

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ЛИПЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**



На правах рукописи

**Власенко Дмитрий Алексеевич**

**РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСА  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ  
ПО ПОВЫШЕНИЮ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССОВ  
ДРОБЛЕНИЯ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО СЫРЬЯ В ДРОБИЛЬНО-  
ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЬНЫХ МАШИНАХ**

**Специальность 2.5.21. Машины, агрегаты и технологические  
процессы**

**Диссертация**  
на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Научный консультант:  
Еронько Сергей Петрович  
доктор технических наук, профессор

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	10
ГЛАВА 1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ФРАКЦИОННОЙ ПОДГОТОВКИ ШИХТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ В АГЛОДОМЕННОМ ПРОИЗВОДСТВЕ. МИРОВОЙ ОПЫТ ИССЛЕДОВАНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДРОБИЛЬНО-ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ .....	22
1.1 Анализ влияния качества подготовки шихтовых материалов на эффективность аглодоменного производства.....	22
1.1.1 Влияние фракционного состава железорудного сырья на эффективность доменного процесса.....	23
1.1.2 Анализ причин неконтролируемого механического разрушения агломерата при транспортировке в доменную печь.....	27
1.1.3 Анализ влияния качества фракционной подготовки металлургического кокса и аглофлюсов на агломерационный процесс .....	29
1.2 Общие сведения о дробильно-измельчительных процессах.....	33
1.2.1 Основные понятия о процессе дробления.....	33
1.2.2 Теоретические основы процессов дробления.....	36
1.2.3 Основные показатели эффективности дробильных машин .....	39
1.3 Особенности реализации процессов дробления шихтовых материалов в металлургической отрасли.....	41
1.4 Усовершенствование классификации существующих конструкций дробильных машин, применяемых в условиях металлургических предприятий, и их рабочих органов.....	43
1.5 Обзор существующих методов и способов расчета основных конструктивно-технологических параметров дробилок.....	50
1.5.1 Обзор существующих способов расчета основных конструктивно-технологических параметров зубчатых роторных дробилок.....	50

1.5.2 Обзор существующих способов расчета основных конструктивно-технологических параметров валковых дробилок.....	53
1.5.3 Обзор существующих способов расчета основных конструктивно-технологических параметров молотковых дробилок.....	59
1.6 Проблемы описания силовых параметров процесса разрушения хрупких анизотропных материалов .....	65
Выводы к главе 1 .....	68
<b>ГЛАВА 2 ВЫБОР, РАЗРАБОТКА И ОПИСАНИЕ МЕТОДИК ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ВЕРИФИКАЦИИ РЕЗУЛЬТАТОВ МАТЕМАТИЧЕСКОГО ОПИСАНИЯ ПРОЦЕССОВ ДРОБЛЕНИЯ В ДРОБИЛЬНО-ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЬНЫХ МАШИНАХ .....</b>	<b>70</b>
2.1 Усовершенствование методики определения характерной формы кусковых материалов .....	70
2.2 Верификация математической модели и методика экспериментальных исследований процесса разрушения хрупких материалов сфероидной формы, обладающих анизотропией прочностных свойств .....	72
2.2.1 Разработка метода верификации математической модели процесса разрушения хрупких анизотропных материалов сфероидной формы деформацией одноосного сжатия конечно-элементным методом .....	72
2.2.2 Методика экспериментальных исследований процесса разрушения хрупких анизотропных материалов сфероидной формы.....	75
2.3 Методика экспериментальных исследований процесса разрушения железорудного агломерата.....	77
2.3.1 Разработка уточненного метода определения предела прочности агломерата на одноосное сжатие.....	79
2.3.2 Разработка уточненного метода определения предела прочности агломерата на растяжение деформацией изгиба.....	82
2.4 Методика проведения экспериментальных исследований энергосиловых параметров процесса дробления материалов в зубчатой роторной дробилке в лабораторных условиях .....	85

2.5 Методика проведения экспериментальных исследований процесса захвата материала в физической модели валковой дробилки с рифлеными валками .....	95
2.6 Методика проведения экспериментальных исследований по определению технико-эксплуатационных показателей дробильных машин в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК».....	99
2.6.1 Оборудование, применяемое для фракционной подготовки материалов в условиях проведения эксперимента, и его техническая характеристика.....	99
2.6.2 Методика определения производительности дробильной машины и степени дробления материала.....	109
2.6.3 Методика оценки надежности дробильных машин.....	111
2.7 Разработка косвенного метода определения моментов сопротивления на валу электродвигателя привода дробильных машин .....	112
2.8 Разработка методов верификации математических моделей взаимодействия молотков с куском материала в молотковых дробилках.....	119
2.9 Разработка методики проведения экспериментальных исследований динамических процессов при определении силы дробления в валковой дробилке с амортизационным устройством пружинного типа.....	122
Выводы к главе 2 .....	125
<b>ГЛАВА 3 ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗРУШЕНИЯ ХРУПКИХ АНИЗОТРОПНЫХ МАТЕРИАЛОВ СФЕРОИДНОЙ ФОРМЫ ДЕФОРМАЦИЕЙ ОДНООСНОГО СЖАТИЯ .....</b>	<b>127</b>
3.1 Математическое моделирование процесса разрушения хрупких анизотропных материалов сфероидной формы.....	128
3.2 Результаты исследования и верификации процесса разрушения хрупких анизотропных материалов характерной формы с помощью конечно-элементного метода.....	138

3.3 Обоснование практического применения результатов математического моделирования процесса разрушения хрупких анизотропных материалов сфероидной формы.....	144
3.4 Результаты экспериментальных исследований процесса разрушения хрупких анизотропных материалов характерной формы.....	148
Выводы к главе 3 .....	151
<b>ГЛАВА 4 ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ДРОБЛЕНИЯ В ЗУБЧАТЫХ РОТОРНЫХ ДРОБИЛЬНЫХ МАШИНАХ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РОТОРОВ С ЛИНЕЙНЫМ И НЕЛИНЕЙНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ЗУБЬЕВ ЗВЕЗДОЧЕК НА ВАЛУ .....</b>	<b>154</b>
4.1 Математическое описание процесса дробления материала в зубчатой роторной дробилке .....	154
4.1.1 Математическое описание проникновения материала в рабочее пространство зубчатой роторной дробилки .....	155
4.1.2 Разработка метода определения энергосиловых параметров привода роторной зубчатой дробилке со спиральным и шевронным расположением зубьев на роторе.....	170
4.2 Экспериментальное исследование процессов дробления железорудного агломерата в роторных зубчатых дробилках при различных условиях его реализации.....	182
4.2.1 Экспериментальное исследование процесса разрушения агломерата при реализации различных видов деформации.....	182
4.2.2 Экспериментальное исследование энергосиловых параметров процесса дробления хрупких материалов в роторной зубчатой дробилке в лабораторных условиях .....	189
4.2.3 Результаты экспериментальных исследований энергосиловых параметров процесса дробления агломерата в зубчатой роторной дробилки усовершенствованной конструкции в производственных условиях .....	194
Выводы к главе 4 .....	195

ГЛАВА 5 ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ДРОБЛЕНИЯ В ВАЛКОВЫХ ДРОБИЛЬНО-ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЬНЫХ МАШИНАХ С ГЛАДКИМИ И РИФЛЕННЫМИ ВАЛКАМИ.....	198
5.1 Математическое описание процессов дробления в валковых дробилках с гладкими и рифленными валками.....	198
5.1.1 Развитие теории процессов измельчения в валковых дробилках с гладкими валками.....	199
5.1.2 Разработка математического описания дробильно-измельчительных процессов в валковых дробилках с рифленными валками.....	208
5.1.3 Разработка динамической модели рабочих органов валковой дробильной машины с амортизационным устройством пружинного типа .....	230
5.2 Экспериментальные исследования процессов дробления кокса металлургического в четырехвалковой дробилке при различных условиях его реализации.....	237
5.2.1 Обоснование характерной формы кокса металлургического, используемого в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК» .....	237
5.2.2 Экспериментальное исследование силовых параметров процесса разрушения кокса металлургического, используемого в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК».....	240
5.2.3 Экспериментальное обоснование достоверности метода определения конструктивных параметров сетки бандажей валковой дробилки с рифленными валками .....	243
5.2.4 Экспериментальное исследование динамических процессов в валковой дробилке с амортизационным устройством пружинного типа в производственных условиях.....	250
5.2.5 Экспериментальное исследование энергетических параметров привода дробилки при различных условиях реализации процесса дробления .....	252
Выводы к главе 5 .....	254

