение канатных пил на Газганском мраморном карьере. – Горный журнал. – 1977. № 1. – С. 64 – 67.
33. Бахчисарайцев А.Н. Классификации горных пород и технические нормы выработки на бурение шпуров. – М.: Госгеолтехиздат. – 1963. – 136 с.

34. Белоцерковский Д.Л. Кривые второго порядка на плоскости: методическое пособие. – М.: РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина. – 2009. – 42 с.
35. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. – М.: Изд-во «Наука». – 1965.
36. Битюрин А.А., Манжосов В.К. Продольный удар неоднородного стержня о жесткую преграду. – Ульяновск: УлГТУ. – 2009. – 164 с.
37. Блинова И.В., Попов И.Ю. Кривые, заданные параметрически и в полярных координатах. Учебное пособие. – СПб.: Университет ИТМО. – 2017. – 56 с.
38. Блохин В.С. Повышение эффективности бурового инструмента. – Киев: Техніка. – 1982. – 160 с.
39. Блохин В.С. Ударный буровой инструмент повышенной эффективности. – Горный журнал. – 1976. № 9. – С. 47 – 49.
40. Бойков В.В. Имитационное моделирование процесса разрушения горных пород при ударно-поворотном бурении шпуров. – Горные машины. – 2003. № 11 – С. 28 – 32.
41. Броек Д. Основы механики разрушения. Перевод Дорофеева В.И. – М.: Высшая школа. – 1980. 368 с.
42. Бугров Я.С., Никольский С.М. Высшая математика: Учебник для вузов: Том 2. Дифференциальное и интегральное исчисление. – М.: Дрофа. – 2004. – 512 с.
43. Воздвиженский Б.И., Мельничук И.П., Пешалов Ю.А. Физико-механические свойства горных пород и влияние их на эффективность бурения. – М.: Недра. – 1973. – 240 с.
44. Выгодский М.Я. Справочник по элементарной математике. М.: – 1966. стр.322
45. Геворкян П.С. Высшая математика. Линейная алгебра и аналитическая геометрия. – М.: Физматлит. – 2011. – 208 с.
46. Гетопанов В.Н., Гудилин Н.С., Чугреев Л.И. Горные и транспортные машины и комплексы. М.: Недра. – 1991. 304 с.

47. Голубинцев О.Н. Механические и абразивные свойства горных пород и их буримость. – М.: Изд-во «Недра». – 1968. – 198 с.
48. Голяк С.А., Караулов Н.Г. Использование природного камня в практике градостроительства г. Магнитогорска // Коммунальное хозяйство, энергосбережение, градостроительство и экология на рубеже третьего тысячелетия: Тез. докл. междунар. науч.-практ. конф. – Магнитогорск: МГТУ. – 2001. – С. 18.
49. Горбулев И.Н., Фаталиев С.А. Выход стандартного камня и метод его определения // Объединенная научная сессия институтов строительных материалов и сооружений Закавказских республик. – Баку: – 1958. – С. 249 – 256.
50. Грабчак Л.Г. Применение поляризационно-оптического метода для исследования напряжений в горной породе при ударно-поворотном бурении шпуров и скважин // Разрушение горных пород механическими способами: сборник статей. – М.: Изд-во «Наука». – 1966. – С. 132 – 138.
51. Григорович М.Б., Немировская М.Г. Месторождения минерального сырья для промышленности строительных материалов. – М.: Недра. – 1987. – 145 с.
52. Губанов С.Г., Секретов В.В., Секретов М.В. Анализ динамических нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсового станка. – Горное оборудование и электромеханика. – М.: – 2014. № 3. – С. 32 – 36.
53. Губанов С.Г., Секретов М.В. Анализ производительности и эффективности эксплуатации штрипсовых станков ведущих фирм Мира. – М.: – Научный вестник МГТУ. – 2011. № 1 (10). – С.3 – 8
54. Губанов С.Г., Секретов М.В. Анализ форм зубьев рабочих органов буровых установок ударного типа. – Евразийский союз ученых (ежемесячный научный журнал) ISSN 2411-6467. № 4 (61). – 2019. – С. 16 – 21
55. 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
56. Дворецкая Э.Я., Зиганшин И.Т. Алмазный инструмент в строительстве и камнеобработке (анализ перспектив российского рынка). – Камень и Бизнес. – 1999. № 1. – С. 33.
57. Чантурия В. А., Дмитрак Ю. В., Атрушкевич В. А., Адамова Л. С. Особенности процесса роста трещин при высокочастотном воздействии мелющих тел на горные породы. – Маркшейдерия и недропользование. – 2022. № 4(120). – С. 4 – 9.
58. Додис Я.М., Нифадьев В.И. Разрушение горных пород при бурении и взрывании. Учеб. пособие. – Бишкек: КРСУ. – 2006. – 374 с.
59. Душина С.А., Раевская Л.Т., Петряев Н.Е. Виртуальные лабораторные работы. Методические указания для студентов очной и заочной форм обучения направлений 270800.62 «Строительство», 250400.62 «Технология лесозаготовительных и деревоперерабатывающих производств», 190600.62 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», 151000.62 «Технологические машины и оборудование», 190700 «Технология транспортных процессов» по дисциплине «Сопротивление материалов». – Екатеринбург: – 2013.
60. Дьяконов В.П. MATLAB 7.*/R2006/R2007: Самоучитель. – М.: ДМК Пресс. – 2008. – 768 с.
61. Дьяконов В.П., Абраменкова И.В. Mathcad 8 PRO в математике, физике и Internet. – М.: Нолидж. – 2000. – 512 с.
62. Евсеев В.Д. Физика разрушения горных пород при бурении нефтяных и газовых скважин: Учебное пособие. – Томск: Изд-во ТПУ. – 2004. – 151 с.
63. Жуков И.А. Формирование упругих волн в волноводах при ударе по ним полукатеноидальными бойками. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Томск: – 2005. – 21 с.
64. Жуков И.А. Разработка научно-методических основ исследования и совершенствования ударных систем (на примере машин, применяемых

- при разрушении хрупких сред). Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. – Томск: – 2010.
65. Золкина Л.А., Плотникова Е.С. Кривизна и её приложения. – Екатеринбург.: ФГБОУ ВПО «Уральский государственный лесотехнический университет». – 2011. – 32 с.
66. Зукас Д., Николас Т. Динамика удара. – М.: Мир. – 1985. – 296 с.
67. Иванов К.И. Влияние формы ударника на коэффициент передачи энергии удара в породу // В сб. «Горный породоразрушающий инструмент». – Киев: Техника. – 1970. – С. 166 – 169.
68. Иванов К.И., Андреев В.Д. Исследование эффективности разрушения горных пород в зависимости от продолжительности и амплитуды прямоугольного импульса // В сб. Взрывное дело. 66/23. – М.: Недра. – 1969. – С. 87–100.
69. Иванов К.И., Варич М.С., Дусев В.И., Андреев В.Д. Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых. – М.: Недра. – 1974. – 408 с.
70. Иванов К.И., Латышев В.А., Андреев В.Д. Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых. – М.: Недра. – 1987. – 272 с.
71. Казанцев А.А. Повышение эффективности передачи энергии ударных импульсов по ставу штанг при бурении скважин малых диаметров. Дис. ... канд. техн. наук. – Кемерово: – 2009.
72. Казарян Ж.А. Инструмент для добычи и обработки камня. – М.: МГИ. – 1990.
73. Казарян Ж.А. Природный камень в строительстве: обработка, дизайн, облицовочные работы. – М.: ООО НИПЦ «Петракомплект». – 2010. – 184 с.
74. Казарян Ж.А., Амбарцумян Н.В., Карасёв Ю.Г. Проектирование камнеобрабатывающих предприятий. – М.: МГИ. – 1990. 103 с.
75. Канатников А.Н., Крищенко А.П. Аналитическая геометрия. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2000. – 388 с.

76. Кантович Л.И., Ивахник В.Г., Секретов М.В. К вопросу стабилизации бурового става станков НКР-100 в условиях ОАО «Комбинат КМАруда». – М.: Научный вестник МГГУ. – 2013. № 7 (40). – С. 33 – 39.
77. Карасёв К.А. Моделирование и прогноз эффективности бурения в условиях направленного изменения свойств горных пород поверхностно-активными веществами. Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук. – Екатеринбург: УГГУ. – 2014.
78. Карасёв Ю.Г., Бакка Н.Т. Природный камень. Добыча блочного и стенового камня. – СПб.: Санкт-Петербургский горный институт. – 1997. – 428 с.
79. Караулов Г.А., Караулов Н.Г., Афонин А.В. Исследование влияния параметров системы разработки на потери блочного камня // Добыча, обработка, применение природного камня: Сб. науч. трудов. – Магнитогорск: – 2002. – С. 51 – 56.
80. Караулов Н.Г., Чеботарев Г.И. Влияние трещиноватости на выход товарных блоков на Коелгинском мраморном карьере // Совершенствование методов поиска и разведки, технологии, добычи и переработки полезных ископаемых: Тез. докл. Всерос. конф. – Красноярск: КГАЦМиЗ. – 1999. – С. 79 – 80.
81. Каркашадзе Г.Г. Механическое разрушение горных пород: Учеб. пособие для вузов. – М.: Издательство московского горного университета. – 2004. – 222 с.
82. Картавый Н.Г., Сычёв Ю.И., Волуев И.В. Оборудование для производства облицовочных материалов из природного камня. – М.: Машиностроение, – 1988. – 240 с.
83. Картавый Н.Г. Стационарные машины. – М.: Недра. – 1981. – 327 с.
84. Кирьянов Д. Mathcad 15/Mathcad Prime 1.0; БХВ-Петербург – Москва. – 2012. – 432 с.
85. Кобринский А.Е. Механизмы с упругими связями. Динамика и устойчивость. – М.: Наука. – 1964. 392 с.

86. Кондратьева Л.Е. Основы метода конечных элементов: Введение. Расчет стержневых систем: конспект лекций / Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та. – 2007. – 36 с.
87. Коняшин Ю.Г. Экспериментальное исследование влияния параметров удара на показатели разрушения горных пород // Разрушение горных пород механическими способами: сб. статей / АН СССР, М-во угольной промышленности СССР, ИГД им. А.А. Скочинского. – М.: Наука. – 1966. – С. 116 – 128.
88. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М.: Наука. – 1973. – 832 с.
89. Корнилов М.В. , Реготунов А.С. Влияние конструктивных параметров бурового инструмента на производительность ударно-вращательного бурения //Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. трудов VII международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. – Екатеринбург: УГГУ. – 2009. – С. 216 – 219.
90. Королько Е.И., Фалькон Е.И. Принцип минимального удельного расхода энергии при разрушении хрупкой горной породы притупленным клином / // Вопросы теории и техники бурения скважин. – М.: Гостоптехиздат. – 1959. – С. 22 – 29. – (Тр. ВНИИБТ, вып.2).
91. Косолапов А.И. Исследование влияния на коэффициент выхода товарных блоков мрамора показателей интенсивности добычных работ //Добыча, обработка и применение природного камня: Межвуз. сб. науч. тр. – Магнитогорск: МГТУ. – 2001. – С. 94 – 108.
92. Косолапов А.И. Технология добычи облицовочного камня. – Красноярск: КГУ. – 1990. – 189 с.
93. Косолапов А.И., Синьковский В.Н. Исследование абразивных материалов, применяемых при канатном пилении //Строительные материалы. – 1984. № 8. – С. 26 – 27.

94. Крапивин М. Г., Раков И. Я., Сысоев Н. И. Горные инструменты. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра. – 1990. – 256 с.
95. Крюков Г.М. Физика разрушения горных пород при бурении и взрывании. Ч. II. Разрушение горных пород при бурении. Раздел I. Внедрение зубьев в разрушаемую породу. Ударно-вращательный способ бурения: Учеб. пособие. – М.: Издательство Московского государственного горного университета. – 2007. – 106 с.
96. Кутузов Б.Н. Взрывное и механическое разрушение горных пород. М.: «Недра». – 1973. – 312 с.
97. Кутузов Б.Н. Методы ведения взрывных работ. Ч.1.Разрушение горных пород взрывом: учебник для вузов. – 2-е изд., стер. – М.: Издательство «Горная книга», Издательство Московского горного университета. – 2009. – 471 с.
98. Кутузов Б.Н. Теория, техника и технология буровых работ. – М.: Изд-во Недра. – 1972. – 340 с.
99. Кучерявый Ф.И., Кожушко Ю.М. Разрушение горных пород. – М.: Недра. – 1972. – 240 с
100. Лабутин В.Н., Марков В.С. Перспективы применения комбинированного способа разрушения горных пород. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – 2015. № 12. – С. 325 – 332.
101. Ландау Л.Д., Лифшиц Е. М. Теоретическая физика: Учебное пособие. В 10 т., Т.VI., Гидродинамика. – 3-е изд., перераб. – М.:Наука. Гл. ред. физ-мат. лит. – 1986. – 736 с.
102. Латышев О.Г. Математические методы в горном деле: учебник для вузов / О.Г. Латышев, О.О. Казак. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ. – 2013. – 146 с.
103. Латышев О.Г. Разрушение горных пород. – М.: Теплотехник. – 2007. – 672 с.
104. Либовец. Разрушение. Математические основы теории разрушения. Теория трещин. – М.: Изд-во «Мир». – 1975. – 768 с.

105. Липин А.А., Танайно А.С., Тимонин В.В. Современные погружные машины для бурения скважин. Горная техника: Каталог-справочник. – СПб.: ООО «Славутич». – 2006 – С. 116–123.
106. Лисовский А.Ф., Дворников Л.Т. К вопросу о сопротивлении горных пород динамическому внедрению инструмента // Совершенствование буровых машин. – Фрунзе: Илим. – 1970. – С. 75–84.
107. Лифенцов А.С. Энергетические зависимости погружных пневмоударников и буровых коронок для бурения взрывных скважин // Разработка рудных месторождений [Электронный ресурс]. – Вып. 93. – Кривой Рог: КТУ. – 2010.
108. Лыхин П.А. Тоннелестроение и бурение шпуров и скважин в XIX и XX вв. – Екатеринбург: УрО РАН. – 2002. – 308 с.
109. Мавлютов М.Р. Разрушение горных пород при бурении скважин. – М.: Недра. – 1978. – 215 с.
110. Макаров Е.Г. Инженерные расчеты в Mathcad 15. Учебный курс; Питер – Москва. – 2011. – 400 с.
111. Малков О.Б. Общий способ расчета параметров плоского удара в ступенчатых стержневых системах. – Омск: – 2000. – 112 с.
112. Малков О.Б. Расчет ударных импульсов в ступенчатых стержневых системах. – Омск: – 2000. – 112 с.
113. Манжосов В.К. Модели продольного удара. – Ульяновск: – 2006. – 159 с.
114. Манжосов В.К. Модели удара в стержневых системах: методические указания. – Ульяновск: УлГТУ. – 1998. – 60 с.
115. Манжосов В.К. Расчет стержней при динамическом нагружении. – Ульяновск: УлГТУ. – 2004. – 92 с.
116. Манжосов В.К., Новиков Д.А. Моделирование переходных процессов и предельных циклов движения виброударных систем с разрывными характеристиками. – Ульяновск: УлГТУ. – 2015. – 236 с.
117. Марич В.Н., Човнюк Ю.В., Дроздович Н.Ю. Исследование процесса разрушения прочных материалов взаимодействующими ударными

- инструментами // Изв. вузов. Строительство и архитектура. – 1983. № 11. – С. 114 – 118.
118. Маркеев А.П. Динамика тела, соприкасающегося с твердой поверхностью. – М.: Наука. – 1992. – 336 с.
119. Мелекесцев А.И. Количество ударов на оборот бура при ударно-вращательном бурении // Изв. вузов Горный журнал. – 1960. № 11. – С. 137 – 144.
120. Миндели Э.О. Разрушение горных пород учебное пособие для студентов. – М.: Недра. – 1974. – 600 с.
121. Морозов В.И., Ткач В.Р., Секретов М.В. Оценка надёжности зубчатых передач привода рабочей подачи пыльной рамы штрипсовых станков. – Горные машины и автоматика. – М.: Новые технологии. – 2004. № 1. С. 9 – 12.
122. Мосинец В.Н., Абрамов А.В. Разрушение трещиноватых и нарушенных горных пород. – М.: Недра. – 1982. – 248 с.
123. Мостков В.М. Основы теории пневматического бурения. – М.: Углетехиздат. – 1952. – 140 с.
124. Мякишев Г.Я., Буховцев Б.Б. Физика: Учебник для 10 класса средней школы. – М.: Просвещение. – 1987. – 319 с.
125. Мясников А.А. Обоснование рациональной конструкции механического генератора волн продольных колебаний машин ударного действия для разрушения горных пород : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Алма-Ата: – 1983. – 19 с.
126. Нескормных В.В. Разрушение горных пород при проведении геологоразведочных работ: учеб. пособие. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т. – 2015. – 396 с.
127. Никонова И.П., Покровский Г.Н., Серпенинов Б.Н. Влияние формы импульса на передачу удара в системе боек – штанга – среда. В кн. Передача удара и машины ударного действия. – Новосибирск: ИГД СО АН СССР. – 1976. – С. 20–30.

128. Оборудование для добычи и обработки природного камня. Каталог-справочник. – М.: ЦНИИТЭстроймаш. – 1980. 231 с.
129. Оголихин Д.А. Метод конечных элементов – ЛитРес: Самиздат. – 2018. – 100 с.
130. Огородникова О.М. Компьютерный инженерный анализ в среде ANSYS Workbench (Электронный ресурс). – Екатеринбург: Техноцентр компьютерного инжиниринга. УрФУ. – 2018. 350 с.
131. Орлов А.М. Добыча и обработка природного камня. – М.: Стройиздат. – 1977. – 349 с.
132. Осколков В.А. Облицовочные камни месторождений СССР. – М: Недра, – 1984. – 192 с.
133. Павлов Ю.А., Светляков А.В., Моторный Н.И. Индустрия декоративного камня: мировой уровень и перспективы развития в России. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – 2022. № 1. – С. 162–178.
134. Павлова Н.И., Шрейнер Л.А. Разрушение горных пород при динамическом нагружении. – М.: Недра. – 1964. – 160 с.
135. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. – Л.: Наука. – 1989.
136. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. – М.: Наука. – 1977. – 220 с.
137. Патент Российской Федерации на изобретение № 2571118. Способ ударного распиливания горных пород и устройство для его осуществления. Оpubл. 20.12.2015 Бюл. № 35. Зарегистрирован 19 ноября 2015 г. / Секретов В.В., Секретов М.В., Кантович Л.И., Кривенко А.Е.
138. Пашков Е.Н., Саруев Л.А., Зиякаев Г.Р. Математическое моделирование гидроимпульсного механизма бурильных машин. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – М.: – 2011. № 5. – С. 26 – 31.

139. Пашков Е.Н., Зиякаев Г.Р., Кузнецов И.В. Дифференциальные уравнения процессов гидроимпульсного силового механизма бурильных машин. – Приволжский научный вестник. – 2013. – № 4 (20). – С. 32–36.
140. Першин Г.Д, Караулов Г.А., Караулов Н.Г. Добыча блоков мрамора алмазно-канатными пилами. – Магнитогорск: МГТУ им. Носова. – 2003. – 103 с.
141. Першин Г.Д, Уляков М.С., Пшеничная Е.Г., Габбасов Б.М. Энергетический метод расчета производительности алмазно-канатных машин при добыче облицовочного камня. – Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. – 2016. Т. 14. № 2. – С. 18 – 24.
142. Першин Г.Д. и др. Комбинированная технология добычи мраморных блоков //Межвуз. сб. науч. тр. – Магнитогорск: – 1999. – С. 110 – 114.
143. Першин Г.Д. Канатно-алмазные пилы – основа эффективной работы малых камнеобрабатывающих предприятий. – Горный журнал. – 1995. № 5. – С. 29 – 32.
144. Першин Г.Д. Методика расчета геометрических параметров режущего канатно-алмазного инструмента. – Изв. вузов. Горный журнал. – 1992. № 7. – С. 77 – 82.
145. Першин Г.Д. Обоснование технологических параметров добычи блоков мрамора канатными пилами: Дис. ... д-ра техн. наук – М.: – 1992. – 349 с.
146. Першин Г.Д. Определение силовых и технологических параметров распиловки гибким органом. – Изв. вузов. Горный журнал. – 1984. № 2. – С. 63 – 67.
147. Першин Г.Д. Оптимизация параметров добычи природного камня канатно-абразивными пилами. – Изв. вузов. Горный журнал. – 1991. № 11. – С. 33 – 35.
148. Першин Г.Д. Разделка монолита природного камня канатноалмазной пилой. – Камень и бизнес. – 1995. № 1(5). – С. 10 – 12.

149. Першин Г.Д. Технико-экономическое обоснование технологических параметров процесса резания камня канатно-алмазными пилами. – Строительные материалы. – 1994. № 8. – С. 4 – 6.
150. Першин Г.Д. Энергетические критерии оценки эффективности обработки. – Империя камня. – 2001. № 1. – С. 40 – 41.
151. Першин Г.Д. Энергетический принцип расчета поверхностного разрушения горных пород алмазно-абразивным инструментом. – Изв. вузов. Горный журнал. – 1992. № 6. – С. 69 – 76.
152. Першин Г.Д., Голяк С.А., Уляков М.С., Караулов Н.Г., Сорокин И.С., Домнин В.Ю., Иштакбаев Р.Ф. Современные технологии добычи блочного гранита. – Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2014. № 12. – С. 163–167.
153. Першин Г.Д., Гуров М.Ю. Математическое моделирование процесса распиловки природного камня канатно-алмазными пилами // Добыча, обработка, применение природного камня: Сб. науч. трудов. – Магнитогорск: – 2002. – С. 39 – 51.
154. Першин Г.Д., Демичев А.В., Чеботарев Г.И. Основные требования к конструкции и свойствам несущего каната алмазно-канатных пил. – Камень и бизнес. – 2001. № 2. – С. 29 – 30.
155. Першин Г.Д., Косолапов А.И. Рациональная геометрия забоя при добыче мрамора канатно-алмазными пилами. – Камень и бизнесе. – 1995. № 2; № 3.
156. Першин Г.Д., Сердюков В.В., Гуров М.Ю. Взаимосвязь конструктивного исполнения алмазного инструмента с силовыми режимами распиловки природного камня. – Добыча, обработка, применение природного камня: Сб. науч. трудов. – Магнитогорск: – 2002. – С. 150 – 158.
157. Першин Г.Д., Сердюков В.В., Гуров М.Ю. Исследование силовых режимов распиловки природного камня алмазно-дисковым инструментом. – Добыча, обработка и применение природного камня: Сб. науч. тр. – Магнитогорск: – 2001. – С. 119 – 129.

158. Першин Г.Д., Сердюков В.В., Гуров М.Ю. Основные критерии процесса обработки природного камня алмазно-абразивным инструментом. – Добыча, обработка, применение природного камня: Сб. науч, трудов. – Магнитогорск: – 2001. – С. 109 – 119.
159. Першин Г.Д., Чеботарев Г.И. Расчет и конструирование канатно-алмазного режущего инструмента. – Добыча, обработка, применение природного камня: Сб. науч, трудов. – Магнитогорск: – 2002. – С. 79 – 99.
160. Перышкин А.В., Гутник Е.М. Физика. 9 класс. – М.: Дрофа. – 2009. – 300 с.
161. 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.
162. 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.
163. Писаренко Г.С. Сопротивление материалов. – Киев: Вища школа. – 1979. – 696 с.
164. Подойников С.И. Исследование технологии добычи штучного камня на гранитных месторождениях с целью увеличения производительности карьеров (на примере карьеров Ленинградской области): Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Л.: – 1977. – 18 с.
165. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров: учебник для вузов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Майнинг Медиа Групп. – 2013. – 594 с.
166. Покровский И.С. Теория ударного бурения. – Горный журнал. № 12. – 1949. – С. 10 – 14.

167. 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.
168. Попов А.Н. Разрушение горных пород: учебное пособие. – Москва; Вологда: Инфра-Инженерия. – 2021. – 184 с.
169. Попова Г.Н., Алексеев С.Ю. Машиностроительное черчение: Справочник. – СПб.: Политехника. – 1994. 448 с.
170. Поршнев С.В., Беленкова И.В. Численные методы на базе Mathcad. БХВ-Петербург – Москва. – 2012. – 456 с.
171. Потебенко А.Н., Болкисева Е.В., Реготунов А.С. Анализ испытаний и использования бурового инструмента на шахте «Северопесчанская» Богословского РУ. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – 2010. № 11. – С. 333 – 339.
172. Пронин В.А., Жигновская Д.В., Цветков В.А. Введение в расчетную платформу Ansys Workbench: Лабораторные работы. Часть 1 – СПб: Университет ИТМО. – 2019. – 46 с.
173. Протасов Ю.И. Разрушение горных пород. – М.: Изд-во МГГУ. – 2002. – 453 с.
174. Реготунов А.С., Жариков С.Н. Анализ факторов, влияющих на скорость ударно-вращательного бурения // Проблемы недропользования: материалы III Всероссийской молодежной научно-практической конференции. 10 – 13 февраля 2009 г.
175. Реготунов А.С. Влияние расстояния между инденторами бурового инструмента на энергоемкость ударного разрушения крепких пород // Технология и безопасность взрывных работ: материалы научно-техн. конф. "Развитие ресурсосберегающих технологий во взрывном деле", 2011 г. – Екатеринбург: ИГД УрО РАН. – 2012. – С. 17 – 23.
176. Реготунов А.С. Выявление закономерностей разрушения скальных горных пород буровыми коронками штыревого типа. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Екатеринбург: – 2016. – 160 с.

177. Реготунов А.С. Исследование основных факторов, влияющих на эффективность контактного разрушения пород при ударно-вращательном бурении взрывных скважин // Развитие ресурсосберегающих технологий во взрывном деле: доклады всероссийской науч. конф. / ИГД УрО РАН. – Екатеринбург: УрО РАН. – 2009. – С. 58 – 64.
178. Реготунов А.С. К вопросу о разработке рациональных параметров инструмента штыревого типа и его воздействия на породу при бурении взрывных скважин. – Горное оборудование и электромеханика. – 2014. № 5. – С. 37 – 42.
179. Реготунов А.С. Механизм разрушения крепких горных пород при бурении шпуров и скважин ударно-поворотным и ударно-вращательным способами //Технология и безопасность взрывных работ: материалы научно-технических семинаров 24 апр., 11 окт. 2012 г. / ИГД УрО РАН. – Екатеринбург: УрО РАН. – 2013. – С. 38 – 44.
180. Реготунов А.С., Антонов В.А. Регрессионное моделирование экспериментального разрушения кристаллических горных пород ударом // Проблемы недропользования [Электронный ресурс]. № 5: рецензируемый сборник научных статей. – Екатеринбург: ИГД УрО РАН. – 2015. – С.37 – 45.
181. Реготунов А.С., Болкисева Е.В. Ресурсосбережение путем подбора параметров бурового инструмента // Технология и безопасность взрывных работ: материалы научно-технических семинаров 22 – 23 апр. 2010 г. / ИГД УрО РАН. – Екатеринбург: УрО РАН. – 2011. – С. 34 – 37.
182. Реготунов А.С. Формирование энергозатрат при ударном разрушении штыревым инструментом при бурении взрывных скважин. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). Отд. вып. № 11. Проблемы недропользования. – 2011. – С. 187 – 198.
183. Реготунов А.С., Антонов В.А. Экспериментальное исследование режимов ударного бурения горных пород. – Изв. вузов. Горный журнал. – 2015. № 8. – С.61 – 69.