## ГЛАВА 6 ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ДРОБЛЕНИЯ В МОЛОТКОВЫХ ДРОБИЛЬНО-ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЬНЫХ МАШИНАХ С ШАРНИРНЫМ И КОМБИНИРОВАННЫМ ПОДВЕСОМ МОЛОТКОВ .....257

6.1 Математическое описание процесса дробления материала молотковой роторной дробилке с ударными рабочими органами шарнирной и комбинированной конструкции оси подвеса на роторе.....257

6.1.1 Развитие математического описания процесса контактного взаимодействия материала и молотков при свободном ударе в молотковых роторных дробилках ..... 259

6.1.2 Обоснование зависимости определения угла отклонения молотков при взаимодействии с материалом в зоне колосниковой решетки дробилки ..... 263

6.1.3 Разработка метода расчета энергосиловых параметров привода молотковых роторных дробилок с колосниковой решеткой ..... 271

6.1.4 Разработка метода исследования прочностных характеристик рабочих органов молотковой дробилки ..... 279

6.2 Экспериментальные исследования процессов дробления в молотковых дробилках с шарнирным и комбинированным способом подвеса молотков .....291

6.2.1 Обоснование характерной формы и определение силовых параметров разрушения агломерационных флюсов, используемых в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК»..... 292

6.2.2 Экспериментальное исследование энергетических параметров привода молотковой дробилки ДМРиЭ 14,5×13 в условиях «АМК» ООО «ЮГМК»..... 296

Выводы к главе 6 .....298

## ГЛАВА 7 ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ВНЕДРЕННЫХ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ И МЕРОПРИЯТИЙ, ПЕРСПЕКТИВЫ ИХ РАЗВИТИЯ .....301

7.1 Промышленное освоение и результаты испытаний усовершенствованной зубчатой роторной дробилки.....301

7.1.1 Особенности процесса дробления агломерата в усовершенствованной роторной зубчатой дробилке в промышленных условиях и обоснование ее конструктивно-технологических параметров .....	301
7.1.2 Промышленное освоение и результаты испытаний роторной зубчатой дробилки с усовершенствованной конструкцией ротора .....	305
7.2 Промышленное освоение усовершенствованной четырехвалковой дробилки .....	307
7.2.1 Особенности процесса дробления твердого топлива в усовершенствованной четырехвалковой дробилке в промышленных условиях и обоснование ее энергосиловых и конструктивно-технологических параметров.....	307
7.2.2 Промышленное освоение и результаты испытания четырехвалковой дробилки с рифлеными верхними валками с обоснованными конструктивными параметрами .....	310
7.3 Промышленное освоение усовершенствованной молотковой роторной дробилки в условиях «АМК» ООО «ЮГМК» .....	313
7.3.1 Результаты экспериментальных исследований процесса дробления известняка флюсового в молотковой дробилке с комбинированным способом подвеса молотков на оси ротора.....	313
7.3.2 Промышленное освоение и испытания молотковой роторной дробилки с усовершенствованной конструкцией молотков .....	317
Выводы к главе 7 .....	323
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	327
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	332
ПРИЛОЖЕНИЕ А УТОЧНЕННАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ ДРОБИЛЬНЫХ МАШИН .....	378
ПРИЛОЖЕНИЕ Б РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРОЦЕССОВ ДРОБЛЕНИЯ В ФИЗИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЗУБЧАТОЙ РОТОРНОЙ ДРОБИЛКИ .....	381

ПРИЛОЖЕНИЕ В	РЕЗУЛЬТАТЫ	ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО	
ИССЛЕДОВАНИЯ	ДИНАМИКИ	ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ	ПРИВОДА
ДРОБИЛЬНЫХ МАШИН.....			385
ПРИЛОЖЕНИЕ Г	РЕЗУЛЬТАТЫ	ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО	
ИССЛЕДОВАНИЯ	ДИНАМИЧЕСКИХ	ПРОЦЕССОВ	В
ДРОБИЛКЕ	С	АМОРТИЗАЦИОННЫМ	УСТРОЙСТВОМ
ПРУЖИННОГО			ТИПА
.....			393
ПРИЛОЖЕНИЕ Д	АКТЫ	ВНЕДРЕНИЯ,	ИСПЫТАНИЙ
И	ОБОСНОВАНИЯ	ЭКОНОМИЧЕСКОГО	ЭФФЕКТА
ОТ	ИСПОЛЬЗОВАНИЯ	РЕЗУЛЬТАТОВ	ДИССЕРТАЦИОННОЙ
РАБОТЫ	В	ПРОИЗВОДСТВЕ	.....
			396
ПРИЛОЖЕНИЕ Е	СПРАВКИ	ОБ	ИСПОЛЬЗОВАНИИ
РЕЗУЛЬТАТОВ	ДИССЕРТАЦИОННОЙ	РАБОТЫ	В
УЧЕБНОМ	ПРОЦЕССЕ	И	НАУЧНЫХ
ИССЛЕДОВАНИЯХ	.....		407

## ВВЕДЕНИЕ

### **Актуальность темы исследования.**

Актуальность темы исследования обусловлена стратегией и направлениями обеспечения технологического суверенитета и развития Российской Федерации, отраженных в таких законодательных документах, как Стратегия научно-технологического развития, Указ Президента «О национальных целях развития Российской Федерации на период до 2030 года и на перспективу до 2036 года», Концепция технологического развития на период до 2030 года, и иными документами стратегического планирования Российской Федерации.

Дробильно-измельчительные процессы весьма распространены и встречаются практически в любой отрасли. Широкое применение они получили при фракционной подготовке различного сырья в металлургической, химической и горнорудной промышленности. В условиях металлургических заводов наибольшее распространение нашли зубчатые роторные, молотковые и валковые дробильно-измельчительные машины. Данные типы дробилок в достаточной степени соответствуют требованиям, предъявляемым технологическим процессам в условиях подготовки шихтовых материалов и готовой продукции в аглодоменном производстве, однако они имеют ряд существенных недостатков. Так, наряду со значительным износом (срок службы отдельных рабочих органов составляет не более 30 суток), высокой степенью неоднородности фракционного состава и относительно низкой степенью дробления, дробильно-измельчительные процессы обладают высокой энергоемкостью (удельные энергозатраты могут достигать 50...60 кВт·час/т). Несмотря на то, что дробильно-измельчительное оборудование на металлургических предприятиях эксплуатируется на протяжении многих лет, основной проблемой, препятствующей повышению его эффективности, является недостаточно полная изученность механизмов, протекающих в процессе его работы.

Таким образом, разработка комплекса научно-технических решений по совершенствованию дробильно-измельчительных машин в условиях металлургиче-

ских предприятий с целью повышения производительности, надежности, энергоэффективности и улучшения качества готовой продукции является актуальной проблемой, которая имеет научно-техническое и практическое значение. Решение данной проблемы позволит повысить эффективность дробильно-измельчительных машин и тем самым обеспечить значимый экономический эффект.

**Степень разработанности темы.** Исследования, рассматриваемые в рамках диссертации, затрагивают вопросы изучения процессов дробления и измельчения в отдельных типах дробильно-измельчительных машин, используемых для фракционной подготовки металлургического сырья. За время изучения и практического опыта эксплуатации дробилок остаются не до конца раскрытыми вопросы обоснования их надежности, конструктивно-технологических и энергосиловых параметров.

Значительный вклад в вопросы проектирования, повышения эффективности и разработки методов расчета дробильно-измельчительных машин внесли: Авдохин В.М., Андреев С.Е., Барабашкин В.П., Барон Л.И., Бауман В.А., Богданов В.С., Бонд Ф., Борщев В.Я., Вайсберг В.М., Гернет М.М., Кик Ф., Кирпичев В.Л., Клушанцев Б.В., Левенсон Л.Б., Линч А.Д., Муйземнек Ю.А., Перов В.А., Ребиндер П.А., Риттингер П.В., Серго Е.Е. и многие другие. Их исследования заложили научные основы описания процессов дробления и измельчения различных материалов, что является хорошей базой для развития научных основ и практики совершенствования конструкций дробильно-измельчительных машин и повышения эффективности процессов фракционной подготовки металлургического сырья.

Однако, несмотря на многогранность и широкий охват научных исследований, посвященных изучению процессов дробления и измельчения, а также самих дробильно-измельчительных машин, исследования в данной области являются немаловажной задачей как в теоретическом плане (оценка показателей надежности, обоснование конструктивно-технологических и энергосиловых параметров), так и в практическом плане (внедрение усовершенствованных конструкций дро-

бильно-измельчительных машин и их рабочих органов, обеспечивающих повышение их эффективности).

**Цель и задачи исследования.** Целью диссертационной работы является разработка комплекса научно-технических решений по повышению эффективности процессов дробления металлургического сырья в дробильно-измельчительных машинах и их практическая реализация, включая обоснование их конструктивно-технологических, режимных и энергосиловых параметров, направленных на увеличение производительности и энергоэффективности, повышение качества продукции и надежности рабочих органов и механизмов.

Для достижения поставленной цели в работе сформулированы следующие основные задачи исследования:

1. Провести анализ влияния фракционного состава металлургического сырья на технико-экономические показатели аглодоменного процесса, а также конструкций зубчатых роторных, валковых и молотковых дробилок и их рабочих органов, существующих методов определения их конструктивно-технологических, энергосиловых параметров и способов описания силовых параметров процесса разрушения хрупких материалов, обладающих анизотропией прочностных свойств.

2. Усовершенствовать классификацию дробильно-измельчительных машин согласно конструктивным особенностям с учетом выделения зубчатых роторных дробилок как отдельного класса.

3. Усовершенствовать метод определения характерной формы кусковых материалов с учетом габаритных и средних значений размеров куска для обоснования данной особенности металлургического сырья.

4. Разработать математическую модель процесса разрушения хрупких материалов характерной формы одноосным сжатием и обосновать значение силы, необходимой для разрушения куска характерной формы, обладающего анизотропией прочностных свойств. Провести моделирование процесса разрушения хрупких анизотропных тел одноосным сжатием конечно-элементным методом

для верификации математической модели и экспериментально подтвердить ее адекватность.

5. Разработать косвенный метод определения силовых параметров процесса дробления и энергосиловых характеристик электродвигателя привода дробильно-измельчительных машин в производственных условиях.

6. Разработать математическое описание процесса дробления в роторной зубчатой дробилке. Аналитически обосновать условия контактного взаимодействия зубьев звездочек ротора с материалом. Установить зависимости энергосиловых характеристик привода от расположения зубьев звездочек на роторе. Экспериментально исследовать и обосновать возможность улучшения качества продукции и снижения энергосиловых параметров привода роторных зубчатых дробилок с нелинейным расположением зубьев звездочек.

7. Усовершенствовать теоретическое описание процессов дробления в валковых дробилках. Установить зависимость конструктивных параметров рифленых валков от физико-механических свойств материала для обеспечения его захвата. Разработать методы определения сил дробления и энергосиловых характеристик привода дробилок с гладкими и рифлеными валками. Разработать динамическую модель дробилки с пружинным амортизационным устройством. Экспериментально исследовать и обосновать энергосиловые параметры валковых дробилок с гладкими и рифлеными валками, а также конструктивные параметры сетки, позволяющие повысить производительность, качество продукта и мощность привода валковых дробилок с обоснованными конструктивными параметрами рифленых верхних валков.

8. Усовершенствовать теоретические основы расчета молотковых роторных дробилок. Уточнить зависимость угла отклонения молотков при свободном ударе с учетом момента сил трения на оси подвеса и обосновать зависимость угла отклонения молотка в зоне колосниковой решетки от массы материала. Разработать конечно-элементную модель свободного соударения молотков с материалом для верификации предложенных аналитических зависимостей углов отклонения молотков и для определения напряженно-деформированного состояния молотков

в условиях многоциклового нагружения. Экспериментально исследовать и обосновать повышение долговечности и энергоэффективности усовершенствованных молотковых дробилок.

9. Выполнить внедрение разработанных мероприятий по усовершенствованию роторной зубчатой, валковой и молотковой дробильно-измельчительных машин в условиях агломерационного производства.

**Объект исследования.** Процесс дробления металлургического сырья в дробильно-измельчительных машинах и оборудование для его реализации.

**Предмет исследования.** Конструкции зубчатых роторных, валковых и молотковых дробильно-измельчительных машин и их основные энергосиловые, динамические, кинематические и технологические параметры в процессе дробления металлургического сырья.

**Научная новизна полученных результатов.**

1. Получила дальнейшее развитие классификация дробильно-измельчительных машин по конструктивным особенностям исполнительных рабочих органов, согласно которой зубчатые роторные дробилки рассматриваются как отдельный класс.

2. Впервые разработан косвенный метод определения энергосиловых параметров привода дробилок, основанный на измерении угловой скорости ротора двигателя при нагрузке и дальнейшем расчете момента сопротивления при решении дифференциального уравнения движения электропривода.

3. Получила дальнейшее развитие математическая модель деформирования хрупких материалов сфероидной формы деформацией одноосного сжатия, описывающая процесс разрушения эллипсоидных тел, обладающих анизотропией прочностных свойств, отличающаяся тем, что при определении силы, необходимой для разрушения тела помимо предела прочности на сжатие учитывается предел прочности на растяжение разрушаемого материала.

4. Впервые предложено математическое описание взаимодействия зубьев ротора роторной зубчатой дробилки с дробимым материалом, аналитически описаны силовые параметры процесса разрушения материала в районе приемного

стола и колосников, а также разработан метод определения энергосиловых характеристик привода.

5. Получило дальнейшее развитие теоретическое описание процессов дробления в валковых дробилках с гладкими валками, заключающееся в усовершенствовании зависимости силы дробления от физико-механических характеристик материала и конструктивных параметров бандажей с учетом распределения материала по рабочей поверхности валка, а также в усовершенствовании метода определения энергосиловых параметров привода дробилки с учетом угла точки приложения и зависимости силы дробления.

6. Впервые предложена зависимость диаметра рифли сетки рифленого валка валковой дробилки от конструктивных параметров бандажа и физико-механических свойств материала для обеспечения условий его захвата.

7. Впервые разработана математическая модель процесса дробления материала в валковой дробилке с рифлеными валками, на основании которой предложен метод определения энергосиловых параметров привода.

8. Получило дальнейшее развитие математическое описание процесса дробления материала в молотковых роторных дробилках, включающее в себя усовершенствование зависимости угла отклонения молотка при свободном ударе и в зоне колосниковой решетки от его массо-центровочных характеристик, конструктивных параметров ротора и массы дробимого материала с учетом сил трения на оси подвеса, а также разработку метода определения энергосиловых параметров привода дробильной машины.

### **Теоретическая значимость работы.**

1. Усовершенствование классификации дробильно-измельчительных машин, на основании которой зубчатые роторные дробилки выделяются как отдельный класс, дает возможность произвести идентификацию, и на этой основе разработать новые методы исследований конструктивно-технологических и энергосиловых параметров дробильно-измельчительных машин данного класса и сосредоточиться на изучении их научных основ.

2. Предложенный косвенный метод определения момента сопротивления, действующего на валу рабочего органа, позволяет экспериментально исследовать энергосиловые параметры привода дробильных машин в процессе дробления, при этом не внося какие-либо изменения в конструкцию.