184. Ржевский В.В., Новик Г.Я. Основы физики горных пород. – М.: Недра. – 1984.
185. Родионов А.И. Исследование соударений деформируемых тел при малых и средних скоростях: дис. ... канд. физ.-мат. наук. – Новосибирск: – 1986. – 363 с.
186. Родионов В. К. Испытание на сжатие образцов малоуглеродистой стали, чугуна и дерева. Методические указания к лабораторной работе по сопротивлению материалов для студентов строительных специальностей. – Новополюцк: ПГУ. – 2015.
187. Родионов Н.С. Некоторые результаты изучения процессов динамического разрушения горной породы // Физико-механические свойства, давление и разрушение: сб. статей: вып. 2 / Игд им. А.А. Скочинского. – М.: Изд-во АН СССР. – 1963. – С. 97 – 102.
188. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов – М.: Мир. – 1979. – 392 с.
189. Секретов В.В., Секретов М.В. Расчёт нагрузок в приводе рабочей подачи штрипсового станка с выпуклой траекторией движения пильной рамы. – Горные машины и автоматика. – М.: Новые технологии. – 2003. № 11. – С. 38 – 40.
190. Секретов М.В. Оптимальные геометрические формы рабочего инструмента для разрушения горных пород ударом. – Горное оборудование и электромеханика. – М.: – 2011. № 3. – С.40 – 46.
191. Секретов М.В. Анализ эффективности прохождения ударных волн через корпус рабочего инструмента с различным профилем зубьев. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – М.: МГГУ. – 2015, № 1. – С.76 – 80.
192. Секретов М.В. Анализ эффективности работы буровых коронок для ударно-вращательного и вращательно-ударного бурения. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – М.: МГГУ. – 2014. № 12. – С.211 – 217.

193. Секретов М.В. Выбор рациональных форм зубьев рабочего инструмента бурильных машин ударного действия. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – М.: МГГУ. – 2013. № 6. – С.208 – 213.
194. Секретов М.В. Исследование надёжности ходовых винтов и гаек пильной рамы штрипсовых станков. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – М.: МГГУ. – 2004. № 10. – С.44 – 49.
195. Секретов М.В. Обоснование и выбор рациональных параметров штрипсовых станков. Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук. – М.: МГГУ. – 2004.
196. Секретов М.В. Оценка выносливости зубчатых передач трансмиссии горных машин вероятностными методами. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – М.: МГГУ. – 2007. № 8. – С.183 – 188.
197. Секретов М.В. Оценка эксплуатационной производительности штрипсовых станков MASTERBRETON. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – М.: МГГУ. – 2002. № 5. – С.155 – 156.
198. Секретов М.В. Расчёт нагрузок в приводе рабочей подачи штрипсовых станков с маятниковой траекторией движения пильной рамы. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – М.: МГГУ. – 2004. № 1. – С. 65 – 71.
199. Секретов М.В., Губанов С.Г. Анализ динамических нагрузок, возникающих в приводе подъёма-опускания пильной рамы штрипсовых станков. Евразийский союз ученых (ежемесячный научный журнал). ISSN 2411-6467. № 4 (61) / 2019. – С. 10 – 15
200. 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.
201. Секретов М.В., Литвинов П.Ф. Анализ надёжности штрипсовых станков MASTERBRETON моделей HG 475/330, HG 375/330, HG 475/350 в условиях эксплуатации на Московском камнеобрабатывающем комбинате. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – М.: МГГУ. – 2002. № 4. – С.164 – 166.
202. 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 горнопромышленной декады. Екатеринбург: – 2021. – С. 102 – 105.
203. Секретов М.В., Рахутин М.Г. Определение нагрузки на алмазноканатную пилу камнераспиловочного оборудования. – Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2024. № 1. – С. 133 – 142.
204. 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.
205. Секретов М.В., Секретов В.В., Губанов С.Г. Повышение эффективности эксплуатации штрипсовых станков для распиливания гранитных блоков. – Горное оборудование и электромеханика. – М.: – 2011. № 5. – С.44 – 49.
206. Секретов М.В. Способ ударного распиливания горных пород. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – 2018. № 9. – С.81 – 89.
207. 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.

208. 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.
209. Секретов М.В., Рахутин М.Г. Ударное разрушение крепких горных пород: Монография. – М.: Издательство «Горная книга». – 2025. – 224 с. (Горные машины). ISBN 978-5-98672-595-6.
210. Симонов В.В., Выскребцов В.Г. Экспериментальное исследование процесса деформации горных пород при вдавливании индентора // Разрушение горных пород при бурении скважин: тез. докл. I Всесоюз. конф. – Уфа. – 1973. – С.152 – 157.
211. Синельников О.Б. Добыча природного облицовочного камня. – М.: Издательство РАСХН. – 2005. – 245 с.
212. Славиковский О.В., Осинцев В.А. Буровые работы при подземной геотехнологии на Урале. – Горный журнал. – 2001. № 3. – С. 143 – 148.
213. Славиковский О.В., Крупнов В.М. Перспективы развития техники рудных шахт уральского региона. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – 2005. № 3. – С. 129 – 131.
214. Смирнов А.Г. Бакка Н.Т. Биржишкис И.С., Кузьменко А.Х., Сачков Л.С., Грачёв В.Д., Дягтеренко Н.В., Зубко В.Ф. Добыча и обработка природного камня. – М.: Недра. – 1990. – 445 с.
215. Соколинский В.Б. Машины ударного разрушения (Основы комплексного проектирования). – М.: Машиностроение. – 1982. – 185 с.
216. Соколинский В.Б., Александров Е.В., Захариков, Г.М., Ким Дин Хи. Исследование взаимодействия инструмента и горной породы при ударном разрушении. – М.: ИГД им. А.А. Скочинского. – 1967. – 62 с.
217. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский и др. – М.: БХВ-Петербург. – 2017. – 800 с.
218. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский и др. – М.: БХВ-Петербург. – 2016. – 800 с.

219. Соловьев В.И., Двойнишников Н.К., Марков В.И. Опыт использования канатных пил на Рускеальском мраморном карьере // Реф. инф. ВНИИЭСМ. Сер. «Производство облицовочных и стеновых материалов и изделий из естественного камня». – М.: – 1976. Вып. 2. – С. 3 – 7.
220. Солод В.И., Зайков В.И., Первов К.М. Горные машины и автоматизированные комплексы: Учебник для вузов. – М.: Недра. – 1981. – 503 с.
221. Спивак А.И. Механика горных пород. – М. : Недра.– 1967. – 192 с.
222. Спивак А.И., Попов А.Н. Разрушение горных пород при бурении скважин: учебник для вузов. – М.: Недра. – 1986. – 208 с.
223. Ставрогин А.Н., Тарасов Б.Г. Экспериментальная физика и механика горных пород. – СПб.: Наука. 2001. – 343 с.
224. Стихановский Б.Н. Передача энергии ударом. – Омск: – 1995. Ч. 2/3. – 146 с. – Деп. в ВИНТИ, № 1729. – В 95.
225. Сулакшин С.С., Чубик П.С. Разрушение горных пород при проведении геологоразведочных работ: учебник. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета. – 2011. – 367 с
226. Сысоев Н. И., Гринько Д. А., Гринько А. А. Математическое моделирование влияния угла приложения ударной нагрузки при бурении горной породы на эффективность сколообразования. – Вестник научного центра по безопасности работ в угольной промышленности. – 2019. № 2. – С. 70-75.
227. Сухов Р.И., Поланский А.Г., Реготунов А.С. Методические основы исследований шарошечного и ударно-вращательного способов бурения взрывных скважин // Взрывное дело: сб.науч. тр. под ред. В.А. Белина. Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня (научно-техн. журнал). – 2007. № 8. – С. 285 – 291.
228. Сычѳв Ю.И. Работоспособность и долговечность камнеобрабатывающего оборудования. – Строительные материалы. – 1979. № 5. – С. 6 – 7.

229. Сычѐв Ю.И. ТЭО (технико-экономическое обоснование) технического перевооружения ОАО «МКК-Саянмрамор». – М.: ВНИПИИСтромсырьѐ. – 1998.
230. Сычѐв Ю.И., Берлин Ю.Я. Распиловка камня. – М.: Стройиздат. – 1989. – 320 с.
231. Сычѐв Ю.И., Берлин Ю.Я. Шлифовально-полировальные и фрезерные работы по камню. – М.: Стройиздат. – 1985. – 312 с.
232. Сычѐв Ю.И., Берлин Ю.Я., Шалаев И.Я. Оборудование для распиловки камня. – Л.: Стройиздат. Ленингр. отделение. – 1983. – 288 с.
233. Сычѐв Ю.И., Поволоцкий С.В. Рекомендации по рациональной эксплуатации штрипсовых пил распиловочных станков. – М.: ВНИИЭСМ. – 1979. – 72 с.
234. Танайно А.С. О классификации горных пород по буримости. Ч.2. Каноническое представление показателей свойств горных пород в классификации сопротивляемости их разрушению. – Физико-техн. проблемы разработки полезных ископаемых. – 2008. № 6. – С. 86 – 104.
235. Тарг С.М. Курс теоретической механики: Учебник для втузов. – М.: Высшая школа. – 1986. – 416 с.
236. Тимонин В.В. Обоснование параметров породоразрушающего инструмента и гидравлической ударной машины для бурения скважин в горных породах: дис. ... канд. техн. наук. – Новосибирск: – 2009. – 129 с.
237. Тургель Д.К. Горные машины и оборудование подземных разработок: учебное пособие. – Екатеринбург: Издательство УГГУ. – 2007. – 305 с.
238. Усов А.Ф. Полувековой юбилей электроимпульсного способа разрушения материалов. – Вестник Кольского научного центра. – 4/2012. – С. 166 – 193.
239. Усов А.Ф., Цукерман В.А. Потенциал электроимпульсных процессов и технологий в производстве (энергетический аспект). Доклад на симпозиуме "Неделя горняка – 2000", Московский государственный горный университет

240. Успенский Н.С. Курс глубокого бурения ударным способом. – М.: Изд-во Совета нефтяной промышленности. – 1924. – 223 с.
241. Федоров В.С. Проектирование режима бурения. – М.: Гостоптехиздат. – 1958. – 215 с.
242. Федорова Н.Н., Вальгер С.А., Данилов М.Н., Захарова Ю.В. Основы работы в ANSYS 17. – М.: ДМК Пресс. – 2017. – 210 с.
243. Федосеев А.П. Выбор рациональных параметров ударного инструмента для дробления негабаритов. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Екатеринбург: – 2014. – 111 с.
244. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 1999.
245. Филатов Л.В. Исследование закономерностей разрушения горных пород при деформациях скола (применительно к процессу ударно-вращательного бурения): дис. ... канд. техн. наук. – Свердловск: – 1967.
246. Флавицкий Ю.В., Хомяков К.С. Определение импульсов напряжения при продольном соударении упругих тел. – М.: ИГД им. А.А. Скочинского. – 1964. – 31 с.
247. Фрохт М.М. Фотоупругость: в 2-х т. – М.: Гостехиздат. – 1948.
248. Харкевич В.Г. Прикладная механика. Раздел «Сопротивление материалов». Методические указания к выполнению лабораторных работ для студентов технологических и химико-технологических специальностей всех форм обучения. – Могилев: – 2015.
249. Хесин Г.Л., Бабенков И.С., Иванов К.И. Распределение напряжений в буровом инструменте и породе. – М.: Изд-во Недра, – 1963. – 92 с.
250. Царицын В.В. Скорость подачи штрипса при резании блока горной породы. – Строительные материалы, изделия и санитарная техника: Республиканский научно-технический сборник. – Киев: – 1985. Вып.8. – С. 12 – 13.
251. Цимбаревич П.М. Механика горных пород. – М.: Углетехиздат. – 1948. – 184 с.

252. Черепанов Г.П. Механика хрупкого разрушения. – М.: Издательство «Наука». – 1974. – 640 с.
253. Шадрина А.В., Саруев Л.А., Казанцев А.А. Исследование влияния распространения волн деформаций по бурильной колонне и параметров буровых агрегатов на производительность вращательно-ударного бурения скважин малого диаметра из подземных горных выработок. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – 2010. № 11. – С. 232 – 238.
254. Шадрина А.В., Кабанова Т.В. Исследование разрушения твердой горной породы энергией удара. – Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). – 2014. № 6. – С. 381 – 386.
255. Шадрина А.В. Теоретические и экспериментальные исследования волновых процессов в колонне труб при бурении скважин малого диаметра из подземных горных выработок. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. – Томск: – 2014. – 273 с.
256. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. – М.: Мир. – 1972. – 384 с.
257. Шнейдер В.Е., Слуцкий А.И., Шумов А.С. Краткий курс высшей математики. – М.: Высшая школа. – 1972. – 640 с.
258. Эйгелес Р.М. Разрушение горных пород при бурении. – М.: Недра. – 1971. – 231 с.
259. Юсупов С.К. Применение канатной пилы на добыче мраморных блоков на Газганском карьере // Техн. инф. ВНИИЭСМ. – 1972. № 3. – С. 3 – 4.
260. Яворский Б.М., Детлаф А.А. Справочник по физике. 2-е изд., перераб. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы. – 1985. – 512 с.
261. Яцких В.Г., Имас А.Д., Спектор Л.А. Горные машины и комплексы. – М.: Недра. – 1974. – 416 с.
262. Alma Martina. Criteri di ottimizzazione tecnico economica nell'estrazione di blocchi da telaio. Tesi di Laurea in Arte Mineraria LS. Bologna.: Università di Bologna. – 2009. – 147 p.

263. Anjula Buddhika Nayomi Dassanayake, Anjana Udara Samarakoon, Samarasuriya Patabendige Chaminda, Chulantha Lakmal Jayawardena, Yasanga Suduweli Kondage, Kannangara Appuhamilage Tharindu Theekshana Kannangara. A Review on Dimension Stone Extraction Methods // Preprints 2023, 2067. 18 July 2023. – PP. 1–16.
264. Arezou Rasti, Hamid Ranjkesh Adarmanabadi1, Mohammad Reza Sahlabadi. Effects of controllable and uncontrollable parameters on diamond wire cutting performance using statistical analysis: a case study // Rudarsko-geološko-naftni zbornik 36(4). September 2021. – PP. 21 – 32.
265. Arndt F.K. Der Schlagablauf in Kolben and Stange beim schlagenden Bohren. – Gluckauf. – 1960. Bd. 1. № 24.
266. Berend Denkena, Benjamin Bergmann, Björn-Holger Rahner. A novel tool monitoring approach for diamond wire sawing // Production Engineering 16(4). November 2021. – PP. 561 – 568.
267. Bin Wu, Zhenyu Zhang, Junyuan Feng 1, Fanning Meng, Shengzuo Wan, Xuye Zhuang, Li Li, Haoran Liu and Fuxu Zhang. Experimental Investigation on the Surface Formation Mechanism of NdFeB during DiamondWire Sawing. Materials 2023. 16. 1521.
268. Boussinesq J.V. Application des potentiels à l'étude de l'équilibre et du mouvement des solides élastiques, principalement au calcul des déformations et des pressions que produisent, dans ces solides, des efforts quelconques exercés sur une petite partie de leur surface ou de leur intérieur; Mémoire suivie de notes étendues sur divers points de physique mathématique et d'analyse. – Paris: Gautiers-Villars. – 1885. – 721 p.
269. Cook N.G.W. Observations of crack growth in hard rock loaded by an indenter / N. G. W. Cook, M. Hood, F. Tsai // International J. of Rock Mechanics and . Mining Sciences. & Geomechanics Abstracts. – 1984. Vol. 21. № 2. – P. 97 – 107.
270. Daniel Gomes, Andreia Araujo, Rui Marques, José Patricio, Vítor Lopez, Raquel M. Santos. Damage and failure evaluation of diamond wire for

multi-wire sawing of hard stone blocks through modelling and numerical simulation // MATEC Web Conf. 349 04001 (2021).

271. Emanuel Tairocas Branco. Acompanhamento técnico e elaboração do plano de lavra da pedreira Texugo, da empresa Lugramar, Lda. Évora.: Universidade de Évora. – 2015. – 166 p.
272. Ersoy, M., Yeşilkaya, L., Dinçer, A.L. Mermer ocak işletmeciliğinde yeraltı üretim tekniği ve avantajları // Mersem’7 Uluslararası mermer ve doğaltaş kongresi. – Afyonkarahisar TURKEY, 14 – 15 Ekim/October 2010. – PP. 215 – 234.
273. Gabov V.V., Zadkov D.A. Mathematical model of simple spalling formation during coal cutting with extracting machine // Journal of Physics: Conference Series. – 2018. Vol.1015. Issue 5. no. 052007. – PP. 9DUMMY.
274. Gayarre, F.L.; Suárez González, J.; Lopez Boadella, I.; López-Colina Pérez, C.; Serrano López, M. Use of Waste from Granite Gang Saws to Manufacture Ultra-High Performance Concrete Reinforced with Steel Fibers. Appl. Sci. 2021. 11, 1764.
275. Gerike B.L., Klishin V.I., Gerike P.B. A new index of rock-breaking tool efficiency // – Journal of Mining Science. – 2016. Vol.52. no 3. – PP. 481 – 486.
276. Giuseppe Lucisano. Studio e sperimentazione di leghe ad elevata deformazione per applicazioni nel settore della prima lavorazione di materiali lapidei.: Alma Mater Studiorum Università di Bologna. – 2012. – 68 p.
277. Griffith A.A. The theory of rupture. Proc. Ict. Int. Congr. Appl. Mech. – Delft. – 1924. – P. 55 – 63.
278. Hao Wu. Wire sawing technology: A state-of-the-art review // Precision Engineering. August 2015, – PP. 1–9.
279. Hood M. Phenomena relating to the failure of hard rock adjacent to an indenter. / M. Hood // Journal of the South African Institute of Mining and Metallurgy. – 1977. № 5 . – P. 113 – 123.
280. Huiping Liang, Jiahao Feng, Jianwei Liu, Shuai Zhang, Guanghua Mao. Analysis of Adaptive Adjustment Mechanism for Diamond Beaded Rope of Wire Saw // Science of Advanced Materials. November 2022. Vol. 14(11). –

PP. 1756 – 1769.

281. Hustrulid W., Fairhurst C. A theoretical and experimental study of percussive drilling of rock. *International Journal Rock Mechanics and Mining Sciences* 1972; 9(3):417-418.
282. Janusz Konstanty. The mechanics of sawing granite with diamond wire // *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 116(7-8). October 2021. – PP. 2591–2597.
283. Joana Fonseca Pita. Acompanhamento técnico e controlo de qualidade de produção na pedreira e na serração da empresa Plácido José Simões S.A. Relatório de estágio. Évora.: Universidade de Évora. – 2014. – 234 p.
284. Jönsson J. In search of the right balance. *Mining & Construction. Mechanized rock excavation with Atlas Copco* 2005; 3: 18–20.
285. Keskinen E., Karvinen T., Montonen J., Heinonen M. Dynamics of stress wave during percussive drilling process. In: *Proceedings of 13th World Congress in Mechanism and Machine Science*. Guanajuato 2011. 1–5.
286. Lan Zhang, Cong Ru, Liquan Wang, Zhengbin Zhu and Chengqiang Zhao. Analysis of Impact Characteristics of Diamond-Beaded Rope and Its Influence on Cutting Efficiency and Life // *Journal of Physics Conference Series* 1187(3):032067. April 2019. – PP. 1–7.
287. Lawn B. Review indentation fracture: principles and applications / B. Lawn T. R. Wilshaw // – *Journal of materials science*. – 1975. vol. 10. – PP. 1049 – 1081.
288. Lawn B.R. An atomistic model of kinetic crack growth in brittle solids. – *Journal of materials science*. – 1975. vol. 10. – PP. 469 – 480.
289. Lindqvist P.A., Lai Hai-Hui. Behavior of the crushed zone in rock indentation // – *Rock Mechanics and Rock Engineering*. – 1983. Vol. 16: № 3. – P. 199 – 207.
290. Liu B.C., Z.P. Zhang Z.P., Sun Y.H. Sawing Trajectory and Mechanism of Diamond Wire Saw // *Key Engineering Materials Vols. 259-260* (2004). – PP. 395 – 400.

291. Luiz F.P. Franca A bit–rock interaction model for rotary–percussive drilling. International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences 2011; 48(5):827–835.
292. Lu-Lu Wang, Yong-Chen Pei, Hang Zhang, Bin Wang, Qin-Jian Liu, Dong-Xu Wang, Bao-Hua Wang, Wen-Chao Sui. An improved normal sawing force model with spherical abrasive particles for ultrasonic assisted inner diameter sawing // PREPRINT. 24 August 2022. (Version 1). – PP. 1–24.
293. Lundberg B., Collet P. Optimal Wave with respect to efficiency in percussive drilling with integral drill steel. International Journal of Impact Engineering 2010; 37(8):901–906.
294. Lundberg B., Okrouhlik M. Efficiency of a percussive rock drilling process with consideration of wave energy radiation into the rock. International Journal of Impact Engineering 2006; 32(10):1573–1583.
295. Mametev L., Khoreshok A., Tsekhin A., Borisov A. Disk Rock Cutting Tool for the Implementation of Resource-Saving Technologies of Mining of Solid Minerals // E3S Web of Conferences. – 2017. Vol. 21. no 03005.
296. Mengguang Fu, Peng Zhang and Fei Wang. Modal analysis and experimental investigation into vibration of the diamond-beaded rope based on lumped mass // Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control 2022. Vol. 41(1). – PP. 12–26.
297. Novoseltseva M.V., Masson I.A., Pashkov E.N. Investigation of Input Signal Curve Effect on Formed Pulse of Hydraulic-Powered Pulse Machine // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2016. Vol. 127. Issue 1. no. 012007.
298. Orowan E. Fracture and strength of solids. Repts. Progn. Phis. – 1948. 49, № 12. – P. 185 – 232.
299. Pend S.S. A note on the fracture propagation and time-depended behavior of rocks in uniaxial tension. – Int. J. Rock. Mech. Min. Sci. – 1975. vol. 12. № 4. – PP. 125 – 127.

300. Pershin, G.D., Karaulov N.G., Ulyakov M.S. Selection of high-strength dimension stone cutting method, considering natural jointing // – Journal of Mining Science. January 2015. Vol. 51(1). – PP. 129–137.
301. Pershin, G.D., Ulyakov M.S. Analysis of the effect of wire saw operation mode on stone cutting cost // – Journal of Mining Science. – 2014. Vol. 50. No. 2. – P. 310 – 318.
302. Ribeiro, R.P., Paraguassú, A.B. & Moreiras, S.T.F. Factors affecting slab surface roughness of siliceous dimension stones. Bull Eng Geol Environ 70. 625–631 (2011).
303. Sangha C.M., Talbot C.J., Drehs R.K. Microfracturing of sandstone in uniaxial compression. –nt. I. Rock Mech. Min. Sci. – 1974. vol. 11. № 3. – PP. 107 – 113
304. Sung Kwon Ahn. Framework for investigating wire saw rock cutting // – International Journal of Machine Tools and Manufacture. 155. 103581.
305. Takaoka S., Haymizu H. Stadies on percussive deep hole drilling of rock // – Journal of Mining Institute of Japan. 1956; 72 (819).
306. Tambovtsev P.N. Estimation of main fracture initiation energy in separating stone blocks from rock mass by impact on plastic material in drillhole // – Journal of Mining Science. – 2016. Vol.52. no 4. – PP. 689 – 697.
307. Tengyun Liu, Peiqi Ge, Wenbo Bi, Yufei Gao. A new method of determining the slicing parameters for fixed diamond wire saw // Materials Science in Semiconductor Processing. December 2020.Vol. 120(12):105252.
308. United states patent US1012569 A. Process and machine for channeling stone. Filed June 3, 1909. Application filed October 24, 1911. Patented Dec. 19, 1911. / Thomas D. Mowlds.
309. United states patent US1170986 A. Feed for stone-channeling machines. Application filed April 4, 1912. Patented Feb. 8, 1916. / Thomas D. Mowlds.
310. United states patent US1206288 A. Channeling-machine. Application filed December 27, 1907. Patented Nov. 23, 1916./ Albert Ball.
311. United states patent US1696576 A. Stone-channeling machine. Filed July 26, 1927.Application July 26, 1927. Patented Dec. 25, 1928. / Jones Clyde W.

312. United states patent US1995060 A. Stone channeling bit. Filed Nov. 12, 1932. Application Nov. 12, 1932. Patented Mar. 19, 1935./ Graham Frank F, Gray William D, assignors to Peyton Du Pont Inc.
313. United states patent US2710180 B. Stone channeling bit. Filed Jan. 7, 1953. Application Jan. 7, 1953. Patented June 7, 1955. / Graham Frank F.
314. United states patent US281135 A. Stone-channeling machine. Filed November 27, 1882. Application November 27, 1882. Patented July 10, 1883. / Almire H. RaPP.
315. United states patent US4140347 A. Fluid operated wall groove cutter. Filed Jan. 19, 1977. Patented Feb. 20, 1979. / David T. Allan.
316. Varol M.K. Performance Evaluation to Measure Production Equipment Effectiveness in Block Cutting Machine (Gang Saw) // – Mining Science. – 2024. T. 30. – PP. 157 – 169.
317. Wagner H., Schumann E.H.R. The stamp-load bearing strength of rock - an experimental and theoretical investigation // – Rock Mechanics. – 1971. Vol. 3. № 4. – P. 185 – 207.
318. Zhabin A.B., Polyakov A.V., Averin E.A. Comparison of methods to calculate forces on frontal disc cutters in rock breaking process in Russia and abroad // – Gornyi Zhurnal. – 2018. Issue 12. – PP. 65 – 68.

ПРИЛОЖЕНИЕ I

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

МЕТОДИКА

**ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ ФОРМ
ПОРОДОРАЗРУШАЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ДОЛОТ
ДЛЯ УДАРНОГО И УДАРНО-ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ**

г. Москва, 2024г.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1 Методика предназначена для определения рациональных форм породоразрушающих элементов долот для ударного и ударно-вращательного бурения (ПЭ).

1.2 Методика распространяется на долота с ПЭ трапецеидального профиля пирамидальной с четырьмя прямыми гранями, конусной и клиновой формы (рисунок 1, позиции 1, 2 и 3).

1.3 Методика может быть использована при проектировании и изготовлении долот на предприятиях по их выпуску, строительных, камнедобывающих производств и других, где применяется способ ударного бурения и разрушения крепких горных пород и материалов.

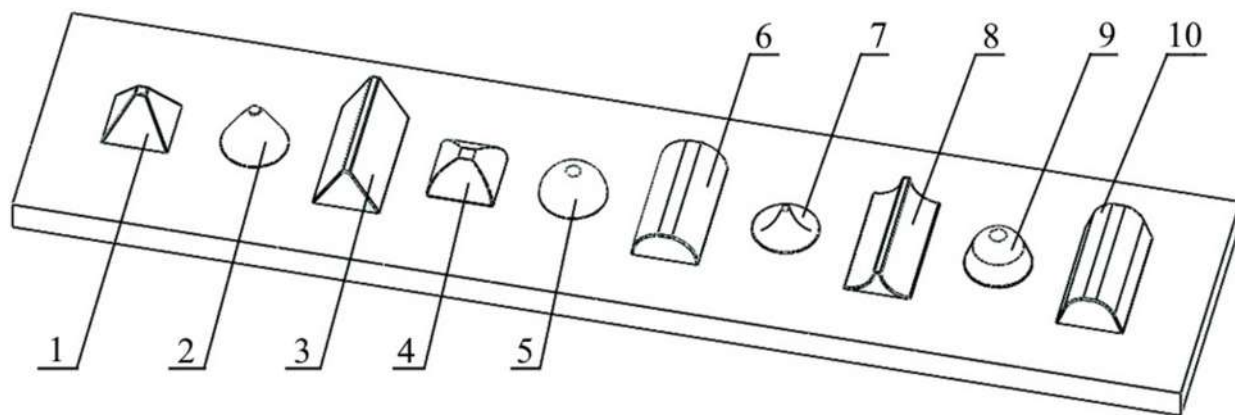


Рисунок 1 – Основные формы ПЭ:

1 – пирамидальная с четырьмя прямыми гранями, 2 – конусная, 3 – клиновидная, 4 – пирамидальная с четырьмя круглыми гранями, 5 – сферическая, 6 – полумоноклинная, 7 – шиповидная, 8 – вогнуто-клиновидная с прямыми боковыми гранями, 9 – сфероконическая, 10 – клиновидная со скругленными краями.

2. СОСТАВ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ.

Схема вводимых геометрических параметров ПЭ представлена на рисунке 2.

T_3 – длина ПЭ, мм;

$t_{\text{пром}}$ – величина промежуточной части, мм;

$t_{\text{конт}}$ – величина зоны контакта, мм;

$b_{\text{конт}}$ – ширина зоны контакта (для пирамидальных ПЭ), мм;

$L_{\text{лз}}$ – длина лезвия ПЭ (для клиновых ПЭ), мм;

$d_{\text{конт}}$ – диаметр круговой зоны контакта (для конусного ПЭ), мм;

δ – угол наклона боковой поверхности конического ПЭ, °.