3. Определена степень влияния пределов прочности материала на сжатие и растяжение на силу, необходимую для разрушения хрупкого тела сфероидной формы, обладающего анизотропией прочностных свойств.

4. Предложенное математическое описание процесса дробления материала в роторной зубчатой дробилке, позволят выполнить расчет их конструктивно-технологических и энергосиловых параметров и обосновать эффективность использования роторов с нелинейным расположением зубьев.

5. Разработанное теоретическое описание процесса дробления в валковой дробилке с гладкими валками, в которой учитывается распределение материала по рабочей поверхности бандажа, обеспечивает повышение точности определения энергосиловых параметров привода в 1,2...3,5 раза по сравнению с ранее предложенными методами.

6. Обоснование степени влияния фракции материала и его коэффициента трения по материалу бандажа на размер рифлей и угол между ними, позволяет рассчитать конструктивные параметры сетки валка валковой дробилки для обеспечения захвата дробимого куска в процессе дробления.

7. Разработанный метод определения энергетических параметров привода валковой дробилки с рифлеными валками на основании математической модели процесса дробления материала, дает возможность определить энергосиловые параметры привода.

8. Предложенный метод расчета энергосиловых параметров привода молотковых роторных дробилок, учитывающий динамику молотков и значение реакций в опорах ротора, позволяет теоретически определить требуемую мощность электродвигателя привода.

### **Практическая значимость работы.**

1. Усовершенствован ротор дробилки ДО-1300-2700-61 за счет нелинейного расположения зубьев, что обеспечивает снижение количества отсевов агломерата в доменном производстве на 6...7%, степени износа отдельных рабочих органов в 1,2...1,9 раза, мощности привода в 1,5 раза.

2. Усовершенствована конструкция верхних валков дробилки ДЧГ 900×700 за счет обоснования размеров сетки, позволяющая обеспечить снижение содержания мелких фракций в процессе дробления кокса в 1,2...1,8 раза и уменьшить степень износа бандажей валков в 1,1...1,3 раза.

3. С помощью разработанных методов определения энергосиловых параметров процесса дробления материала в валковых дробилках с гладкими и рифлеными валками обосновано снижение мощности двигателей приводов верхних валков дробилки ДЧГ 900×700 (при измельчении металлургического кокса) в 1,5 раза, нижних – в 2,25 раза.

4. Усовершенствована конструкция молотков дробилки ДМРиЭ 14,5×13 за счет их фиксации в ряду на дополнительной оси, что обеспечивает снижение вероятности их отказов в 14,5 раз и увеличение ресурса ротора в 1,1 раза без потери производительности дробилки и снижения качества продукции.

5. На основании разработанной математической модели процесса дробления материала в молотковой дробильной машине с колосниковой решеткой обосновано уменьшение мощности двигателя дробилки ДМРиЭ 14,5×13 в 1,25 раза (в условиях дробления известняка).

6. Результаты используются в учебном процессе ФГБОУ ВО «ЛГТУ» и ФГБОУ ВО «ЛНУ им. В. Даля», внедрены на аглофабрике ООО «ЮГМК» Филиал № 1 «АМК» с суммарным экономическим эффектом 98,7 млн. руб. в год, а также приняты к внедрению в агломерационном цехе ООО «Тулачермет» с ожидаемым экономическим эффектом 65,6 млн. руб. в год.

**Методология и методы исследования.** Для реализации поставленных целей и задач в диссертационной работе проведен комплекс теоретических исследований на основании анализа, обобщения и развития научно-технических достиже-

ний в области дробления и измельчения различных материалов с использованием конечно-элементного метода, отдельных положений теоретической механики, физики сплошных сред, аналитической геометрии и математического анализа. Экспериментальные методы исследования включали физическое моделирование и проведение активных при многофакторном планировании и пассивных экспериментов в лабораторных и производственных условиях. При обработке результатов проведенных экспериментальных испытаний применялись методы анализа и математической статистической обработки полученных данных с использованием критериев Стьюдента, Кохрена и Фишера, а также критерия согласия Пирсона.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Дробильные машины, в которых рабочим органом является вращающийся ротор с зубчатыми звездочками, и приоритетная роль при дроблении материала отводится разрушению деформацией изгиба или сдвига, необходимо относить к классу зубчатых роторных дробилок.

2. При деформировании хрупкого твердого сфероидного тела, характеризующегося анизотропией прочностных свойств, одноосным сжатием, разрушение происходит в центральном сечении с наименьшей площадью согласно критерию прочности Кулона-Мора в терминах главных напряжений, определяемых при решении задачи Буссинеска о распределении напряжений в упругом полупространстве.

3. Метод расчета основных конструктивно-технологических и энергосиловых параметров зубчатой роторной дробилки на основе математической модели контактного взаимодействия зубьев звездочек ротора с дробимым материалом в рабочем пространстве в процессе его дробления.

4. Зависимость силы дробления материала в валковых дробилках с гладкими валками от радиуса и ширины рабочей поверхности бандажей, межвалкового зазора, предела прочности на сжатие, коэффициента трения, а также коэффициента характерной формы и степени анизотропии материала.

5. Зависимость радиуса рифли рифленого валка, необходимого для захвата куска материала определенной фракции от радиуса бандажа, межвалкового зазора и коэффициента трения материала по стали.

6. Метод определения энергосиловых параметров валковой дробилки с рифлеными валками с учетом ее конструктивных параметров и физико-механических свойств материала на основе математической модели контактного взаимодействия валков и материала в процессе дробления.

7. Метод расчета энергосиловых параметров молотковой дробилки в зависимости от конструктивных параметров молотков и физико-механических свойств дробимого материала на основе математической модели взаимодействия рабочих органов и материала в процессе дробления.

**Степень достоверности и апробация результатов.** Достоверность и эффективность научно-технических решений, обоснованность выводов и рекомендаций подтверждаются приведенным объемом проанализированной и систематизированной информации о дробильно-измельчительных процессах, использованием апробированных методов исследований и научных теорий, адекватностью, достоверностью и верификацией математических моделей, подтвержденными результатами конечно-элементных и экспериментальных исследований, проведенных в лабораторных и производственных условиях, соответствием полученных результатов теоретических и экспериментальных исследований, повышением технико-экономических показателей работы усовершенствованных дробильно-измельчительных машин с рабочими органами модернизированной конструкции в производственных условиях.

Основные результаты диссертационной работы рассматривались и обсуждались на научных семинарах кафедр металлургии черных металлов ФГБОУ ВО «ДонГТУ» и металлургического оборудования ФГБОУ ВО «ЛГТУ» а также на: 5-ой Международной научно-практической конференции «Инновационные перспективы Донбасса» (г. Донецк, 21–23 мая 2019 г.); V-ой международной научно-технической конференции «Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства» (г. Алчевск, 15 октября 2020 г.);

9-ой Международной научно-практической конференции «Современные материалы, техника и технология (г. Курск, 28 декабря 2019 г.); 6-ой Международной научно-практической конференции «Инновационные перспективы Донбасса» (г. Донецк, 26–28 мая 2020 г.); III-ой Всероссийской (с международным участием) научно-практической конференции «Современная металлургия нового тысячелетия», посвященной 10-летию Металлургического института ЛГТУ (г. Липецк, 21–23 октября 2020 г.); 7-ой Международной научно-практической конференции «Инновационные перспективы Донбасса» (г. Донецк, 24–26 мая 2021 г.); Шестом междисциплинарном научном форуме с международным участием «Новые материалы и перспективные технологии» (г. Москва, 23–27 ноября 2020 г.); VI-ой Международной научно-технической конференции «Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства» (г. Алчевск, 14–15 октября 2021 г.); 7-ой международной научно-практической конференции «Машиностроение: инновационные аспекты развития» (г. Санкт-Петербург, 29 марта 2024 г.); 8-ой Международной научно-практической конференции «Инновационные перспективы Донбасса» (г. Донецк, 24–26 мая 2022 г.); 10-ой Международной научно-практической конференции «Инновационные перспективы Донбасса» (г. Донецк, 25–27 мая 2024 г.); 11-ом Международном научном форуме «Инновационные перспективы Донбасса» (г. Донецк, 27–29 мая 2025 г.).