$l_{\text{бок1}}, l_{\text{бок2}}, l_{\text{бок3}}$ – отрезки на боковой поверхности ПЭ располагающиеся между точками, соответственно, основания ПЭ и первого отражения, первого и второго отражения, второго отражения и прохождения волны в породу;

Θ – максимальный угол прохождения волны из ПЭ в породу.

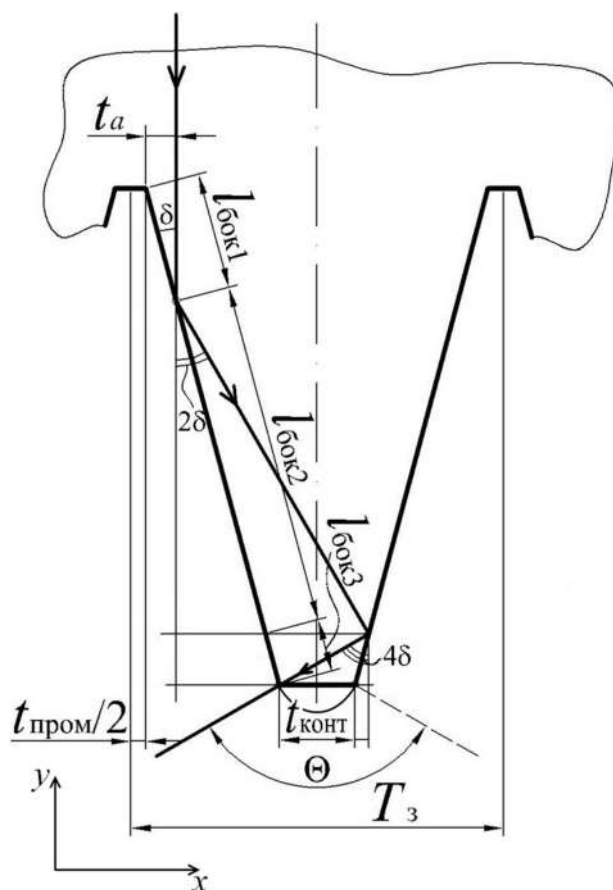


Рисунок 2 – Расчётная схема распространения фрагмента ударной волны с двумя отражениями от боковой стенки ПЭ

3. ПОРЯДОК РАСЧЁТА

3.1 Определение эффективности прохождения ударной волны в ПЭ трапецидального профиля в породе с помощью значения t_a .

3.1.1 Длина боковой поверхности ПЭ $l_{\text{бок}}$, мм,

$$l_{\text{бок}} = \frac{T_3 - t_{\text{конт}} - t_{\text{пром}}}{2 \cdot \sin \delta}; \quad (1)$$

3.1.2 Общее количество N отражений отрезка модели распространения ударной волны от боковой стенки ПЭ до попадания в зону контакта $t_{\text{конт}}$. Предварительное значение N определи из соотношения:

$$N_{\text{предв}} = \frac{90}{2\delta}. \quad (2)$$

Если полученное число $N_{\text{предв}}$ не является целым, то его необходимо округлить до меньшего целого. Полученное число N – максимально возможное число отражений отрезка модели распространения ударной волны от боковой стенки ПЭ.

3.1.3 Определение значений $l_{\text{бок}2}$, $l_{\text{бок}3}$, ..., $l_{\text{бок}(N+1)}$ для N общего количества отражений отрезка модели распространения ударной волны от боковой стенки ПЭ до попадания в зону контакта $t_{\text{конт}}$

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

3.1.4 Определение длины первого отрезка

$$l_{\text{бок}1} = l_{\text{бок}} - l_{\text{бок}2} - l_{\text{бок}3} - \dots - l_{\text{бок}N} - l_{\text{бок}(N+1)}, \text{ мм}. \quad (4)$$

3.1.5 Определение эффективности прохождения ударной волны в ПЭ трапецидального профиля в породе с помощью значения t_a исходя из схемы, представленной на рисунке 2.

$$t_a = l_{\text{бок1}} \sin \delta, \quad (5)$$

3.1.6 Определение скорректированной величины δ для пирамидального ПЭ с четырьмя прямыми гранями

$$\delta_{\text{корр}} = \delta + \Delta\epsilon, ^\circ,$$

где $\Delta\epsilon$ определяется по графику на рисунке 3.

3.1.7 Пересчёт величины δ для пирамидального ПЭ с четырьмя прямыми гранями в соответствии с пунктами 3.1.1 – 3.1.5.

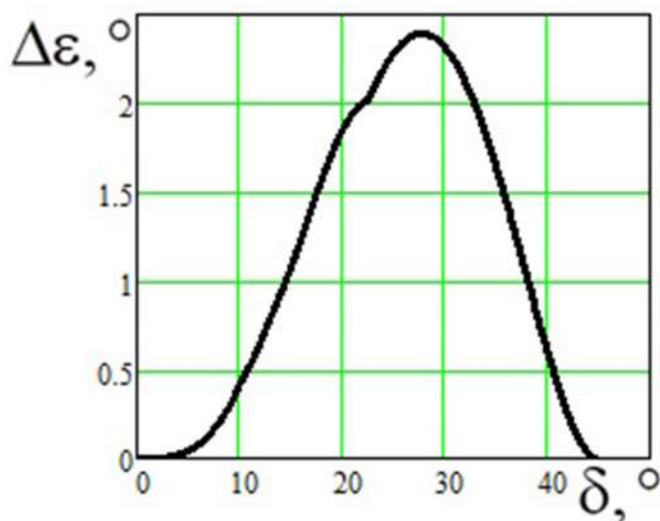


Рисунок 3 – Зависимость величины коррекции от угла наклона боковой поверхности ПЭ трапецидального профиля

3.2 Определение площади горизонтальной проекции входных зон ПЭ $S_{\text{вх}}$, площади горизонтальной проекции боковой поверхности ПЭ $S_{\text{бок}}$, и коэффициента эффективности отражения ударной волны боковой поверхностью ПЭ в зону его контакта с породой $k_{\text{эфф.бок}}$ для пирамидальной с четырьмя прямыми гранями, конусной и клиновой форм ПЭ

3.2.1 Для пирамидальной с четырьмя прямыми гранями формы ПЭ (поз. 1 на рисунке 1) площадь горизонтальной проекции входных зон ПЭ составляет:

$$S_{\text{вх}} = (T_3 - t_{\text{пром}} - 2t_a)^2 - t_{\text{конт}}^2, \text{ мм}, \quad (6)$$

где $b_{\text{конт}}$ – ширина зоны контакта ($b_{\text{конт}} = t_{\text{конт}}$), мм.

Максимальная величина площади горизонтальной проекции входных зон ПЭ составляет:

$$S_{\text{вх.мах}} = (T_3 - t_{\text{пром}})^2 - t_{\text{конт}}^2, \text{ мм}. \quad (7)$$

Площадь горизонтальной проекции боковой поверхности ПЭ составляет:

$$S_{\text{бок}} = (T_3 - t_{\text{пром}})^2 - t_{\text{конт}}^2, \text{ мм}. \quad (8)$$

3.2.2 Для конусной формы ПЭ (поз. 2 на рисунке 1) площадь горизонтальной проекции входных зон ПЭ составляет:

$$S_{\text{вх}} = \frac{\pi \cdot [(T_3 - t_{\text{пром}}) - 2t_a]^2 - \pi \cdot t_{\text{конт}}^2}{4}, \text{ мм}. \quad (9)$$

Площадь горизонтальной проекции боковой поверхности ПЭ составляет:

$$S_{\text{бок}} = \frac{\pi \cdot (T_3 - t_{\text{пром}})^2 - \pi \cdot t_{\text{конт}}^2}{4}, \text{ мм}. \quad (10)$$

3.2.3 Для клиновой формы ПЭ (поз. 3 на рисунке 1) площадь горизонтальной проекции входных зон ПЭ составляет:

$$S_{\text{вх}} = [(T_3 - t_{\text{пром}}) - 2t_a - t_{\text{конт}}] \cdot L_{\text{лз}}, \text{ мм}, \quad (11)$$

где $L_{\text{лз}}$ – длина лезвия ПЭ, мм.

Площадь горизонтальной проекции боковой поверхности ПЭ составляет:

$$S_{\text{бок}} = [(T_3 - t_{\text{пром}}) - t_{\text{конт}}] \cdot L_{\text{лз}}, \text{ мм}, \quad (12)$$

3.2.4 Эффективность прохождения ударных волн в пространственной форме ПЭ определяется с помощью коэффициента эффективности отражения ударной волны боковой поверхностью ПЭ в зону его контакта с породой:

$$k_{\text{эфф.бок}} = \frac{S_{\text{вх}}}{S_{\text{бок}}}, \quad (13)$$

где $S_{\text{вх}}$ – площадь горизонтальной проекции входных зон ПЭ, характеризующаяся тем, что ударная волна, попавшая в эти зоны, отражаясь один или более раз от

стенки в конечном итоге проходит в зону контакта, а затем в породу, мм^2 ; $S_{\text{бок}}$ – площадь горизонтальной проекции боковой поверхности ПЭ.

3.3 Проведение сравнительного анализа полученных показателей $S_{\text{вх}}$, $S_{\text{бок}}$ и $k_{\text{эфф.бок}}$, определённых для пирамидальной с четырьмя прямыми гранями, конусной и клиновой форм ПЭ.

Приводятся выводы на основании проведённых расчётов, в которых описывается сравнение показателей $S_{\text{вх}}$, $S_{\text{бок}}$ и $k_{\text{эфф.бок}}$ для пирамидальной с четырьмя прямыми гранями, конусной и клиновой форм ПЭ.

ПРИМЕР РАСЧЁТА ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ РАЦИОНАЛЬНЫХ ФОРМ ПЭ

Рассчитаем величину коэффициента эффективности прохождения ударной волны, отражённой от боковой стенки (боковых стенок) ПЭ в зону контакта $k_{\text{эфф.бок}}$ для пирамидальной с четырьмя прямыми гранями, конусной и клиновой формы

Исходные данные

длина ПЭ $T_z = 12$ мм,

величина промежуточной части $t_{\text{пром}} = 2$ мм,

величина зоны контакта $t_{\text{конт}} = 2$ мм,

ширина зоны контакта $b_{\text{конт}} = t_{\text{конт}} = 2$ мм,

угол наклона боковой поверхности ПЭ $\delta = 15^\circ$.

Расчёт

3.1 Определение эффективности прохождения ударной волны в ПЭ трапецеидального профиля в породу с помощью значения t_a .

3.1.1 Длина боковой поверхности ПЭ $l_{\text{бок}}$, мм,

$$l_{\text{бок}} = \frac{T_z - t_{\text{конт}} - t_{\text{пром}}}{2 \cdot \sin \delta} = \frac{12 - 2 - 2}{2 \cdot \sin 15^\circ} = 15,45 \text{ мм.}$$

3.1.2 Общее количество N отражений отрезка модели распространения ударной волны от боковой стенки ПЭ до попадания в зону контакта $t_{\text{конт}}$. Предварительное значение N определи из соотношения:

$$N_{\text{предв}} = \frac{90}{2\delta} = \frac{90}{2 \cdot 15} = 3.$$

При $\delta = 15^\circ$ произойдёт по аналогии со схемой на рисунке 2 три отражения отрезка модели распространения ударной волны от боковой стенки ПЭ. При трёх отражениях образуется четыре отрезка $l_{\text{бок}i}$.

3.1.3 Определение значений $l_{\text{бок}2}$, $l_{\text{бок}3}$, \dots , $l_{\text{бок}(N+1)}$ для N общего количества отражений отрезка модели распространения ударной волны от боковой стенки ПЭ до попадания в зону контакта $t_{\text{конт}}$

$$l_{\text{бок}4} = \frac{t_{\text{конт}}}{\text{tg}[2N\delta]\cos\delta - \sin\delta} = \frac{2}{\text{tg}[2 \cdot 3 \cdot 15^\circ]\cos 15^\circ - \sin 15^\circ} = 0 \text{ мм}$$

Здесь в числителе тангенс 90° стремится к бесконечности, поэтому $l_{\text{бок}4}$ будет стремиться к нулю.

$$l_{\text{бок}3} = \frac{t_{\text{конт}} + 2 \sin \delta l_{\text{бок}4}}{\text{tg}[2(N-1)\delta]\cos\delta - \sin\delta} = \frac{2 + 2 \sin 15^\circ \cdot 0}{\text{tg}[2(3-1)15^\circ]\cos 15^\circ - \sin 15^\circ} = 1,414 \text{ мм}$$

$$l_{\text{бок}2} = \frac{t_{\text{конт}} + 2 \sin \delta (l_{\text{бок}3} + l_{\text{бок}4})}{\text{tg}[2(N-2)\delta]\cos\delta - \sin\delta} = \frac{2 + 2 \sin 15^\circ \cdot (1,414 + 0)}{\text{tg}[2(3-2)15^\circ]\cos 15^\circ - \sin 15^\circ} = 9,16 \text{ мм}$$

3.1.4 Определение длины первого отрезка

$$l_{\text{бок}1} = l_{\text{бок}} - l_{\text{бок}2} - l_{\text{бок}3} - l_{\text{бок}4} = 15,45 - 9,16 - 1,414 - 0 = 4,88 \text{ мм}.$$

3.1.5 Определение эффективности прохождения ударной волны в ПЭ трапецеидального профиля в породе с помощью значения t_a исходя из схемы, представленной на рисунке 2.

$$t_a = l_{\text{бок}1} \sin \delta = 4,88 \cdot \sin 15^\circ = 1,26 \text{ мм}.$$

3.1.6 Определение скорректированной величины δ для пирамидального ПЭ с четырьмя прямыми гранями

$$\delta_{\text{корр}} = \delta + \Delta\epsilon = 15^\circ + 1,1^\circ = 16,1^\circ.$$

3.1.7 Пересчёт величины δ для пирамидального ПЭ с четырьмя прямыми гранями в соответствии с пунктами 3.3.1 – 3.3.5.

$$l_{\text{бок}} = \frac{T_3 - t_{\text{конт}} - t_{\text{пром}}}{2 \cdot \sin \delta} = \frac{12 - 2 - 2}{2 \cdot \sin 16,1^\circ} = 14,42 \text{ мм}.$$

$$N_{\text{предв}} = \frac{90}{2\delta} = \frac{90}{2 \cdot 16,1} = 2,81.$$

Округляем это число до меньшего целого, т.е. $N = 2$. В этом случае отрезок $l_{\text{бок4}}$ не будет образовываться.

$$l_{\text{бок3}} = \frac{t_{\text{конт}}}{\text{tg}[2N\delta]\cos\delta - \sin\delta} = \frac{2}{\text{tg}[2 \cdot 2 \cdot 16,1^\circ]\cos 16,1^\circ - \sin 16,1^\circ} = 1,155 \text{ мм}$$

$$l_{\text{бок2}} = \frac{t_{\text{конт}} + 2\sin\delta l_{\text{бок3}}}{\text{tg}[2(N-1)\delta]\cos\delta - \sin\delta} = \frac{2 + 2\sin 16,1^\circ \cdot 1,155}{\text{tg}[2(2-1)16,1^\circ]\cos 16,1^\circ - \sin 16,1^\circ} = 8,04 \text{ мм}$$

Длина первого отрезка составит:

$$l_{\text{бок1}} = l_{\text{бок}} - l_{\text{бок2}} - l_{\text{бок3}} = 14,42 - 8,04 - 1,155 = 5,23 \text{ мм.}$$

Значение t_a :

$$t_a = l_{\text{бок1}} \sin\delta = 5,23 \cdot \sin 16,1^\circ = 1,45 \text{ мм.}$$

3.2 Определение площади горизонтальной проекции входных зон ПЭ $S_{\text{вх}}$, площади горизонтальной проекции боковой поверхности ПЭ $S_{\text{бок}}$, и коэффициента эффективности отражения ударной волны боковой поверхностью ПЭ в зону его контакта с породой $k_{\text{эфф.бок}}$ для пирамидальной с четырьмя прямыми гранями, конусной и клиновой форм ПЭ.

3.2.1 Для пирамидальной с четырьмя прямыми гранями формы ПЭ (поз. 1 на рисунке 1) площадь горизонтальной проекции входных зон ПЭ составляет:

$$S_{\text{вх}} = (T_z - t_{\text{пром}} - 2t_a)^2 - t_{\text{конт}}^2 = (12 - 2 - 2 \cdot 1,45)^2 - 2^2 = 46,41 \text{ мм.}$$

Площадь горизонтальной проекции боковой поверхности ПЭ составляет:

$$S_{\text{бок}} = (T_z - t_{\text{пром}})^2 - t_{\text{конт}}^2 = (12 - 2)^2 - 2^2 = 96 \text{ мм.}$$

3.2.2 Для конусной формы ПЭ (поз. 2 на рисунке 1) площадь горизонтальной проекции входных зон ПЭ составляет:

$$S_{\text{вх}} = \frac{\pi \cdot [(T_3 - t_{\text{пром}}) - 2t_a]^2 - \pi \cdot t_{\text{конт}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot [(12 - 2) - 2 \cdot 1,26]^2 - 3,14 \cdot 2^2}{4} = 40,78 \text{ мм}^2$$

Площадь горизонтальной проекции боковой поверхности ПЭ составляет:

$$S_{\text{бок}} = \frac{\pi \cdot (T_3 - t_{\text{пром}})^2 - \pi \cdot t_{\text{конт}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (12 - 2)^2 - 3,14 \cdot 2^2}{4} = 75 \text{ мм}^2.$$

3.2.3 Для клиновой формы ПЭ (поз. 3 на рисунке 1) площадь горизонтальной проекции входных зон ПЭ составляет при $L_{\text{лз}} = T_3 - t_{\text{пром}}$:

$$S_{\text{вх}} = [(T_3 - t_{\text{пром}}) - 2t_a - t_{\text{конт}}] \cdot L_{\text{лз}} = [(12 - 2) - 2 \cdot 1,26 - 2] \cdot 10 = 54,8 \text{ мм}.$$

Площадь горизонтальной проекции боковой поверхности ПЭ составляет согласно формуле (13):

$$S_{\text{бок}} = [(T_3 - t_{\text{пром}}) - t_{\text{конт}}] \cdot L_{\text{лз}} = [(12 - 2) - 2] \cdot 10 = 80,0 \text{ мм}.$$

3.2.4 Коэффициент эффективности отражения ударной волны боковой поверхностью ПЭ в зону его контакта с породой:

для пирамидальной с четырьмя прямыми гранями формы ПЭ

$$k_{\text{эфф.бок}} = \frac{S_{\text{вх}}}{S_{\text{бок}}} = \frac{46,41}{96} = 0,483.$$

для конусной формы ПЭ

$$k_{\text{эфф.бок}} = \frac{S_{\text{вх}}}{S_{\text{бок}}} = \frac{40,78}{75} = 0,544.$$

для клиновой формы ПЭ

$$k_{\text{эфф.бок}} = \frac{S_{\text{вх}}}{S_{\text{бок}}} = \frac{54,8}{80,0} = 0,685.$$

3.3 Проведение сравнительного анализа полученных показателей $S_{\text{вх}}$, $S_{\text{бок}}$ и $k_{\text{эфф.бок}}$, определённых для пирамидальной с четырьмя прямыми гранями, конусной и клиновой форм ПЭ.

На основании расчётов можно сделать вывод, что при примерно одинаковых геометрических параметрах ПЭ наибольшая площадь горизонтальной проекции входных зон ПЭ будет у клинового ПЭ, несколько меньше у пирамидального с четырьмя прямыми гранями и ещё немного меньше у конусного. Величина коэффициента эффективности отражения ударной волны боковой поверхностью ПЭ в зону его контакта с породой максимальна у клинового ПЭ, несколько меньше у конусного и ещё немного меньше у пирамидального с четырьмя прямыми гранями. Наиболее эффективно с точки зрения прохождения ударных волн в породу применять на практике ПЭ клиновой формы. Несколько менее эффективно использовать, но также рекомендовано, ПЭ пирамидальной с четырьмя прямыми гранями и конусной формы.

ПРИЛОЖЕНИЕ II

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

МЕТОДИКА

**РАСЧЁТА МЕХАНИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ
И ЭНЕРГОЁМКОСТИ ПЕРФОРАТОРНОГО БУРЕНИЯ
ПРИ ТРАПЕЦЕИДАЛЬНОМ ПРОФИЛЕ ПОРОДОРАЗРУШАЮЩИХ
ЭЛЕМЕНТОВ ДОЛОТА**

г. Москва, 2024г.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1 Методика предназначена для расчёта механической скорости и энергоёмкости перфораторного бурения при трапецидальном профиле породоразрушающих элементов долот (ПЭ) с различными углами наклона боковой поверхности δ .

1.2 Методика распространяется на долота с ПЭ трапецидального профиля конической, клиновой формы (рисунок 1, позиции 2, 3).

1.3 Методика может быть использована при проектировании и изготовлении долот на предприятиях по их выпуску, строительных, камнедобывающих производств и других, где применяется способ ударного бурения и разрушения крепких горных пород и материалов.

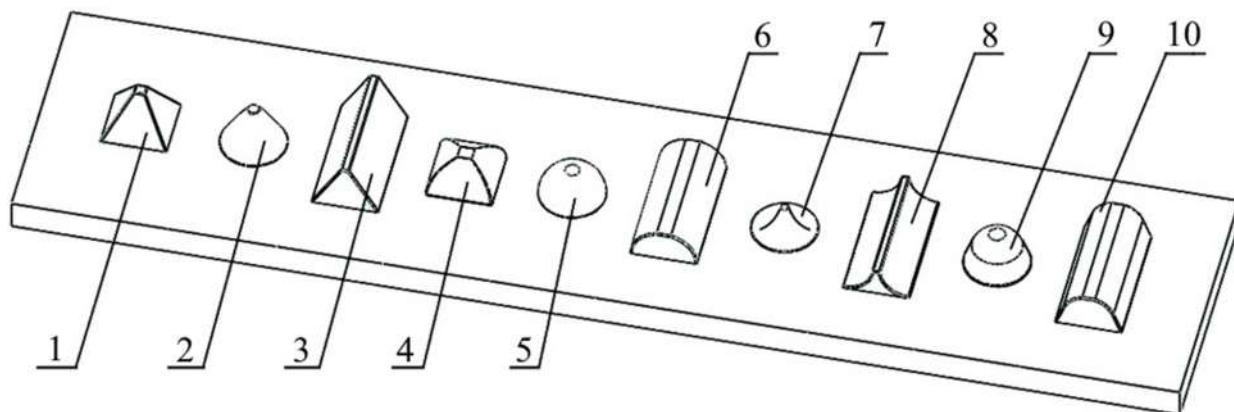


Рисунок 1 – Основные формы ПЭ:

1 – пирамидальная с четырьмя прямыми гранями, 2 – конусная, 3 – клиновая, 4 – пирамидальная с четырьмя круговыми гранями, 5 – сферическая, 6 – полуцилиндрический, 7 – шиповая, 8 – вогнуто-клиновая с прямыми боковыми гранями, 9 – сфероконическая, 10 – клиновая скруглённая.

2. СОСТАВ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ.

$d_{\text{долота}}$ – диаметр буровой коронки, мм;

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

$n_{\text{ПЭ}}$ – число ПЭ у долота;

$n_{\text{уд}}$ – частота ударов поршня перфоратора, с^{-1} ;

δ – угол наклона боковой поверхности конического ПЭ, $^{\circ}$;

$L_{\text{конт.ПЭ}}$ – суммарная длина контактной зоны клиновых ПЭ, мм (см. рисунок 1, позиции 3 и 6) (для крестовых, трёхпёрых, Х-образных и т.д. коронок выбирается суммарная длина всех вставок);

$d_{\text{конт}}$ – диаметр круговой зоны контакта, мм.

3. ПОРЯДОК РАСЧЁТА

3.1 Определение величины объёма выкола в породе при действии на неё ПЭ конической формы $V_{\text{выкол}}$ от угла наклона боковой поверхности δ

$$V_{\text{кон.выкол}} = \frac{(\delta - 39,6)^2}{12,8} + 3,92. \quad (1)$$

3.2 Определение величины площади сечения выкола в породе при действии на неё клинового ПЭ

$$S_{\text{выкол}} = \frac{(\delta - 41,8)^2}{77,3} + 2,44. \quad (2)$$

3.3 Определение величины объёма выкола в породе при действии на неё клинового ПЭ

$$V_{\text{клин.выкол}} = S_{\text{выкол}} L_{\text{конт.ПЭ}}, \quad (3)$$

3.4 Определение величины механической скорости перфораторного бурения при использовании долот с коническими и клиновыми ПЭ

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

3.5 Определение величины энергоёмкости перфораторного бурения при использовании долот с коническими и клиновыми ПЭ

$$\Theta = \frac{A_{\text{уд}}}{V_{\text{выкола}} n_{\text{ПЭ}}}, \text{ Дж/мм}^3, \quad (5)$$

ПРИМЕР РАСЧЁТА МЕХАНИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ И ЭНЕРГОЁМКОСТИ ПЕРФОРАТОРНОГО БУРЕНИЯ ПРИ ТРАПЕЦЕИДАЛЬНОМ ПРОФИЛЕ ПЭ

Рассчитаем величину механической скорости бурения для долота с ПЭ конической и клиновой формы

Исходные данные

для долота с конической формой ПЭ

диаметр долота $d_{\text{долота}} = 46$ мм,

энергия удара поршня перфоратора $A_{\text{уд}} = 36$ Дж,

угол наклона боковой поверхности конического ПЭ $\delta = 30^\circ$,

число ПЭ $n_{\text{ПЭ}} = 12$,

частота ударов поршня перфоратора $n_{\text{уд}} = 38,33 \text{ с}^{-1}$.

для долота с клиновой формой ПЭ

диаметр долота $d_{\text{долота}} = 44$ мм,

энергия удара поршня перфоратора $A_{\text{уд}} = 36$ Дж,

угол наклона боковой поверхности конического ПЭ $\delta = 20^\circ$,

число ПЭ $n_{\text{ПЭ}} = 1$,

частота ударов поршня перфоратора $n_{\text{уд}} = 38,33 \text{ с}^{-1}$.

суммарная длина контактной зоны клинового ПЭ $L_{\text{конт.ПЭ}} = d_{\text{долота}} = 44$ мм.

Расчёт

3.1 Определение величины объёма выкола в породе при действии на неё ПЭ конической формы $V_{\text{выкол}}$ от угла наклона боковой поверхности δ

$$V_{\text{кон.выкол}} = \frac{(\delta - 39,6)^2}{12,8} + 3,92 = \frac{(30 - 39,6)^2}{12,8} + 3,92 = 11,12 \text{ мм}^3.$$

3.2 Определение величины площади сечения выкола в породе при действии на неё клинового ПЭ

$$S_{\text{выкол}} = \frac{(\delta - 41,8)^2}{77,3} + 2,44 = \frac{(20 - 41,8)^2}{77,3} + 2,44 = 8,59 \text{ мм}^2.$$

3.3 Определение величины объёма выкола в породе при действии на неё клинового ПЭ

$$V_{\text{КЛИН.ВЫКОЛ}} = S_{\text{ВЫКОЛ}} L_{\text{КОНТ.ПЭ}} = 8,55 \cdot 44 = 377,96 \text{ мм}^3.$$

3.4 Определение величины механической скорости перфораторного бурения при использовании долот с коническими и клиновыми ПЭ

с коническими ПЭ

$$v_{\text{бур.кон}} = \frac{4V_{\text{КОН.ВЫКОЛ}} n_{\text{ПЭ}} n_{\text{уд}}}{\pi d_{\text{ДОЛОТА}}^2} = \frac{4 \cdot 11,12 \cdot 12 \cdot 38,33}{3,14 \cdot 46^2} = 3,08 \text{ мм/с},$$

с клиновыми ПЭ

$$v_{\text{бур.клин}} = \frac{4V_{\text{КЛИН.ВЫКОЛ}} n_{\text{ПЭ}} n_{\text{уд}}}{\pi d_{\text{ДОЛОТА}}^2} = \frac{4 \cdot 377,96 \cdot 1 \cdot 38,33}{3,14 \cdot 44^2} = 9,53 \text{ мм/с}.$$

3.5 Определение величины энергоёмкости перфораторного бурения при использовании долот с коническими и клиновыми ПЭ

с коническими ПЭ

$$\mathfrak{E}_{\text{кон}} = \frac{A_{\text{уд}}}{V_{\text{КОН.ВЫКОЛ}} n_{\text{ПЭ}}} = \frac{36}{11,12 \cdot 12} = 0,270 \text{ Дж/мм}^3,$$

с клиновыми ПЭ

$$\mathfrak{E} = \frac{A_{\text{уд}}}{V_{\text{КЛИН.ВЫКОЛ}} n_{\text{ПЭ}}} = \frac{36}{377,96 \cdot 1} = 0,095 \text{ Дж/мм}^3.$$

ПРИЛОЖЕНИЕ III

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

МЕТОДИКА

**ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ РАДИУСОВ СКРУГЛЕНИЯ
КРОМОК ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СЕГМЕНТОВ АЛМАЗНЫХ КАНАТОВ**

г. Москва, 2024г.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1 Методика предназначена для определения рациональных радиусов скругления кромок цилиндрических сегментов алмазных канатов камнераспиловочного оборудования.

1.2 Методика распространяется на цилиндрические сегменты алмазных канатов с острыми и скруглёнными кромками.

1.3 Методика может быть использована при проектировании и изготовлении алмазно-канатного камнераспиловочного оборудования и алмазных сегментов для него, а также для камнедобывающих и камнеобрабатывающих предприятий по добыче камня и выпуску готовых изделий из него.

2. СОСТАВ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ.

$d_{\text{сегм}}$ – диаметр алмазного сегмента, мм;

$L_{\text{сегм}}$ – длина алмазного сегмента, мм;

$F_{\text{РАСП}}$ – максимальная сила распиливания (максимальная сила трения алмазного-канатной пилы о блок), Н;

N – максимальная сила нормального давления, Н;

Сетка конечных элементов – стандартная, тетраэдральная;

$R_{\text{сетка}}$ – глобальный размер стандартной сетки, мм;

$\Delta R_{\text{сетка}}$ – допуск на размер сетки, мм;

$Kr_{\text{экв.напр.}}$ – критерий определения эквивалентных напряжений;

$R_{\text{скр.min}}$ – минимальный радиус кромки на модели, мм;

$R_{\text{скр.max}}$ – максимальный радиус кромки на модели, мм.

3. ПОРЯДОК РАСЧЁТА

3.1 Создание модели алмазного сегмента в программе твердотельного моделирования с модулем прочностного анализ с помощью метода конечных элементов (МКЭ).

3.2 Построение эпюры напряжений в алмазном сегменте.

3.2.1 Загрузка модуля метода конечных элементов.

3.2.2 Назначение материала модели.

3.2.3 Создание элементов крепления модели.

3.2.4 Ввод величин нагрузок, действующих на модель алмазного сегмента $F_{\text{РАСП}}$ и N (рисунок 1).

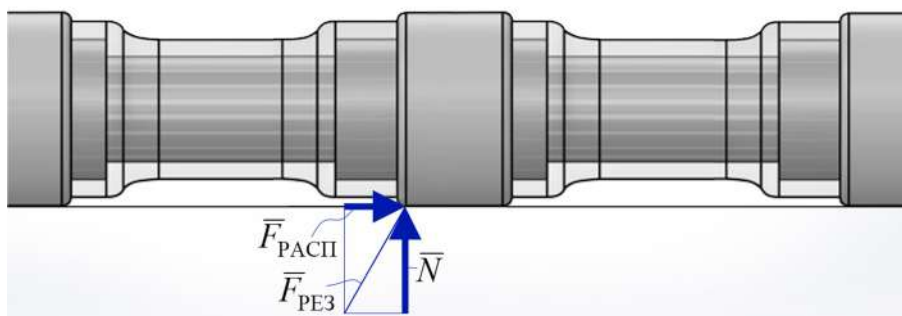


Рисунок 1 – Схема действия силы распиливания $F_{\text{РАСП}}$ и силы нормального давления N на алмазный сегмент ($F_{\text{РЕЗ}}$ – результирующая сил $F_{\text{РАСП}}$ и N)

3.2.5 Ввод параметров сетки и её генерация.

3.2.6 Запуск решателя и получение эпюры напряжений в модели алмазного сегмента. Нахождение на эпюрах напряжений узла с максимальной величиной напряжений $\sigma_{\text{max.скр}}$ и фиксация его для дальнейших исследований.

3.3 Построение эпюр напряжений для алмазного элемента с разными радиусами кромок и фиксация величины максимального напряжения в модели $\sigma_{\text{max.скр}}$.

3.4 Построение точек на графике со значениями максимальных напряжений $\sigma_{\text{max.скр}}$ в алмазных сегментах для разных радиусов скруглений кромок $R_{\text{скр}}$.

3.5 Построение графика зависимости максимальных напряжений на кромке в алмазных сегментах от её радиуса скругления $\sigma_{\text{max.скр}}(R_{\text{скр}})$

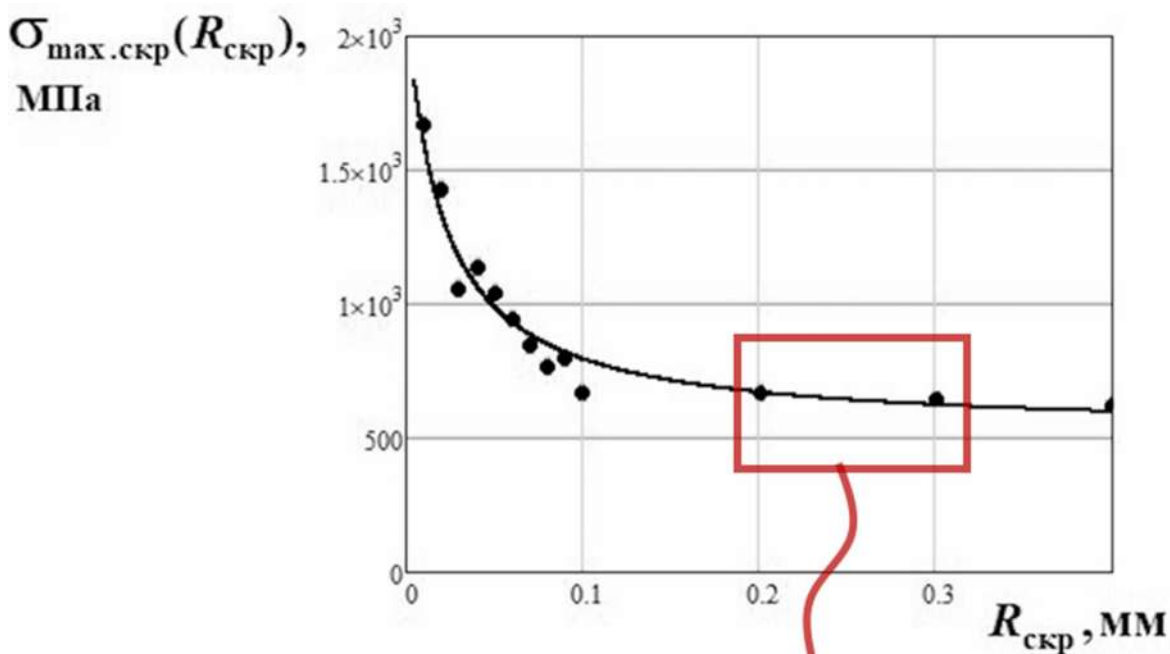
Построение графика осуществляется в виде усреднённой кривой в соответствии с отложенными точками $\sigma_{\text{max.скр}}$ для разных величин $R_{\text{скр}}$. Подобранная аппроксимирующая кривая имеет уравнение гиперболы

$$\sigma_{\text{max.скр}}(R_{\text{скр}}) = \left(\frac{k}{R_{\text{скр}} + \Delta R} \right) + \sigma_{\text{ас}}, \text{ МПа.} \quad (1)$$

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

3.6 Определение рационального радиуса скругления алмазного сегмента.

Зона начала выполаживания графика зависимости $\sigma_{\text{max.скр}}(R_{\text{скр}})$ (рисунок 2) будет соответствовать рациональному радиусу скругления алмазного сегмента $R_{\text{скр.рац}}$. С учётом процесса прирабатывания рабочей поверхности во время распиливания радиус необходимо увеличивать в 1,5 – 2 раза.



начальная зона выполаживания гиперболы

Рисунок 2 – Зона начала выполаживания графика зависимости $\sigma_{\text{max.скр}}(R_{\text{скр}})$

3.7 Определение показателя относительного радиуса скругления

$$r_{\text{скр.}d} = R_{\text{скр}}/d_{\text{сегм}} \quad (2)$$

3.8 Определение рационального радиуса скругления кромки цилиндрического алмазного сегмента другого диаметра

$$R_{\text{скр}2} = r_{\text{скр.}d2} d_{\text{сегм}2} \quad (3)$$

ПРИМЕР РАСЧЁТА ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ РАЦИОНАЛЬНЫХ РАДИУСОВ СКРУГЛЕНИЯ КРОМОК ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СЕГМЕНТОВ АЛМАЗНЫХ КАНАТОВ

Определим рациональный радиус скругления кромок цилиндрических сегментов алмазных канатов найденных на основании проведённых расчётов максимального напряжения на кромке в алмазных сегментах $\sigma_{\text{max.скр}}$ и построенного графика зависимости $\sigma_{\text{max.скр}}(R_{\text{скр}})$.

Исходные данные

диаметр алмазного сегмента $d_{\text{сегм}} = 6,3$ мм,

длина алмазного сегмента $L_{\text{сегм}} = 6,0$ мм,

максимальная сила распиливания (максимальная сила трения алмазно-канатной пилы о блок) $F_{\text{РАСП}} = 102$ Н.

максимальная сила нормального давления $N = 291,4$ Н.

сетка конечных элементов – стандартная, тетраэдральная.

глобальный размер стандартной сетки $R_{\text{сетка}} = 0,154$ мм.

допуск на размер сетки $\Delta R_{\text{сетка}} = 0,0077$ мм.

критерий определения эквивалентных напряжений $Kr_{\text{экв.напр.}}$ – фон Мизеса.

радиус кромки на модели $R_{\text{скр.min}} = 0,01$ мм.

3.1 Создание модели алмазного сегмента в программе твердотельного моделирования с модулем прочностного анализ с помощью метода конечных элементов (МКЭ).

Создание твердотельной модели алмазного сегмента в программе SolidWorks (рисунок 3).

3.2 Построение эпюры напряжений в алмазном сегменте.

3.2.1 Загрузка модуля метода конечных элементов.

Загружаем модуль метода конечных элементов (в программе SolidWorks это модуль Simulation).

3.2.2 Назначение материала модели.

Задаём материал модели (рисунок 4). Можно выбирать любой изотропный материал. Характер и величины напряжений в изотропных моделях примерно одинаковые.

3.2.3 Создание элементов крепления модели.

На внутренней поверхности втулки алмазного элемента создаём в Дереве проектирования в элементе «Крепления» зафиксированную геометрию (рисунок 5).

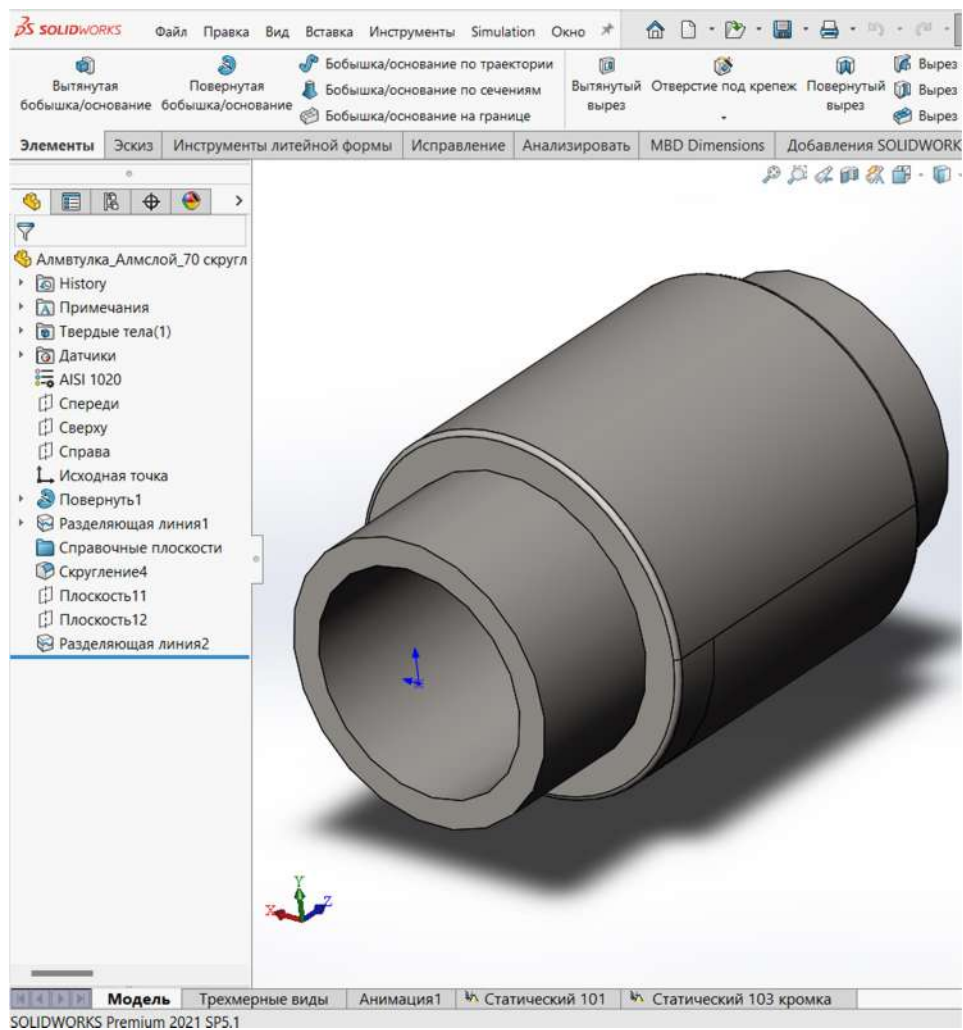


Рисунок 3 – Твёрдотельная модель алмазного сегмента

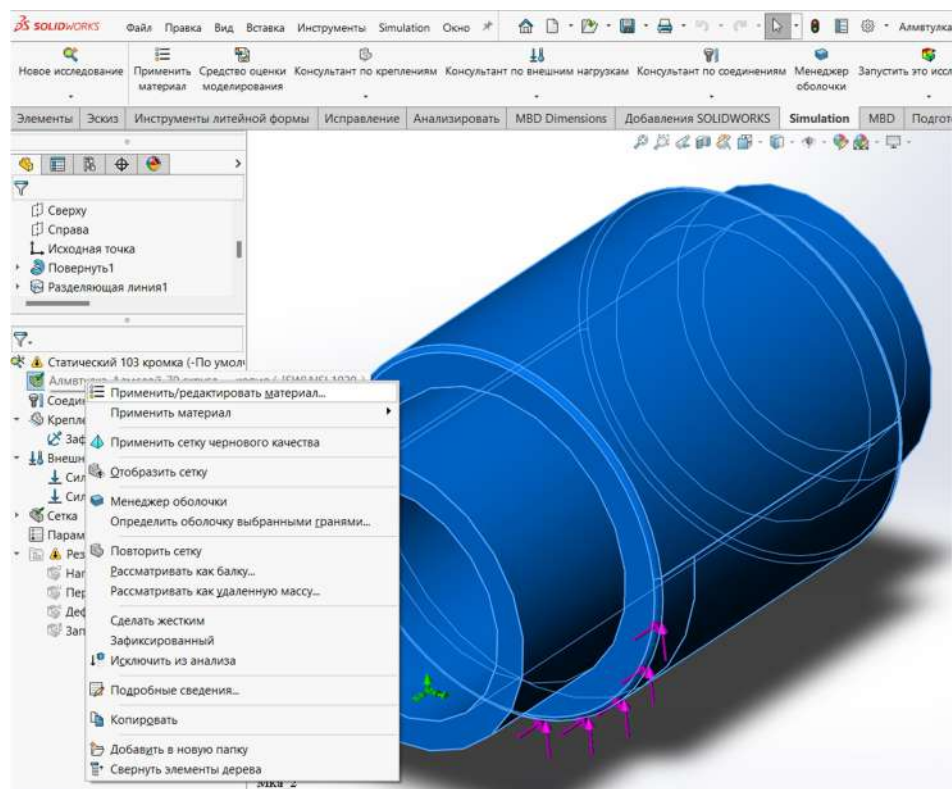


Рисунок 4 – Назначение материала модели

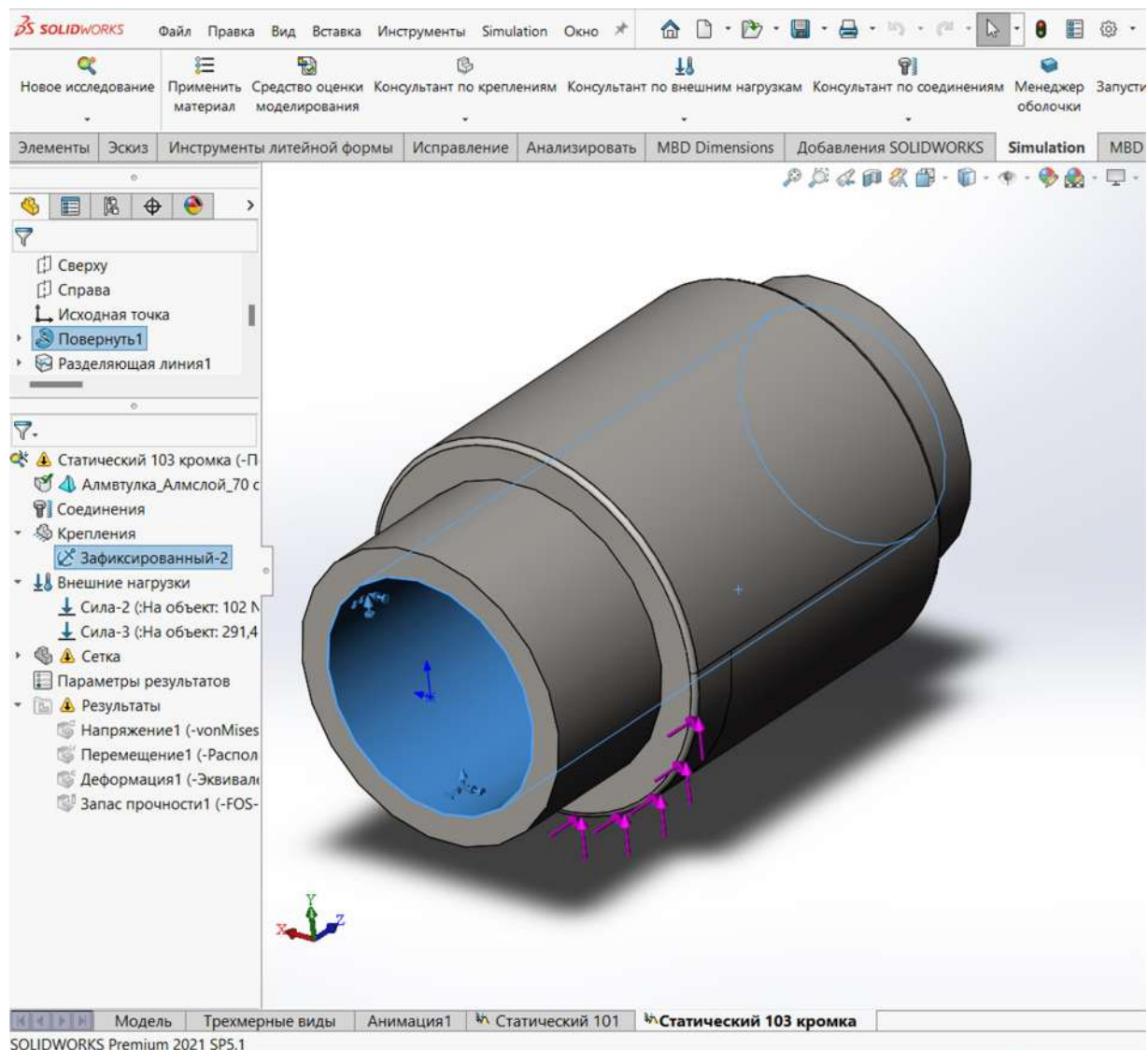


Рисунок 5 – Создание зафиксированной геометрии

3.2.4 Ввод величин нагрузок, действующих на модель алмазного сегмента.

Задаём в Дереве проектирования в элементе «Внешние нагрузки» величину максимальной силы распиливания $F_{\text{РАСП}} = 102 \text{ Н}$ и нормального давления $N = 291,4 \text{ Н}$ (рисунок 6 и 7). Стрелками, расположенными на передней режущей кромке алмазного сегмента, обозначены силы, действующие на элемент.

Силы, действующие вдоль вектора перемещения алмазного сегмента, в сумме составляют реакцию силы распиливания $F_{\text{расп}}$. Силы, действующие перпендикулярно вектору перемещения снизу вверх на алмазный сегмент, суммарно составляют реакцию силы нормального давления N .

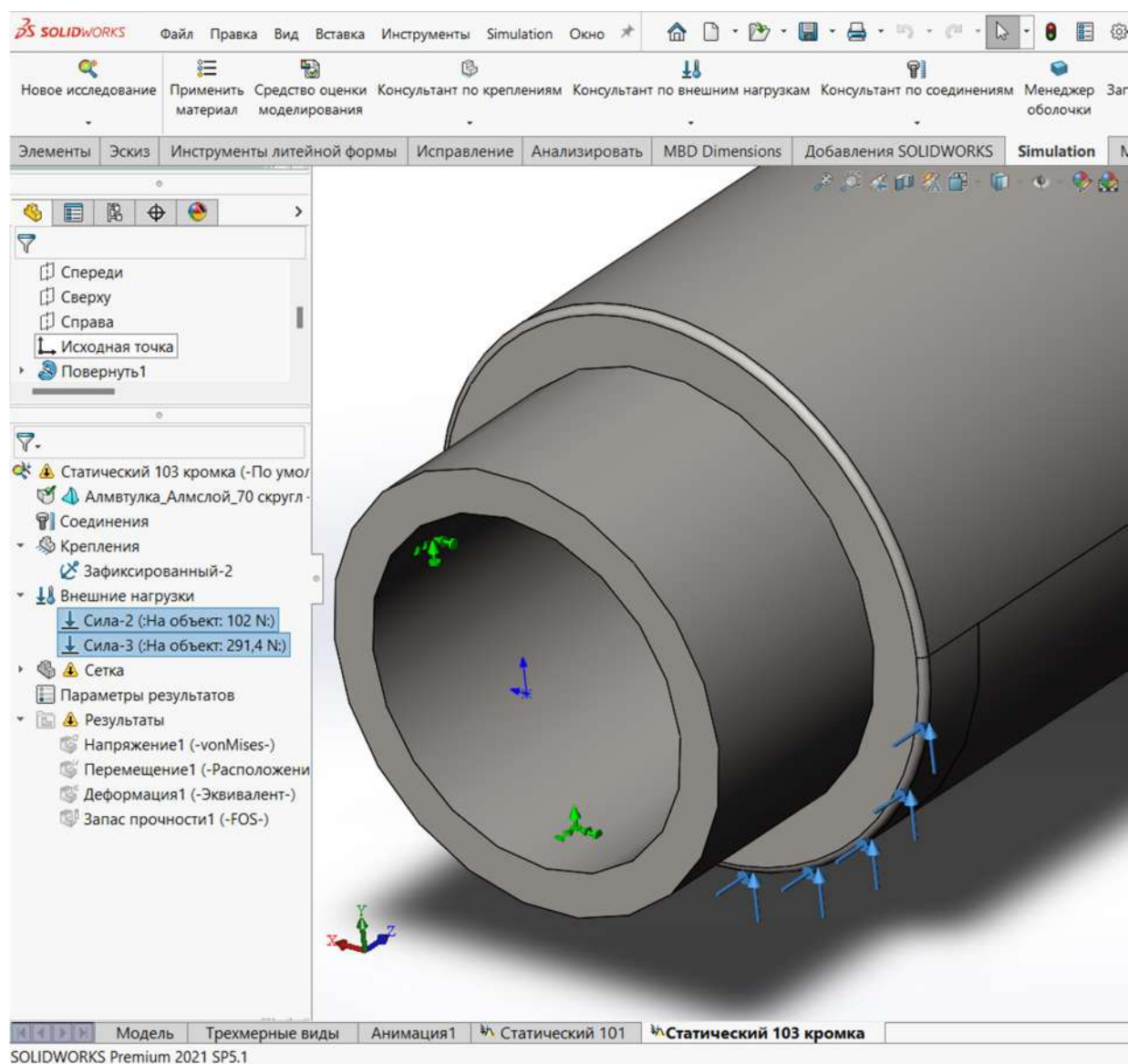
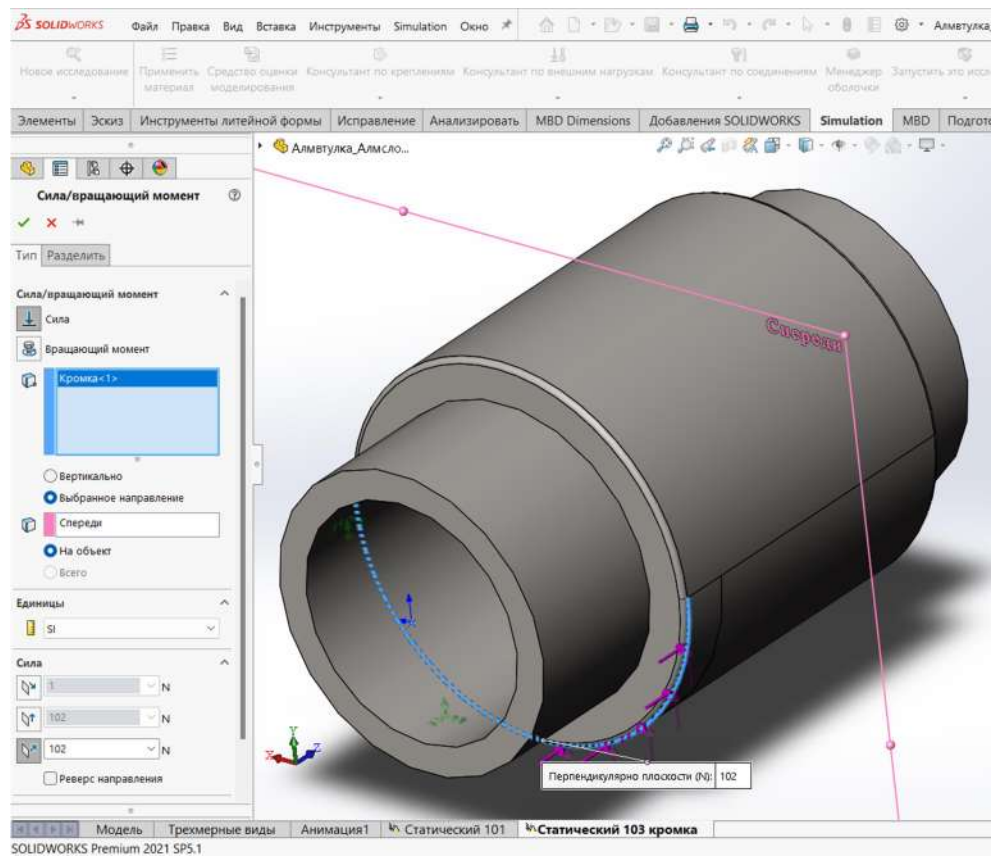


Рисунок 6 – Наложение внешних нагрузок на алмазный сегмент

а



б

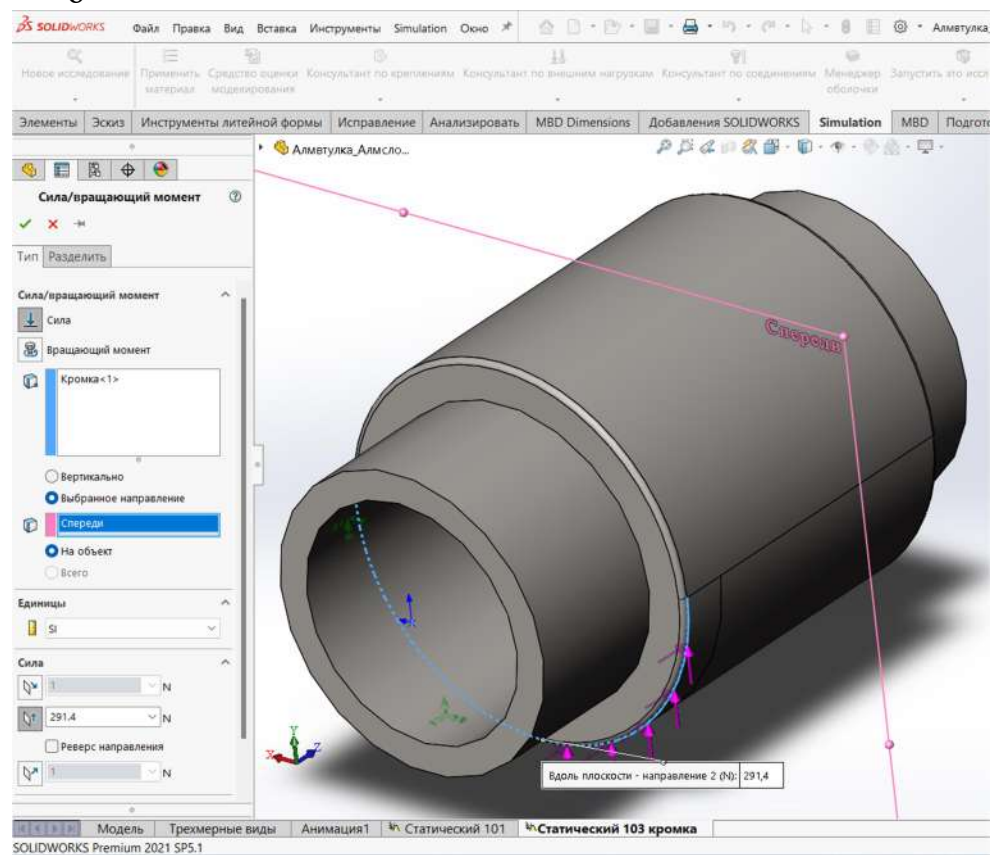


Рисунок 7 – Ввод величин сил в Дереве проектирования в элементе «Внешние нагрузки»: а) $F_{РАСП}$ и б) N

3.2.5 Ввод параметров сетки конечных элементов и её генерация.