**Соответствие диссертации паспорту научной специальности.** Диссертационная работа по своей цели, задачам, содержанию и научной новизне соответствует паспорту специальности 2.5.21. Машины, агрегаты и технологические процессы по пп. 1 «Разработка научных и методологических основ, технических и технологических требований к проектированию и созданию новых машин, агрегатов и технологических процессов», 6 «Разработка научных и методологических основ повышения производительности машин, агрегатов и технологических процессов и оценки их экономической и энергетической эффективности и ресурса», 9 «Разработка научных и методологических основ проектирования и практической реализации технологических процессов и способов получения и обработки материалов, обеспечивающих экологическую безопасность, экономию матери-

альных и энергетических ресурсов, формирующих комплекс свойств, качество и расширяющих номенклатуру изготавливаемой продукции».

**Публикации.** Результаты диссертационного исследования отражены в 55 публикациях, в том числе: 19 статей из перечня рецензируемых научных изданий, в научных изданиях, индексируемых базой данных RSCI и научных изданиях, индексируемых международными базами данных, перечень которых определен в соответствии с рекомендациями ВАК; 2 патента РФ на изобретение; 7 патентов РФ на полезную модель; 4 монографии; 23 публикации в прочих изданиях.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, семи глав, заключения, списка литературы и приложений, изложена на 408 страницах машинописного текста, включающего 110 рисунков, 40 таблиц, 6 приложений, библиографический список из 429 наименований.

## ГЛАВА 1

# СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ФРАКЦИОННОЙ ПОДГОТОВКИ ШИХТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ В АГЛОДОМЕННОМ ПРОИЗВОДСТВЕ. МИРОВОЙ ОПЫТ ИССЛЕДОВАНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДРОБИЛЬНО-ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ

Технико-экономические показатели агломерационного производства имеют существенное значение при оценке общей эффективности металлургического предприятия в виду того, что производство агломерата в металлургической отрасли в отдельные периоды только в Российской Федерации достигает показателей в 58 млн. т в год [296].

В последнее время результаты значительного количества исследований, связанных с изучением окучкованного железорудного сырья, применяемого практически на всех современных металлургических предприятиях, показывают, что агломерат не позволяет в полной мере удовлетворять условиям растущих требований доменной плавки. В связи с этим необходим поиск совершенно новых или усовершенствование существующих способов самого производства, отдельных технологических этапов или оборудования, применяемого для реализации процесса, которые позволили бы обеспечить повышение качества уже существующего доменного сырья.

### **1.1 Анализ влияния качества подготовки шихтовых материалов на эффективность аглодоменного производства**

На стабильность хода доменной печи и ее технико-экономические показатели влияет множество факторов, одними из которых являются физико-химические характеристики шихтовых материалов. Наиболее существенно влияющими на эффективность доменного процесса показателями являются газопроницаемость слоя шихты и скорость восстановления железорудного сырья, которые в свою очередь зависят от верхнего предела фракции и однородности размеров отдель-

ных кусков гранулометрического состава железорудного агломерата [32, 42, 43, 55, 159, 200, 201, 221, 225, 233, 285, 315, 337, 409].

### **1.1.1 Влияние фракционного состава железорудного сырья на эффективность доменного процесса**

Качественные показатели железорудных материалов (агломерата, окатышей, железной руды) и доменного кокса, определяют эффективность и основные технико-экономические показатели доменного процесса. Одним из основных физико-химических свойств железорудных компонентов доменной шихты является ее восстановимость. Применение в доменной шихте легковосстановимых материалов способствует сокращению времени их пребывания в рабочем пространстве доменной печи, росту степени косвенного восстановления оксидов железа и снижению удельного расхода доменного кокса [42, 295].

Кинетика (скорость) восстановления оксидов железа в доменной печи рассмотрена во многих исследованиях [28, 128, 293, 347, 348, 353]. В качестве основных факторов, определяющих скорость восстановления железорудного материала в доменной печи, рассматриваются структура кристаллической решетки минерала и геометрический размер куска. Наиболее простое решение задачи оценки влияния размеров кусков на кинетику их восстановления рассмотрено в работе [349], в которой установлено, что восстановление шарообразного куска руды растет пропорционально времени, прошедшему от начала реакции. Из этого следует, что скорость восстановления тем больше, чем меньше фракция руды или агломерата.

Влияние размера куска железной руды, окатышей или агломерата на степень восстановления оксидов железа обусловлено тем, что процесс восстановления происходит на поверхности куска, при этом количество прореагировавшего в единицу времени вещества по отношению ко всему веществу пропорционально отношению поверхности отдельного куска к его объему. В этом случае для куска правильной формы (шар, куб и т.д.) поверхность пропорциональна второй, а объем – третьей степени линейного размера диаметра или грани, поэтому отношение этих значений обратно пропорционально его линейному размеру [159].

Влияние размера куска железной руды или спеченного агломерата на степень и время восстановления оксидов железа отображено на рисунке 1.1, из которых видна высокая степень влияния размера куска в слое шихты на степень восстановления оксидов железа [159].

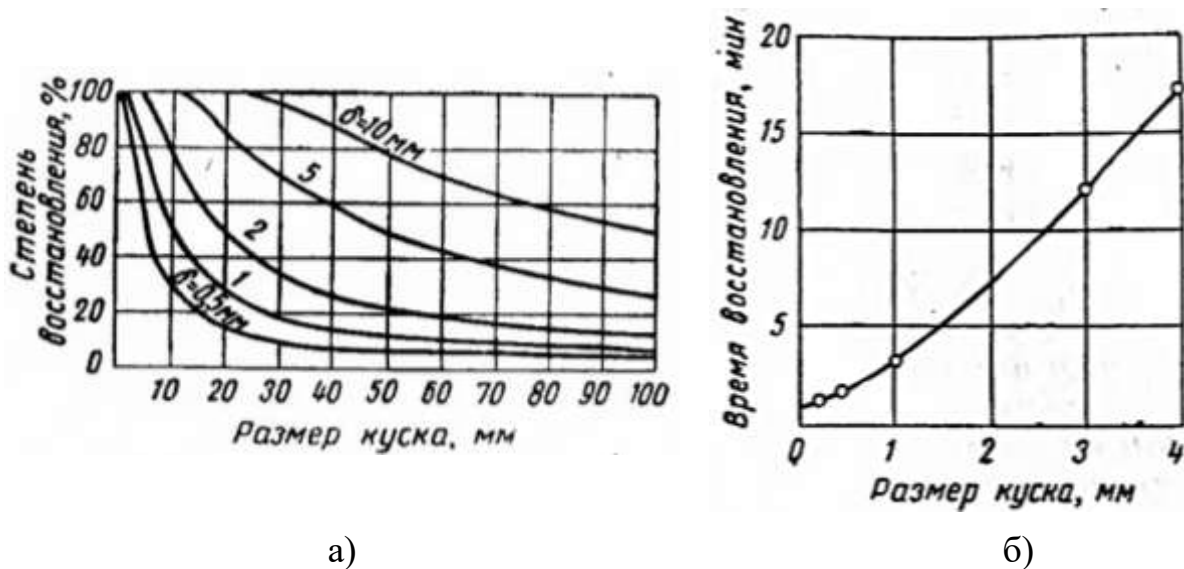


Рисунок 1.1. Влияние размера куска железа на степень его восстановления для различной толщины слоя, восстановленного в единицу времени железа  $\delta$  (а) и на время восстановления оксидов железа (б)

Таким образом увеличение среднего размера кусков агломерата существенно сказывается на скорости восстановления оксидов железа в доменной печи, что негативно влияет на эффективность всего доменного процесса.