Генерируем сетку конечных элементов. Параметры сетки – стандартная, тетраэдральная сетка конечных элементов (рисунок 8). Глобальный размер стандартной сетки при исследованиях моделей с различными радиусами кромках варьировался от 0,14 до 0,16 мм с целью создания стабильной сетки конечных элементов в зоне исследуемой кромки. Пропорционально (автоматически) изменялся допуск с начальной величиной 0,0075 мм для глобального размера – 0,15 мм. Результаты сгенерированной сетки представлены на рисунке 9.

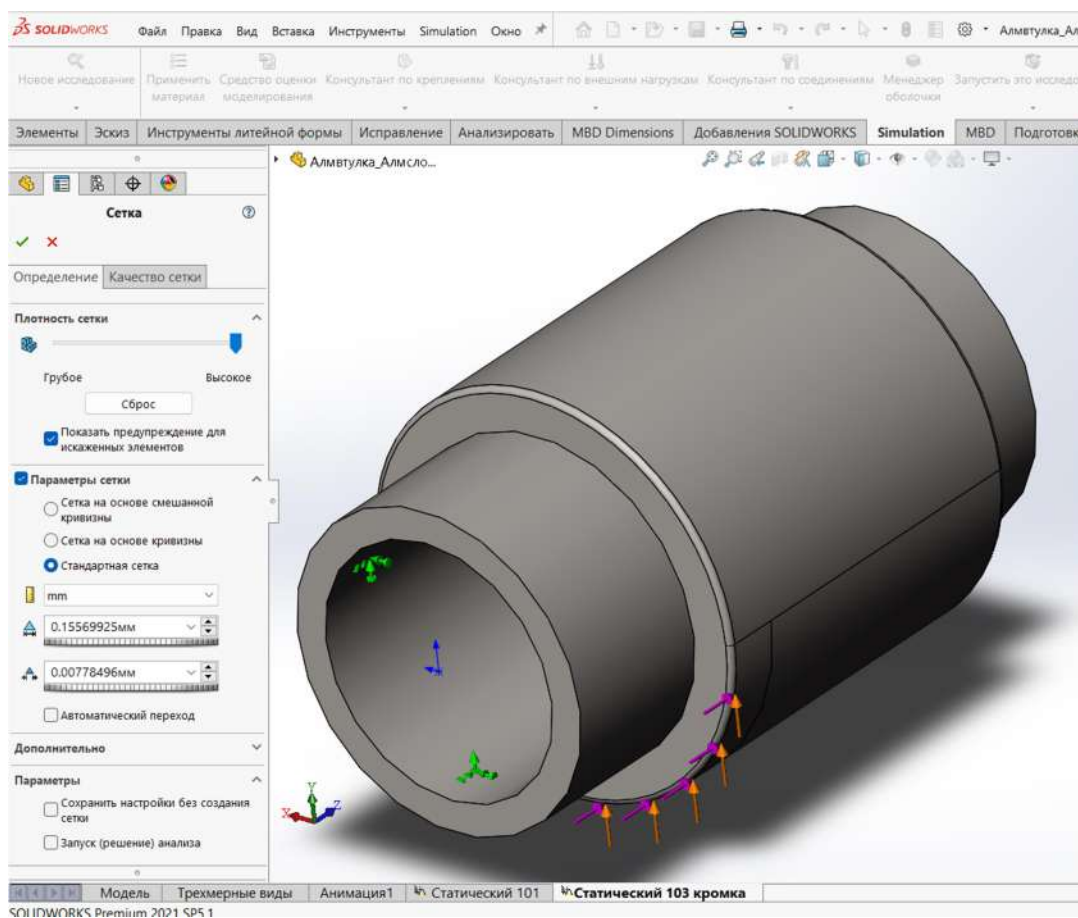


Рисунок 8 – Ввод параметров сетки конечных элементов

3.2.6 Запуск решателя и получение эпюры напряжений в модели алмазного сегмента. Нахождение на эпюрах напряжений узла с максимальной величиной напряжений и фиксация его для дальнейших исследований.

Запускаем решатель и получаем результаты в виде эпюр напряжений на кромке алмазного сегмента (рисунок 10). Для просмотра результатов необходимо в Дереве проектирования найти элемент «Результаты» и нажать ниже на элемент «Напряжения». В контекстном меню этого элемента необходимо выбрать элемент «Параметры графика ...». В диалоговом окне «Параметры графика ...» задать необходимые опции и параметры для отображения нужных результатов на эпюре напряжений. Обязательно надо поставить галку на опцию «Отобразить максимальные примечания» (рисунок 11).

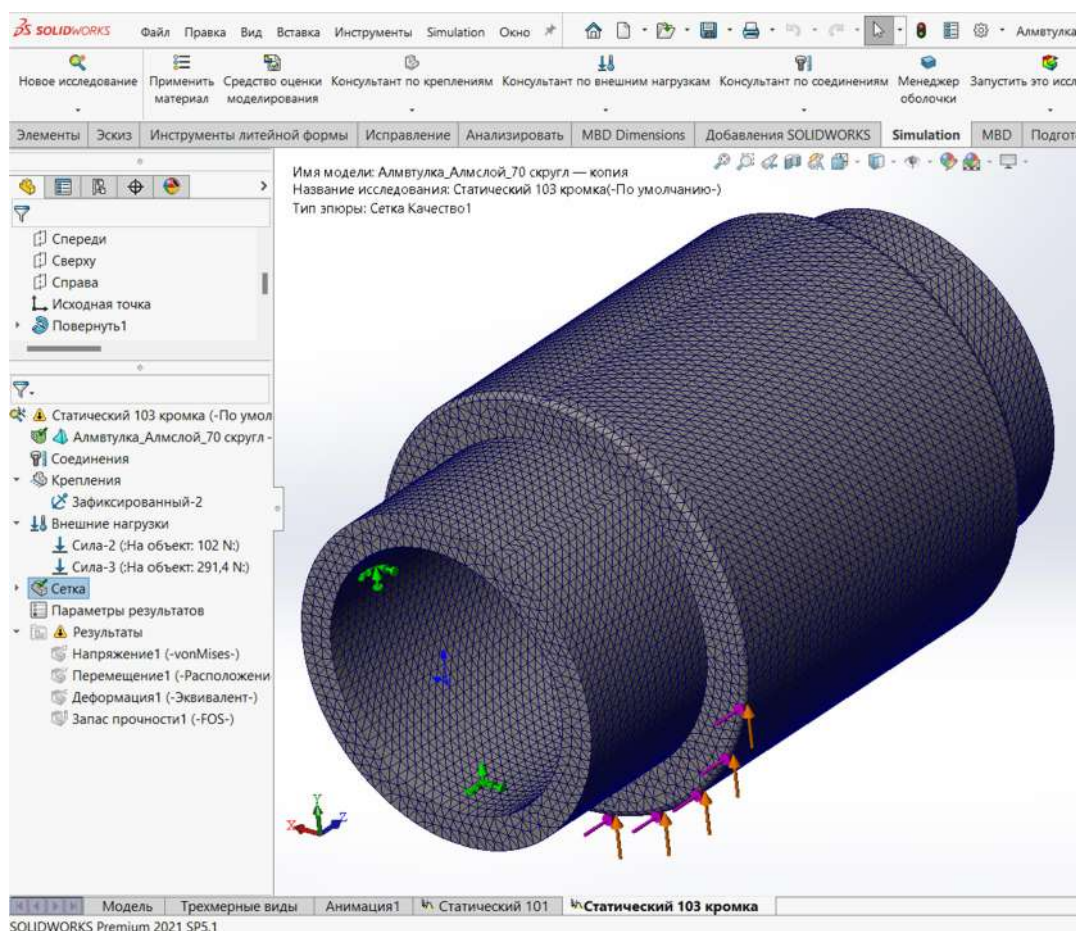


Рисунок 9 – Вид сгенерированной сетки конечных элементов

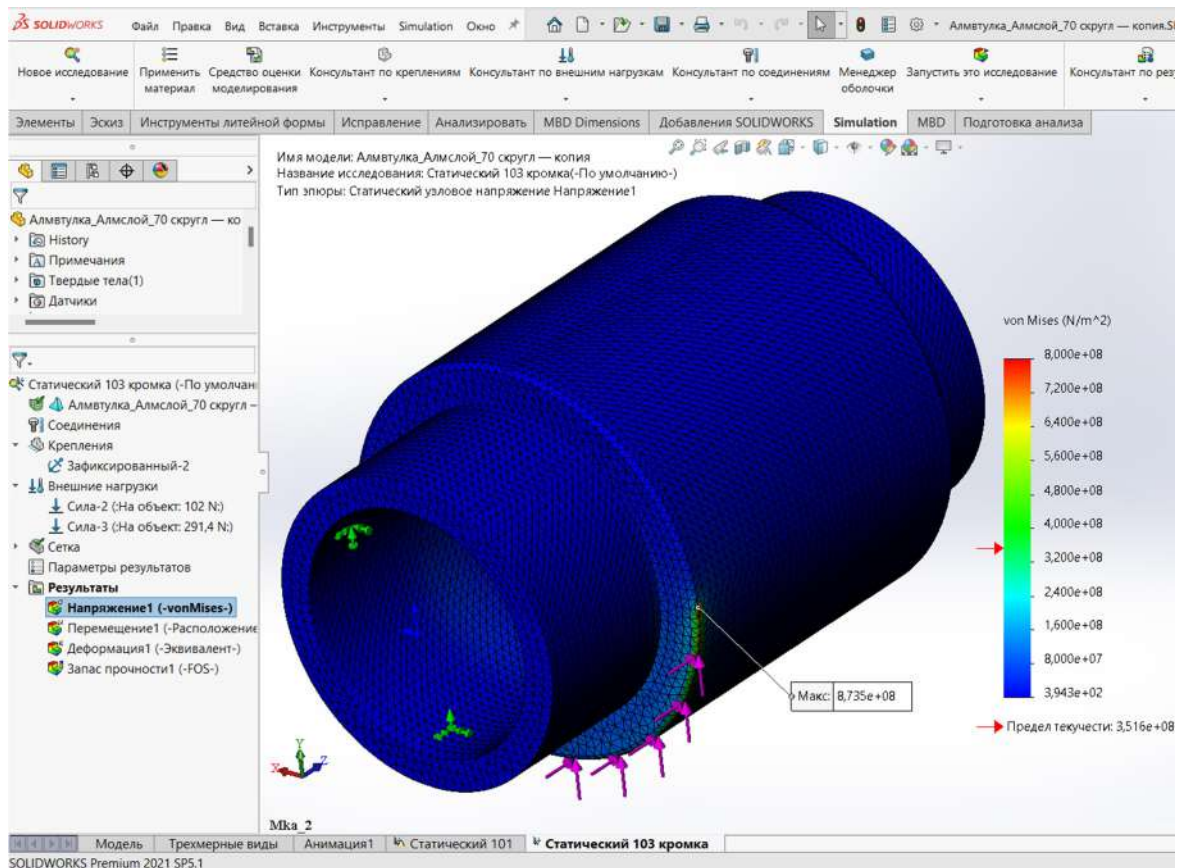


Рисунок 10 – Эпюра напряжений в кромке алмазного сегмента.

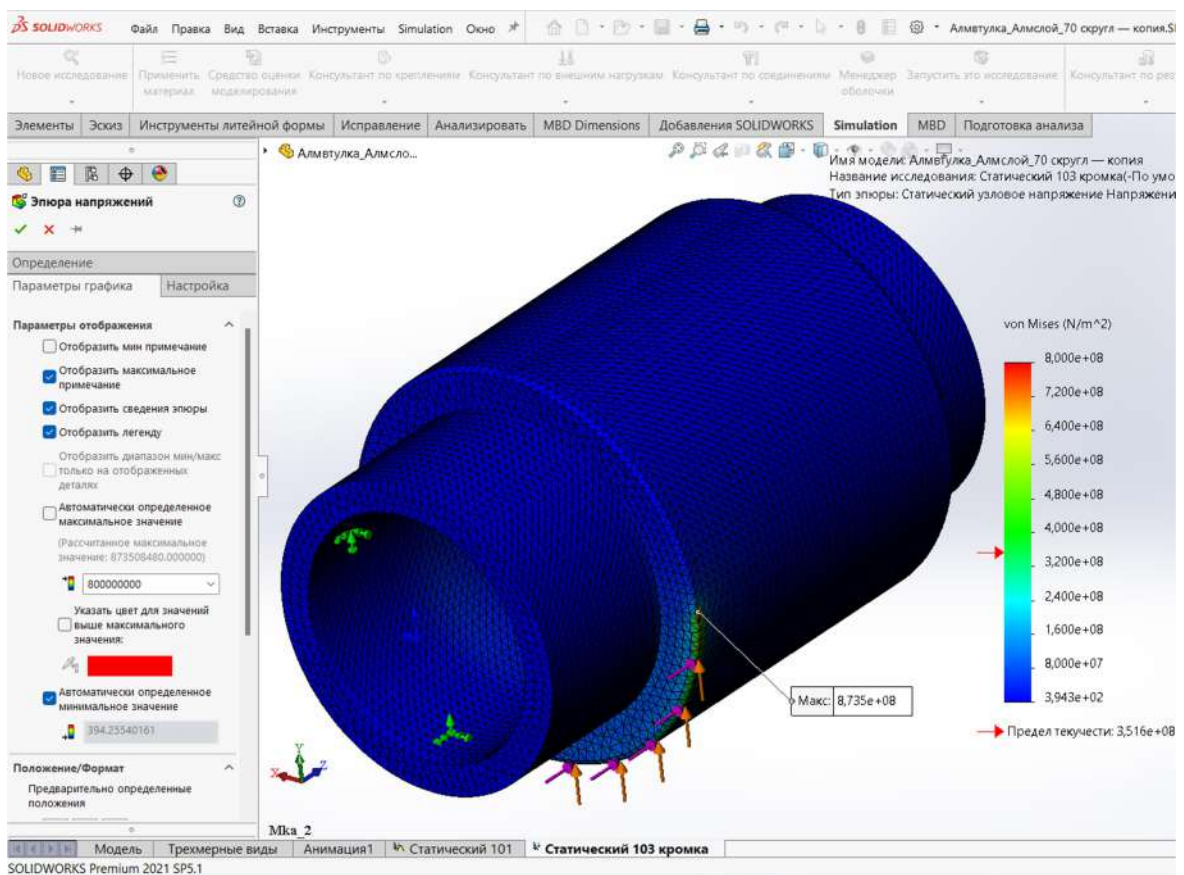


Рисунок 11 – Изменение опций и параметров в диалоговом окне «Параметры графика» для отображения необходимых результатов на эпюре напряжений.

3.3 Построение эпюр напряжений для алмазного элемента с разными радиусами кромок и фиксация величины максимального напряжения в модели.

Построение эпюр напряжений для алмазного элемента производится с величинами радиусов кромок: 0,01; 0,02; 0,03; 0,04; 0,05; 0,06; 0,07; 0,08; 0,09; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4 мм. На этих эпюрах находим узлы с максимальной величиной напряжений и фиксируем их для построения зависимости максимальных напряжений $\sigma_{\text{max.скр}}$ в алмазных сегментах со скруглённой кромкой от радиуса скругления $R_{\text{скр}}$ (см. рисунок 12).

3.4 Построение точек на графике со значениями максимальных напряжений $\sigma_{\text{max.скр}}$ в алмазных сегментах для разных радиусов скруглений кромок $R_{\text{скр}}$.

3.5 Построение графика зависимости максимальных напряжений на кромке в алмазных сегментах от её радиуса скругления $\sigma_{\text{max.скр}}(R_{\text{скр}})$

Построение графика осуществляется в виде усреднённой кривой в соответствии с отложенными точками $\sigma_{\text{max.скр}}$ для разных величин $R_{\text{скр}}$. Подобранная аппроксимирующая кривая имеет уравнение гиперболы

$$\sigma_{\text{max.скр}}(R_{\text{скр}}) = \left(\frac{33}{R_{\text{скр}} + 0,02} \right) + 520, \text{ МПа.}$$

График зависимости представлен на рисунке 12.

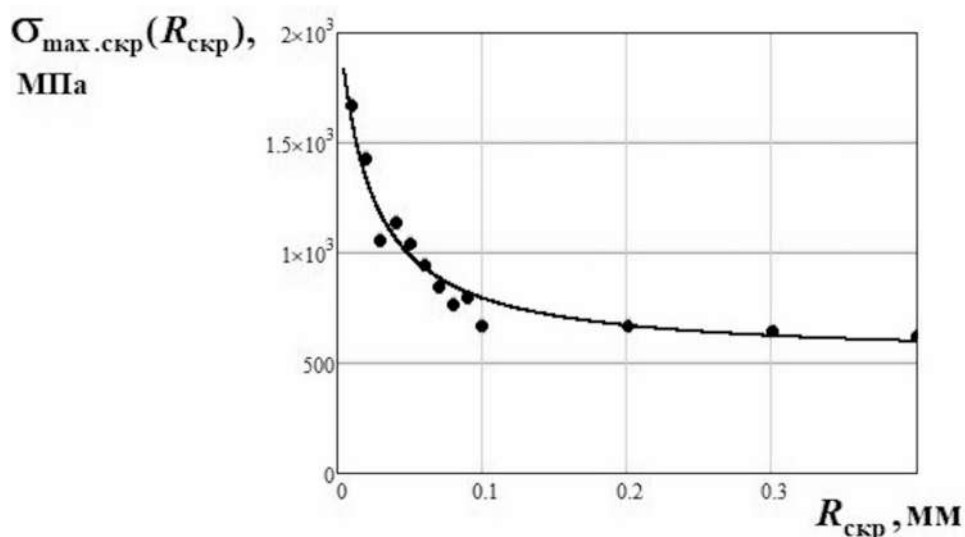


Рисунок 12 – Зависимость максимальных напряжений в алмазных сегментах со скруглённой кромкой от радиуса скругления

3.6 Определение рационального радиуса скругления алмазного сегмента.

Зона начала выполаживания графика зависимости $\sigma_{\text{max.скр}}(R_{\text{скр}})$ (рисунок 2) будет соответствовать рациональному радиусу скругления алмазного сегмента $R_{\text{скр.рац1}} = 0,2 - 0,3$ мм. С учётом процесса прирабатывания рабочей поверхности во время распиливания рациональный радиус $R_{\text{скр.рац}} = 1,5 \cdot (0,2 - 0,3) = 0,3 - 0,45$ мм. Для дальнейших вычислений примем $R_{\text{скр.рац}} = 0,4$ мм.

3.7 Определение показателя относительного радиуса скругления

$$r_{\text{скр.d}} = R_{\text{скр}}/d_{\text{сегм}} = 0,4/6,3 = 0,063.$$

3.8 Определение рационального радиуса скругления кромки цилиндрического алмазного сегмента другого диаметра

Зададим диаметр второго сегмента $d_{\text{сегм2}} = 10$ мм.

Определим рациональный радиус скругления кромки второго сегмента

$$R_{\text{скр2}} = r_{\text{скр.d2}} d_{\text{сегм2}} = 0,063 \cdot 10 = 0,63 \text{ мм.}$$

ПРИЛОЖЕНИЕ IV

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

МЕТОДИКА

ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ ФОРМ СЕГМЕНТОВ АЛМАЗНЫХ КАНАТОВ МЕТОДОМ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

г. Москва, 2024г.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1 Методика предназначена для определения рациональных форм сегментов алмазных канатов камнераспиловочного оборудования методом компьютерного моделирования.

1.2 Методика распространяется на сегменты алмазных канатов следующих форм: цилиндрической с острыми кромками, конусно-цилиндрической со скруглёнными кромками и областью перехода конуса в цилиндр, цилиндрической с эллипсоидным скруглением кромки, бочкообразной, конической, двухконической.

1.3 Методика может быть использована при проектировании и изготовлении алмазно-канатного камнераспиловочного оборудования и алмазных сегментов для него, а также для камнедобывающих и камнеобрабатывающих предприятий по добыче камня и выпуску готовых изделий из него.

2. СОСТАВ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ.

$d_{\text{сегм}}$ – диаметр алмазного сегмента, мм;

$L_{\text{сегм}}$ – длина алмазного сегмента, мм;

$F_{\text{РАСП}}$ – максимальная сила распиливания (максимальная сила трения алмазного-канатной пилы о блок), Н;

N – максимальная сила нормального давления, Н;

Сетка конечных элементов – стандартная, тетраэдральная;

$R_{\text{сетка}}$ – глобальный размер стандартной сетки, мм;

$\Delta R_{\text{сетка}}$ – допуск на размер сетки, мм;

$Kr_{\text{экв.напр.}}$ – критерий определения эквивалентных напряжений;

Форма сегмента – цилиндрическая с острыми кромками, конусно-цилиндрическая со скруглёнными кромками и областью перехода конуса в цилиндр, цилиндрическая с эллипсоидным скруглением кромки, бочкообразная, коническая, двухконическая.

3. ПОРЯДОК РАСЧЁТА

3.1 Создание моделей алмазных сегментов следующих форм: цилиндрической с острыми кромками, конусно-цилиндрической со скруглёнными кромками и областью перехода конуса в цилиндр, цилиндрической с эллипсоидным скруглением кромки, бочкообразной, конической, двухконической в программе твердотельного моделирования с модулем прочностного анализ с помощью метода конечных элементов (МКЭ).

3.2 Построение эпюры напряжений в алмазном сегменте.

3.2.1 Загрузка модуля метода конечных элементов.

3.2.2 Назначение материала модели.

3.2.3 Создание элементов крепления модели.

3.2.4 Ввод величин нагрузок, действующих на модель алмазного сегмента $F_{\text{РАСП}}$ и N (рисунок 1).

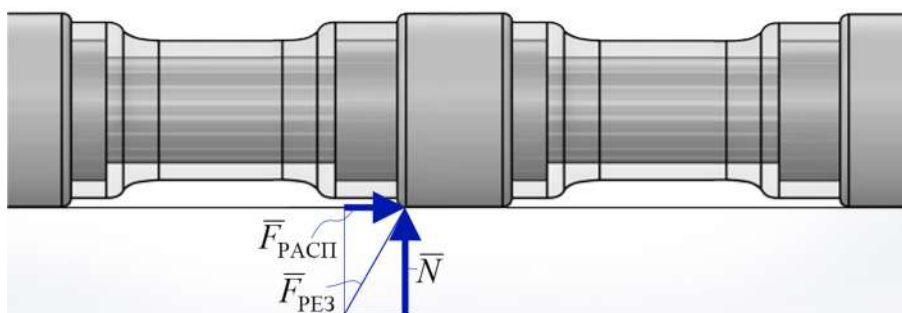


Рисунок 1 – Схема действия силы распиливания $F_{\text{РАСП}}$ и силы нормального давления N на алмазный сегмент ($F_{\text{РЕЗ}}$ – результирующая сил $F_{\text{РАСП}}$ и N)

3.2.5 Ввод параметров сетки и её генерация.

3.2.6 Запуск решателя и получение эпюры напряжений в модели алмазного сегмента. Нахождение на эпюрах напряжений узла с максимальной величиной напряжений $\sigma_{\text{max.скр}}$ и фиксация его для дальнейших исследований.

3.3 Построение эпюр напряжений для алмазных элементов разных форм, перечисленных в пункте (3.1). Фиксация величины максимального напряжения в моделях $\sigma_{\max.\text{скр.}}$.

3.4 Сравнительный анализ полученных величин максимальных напряжений для разных форм алмазных элементов.

ПРИМЕР РАСЧЁТА ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ РАЦИОНАЛЬНЫХ ФОРМ СЕГМЕНТОВ АЛМАЗНЫХ КАНАТОВ

Определим рациональную форму сегментов алмазных канатов, найденную на основании проведённых расчётов максимального напряжения с помощью метода конечных элементов модуля Simulation программы SolidWorks.

Исходные данные

диаметр алмазного сегмента $d_{\text{сегм}} = 6,3$ мм,

длина алмазного сегмента $L_{\text{сегм}} = 6,0$ мм,

максимальная сила распиливания (максимальная сила трения алмазного-канатной пилы о блок) $F_{\text{РАСП}} = 102$ Н.

максимальная сила нормального давления $N = 291,4$ Н.

сетка конечных элементов – стандартная, тетраэдральная.

глобальный размер стандартной сетки $R_{\text{сетка}} = 0,154$ мм.

допуск на размер сетки $\Delta R_{\text{сетка}} = 0,0077$ мм.

критерий определения эквивалентных напряжений $Kr_{\text{экв.напр.}}$ – фон Мизеса.

радиус кромки на модели $R_{\text{скр.min}} = 0,01$ мм.

форма сегмента – цилиндрическая с острыми кромками, конусно-цилиндрическая со скруглёнными кромками и областью перехода конуса в цилиндр, цилиндрическая с эллипсоидным скруглением кромки, бочкообразная, коническая, двухконическая.

3.1 Создание моделей алмазных сегментов следующих форм: цилиндрической с острыми кромками, конусно-цилиндрической со скруглёнными кромками и областью перехода конуса в цилиндр, цилиндрической с эллипсоидным скруглением кромки, бочкообразной, конической, двухконической в программе твердотельного моделирования с модулем прочностного анализ с помощью метода конечных элементов (МКЭ).

В примере представлена методика определения максимального напряжения в алмазном сегменте бочкообразной формы.

Создание твердотельной модели алмазного сегмента бочкообразной формы в программе SolidWorks (рисунок 2).

3.2 Построение эпюры напряжений в алмазном сегменте.

3.2.1 Загрузка модуля метода конечных элементов.

Загружаем модуль метода конечных элементов (в программе SolidWorks это модуль Simulation).

3.2.2 Назначение материала модели.

Задаём материал модели (рисунок 3). Можно выбирать любой изотропный материал. Характер и величины напряжений в изотропных моделях примерно одинаковые.

3.2.3 Создание элементов крепления модели.

На внутренней поверхности втулки алмазного элемента создаём в Дереве проектирования в элементе «Крепления» зафиксированную геометрию (рисунок 4).

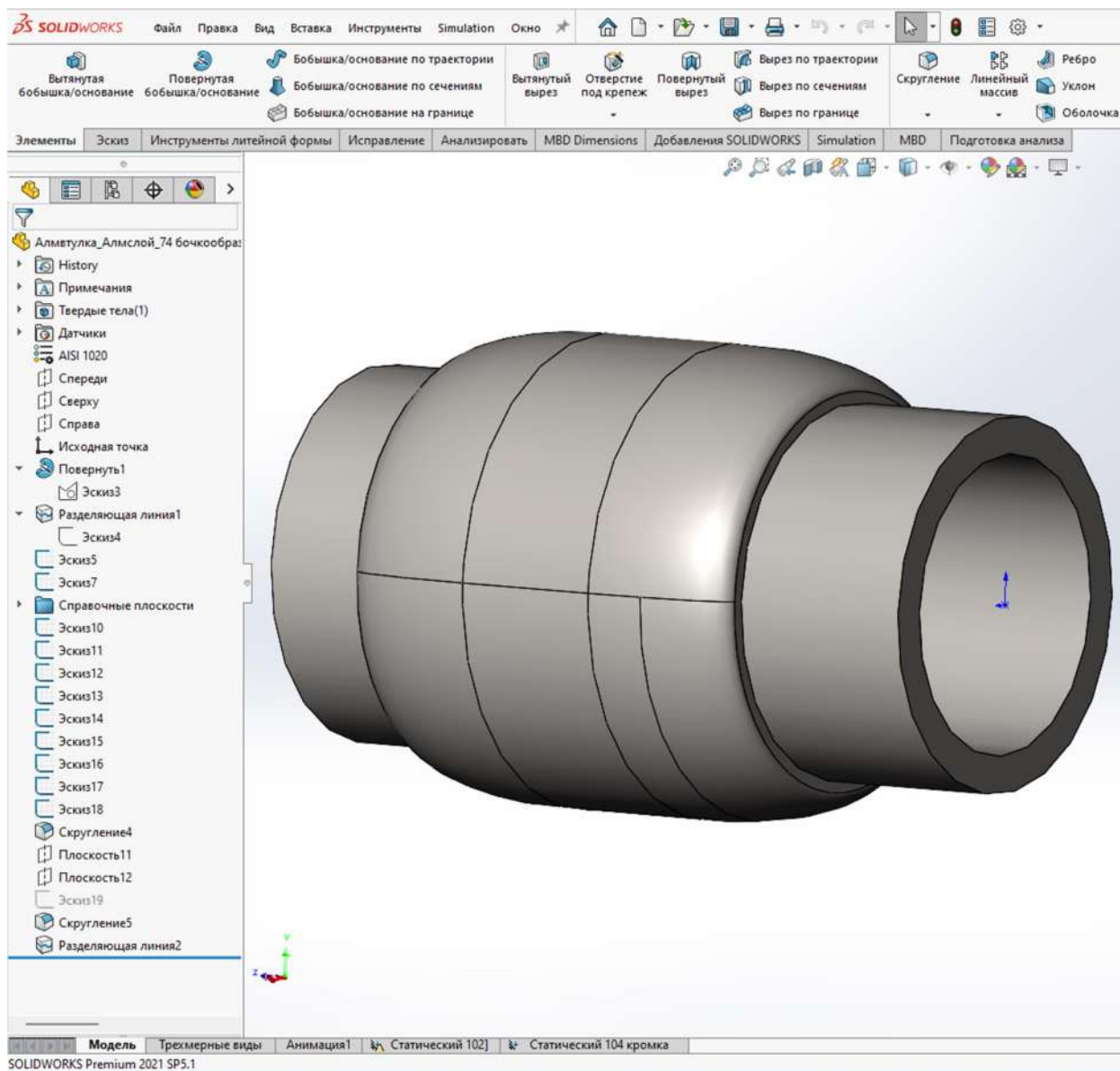


Рисунок 2 – Твёрдотельная модель алмазного сегмента

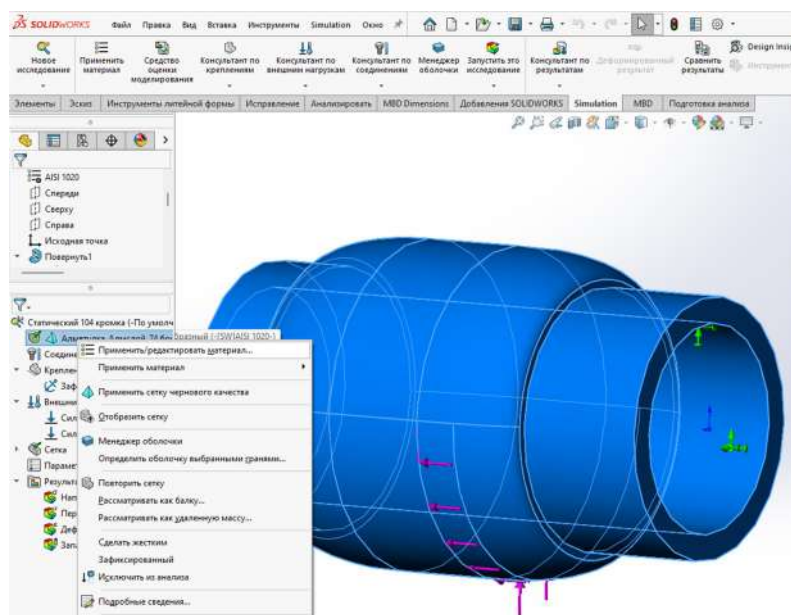


Рисунок 3 – Назначение материала модели

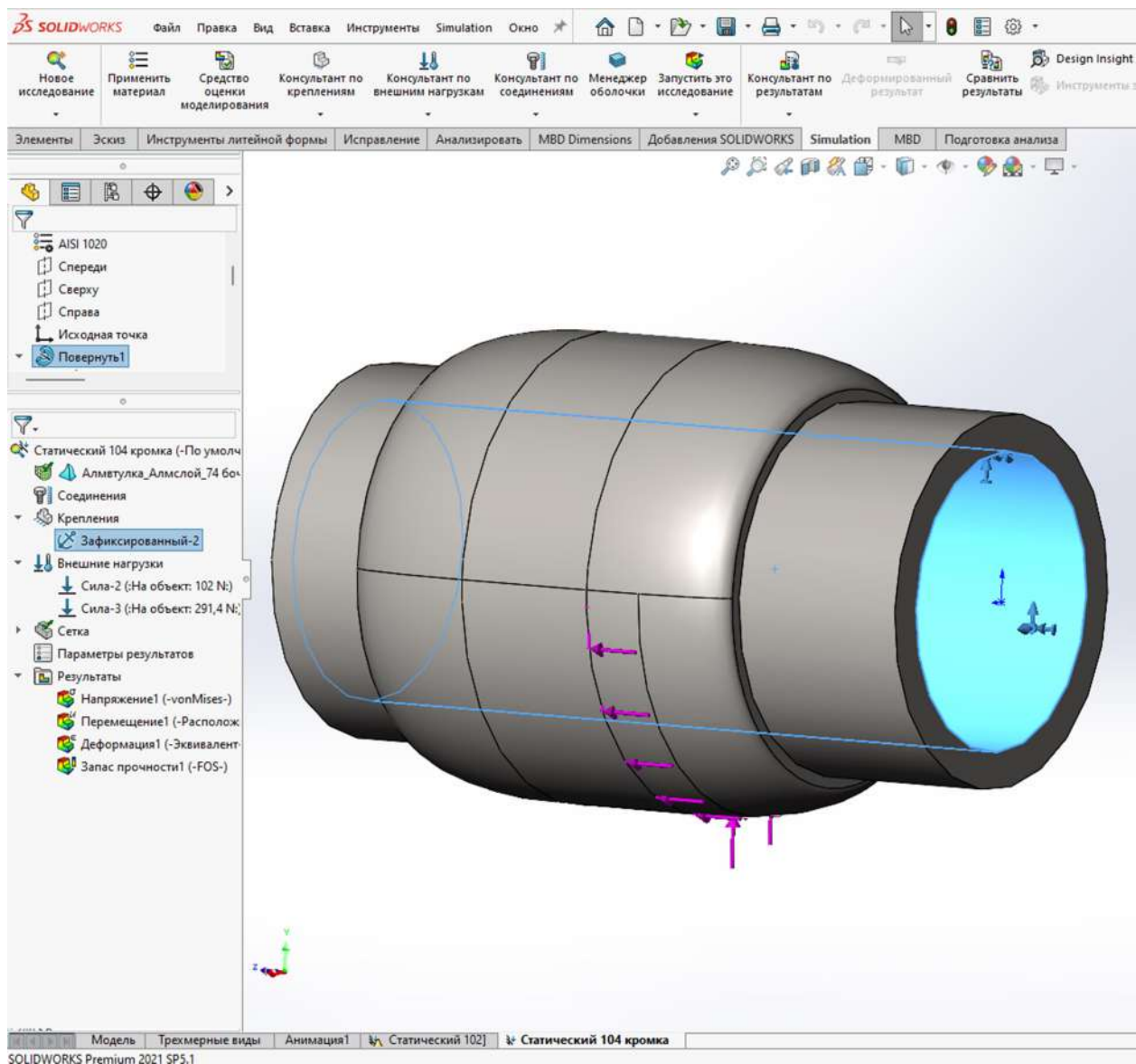


Рисунок 4 – Создание зафиксированной геометрии

3.2.4 Ввод величин нагрузок, действующих на модель алмазного сегмента.

Задаём в Дереве проектирования в элементе «Внешние нагрузки» величину максимальной силы распиливания $F_{\text{РАСП}} = 102 \text{ Н}$ и нормального давления $N = 291,4 \text{ Н}$ (рисунок 5 и 6). Стрелками, расположенными на передней режущей кромке алмазного сегмента, обозначены силы, действующие на элемент.

Силы, действующие вдоль вектора перемещения алмазного сегмента, в сумме составляют реакцию силы распиливания $F_{\text{расп}}$. Силы, действующие перпендикулярно вектору перемещения снизу вверх на алмазный сегмент, суммарно составляют реакцию силы нормального давления N .

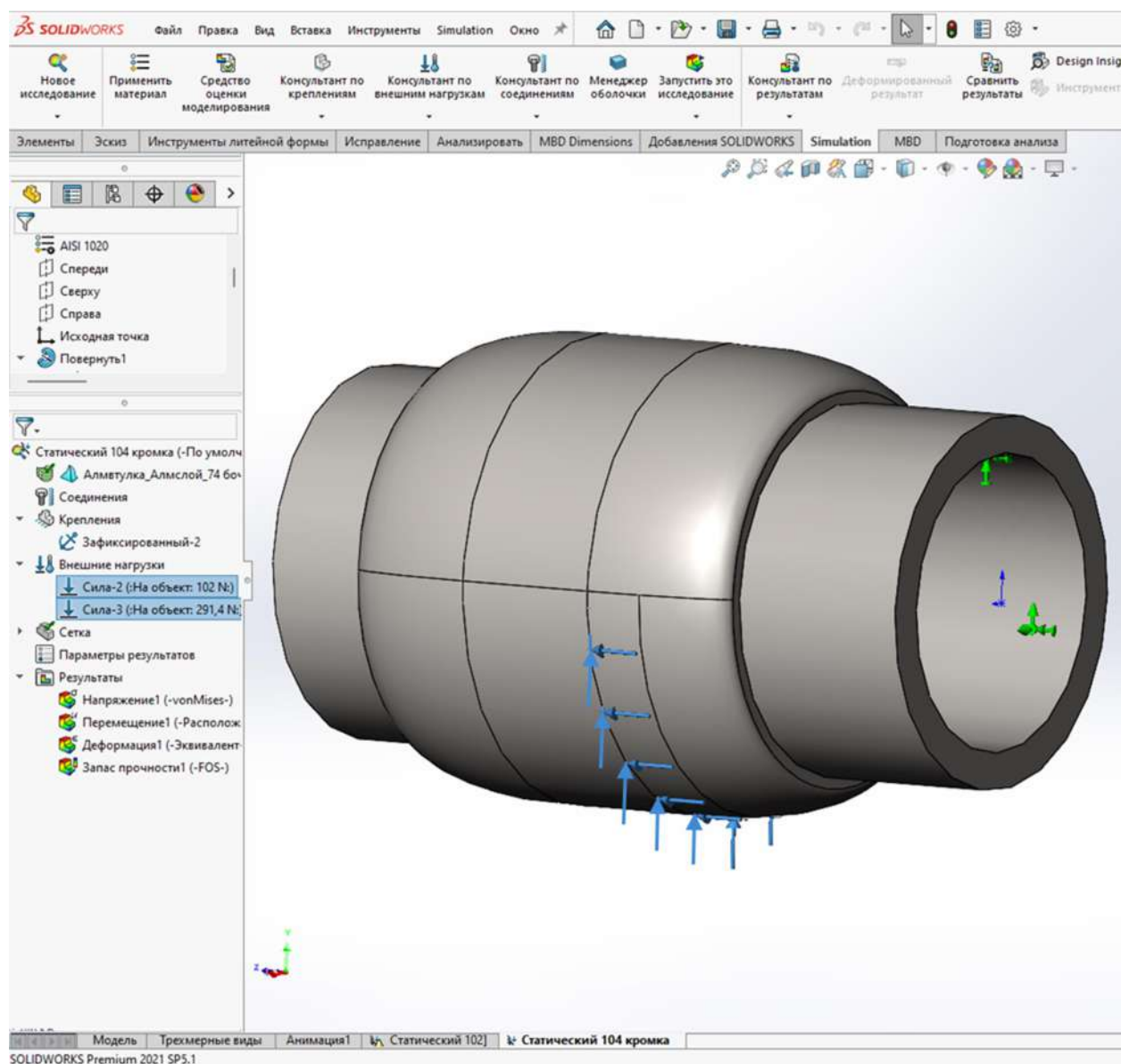


Рисунок 5 – Наложение внешних нагрузок на алмазный сегмент

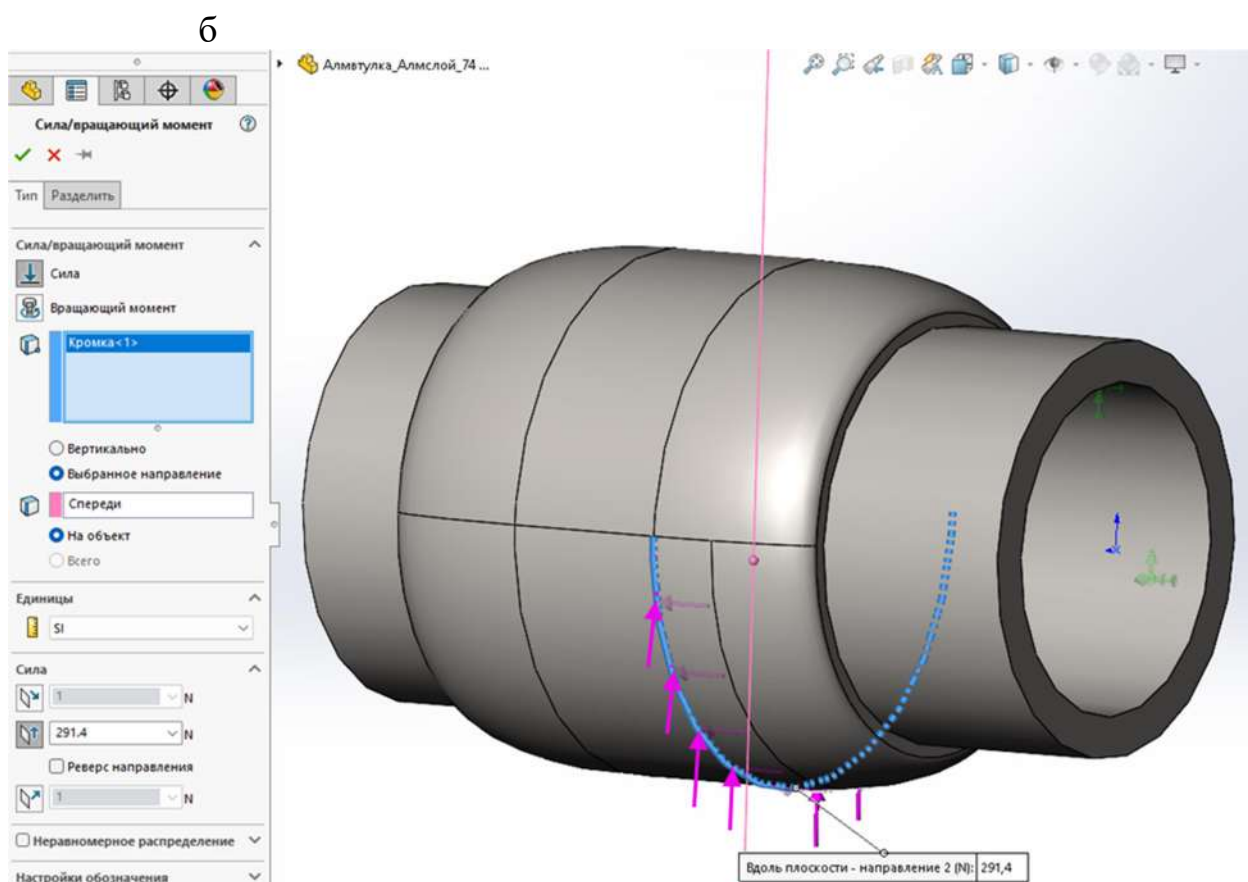
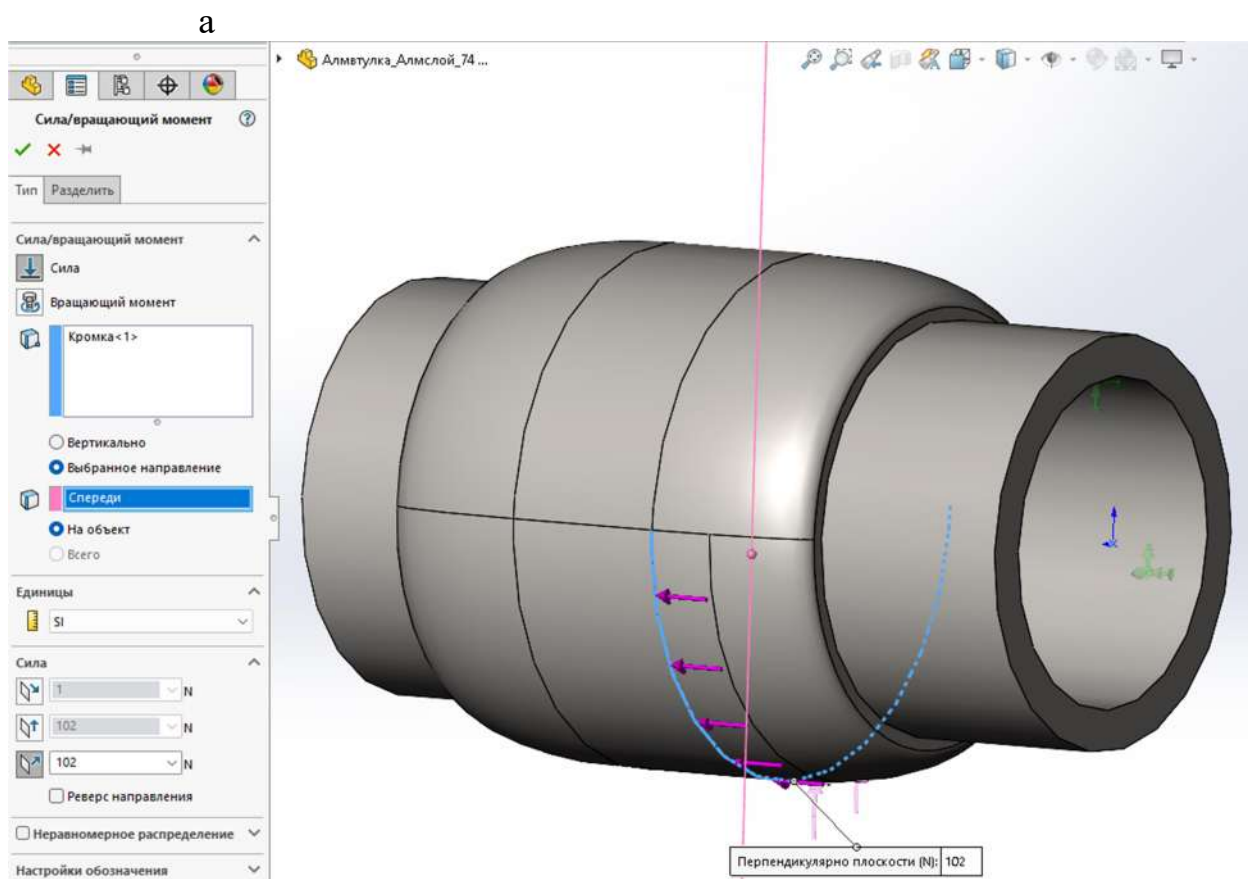


Рисунок 6 – Ввод величин сил в Дереве проектирования в элементе «Внешние нагрузки»: а) $F_{\text{РАСП}}$ и б) N

3.2.5 Ввод параметров сетки конечных элементов и её генерация.

Генерируем сетку конечных элементов. Параметры сетки – стандартная, тетраэдральная сетка конечных элементов (рисунок 7). Глобальный размер стандартной сетки при исследованиях моделей с различными радиусами кромках варьировался от 0,14 до 0,16 мм с целью создания стабильной сетки конечных элементов в зоне исследуемой кромки. Пропорционально (автоматически) изменялся допуск с начальной величиной 0,0075 мм для глобального размера – 0,15 мм. Результаты сгенерированной сетки представлены на рисунке 8.

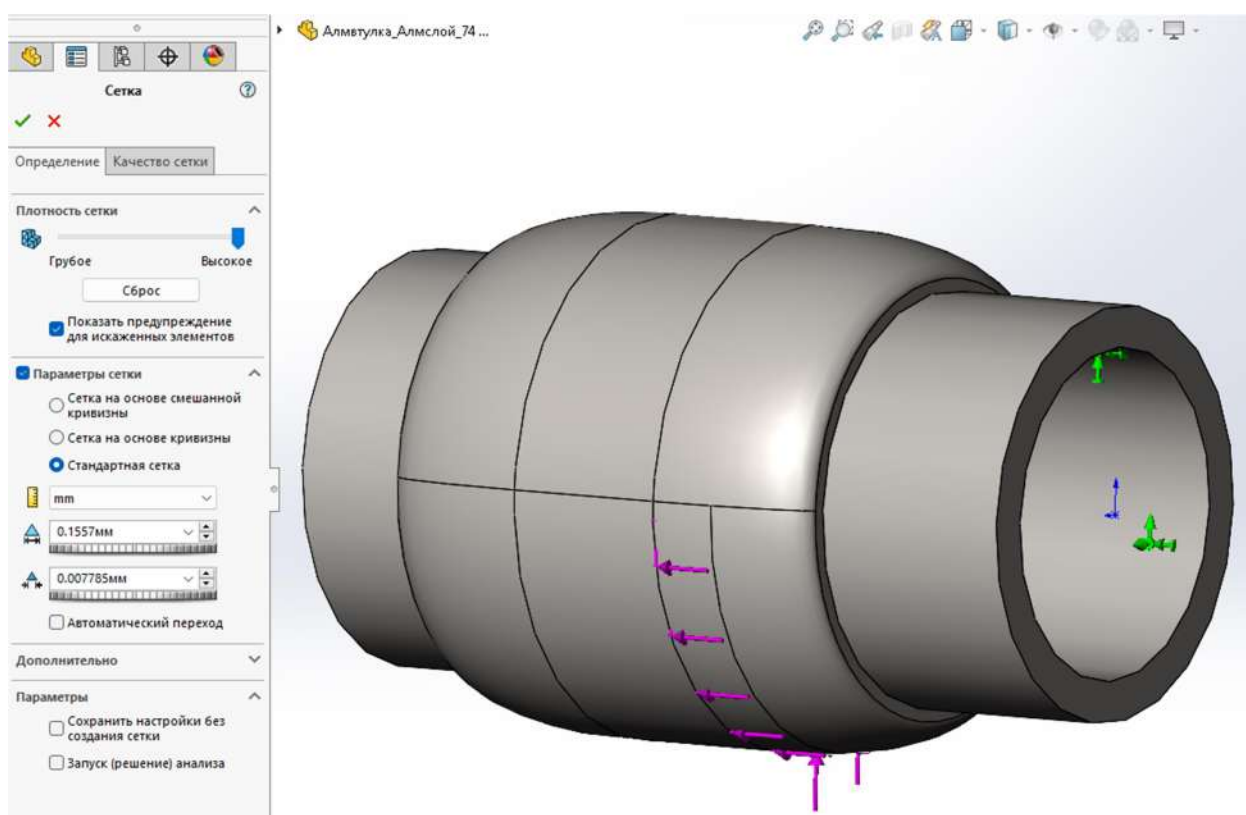


Рисунок 7 – Ввод параметров сетки конечных элементов

3.2.6 Запуск решателя и получение эпюры напряжений в модели алмазного сегмента. Нахождение на эпюрах напряжений узла с максимальной величиной напряжений и фиксация его для дальнейших исследований.

Запускаем решатель и получаем результаты в виде эпюр напряжений в алмазном сегменте (рисунок 9). Для просмотра результатов необходимо в Дереве проектирования найти элемент «Результаты» и нажать ниже на элемент «Напряжения». В контекстном меню этого элемента необходимо выбрать элемент «Параметры графика ...». В диалоговом окне «Параметры графика ...» задать необходимые опции и параметры для отображения нужных результатов на эпюре напряжений. Обязательно надо поставить галку на опцию «Отобразить максимальные примечания» (рисунок 10).

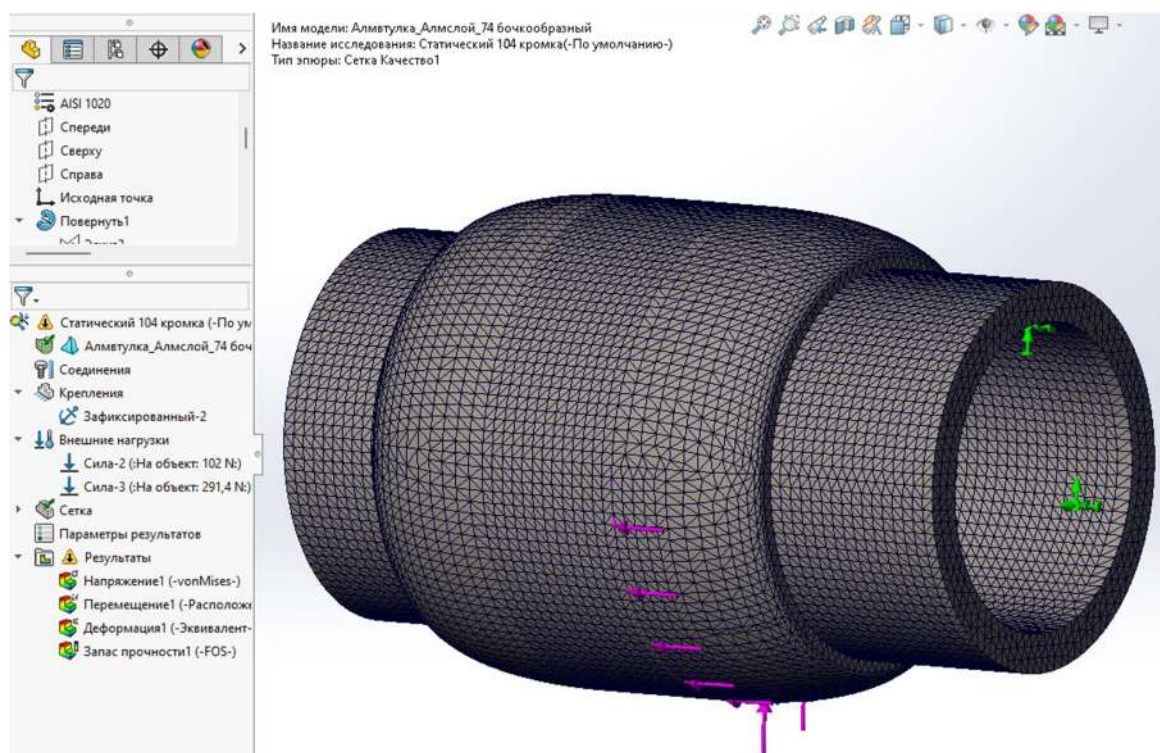


Рисунок 8 – Вид сгенерированной сетки конечных элементов

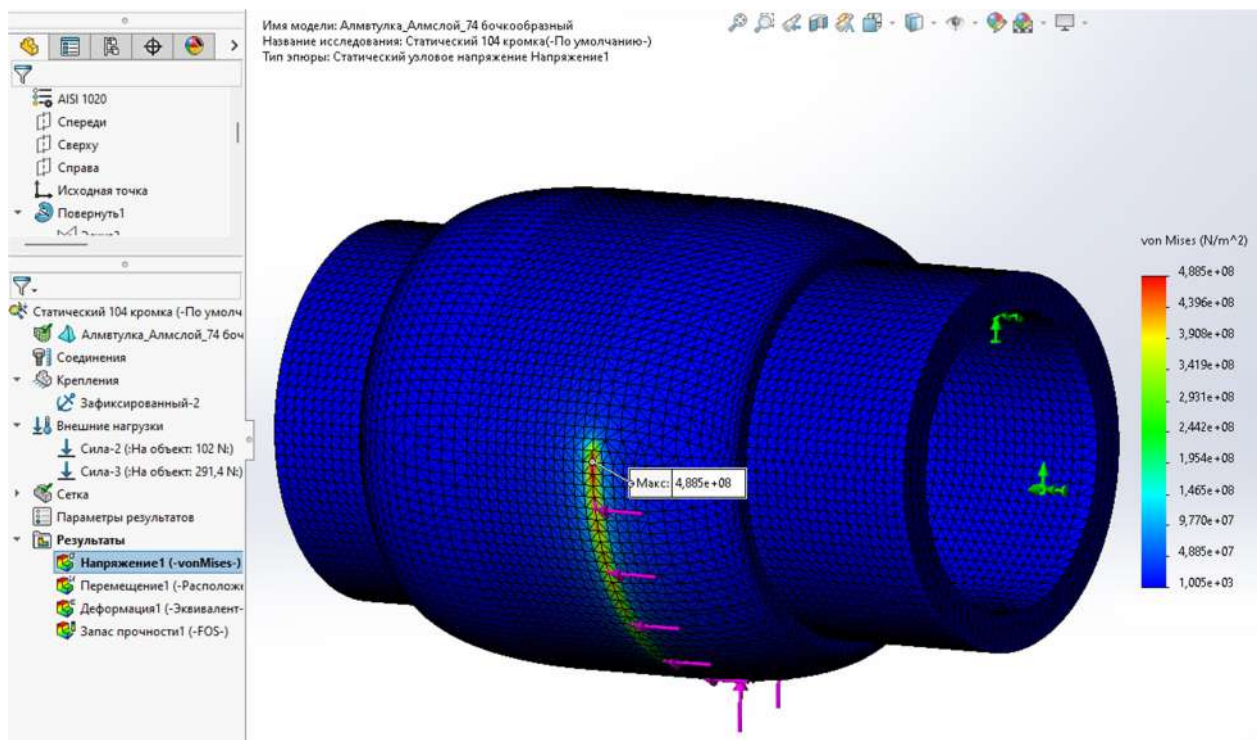


Рисунок 9 – Эпюра напряжений в алмазном сегменте.