Физико-химические параметры готового агломерата оказывают одно из определяющих влияний на газодинамические характеристики доменного процесса [19]. При этом гранулометрический состав загружаемых материалов существенно сказывается на газопроницаемости шихтового столба в рабочем пространстве доменной печи [19, 32, 42, 159, 200, 201, 233, 285, 315, 337, 350, 353, 409].

На рисунке 1.2 представлены зависимости потери напора в слое шихты от среднего размера кусков [159].

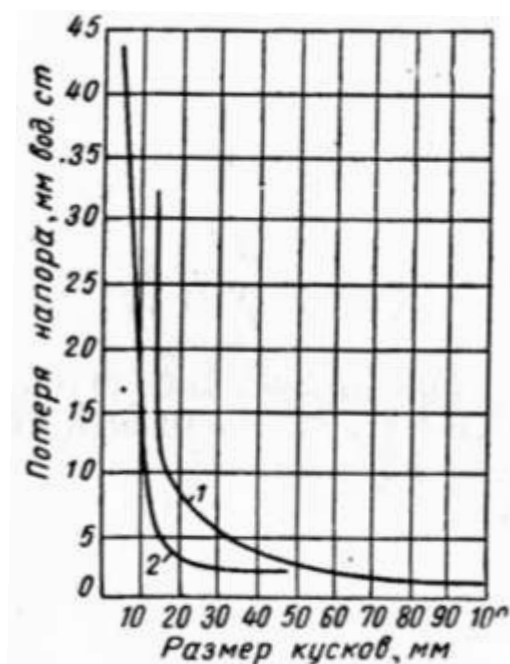


Рисунок 1.2. Зависимость потери напора в слое шихты от среднего размера куска

В исследованиях [340] установлено, что уменьшение процентного содержания мелкой фракции 0...5 мм в агломерате с 25 до 6,25 % позволит обеспечить снижение перепада давления газа в шихтовом слое в верхней части рабочего пространства доменной печи на 31,9 %. При этом установлено, что снижение содержания мелкой фракции 0...5 мм в слое агломерата и, соответственно, общего перепада давления газа в слое шихтовых материалов в доменной печи на каждый 1 % снижают удельный расход скипового кокса приблизительно на 0,23 %.

Следует отметить, что не всегда увеличение среднего значения фракции шихтовых материалов приводит к уменьшению потери напора. Газопроницаемость шихты повышается при увеличении такого показателя как «порозность» шихтового слоя [19, 159, 350, 353] – увеличению пустот между отдельными кусками. В работе [350] установлено, что при использовании именно одинаковой крупности шихтовых материалов повышается порозность и улучшается газопроницаемость верхней зоны рабочего пространства доменной печи.

По результатам многочисленных исследований установлено, что для современного доменного процесса рациональная крупность (фракция) кусков агломерата должна составлять 15...40 мм [19, 32, 42, 159, 201, 221, 233, 285, 315,

337, 350, 353, 409]. При этом в отдельных исследованиях авторы называют и более узкие диапазоны требуемого гранулометрического состава, так, например, в ниже перечисленных работах установлено, что для повышения эффективности доменного процесса необходимо использовать агломерат фракцией: 10...30 мм [219]; 10...20 мм [299]; 10...25 мм [324]; 10...40 мм [244]. Одновременно с этим к нему предъявляются довольно жесткие требования к содержанию отдельных фракций агломерата, окатышей и доменного кокса, выходящих за рациональные пределы (табл. 1.1).

Таблица 1.1. Современные требования к гранулометрическому составу железорудных шихтовых материалов [391]

Материал	Фракция, мм	Процентное содержание, %
Агломерат	-5 или -6,3	$\leq 5$
	-10	$\leq 25$
	+50	$\leq 5$
Окатыши	-6,3	$\leq 5$
	6,3...16,0	$\geq 85$
	+16	$\leq 5$

В производственных условиях отдельных металлургических предприятий для улучшения газопроницаемости столба шихтовых материалов в доменной печи перед загрузкой железосодержащие материалы (в основном агломерат) подвергаются многократному (2-х, 3-х, а иногда даже и 4-х кратному) грохочению. Это обеспечивает загрузку в доменные печи более стабилизированного по гранулометрическому составу железорудного материала [237] и исключает использование шихтовых материалов фракционным составом, выходящим за пределы рациональных параметров. Разработанные требования по фракционному составу доменного агломерата и окатышей [237, 387, 391] предполагают наличие в шихте

фракции 5,0 мм не более 5 % (табл. 1.1), а в ряде стран данный показатель в настоящее время не превышает 3 %.

Не менее важным для условий повышения эффективности и технико-экономических показателей доменной плавки и сохранения целостности футеровки является рациональное распределение отдельных фракции составляющих компонентов шихты по периметру рабочего пространства доменной печи [31, 316].

### **1.1.2 Анализ причин неконтролируемого механического разрушения агломерата при транспортировке в доменную печь**

Зачастую куски агломерата неконтролируемо разрушаются при транспортировке и перегрузках, в процессе которых на них действуют внешние силы (падение с высоты, вибрация при транспортировании и т.д.).

Механизм разрушения куска агломерата, являющегося хрупким анизотропным материалом и обладающего относительно невысокими прочностными характеристиками (предел прочности при сжатии составляет  $\sigma_{сж} = 0,5...2,5$  МПа [33, 65, 213, 376]), довольно сложен и зависит от множества факторов [45]. При механическом нагружении куска внешними воздействиями нарушаются связи между крупными блоками, которые обычно оказываются наиболее слабыми в кусках агломерата. Сами блоки агломерата по сравнению со связями обладают более высокой прочностью, и их разрушение происходит только при наложении относительно больших механических нагрузок сосредоточенных непосредственно на них. При этом крупные куски, разрушаясь, дают большое количество мелочи.

Основной причиной самоизмельчения куска агломерационного пирога при внешних нагрузках является чрезмерная крупность частиц руды или известняка, непрореагировавших в процессе спекания, которые являются концентраторами его разрушения [45].

Одной из причин разрушения агломерата является его пористость вследствие того, что при высокой пористости заметно уменьшается площадь «живого» сечения куска, воспринимающего внешние силы, что значительно сказывается на прочностных характеристиках куска [201].

Немаловажной причиной неконтролируемого саморазрушения куска агломерата следует отнести наличие в его микроструктуре хрупких фаз, не обладающих свойством упругой деформации при падениях и ударах [45].

В работе [223] установлено, что процесс дробления аглоспека, кроме стадий активного разрушения и относительной стабилизации, включает стадию первичного разрушения (раскрытия), на которой выход мелких классов определяется только различием параметров структуры аглопирога и структурных элементов, которые он вмещает.

В качестве дополнительных факторов, влияющих на целостность куска и его остаточную деформацию, а также интенсифицирующих разрушение агломерационного пирога в процессе спекания, можно выделить образование в агломерате внутренних механических напряжений, возникающих вследствие воздействия [201]:

– термических напряжений, возникающих непосредственно в период кристаллизации куска агломерата при контакте его нагретого закристаллизовавшегося поверхностного слоя с внешним холодным воздухом (появляется существенная разница температур между поверхностью куска и его центральными слоями, приводящая к различной степени их усадки – центральные слои усаживаются в гораздо меньшей степени из-за более низкой скорости охлаждения) [400];

– межфазных напряжений, возникающих за счет разной степени уменьшения размеров (сжатия) кристаллов разных фаз при их охлаждении (что и вызывает возникновение механических напряжений на поверхности контактов этих фаз);

– фазовых напряжений – для железорудных материалов большое значение имеет полиморфное превращение нестабильной формы кристалла  $\beta\text{-Ca}_2\text{SiO}_4$  в более устойчивую форму  $\gamma\text{-16 Ca}_2\text{SiO}_4$  при достижении температуры  $675^\circ\text{C}$ , сопровождающееся увеличением геометрического объема новой фазы на 11 %, что и является причиной возникновения в куске спеченного агломерата дополнительных внутренних механических напряжений [45, 329].

### 1.1.3 Анализ влияния качества фракционной подготовки металлургического кокса и аглофлюсов на агломерационный процесс

Обязательным критерием эффективной работы агломерационных машин и получения агломерата высокого качества является подача на спекание шихты, максимально однородной по гранулометрическому и химическому составу. Гранулометрический состав шихтовых материалов (в данном случае – твердого топлива) оказывает существенное влияние на удельный расход кокса, производительность процесса агломерации, качество готового агломерата и вредные выбросы в атмосферу [38, 44, 78, 200, 201, 223, 236, 251, 297, 393, 406, 424].

Если на показатели химического состава твердого топлива (содержание золы, серы, летучих веществ, влаги и т.д.) в условиях агломерационного производства оказывать влияние в достаточной степени сложно, то возможность улучшения его гранулометрического состава (его фракционной стабилизации) непосредственно обеспечивается за счет дробильно-измельчительных процессов, реализуемых на участке подготовки шихты, находящегося в агломерационном цехе.

Использование в агломерационном производстве коксовой мелочи, антрацита и других каменных углей различного фракционного состава и его влияние на технологические параметры процесса исследованы многими учеными. Большинство мнений сводится к тому, что более высокими показателями эффективности введения твердого топлива в слой агломерационной шихты достигается в случаях использования фракции 0,5...3 мм [78, 223, 236, 251, 297, 393, 406].

Установлено, что изменение среднего размера кусков твердого топлива в шихте с 1,6 мм до 1,2 мм позволяет увеличить удельную площадь поверхности частиц (реакционную поверхность) и тем самым повысить скорость их сгорания в слое агломерационной шихты, что даст возможность повысить скорость спекания агломерата [393].

На процесс спекания значительное влияние оказывает содержание класса крупности топлива 0...0,5 мм. Сжигание твердого топлива, не содержащего мелкой фракции 0...0,5 мм, обеспечивает более высокую (на 100...140 °С) температуру в слое, позволяет увеличить на 10...17 % выход годного продукта, повысить

удельную производительность на 20...30 % и более, в том числе за счет увеличения скорости спекания, обусловленного удалением мелкой фракции из шихты [236]. При этом наибольшая теплота сгорания углерода топлива в слое достигается в случаях использования топлива крупностью 0,5...3 мм [236].

При снижении содержания фракции  $-0,5$  мм в коксовой мелочи верхнего слоя агломерационной шихты с 45 % до 0 с соответствующим увеличением крупных фракций более 3 мм наблюдается снижение удельной производительности агломерационной машины с 1,028 до 0,895 т/(м<sup>2</sup> ч) за счет падения вертикальной скорости спекания с 17,4 до 13,64 мм/мин. Выход годного агломерата при этом, напротив, возрастает с 63,6 % до 73,5 % за счет увеличения доли фракции более 0,25 мм в агломерате с 8,6 % до 22,2 % соответственно. При этом прочностные характеристики агломерата по мере снижения содержания фракции менее 0,5 мм в твердом топливе верхнего слоя шихты улучшаются: прочность на удар увеличивается с 61,8 % до 67,2 %, на истирание уменьшается с 4,7 % до 4,3 % [251].

В то же время уменьшение содержания фракции топлива 0,5 мм в железорудной шихте на 1 % приводит к уменьшению расхода кокса в доменном процессе на 0,5 % за счет повышения прочностных характеристик готового агломерата и росту производительности самих доменных печей [297].

Таким образом, использование фракции твердого топлива, исключаяющей включение мелкодисперсных частиц (менее 0,5 мм), положительно сказывается на основных показателях процесса агломерации железосодержащих материалов и физико-химических свойствах готового агломерата.

Известно, что основной составляющей энергоемкости агломерационного процесса является удельный расход твердого топлива, который на отечественных агломерационных фабриках составляет 44,6...64,3 кг/т, что значительно выше, чем на зарубежных (Япония, Германия – 36...45 кг/т). На расход твердого топлива при производстве железорудного агломерата влияют следующие факторы: сортмент и характеристика используемого топлива, компонентный и химический составы агломерационной шихты, технологические параметры процесса агломерации [236, 251, 393].

На основании вышесказанного можно сделать вывод, что повышение эффективности фракционной подготовки, связанной с дробильно-измельчительными процессами, сказывается не только на их основных технико-экономических параметрах, но и оказывает существенное влияние на основные показатели любого технологического процесса, в частности на спекание железорудного агломерата в условиях предприятий черной металлургии.

За последние годы в доменных печах широко применяют офлюсованный железорудный агломерат вместо нефлюсованного [38]. Производство офлюсованного агломерата имеет следующие преимущества перед производством и применением в доменном производстве обычного агломерата [44, 50, 55, 103, 168, 224, 254, 302, 309]:

- введение различных флюсов в агломерационную шихту сопровождается увеличением производительности агломерационных машин [44, 55, 103];

- восстановимость офлюсованного агломерата выше восстановимости обычного агломерата [55, 103, 224];

- увеличение восстановимости железорудного агломерата, в свою очередь, снижает расход дорогостоящего металлургического кокса на выплавку чугуна, улучшает тепловой баланс доменного процесса и существенно увеличивает производительность печи [50, 55, 103].

Флюсы можно вводить в шихту в виде известняка, извести, известкового молока и мела. Каждая из этих добавок интенсифицирует процесс спекания по-разному и требует своих условий подготовки [168].

Отличительной особенностью офлюсованных агломератов является меньшее по сравнению с обычным агломератом содержание фаялита ( $\text{Fe}_2\text{SiO}_4$ ) и склонность к распаду (разрушению) с течением времени, что объясняется модификационным превращением ортосиликата кальция и наличием свободной извести [302].

Основная технологическая трудность состоит в снижении прочности офлюсованного железорудного агломерата и его склонности к растрескиванию и распаду при хранении и транспортировке.

В результате исследований влияния крупности фракции вводимого флюса в шихту на физические свойства офлюсованного агломерата выявлено, что чем меньше размер частичек известняка или доломита, добавляемого в агломерационную шихту, тем меньше времени требуется на полное разложение отдельного зерна, и тем скорее зерно прореагирует с окружающей его кремнекислотой руды и тем полнее произойдет реакция образования кальциевого силиката за короткий период высоких температур в зоне спекания шихты [201, 254, 309].

Прочность и стойкость агломерата находится в существенной зависимости от крупности вводимого агломерационного флюса и степени основности [254].

Прочностные свойства и стойкость к самопроизвольному распаду железорудного агломерата, полученного с использованием флюсов крупностью 0...1,0 мм и 0...3,0 мм, значительно лучше по сравнению с показателями агломерата, полученного с применением известняка или доломита крупностью 0...5,0 мм, который после тридцатидневного хранения превратился на 60% в «мелочь». Из этого следует, что размер отдельных частиц аглофлюсов не должен превышать 3,0 мм, его желательно снизить до 1,0 мм или даже 0...0,5 мм. Из исследования состояния агломерата видно, что причиной распада его являются вкрапления свободного известняка, который при поглощении атмосферной влаги вызывает разрушение кусков агломерата [55, 103, 254].

При наличии в шихте более крупных кусков флюса, последние не успевают прореагировать с кремнекислотой рудного материала и остаются в агломерате в виде включений свободной окиси кальция. В период хранения агломерата на складе или при его охлаждении водой непрореагировавшая известь гасится с образованием гидрата окиси кальция и, расширяясь в объеме, разрушает отдельные куски агломерата [55, 103, 254]. Остаток неразложившегося известняка или скопления неусвоенной агломератом извести являются одной из причин снижения прочностных характеристик офлюсованного агломерата. Меры борьбы с этим явлением заключаются в увеличении тонкости помола агломерационных флюсов (до 0...2,0 мм) и повышении степени и качества смешивания шихтовых материалов [38, 44, 200, 201].

Как отмечалось выше, при спекании агломерационных руд и концентратов, верхний предел фракции флюсовых добавок в агломерационном производстве не должен превышать 3,0 мм, на основании чего можно с уверенностью утверждать, что технико-экономические показатели агломерационного производства существенно зависят от эффективности оборудования, предназначенного для фракционной подготовки данного вида сырья [38, 44, 50, 55, 103, 168, 200, 201, 224, 254, 302, 309].