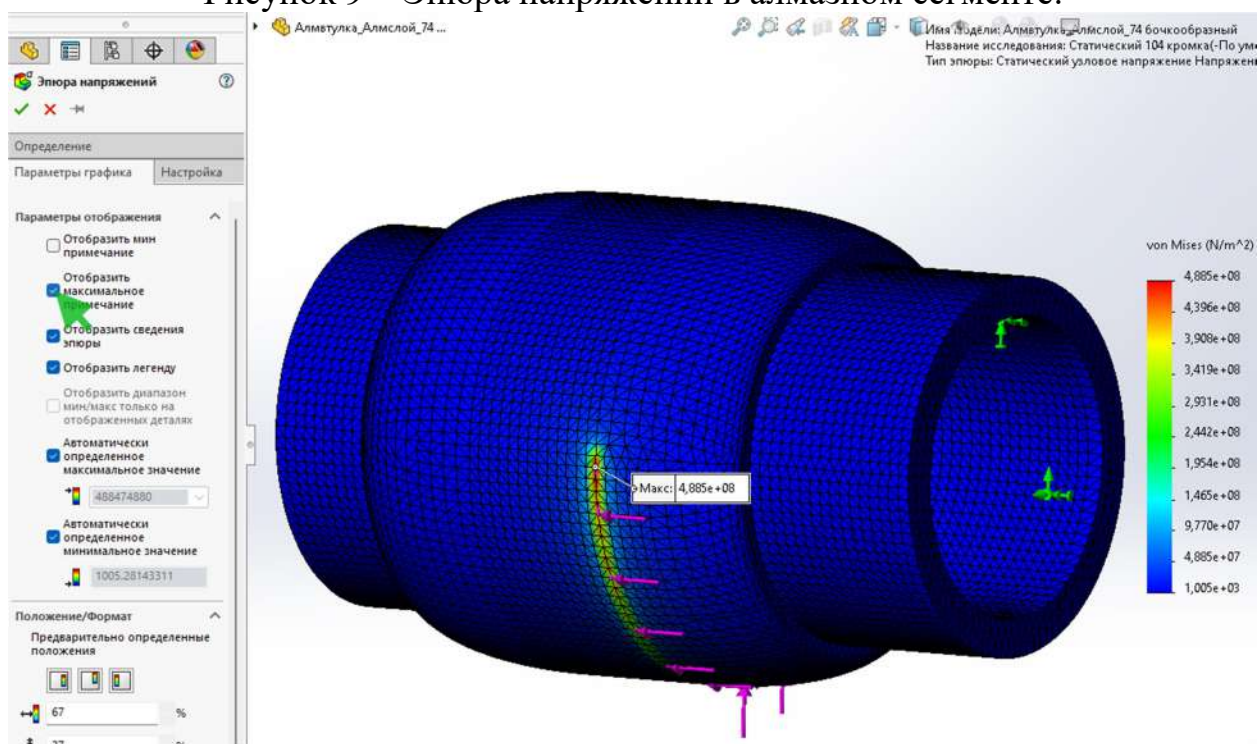


Рисунок 10 – Изменение опций и параметров в диалоговом окне «Параметры графика» для отображения необходимых результатов на эпюре напряжений.

3.3 Построение эпюр напряжений для алмазных элементов разных форм, перечисленных. Фиксация величины максимального напряжения в МОДЕЛЯХ $\sigma_{\max.скр.}$

Построение эпюр напряжений для алмазных элементов разных форм, перечисленных в исходных данных, аналогично описанным действиям в пункте 3.2 (рисунок 11). Фиксация величины максимального напряжения в моделях $\sigma_{\text{max.скр}}$ (см. пункт 3.2.6).

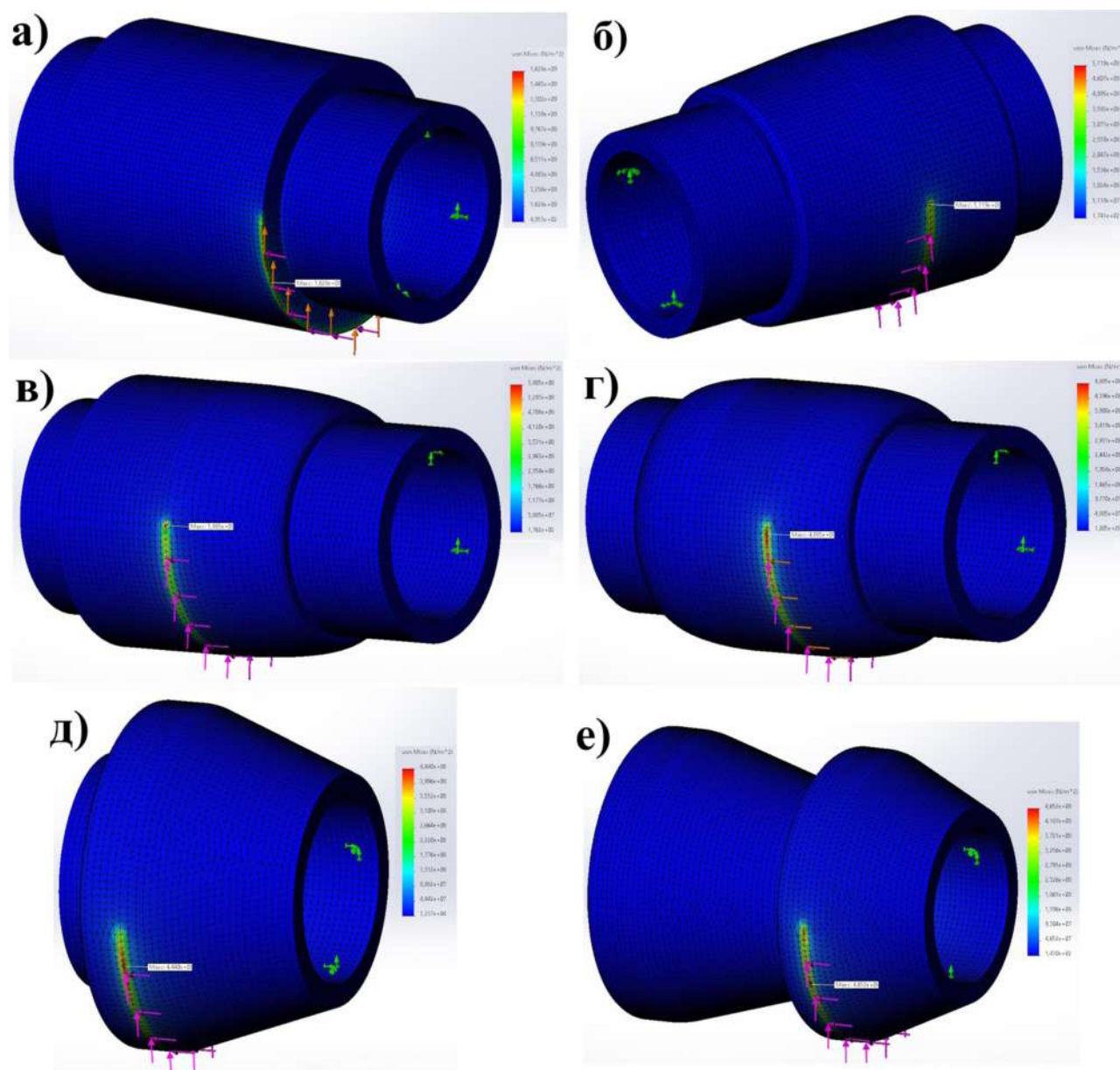


Рисунок 11 – Эпюры напряжений в алмазном сегменте: а) цилиндрическом с острыми кромками, б) конусно-цилиндрическом со скруглёнными кромками и областью перехода конуса в цилиндр, в) цилиндрическом с эллипсоидным скруглением кромки, г) бочкообразном, д) коническом, е) двухконическом

3.4 Сравнительный анализ полученных величин максимальных напряжений для разных форм алмазных элементов.

Максимальные напряжения в цилиндрическом алмазном сегменте с острыми кромками составили $\sigma_{\text{max.остр}} = 1628$ МПа, в конусном – $\sigma_{\text{max.конус}} = 512$ МПа, в цилиндрическом с эллипсоидным скруглением кромки – $\sigma_{\text{max.эллкр}} = 589$ МПа, бочкообразной – $\sigma_{\text{max.бочк}} = 489$ МПа, конической – $\sigma_{\text{max.кон}} = 444$ МПа, двухконической – $\sigma_{\text{max.2кон}} = 465$ 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.

Если напряжение в алмазных сегментах достигает значений выше предела текучести, то вначале будет происходить интенсивная приработка их кромок и скруглений и в дальнейшем быстрое разрушение на начальном периоде эксплуатации. Наибольший ресурс алмазных сегментов достигается при величинах напряжений меньше предела выносливости.

Анализ полученных данных позволяет сделать вывод о том, что не рекомендуется применять цилиндрические алмазные сегменты с острыми кромками, так как при их работе возникают большие напряжения на контактных поверхностях и происходит их быстрое разрушение. Наиболее предпочтительными по критерию прочности являются режущие элементы бочкообразной, конической и двухконической форм. Менее предпочтительны элементы конусной формы и цилиндрической с эллипсоидным скруглением кромки.

ПРИЛОЖЕНИЕ V

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

МЕТОДИКА

**РАСЧЕТА НАРАБОТОК МЕЖДУ ЗАМЕНАМИ ХОДОВЫХ ГАЕК
ПРИВОДА ПОДАЧИ ИНСТРУМЕНТА КАМНЕРАСПИЛОВОЧНОГО
СТАНКА**

г. Москва, 2024г.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1 Методика предназначена для определения действующих и допускаемых напряжений, возникающих в материале рабочих зон ходовых гаек и ходовых винтов привода рабочей подачи камнераспиловочных станков (штрипсовых, дисковых, алмазно-канатных и других) с учётом влияния таких внешних факторов, как абразивное изнашивание. На основании этих расчётов можно установить рациональные геометрические и прочностные параметры описываемых деталей. Зная эти параметры, определяются значения количества циклов до начала процесса разрушения и времени работы ходовой гайки $t_{\text{РАЗР}}$. Эти значения с учетом ввода резервного времени $t_{\text{РЕЗ}}$ будут соответствовать величине наработки между заменами ходовых гаек $T_{\text{ЗАМ}}$.

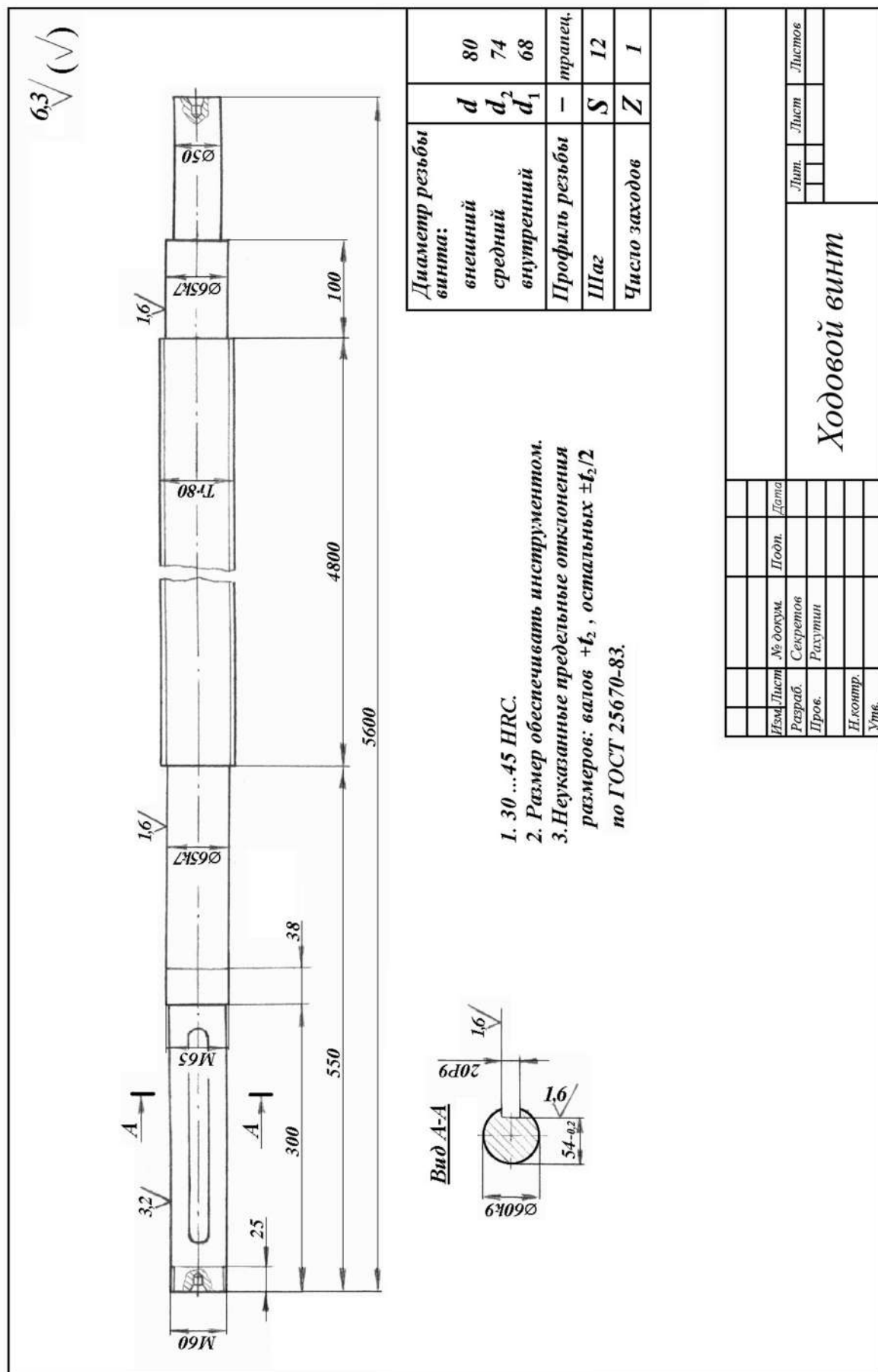
1.2 Методика распространяется на ходовые гайки привода подачи инструмента камнераспиловочных станков, имеющих относительно небольшую наработку до отказа от 1 – 4 года.

1.3 Методика может быть использована при проектировании и изготовлении алмазно-канатных, алмазно-дисковых, штрипсовых камнераспиловочных станков, фрезерно-окантовочного и другого оборудования.

2. СОСТАВ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Расчёт на выносливость резьбы ходовых винтов и ходовых гаек рабочей подачи камнераспиловочных станков.		
Материал ходового винта – _____ (предел прочности $\sigma_B =$ _____ МПа, предел текучести $\sigma_T =$ _____ МПа, предел выносливости $\sigma_{-1} =$ _____ МПа);		
Материал ходовой гайки – _____ (предел прочности $\sigma_B =$ _____ МПа, предел текучести $\sigma_T =$ _____ МПа, предел выносливости $\sigma_{-1} =$ _____ МПа).		
Определяемая величина	Основание для определения	Числовое значение
Исходная расчётная осевая нагрузка: максимальная Q_{\max} , Н минимальная Q_{\min} , Н		_____ _____
Резьба винта имеет трапецеидальный профиль и является однозаходной ($z = 1$) Шаг винта s , мм Диаметр винта, мм: внешний d средний d_2 , $d_2 = d - 0,5S$ внутренний d_1 , $d_1 = d - S$	чертёж винта и гайки (рисунок 1 и 2)	_____ _____ _____ _____
Коэффициент ζ для трапецеидальных резьб Коэффициент ξ для трапецеидальных резьб Длина ходовой гайки L , мм	[2]	_____ _____ _____
Частота качания пильной рамы штрипсового станка n , мин ⁻¹ Коэффициент непрерывности работы станка в процессе эксплуатации K_9 Суммарное число циклов нагружения витков резьбы ходового винта и гайки (за 1 двойной ход пильной рамы происходит 2 цикла нагружения) за 1 месяц $N_{ХВГ.1мес} = K_9 \cdot n \cdot 2 \cdot 60 \cdot 24 \cdot 30$ за 1 год $N_{ХВГ.1год} = K_9 \cdot n \cdot 2 \cdot 60 \cdot 24 \cdot 365$ Асимметрия цикла для ходового винта $r_{XB} = \frac{\tau_{cp(XB)min}}{\tau_{cp(XB)max}}$ для ходовой гайки $r_{XГ} = \frac{\tau_{cp(XГ)min}}{\tau_{cp(XГ)max}}$	техническая характеристика станка [2]	_____ _____ _____ _____ _____ _____ _____ _____

Определяемая величина	Основание для определения	Числовое значение
Коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла		
для материала ходового винта ψ_{σ}	[2]	_____.
для материала ходовой гайки	[1, 2]	_____.
$\psi_{\sigma} = 0,2 - 0,3$		
Масштабный фактор	[2]	
для материала ходового винта ε_s		_____.
для материала ходовой гайки ε_s (при толщине гайки $S =$ ____ мм)	график на рисунке 11 [2]	_____.
Коэффициент, учитывающий состояние поверхности ε_{β}	рисунок 16 [2]	_____.
Показатель степени m , характеризующий наклон кривой выносливости левее предела выносливости (по графику) для сталей и бронз при наличии концентрации напряжений	[2]	_____.
Базовое число циклов напряжений:		
для стали ходового винта N_0		$4 \cdot 10^6$
для бронзы ходовой гайки N_0		$7 \cdot 10^7$
Коэффициент долговечности ε_N		_____.
Коэффициент, учитывающий влияние рабочей температуры ε_t		1,0
Допустимый запас прочности:		
для материала ходового винта $[n]$	табл.14 [2]	1,25
для материала ходовой гайки $[n]$		2,4
Эффективный коэффициент концентрации напряжений при симметричном цикле нагружений:		
для материала ходового винта k_{σ}	график на рисунке 49 в [2]	_____.
для материала ходовой гайки k_{σ}	график на рисунке 49 в [2]	_____.
Высота срезаемого сечения витка резьбы неизношенной гайки $S_{0(const)}$, мм	деталь	_____.
Число заходов ходового винта или ходовой гайки z	деталь	_____.
Ход винта S_x , мм	деталь	_____.
Время полного износа витка гайки $t_{изн}$, лет	данные по эксплуатации	_____.
Суммарное число циклов нагружения витков резьбы ходового винта и гайки за 1 год $N_{ХВГ.1год}$	данные по эксплуатации и	_____.



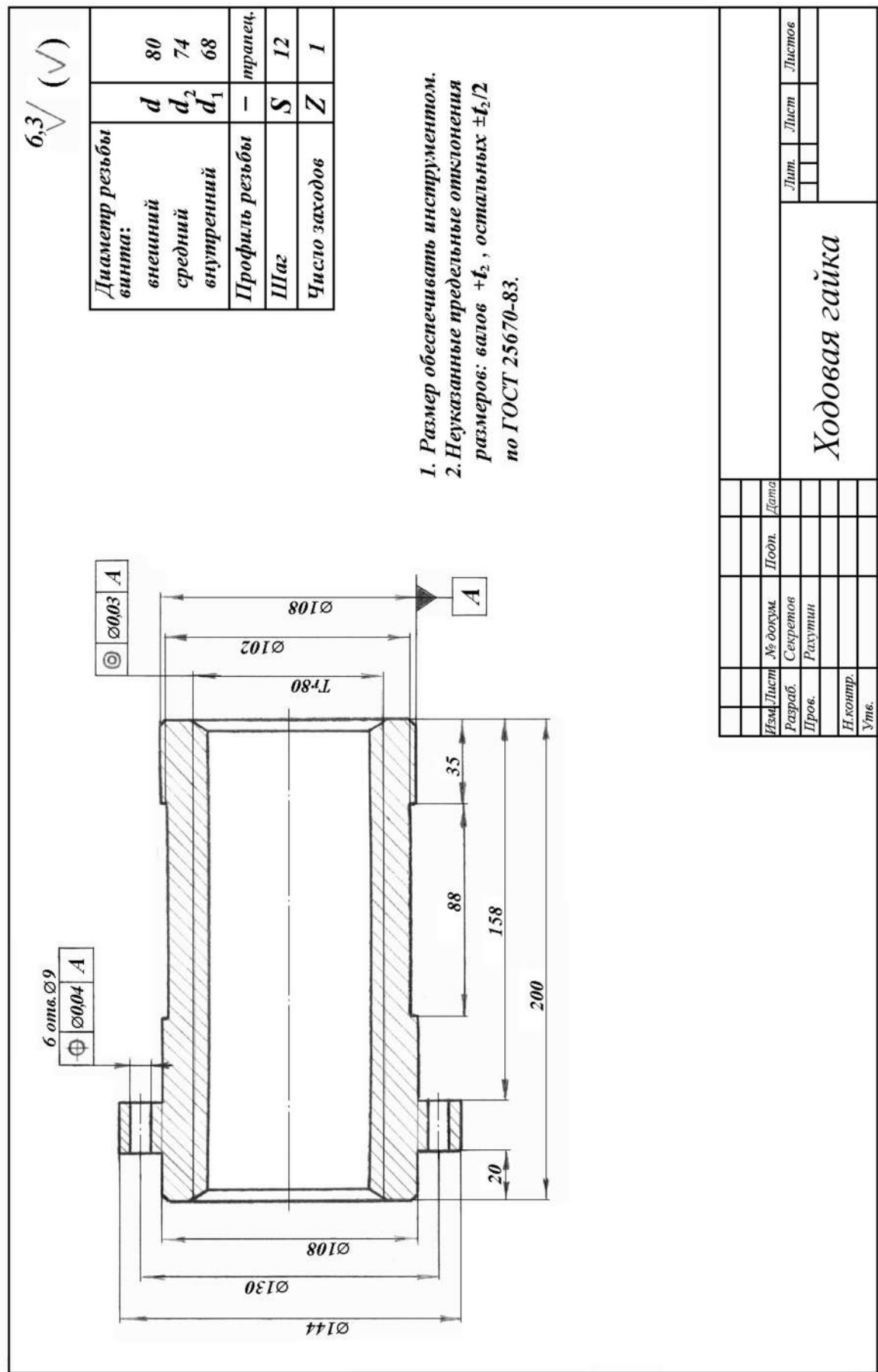


Рисунок 2 – Чертёж ходовой гайки

3. ПОРЯДОК РАСЧЁТА

3.1. АЛГОРИТМ РАСЧЁТА НА ВЫНОСЛИВОСТЬ ПРИ СМЯТИИ ВИТКОВ РЕЗЬБЫ ХОДОВОГО ВИНТА И ХОДОВОЙ ГАЙКИ

Блок-схема алгоритма представлена на рисунке 3.

РАСЧЁТ НА УСТАЛОСТЬ ПРИ СМЯТИИ ВИТКОВ РЕЗЬБЫ

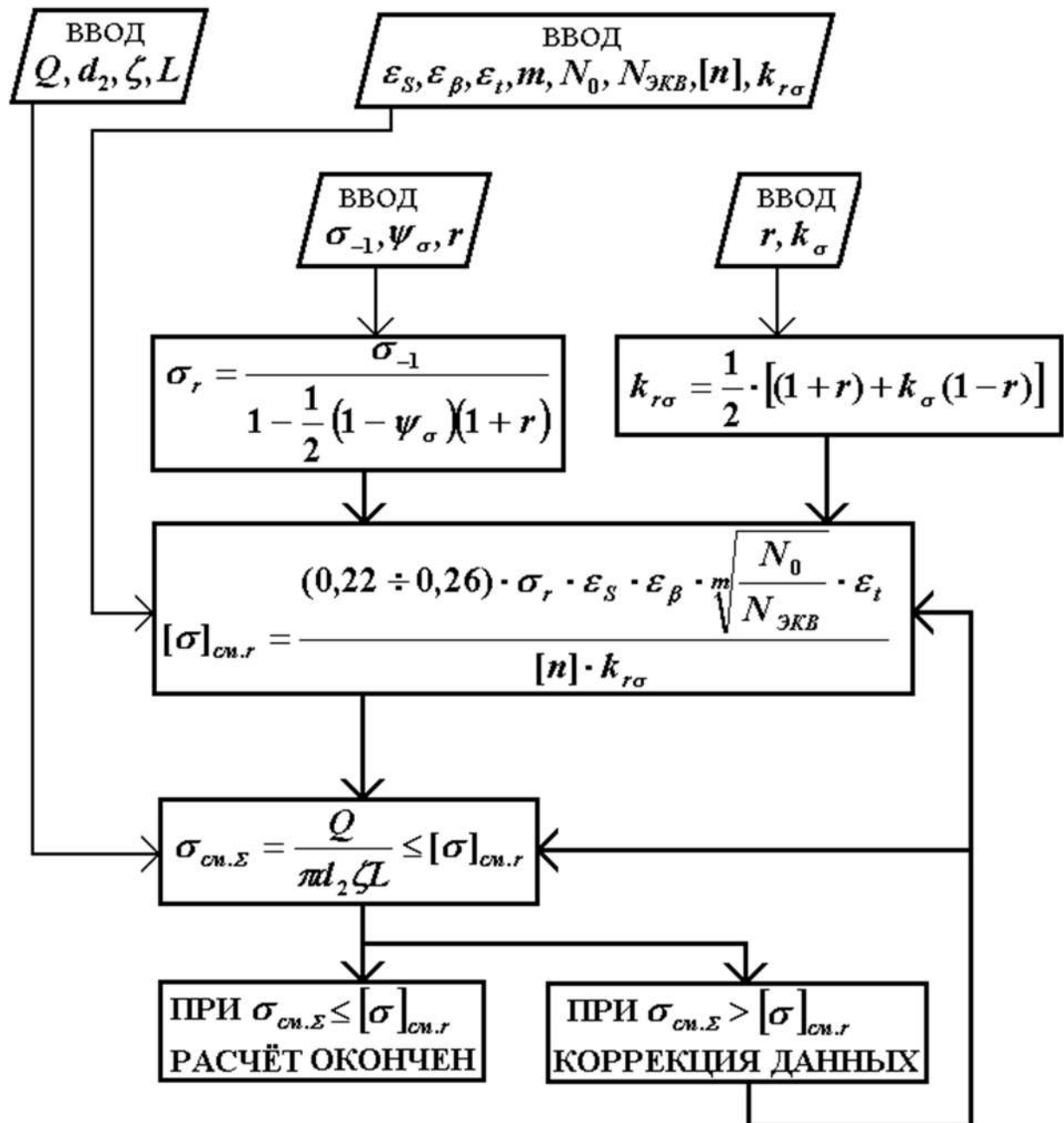


Рисунок 3 – Блок-схема алгоритма расчёта на выносливость при смятии витков резьбы ходового винта и ходовой гайки

3.2. АЛГОРИТМ РАСЧЁТА НА ВЫНОСЛИВОСТЬ ПРИ СРЕЗЕ ВИТКОВ РЕЗЬБЫ ХОДОВОГО ВИНТА И ХОДОВОЙ ГАЙКИ

Блок-схема алгоритма представлена на рисунке 4.

РАСЧЁТ НА УСТАЛОСТЬ ПРИ СРЕЗЕ ВИТКОВ РЕЗЬБЫ

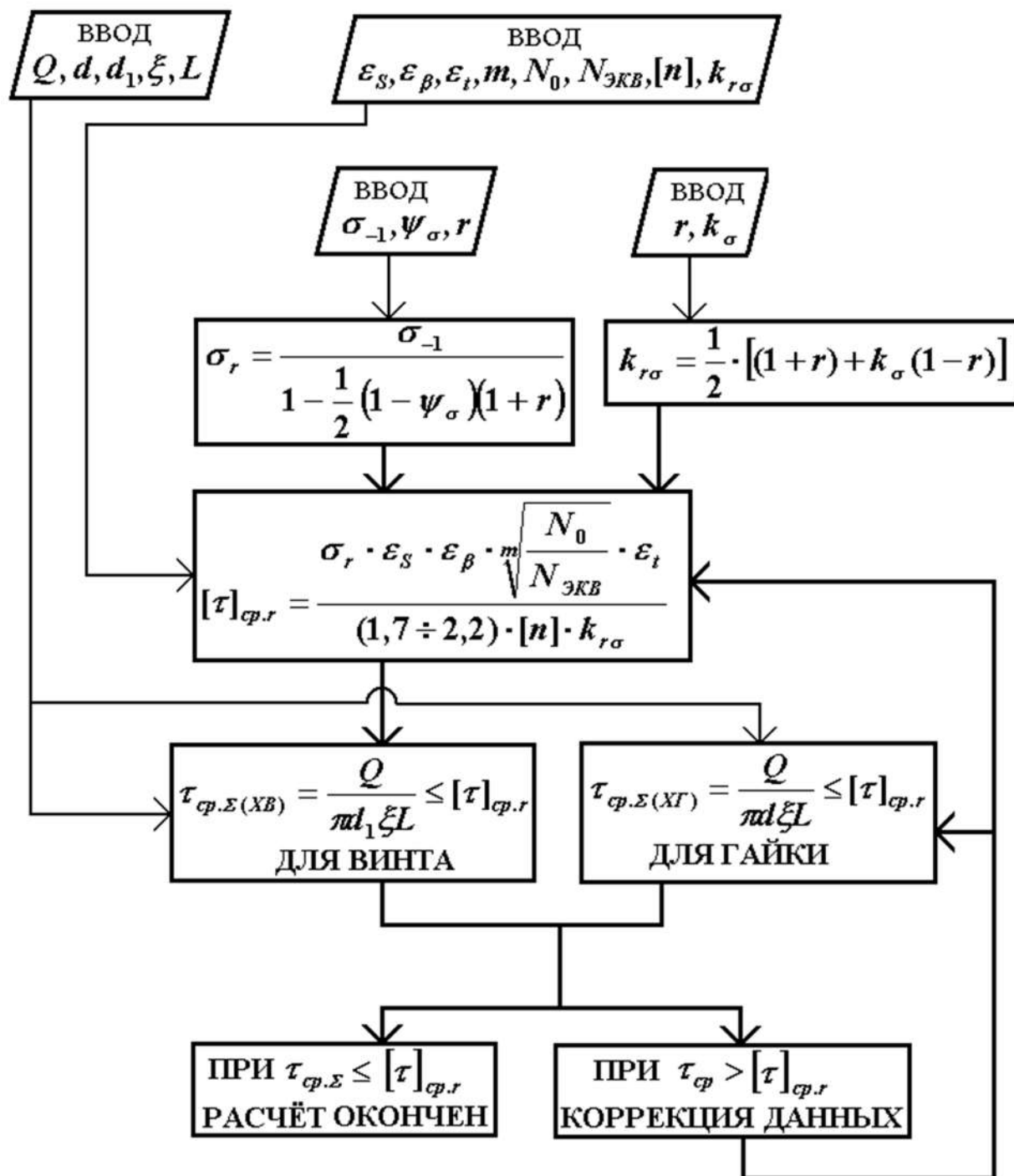


Рисунок 4 – Блок-схема алгоритма расчёта на выносливость при срезе витков резьбы ходового винта и ходовой гайки

3.3. АЛГОРИТМ РАСЧЁТА НА ВЫНОСЛИВОСТЬ ПРИ СРЕЗЕ ВИТКОВ РЕЗЬБЫ ХОДОВОЙ ГАЙКИ КАМНЕРАСПИЛОВОЧНОГО СТАНКА С УЧЁТОМ АБРАЗИВНОГО ИЗНОСА

Блок-схема алгоритма представлена на рисунке 5.

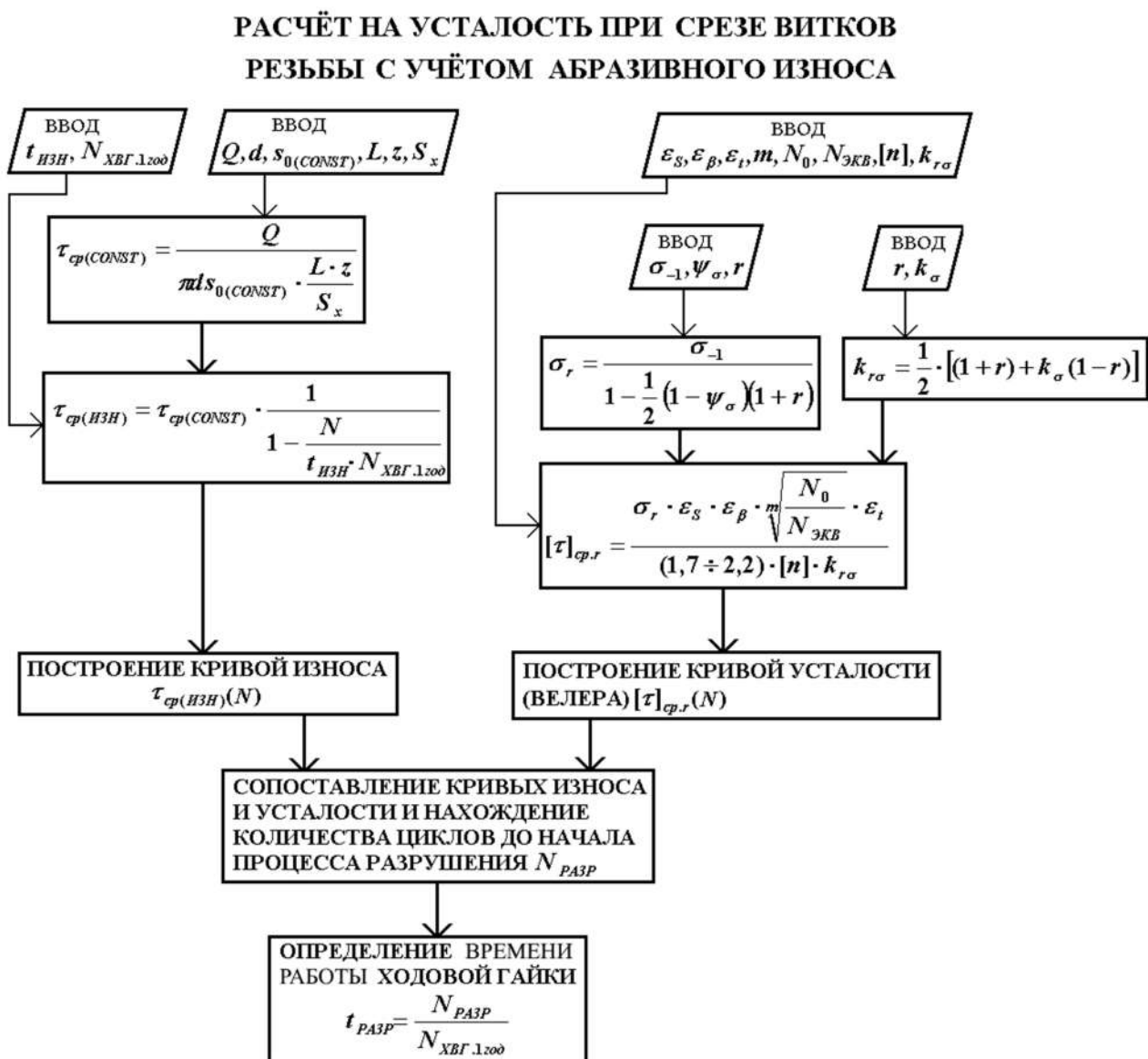


Рисунок 5 – Блок-схема алгоритма расчёта на выносливость при срезе витков резьбы ходового винта и ходовой гайки

На основании произведённых расчётов строится зависимость действующего напряжения от числа циклов нагружения $\tau_{cp(ИЗН)}(N)$ и кривая усталости (Велера) $[\tau]_{cp,r}(N)$. Они представлены на рисунке 6. На кривой усталости 2 определяется зона напряжений, при которых происходит активный усталостный процесс.

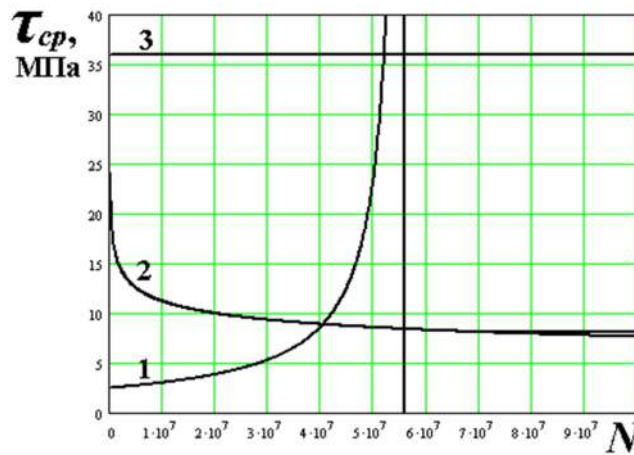


Рисунок 6 – Зависимости: $\tau_{cp(изн)}(N)$ – кривая 1 (увеличение напряжения при износе); $[\tau]_{cp,r}(N)$ – кривая 2 (усталости, Велера); $[\tau]_{cp}(N)$ – кривая 3 (предельно допускаемые напряжения)

На рисунке 6 видно, что этот процесс начинается при $[\tau]_{cp,r} = 12 - 13$ МПа. На кривой 1 это значение будет соответствовать числу циклов изменения напряжений $N = 4,5 \cdot 10^7$. Количество циклов нагружения до начала процесса разрушения N_{PA3P} переведем во время работы ходовой гайки t_{PA3P}

$$t_{PA3P} = \frac{N_{PA3P}}{N_{XBG.1200}}, \text{ лет.} \quad (1)$$

Величину t_{PA3P} необходимо перевести в величину рекомендуемого времени плановой замены ходовой гайки $T_{ПЛ}$ с учетом ввода резервного времени t_{PE3} . Оно будет составлять 5% от времени t_{PA3P} . Его выразим с помощью коэффициента резервного времени $k_{PA3P} = 0,05$. Время рекомендуемой плановой замены ходовой гайки составит:

$$T_{ПЛ} = t_{PA3P} \cdot (1 - k_{PA3P}), \text{ лет.} \quad (2)$$

3.4. ПРИМЕР РАСЧЁТА НАРАБОТОК МЕЖДУ ЗАМЕНАМИ ХОДОВЫХ ГАЕК ПРИВОДА ПОДАЧИ ИНСТРУМЕНТА КАМНЕРАСПИЛОВОЧНОГО СТАНКА

<p>Расчёт на прочность и выносливость резьб ходовых винтов и ходовых гаек рабочей подачи пильной рамы штрипсовых станков.</p> <p>Материал ходового винта – сталь 45 (предел прочности $\sigma_B = 700$ МПа, предел текучести $\sigma_T = 360$ МПа, предел выносливости $\sigma_{-1} = 300$ МПа);</p> <p>Материал ходовой гайки – алюминиево-железистая бронза Бр.АЖ 9–4 (предел прочности $\sigma_B = 320$ МПа, предел текучести $\sigma_T = 200$ МПа, предел выносливости $\sigma_{-1} = 100$ МПа).</p>		
Определяемая величина	Основание для определения	Числовое значение
Исходная расчётная осевая нагрузка: максимальная Q_{\max} , Н минимальная Q_{\min} , Н		$6 \cdot 10^4$ 0
<p>Геометрические параметры ходовых винтов</p> <p>Резьба винта имеет трапецеидальный профиль и является однозаходной ($z=1$)</p>		
Шаг винта s , мм	деталь	12
Диаметр винта, мм: внешний d		80
средний d_2 , $d_2 = d - 0,5S$		74
внутренний d_1 , $d_1 = d - S$		68
<p>Расчёт на выносливость резьбы ходового винта и гайки (длиной $L = 150$ мм) по всем виткам</p>		
Частота качания пильной рамы штрипсового станка n , мин ⁻¹	данные по эксплуатации	70
Коэффициент непрерывности работы станка в процессе эксплуатации K_9		0,5
Суммарное число циклов нагружения витков резьбы ходового винта и гайки (за 1 двойной ход пильной рамы происходит 2 цикла нагружения) за 1 месяц $N_{ХВГ \cdot 1 \text{ мес}} = K_9 \cdot n \cdot 2 \cdot 60 \cdot 24 \cdot 30$ за 1 год $N_{ХВГ \cdot 1 \text{ год}} = K_9 \cdot n \cdot 2 \cdot 60 \cdot 24 \cdot 365$		$3,0 \cdot 10^6$ $3,7 \cdot 10^7$
<p>Расчёт на выносливость резьбы ходового винта и гайки (длиной $L = 150$ мм) по всем виткам</p>		
Определяемая величина	Основание для определения	Числовое значение
Коэффициент ξ для трапецеидальных резьб		0,65
Коэффициент ζ для трапецеидальных резьб		0,5

Определяемая величина	Основание для определения	Числовое значение
Расчётное максимальное напряжение при срезе всех витков резьбы ходового винта $\tau_{cp,\Sigma(XB)}$, МПа	блок-схема (рисунок 4)	$\frac{6 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 68 \cdot 0,65 \cdot 150} = 2,88$
Расчётное максимальное напряжение при срезе всех витков резьбы ходового винта $\tau_{cp,\Sigma(XГ)}$, МПа	блок-схема (рисунок 4)	$\frac{6 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 80 \cdot 0,65 \cdot 150} = 2,45$
Расчётное напряжение при смятии всех витков резьбы ходового винта и ходовой гайки $\sigma_{см,\Sigma}$, МПа	блок-схема (рисунок 3)	$\frac{6 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 74 \cdot 0,5 \cdot 150} = 3,44$
Расчётное минимальное напряжение при срезе витка резьбы ходового винта $\tau_{cp(XB)min}$, МПа	блок-схема	$\frac{0}{3,14 \cdot 68 \cdot 0,65 \cdot 12} = 0$
Расчётное минимальное напряжение при срезе витка резьбы ходовой гайки $\tau_{cp(XГ)min}$, МПа	блок-схема	$\frac{0}{3,14 \cdot 80 \cdot 0,65 \cdot 12} = 0$
Асимметрия цикла для ходового винта $r_{XB} = \frac{\tau_{cp(XB)min}}{\tau_{cp(XB)max}}$	блок-схема	$\frac{0}{2,88} = 0$
для ходовой гайки $r_{XГ} = \frac{\tau_{cp(XГ)min}}{\tau_{cp(XГ)max}}$		$\frac{0}{2,45} = 0$
Коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла для стали 45 $\psi_{\sigma(45)}$	график на рисунке 3 в [2]	0,08
для бронз $\psi_{\sigma} = 0,2 - 0,3$	данные из [1,2]	0,30
Предел выносливости стали 45 ходового винта $\sigma_{0(45)}$, МПа	блок-схема	$\frac{300}{1 - \frac{1}{2}(1 - 0,08)(1 + 0)} = 556$
Предел выносливости бронзы Бр.АЖ 9–4 ходовой гайки $\sigma_{0(Бр.АЖ9-4)}$, МПа	блок-схема	$\frac{100}{1 - \frac{1}{2}(1 - 0,3)(1 + 0)} = 154$
Масштабный фактор для стали 45 $\varepsilon_{S(45)}$	график на рисунке 49 б [2]	0,5
для бронзы Бр.АЖ 9–4 $\varepsilon_{S(Бр.АЖ9-4)}$ (при толщине гайки $S = 40$ мм)	график на рисунке 11 [2]	0,65
Коэффициент, учитывающий состояние поверхности ε_{β}	рисунок 16 [2]	0,85

Определяемая величина	Основание для определения	Числовое значение
Показатель степени m , характеризующий наклон кривой выносливости левее предела выносливости (по графику) для сталей и бронз при наличии концентрации напряжений	[2]	6
Базовое число циклов напряжений: для стали 45 $N_{0(45)}$ для бронзы Бр.АЖ 9–4 $N_{0(Бр.АЖ9-4)}$		$4 \cdot 10^6$ $7 \cdot 10^7$
Эквивалентное число циклов изменения напряжений за 5 лет $N_{ЭКВ} = N_{ХВГ \cdot 5 \text{ лет}}$		$1,85 \cdot 10^8$
Коэффициент долговечности ε_N (при $N_{ЭКВ} \geq N_0$)		1,0
Коэффициент, учитывающий влияние рабочей температуры ε_t		1,0
Допустимый запас прочности: для стали 45 $[n]_{(45)}$ для бронзы Бр.АЖ 9–4 $[n]_{(Бр.АЖ9-4)}$	Таблица 14 [2]	1,25 2,4
Эффективный коэффициент концентрации напряжений при симметричном цикле нагружений: для стали 45 $K_{\sigma(45)}$ для бронзы Бр.АЖ 9–4 $K_{\sigma(Бр.АЖ9-4)}$	график на рисунке 49 в [2] график на рисунке в [2]	4,4 3,0
Эффективный коэффициент концентрации напряжений при цикле нагружений с асимметрией $r = 0$ для стали 45 $K_{r\sigma(45)}$ для бронзы Бр.АЖ 9–4 $K_{r\sigma(Бр.АЖ9-4)}$	блок-схема	$\frac{1}{2}[(1+0)+4,4(1-0)] = 2,7$ $\frac{1}{2}[(1+0)+3,0(1-0)] = 2,0$
Допускаемое напряжение при растяжении материала, МПа: ходового винта $[\tau]_{cp.r(ХВ)}$ ходовой гайки $[\tau]_{cp.r(ХГ)}$ для ходового винта $[\sigma]_{cm.r(ХВ)}$	блок-схема	$\frac{556 \cdot 0,5 \cdot 0,85 \cdot 1,0 \cdot 1,0}{1,9 \cdot 1,25 \cdot 2,7} = 36,8$ $\frac{154 \cdot 0,65 \cdot 0,85 \cdot 1,0 \cdot 1,0}{2,2 \cdot 2,4 \cdot 2,0} = 8,0$ $\frac{0,23 \cdot 556 \cdot 0,5 \cdot 0,85 \cdot 1,0 \cdot 1,0}{1,25 \cdot 2,7} = 16,1$

Продолжение табл.2

Определяемая величина	Основание для определения	Числовое значение
для ходовой гайки $[\sigma]_{см.г(ХГ)}$	блок-схема	$\frac{0,23 \cdot 154 \cdot 0,65 \cdot 0,85 \cdot 1,0 \cdot 1,0}{2,4 \cdot 2,0} = 4,1$
Сопоставление расчётного и допускаемого напряжений для ходового винта		$\tau_{ср.г(ХВ)} = 2,88 \text{ МПа} < [\tau]_{ср.г(ХВ)} = 36,8 \text{ МПа},$ следовательно, условие прочности на срез выполняется
для ходовой гайки		$\tau_{ср.г(ХГ)} = 2,45 \text{ МПа} < [\tau]_{ср.г(ХГ)} = 8,0 \text{ МПа},$ следовательно, условие прочности на срез выполняется
для ходового винта		$\sigma_{см.г} = 3,44 \text{ МПа} < [\sigma]_{см.г(ХВ)} = 16,1 \text{ МПа},$ следовательно, условие прочности на смятие выполняется
для ходовой гайки		$\sigma_{см.г} = 3,44 \text{ МПа} < [\sigma]_{см.г(ХГ)} = 4,1 \text{ МПа},$ следовательно, условие прочности на смятие выполняется

На основании произведённых расчётов строится зависимость действующего напряжения от числа циклов нагружения $\tau_{ср(ИЗН)}(N)$ и кривая усталости (Велера) $[\tau]_{ср.г}(N)$. Они представлены на рисунке 7. На кривой усталости 2 определяется зона напряжений, при которых происходит активный усталостный процесс. На рисунке 7 видно, что этот процесс начинается при $[\tau]_{ср.г} = 12 - 13 \text{ МПа}$. На кривой 1 это значение будет соответствовать числу циклов изменения напряжений $N = 4,5 \cdot 10^7$. Количество циклов нагружения до начала процесса разрушения $N_{РАЗР}$ переведём во время работы ходовой гайки $t_{РАЗР}$:

$$t_{PA3P} = \frac{N_{PA3P}}{N_{XBГ.1200}} = \frac{4,5 \cdot 10^7}{3,7 \cdot 10^7} = 1,22 \text{ года.}$$

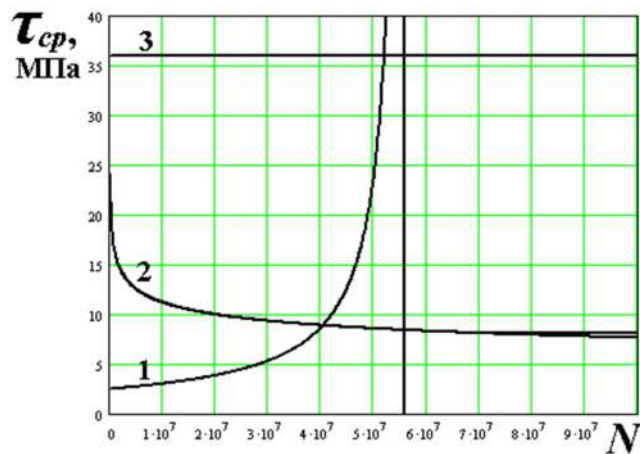


Рисунок 7 – Зависимости: $\tau_{cp(ИЗН)}(N)$ – кривая 1 (увеличение напряжения при износе); $[\tau]_{cp.r}(N)$ – кривая 2 (усталости, Велера); $[\tau]_{cp}(N)$ – кривая 3 (предельно допускаемые напряжения)

Величину t_{PA3P} необходимо перевести в величину наработки между заменами ходовых гаек $T_{ЗАМ}$ с учетом ввода резервного времени $t_{PEЗ}$. Оно будет составлять 5% от времени t_{PA3P} . Его выразим с помощью коэффициента резервного времени $k_{PA3P} = 0,05$. Нарботка между заменами ходовой гайки составит:

$$T_{ЗАМ} = t_{PA3P} \cdot (1 - k_{PA3P}) = 1,22 \cdot (1 - 0,05) = 1,16 \text{ года.}$$

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчёт на прочность деталей машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1993, 640 с.
2. Дмитриев В.А. Детали машин. – Л.: Судостроение, 1970, 792 с.



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

ООО «ГИПРОУГЛЕМАШ»

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

02.12.24 № 01-4ТД/ 151

СПРАВКА

о внедрения результатов диссертационной работы **Секретова Михаила Валентиновича** на тему: «**Методология создания инструмента для разрушения крепких горных пород**», представленной на соискание учёной степени доктора технических наук по специальности 2.8.8. – «Геотехнология, горные машины».


На основе диссертационной работы Секретова М.В разработаны методики:

- Определения рациональных форм породоразрушающих элементов долот для ударного и ударно-вращательного бурения;
- Расчёт механической скорости и энергоёмкости перфораторного бурения при трапецеидальном профиле зубьев породоразрушающих элементов долота.

Перечисленные методики утверждены и приняты к использованию в проектно-конструкторских и исследовательских работах ООО «Гипроуглемаш» в 2025-2026г.

Генеральный конструктор

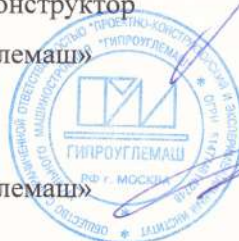
ООО «Гипроуглемаш»

 В.И. Чуденков

Начальник КБ

ООО «Гипроуглемаш»

К.т.н.



 П.А. Ерополов

СПРАВКА

о внедрении результатов диссертационной работы Секретова Михаила
Валентиновича на тему: «Методология создания инструмента для разрушения
крепких горных пород», представленной на соискание учёной степени
доктора технических наук по специальности
2.8.8. – «Геотехнология, горные машины».

По итогам рассмотрения диссертационной работы Секретова М.В., на
тему «Методология создания инструмента для разрушения крепких горных
пород» принято заключение о том, что разработанные автором методики:


- 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
могут быть использованы в плановых научно-технических разработках ООО
«СВАРГО» в 2025-2026г.

Генеральный директор
ООО «СВАРГО»
Адрес: 123112, г Москва,
Пресненский р-н,
Пресненская наб, д 8 стр 1, помещ 14



А.В. Бородин
18.12.2024

УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор
ООО «Тульский завод горно-
шахтного оборудования»,


И.С. Ишков

«19» декабря 2024 г.

СПРАВКА

о внедрении результатов диссертационной работы Секретова Михаила
Валентиновича на тему: «Методология создания инструмента для разрушения
крепких горных пород», представленной на соискание учёной степени
доктора технических наук по специальности
2.8.8. – «Геотехнология, горные машины».

Результаты научных исследований, полученные в диссертационной
работе Секретова Михаила Валентиновича, на тему «Методология создания
инструмента для разрушения крепких горных пород» приняты на предприятии
в виде методик:

- Определения рациональных форм породоразрушающих элементов долот
для ударного и ударно-вращательного бурения;
- Расчёта механической скорости и энергоёмкости перфораторного бурения
при трапецеидальном 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.

Перечисленные методики имеют практическое значение и будут
применены на ООО «Тульский завод горно-шахтного оборудования».

Заместитель генерального
директора по производству ООО «ТЗГШО»



Н. И. Дупак



Справка

о внедрении результатов диссертационной работы о внедрения результатов диссертационной работы Секретова Михаила Валентиновича на тему: «Методология создания инструмента для разрушения крепких горных пород», представленной на соискание учёной степени доктора технических наук.

Настоящей справкой подтверждаем, что методики:

- определения рациональных форм породоразрушающих элементов долот для 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,

разработанные на основе диссертационного исследования доцента кафедры горного оборудования, транспорта и машиностроения Горного института Национального исследовательского технологического университета МИСИС Секретовым Михаилом Валентиновичем являются практически значимыми и будут использованы на предприятиях АО «Горнопромышленная финансовая компания» (АО «ГПФК»).

С уважением,
Генеральный директор



А.М.Потапов (27.01.2025)

107078 Москва, Докучаев пер., д. 3, стр. 1
тел. (499) 975-10-51, (499) 975-15-95, (499) 975-39-60
факс (499) 975-13-74
e-mail: .info@gpfk.ru.