## **1.2 Общие сведения о дробильно-измельчительных процессах**

### **1.2.1 Основные понятия о процессе дробления**

Дробление – процесс разрушения кускового минерального сырья под действием внешних механических сил путем раздавливания, раскалывания, удара или их сочетания, его осуществляют в специальных машинах, называемых дробилками [29, 34, 40, 194, 216, 274, 305, 312, 344, 406].

Измельчение – процесс уменьшения размеров кусков минерального сырья в результате ударного и истирающего воздействия внешних механических сил для раскрытия сростков минералов, его осуществляют в специальных машинах, называемых мельницами [29, 34, 40, 194, 216, 274, 305, 312, 344, 406].

Принципиальной разницы между процессами дробления и измельчения нет. Однако, условно считают, что при дроблении получают продукты крупнее, а при измельчении мельче 5,0 мм.

Процессы дробления и измельчения весьма распространены и встречаются практически в любой отрасли производственной деятельности. Наиболее широкое применение они находят в горнорудной промышленности при переработке полезных ископаемых, а также в химической и металлургической отраслях [1, 6, 29, 30, 39, 71, 127, 344].

Также дроблением можно назвать процесс разрушения кусков твердого материала при критических внутренних напряжениях, создаваемых в результате какого-либо нагружения (приложения сил) и превышающих соответствующий пре-

дел прочности дробимого материала. Напряжения в материале могут создаваться механическими, температурными, химическими воздействиями, ультразвуковыми колебаниями и т.д. Наибольшее распространение в металлургическом производстве приобрели механические способы фракционной подготовки.

Способ разрушения или их сочетание выбирается в зависимости от гранулометрического состава до и после дробления (степени дробления), а также физико-механических свойств материала: прочности на сжатие, сдвиг, растяжение, твердости, вязкости, хрупкости, трещиноватости, дробимости и т.д.

Прочность (крепость) – это способность горных пород противостоять разрушению под действием внешних сил. Она характеризуется предельными напряжениями, которые могут быть созданы в опасном сечении тела при разных видах разрушающих динамических и статических воздействий (различных видах удара, сжатия, растяжения, изгиба, истирания и т.д.).

Для определения показателя прочности горных пород используют значение предельного напряжения на сжатие либо коэффициент крепости, разработанный профессором М.М. Протоdjяконовым [172]. От коэффициента крепости и степени дробления материала зависит число стадий и циклов дробления.

При этом необходимо учитывать, что прочность при сжатии, растяжении и изгибе у одного и того же материала может существенно различаться в соответствии с условиями его нагружения в процессе дробления. У хрупких материалов прочность при сжатии в 5...25 раз выше, чем при изгибе и растяжении.

Дробимость – это обобщающий параметр, характеризующий энергоемкость процесса дробления материала. При этом энергоемкость процесса дробления в свою очередь зависит от физико-механических свойств горных пород, таких как упругость, прочность, пластичность, влажность, абразивность [29, 34, 40, 194, 216, 274, 305, 312, 344, 406].

Дробимость материала оценивают по индексу чистой работы дробления  $W_i$  и типовым характеристикам разгрузки стандартных дробилок.

При исследованиях процесса дробления разнородных материалов используется показатель «чистой работы» или «индекс Бонда», определяемый по следующей формуле [5, 40, 274, 305]:

$$W_i = \frac{(N_{dp} - N_{x.x.})\sqrt{F_{80}}}{10Q_z \left( \frac{F_{80}}{P_{80}} - 1 \right)}, \quad (1.1)$$

где  $N_{dp}$  – мощность, потребляемая дробильной машиной при дроблении, кВт;

$N_{x.x.}$  – мощность холостого хода дробилки, кВт;

$F_{80}$ ,  $P_{80}$  – размеры ячеек квадратных сит, через которые проходит более 80% соответственно исходного питания и разгрузки дробилки, мм;

$Q_z$  – удельная производительность дробилки, т/ч.

Абразивность – это способность дробимого материала изнашивать рабочие органы в процессе дробления (измельчения) при трении. За критерий абразивности принимают суммарную потерю в массе стержня из незакаленной стали, истирающегося о поверхность образца породы своим торцом в течение определенного времени. От показателя абразивности зависит выбор материала рабочих органов и метода их упрочнения [34, 40, 194, 216, 274, 305, 312, 344, 406].

Трещиноватость – свойство дробимого материала, определяющее нарушение монолитности породы трещинами, при этом этим термином также называется совокупность (насыщенность) трещин в массиве материала [40, 133, 172, 194, 210, 243, 245, 288, 312, 345, 355].

Способ механического разрушения зависит от вида воздействия разрушающей силы в процессе дробления на отдельные куски материала. Основные способы разрушения: раздавливание, раскалывание, стесненный удар, разламывание, истирание, срезывание, различные методы резания, свободный удар.

С точки зрения анизотропии прочностных свойств хрупких материалов наиболее выгодно разрушать их растяжением, но из-за конструктивных особенно-

стей дробильных машин в основном используется раздавливание. Обычно в машинах для дробления и измельчения одновременно происходит несколько видов разрушения материалов. При этом дробимый материал подвергается воздействию различных способов силового нагружения.

В зависимости от свойств материала и от гранулометрического состава дробленого продукта подбирается схема (цикл) дробления, конструкция и тип дробилки [194, 216, 274, 305].

Процессы дробления в металлургии сопряжены с операциями грохочения (классификации). Совокупность дробильно-измельчительных операций и грохочения составляет цикл дробления, который может быть открытым или замкнутым.

Существующие циклы дробления [71, 216]: открытый цикл без грохочения; открытый цикл с предварительным грохочением; замкнутый цикл с совмещенным предварительным и контрольным грохочением; замкнутый цикл с отдельными операциями предварительного и контрольного грохочения; замкнутый цикл дробления с контрольным грохочением; открытый цикл с контрольным грохочением.

При этом в металлургии существует еще и открытый цикл дробления, при котором отсеивается мелкая фракция материала и возвращается не на дробление, а на повторное использование в качестве шихты в технологическом процессе.

### 1.2.2 Теоретические основы процессов дробления

Затраты энергии на измельчение куска материала напрямую связаны с полезной работой, которая может быть определена по нескольким существующим гипотезам [34, 40, 194, 216, 274, 305, 312, 344, 406].

Согласно первому закону дробления (гипотеза Ретинберга), необходимая полная работа для образования новой поверхности пропорциональна ее изменению:

$$A = k_p \Delta F = k_p (i - 1) \frac{q}{D_{cp}}, \quad (1.2)$$

где  $k_P$  – коэффициент пропорциональности между затраченной работой и вновь образованной поверхностью отдельных кусков дробленого материала;

$\Delta F$  – вновь образованная поверхность, м<sup>2</sup>;

$i$  – степень измельчения материала;

$q$  – объем материала, м<sup>3</sup>;

$D_{cp}$  – усредненный показатель фракции материала перед дроблением, м.

По гипотезе Кирпичева-Кика, полезная работа процесса дробления пропорциональна уменьшению объема или массы кусков твердого материала, когда изменение объема куска пропорционально его первоначальному объему, а объем пропорционален третьей степени его характерного (среднего) диаметра  $D_{cp}$ :

$$A = k_K D_{cp}^3, \quad (1.3)$$

где  $k_K$  – коэффициент пропорциональности.

Из гипотезы Ребиндера следует, что зависимость расхода энергии при измельчении учитывает работы, затрачиваемые на деформацию разрушаемых кусков и на образование поверхностей:

$$A = k_R \Delta V + \sigma' \Delta F, \quad (1.4)$$

где  $k_R$ ,  $\sigma'$  – коэффициенты пропорциональности;

$\Delta V$  – изменение объема разрушаемого куска, м<sup>3</sup>.

По гипотезе Бонда, необходимая элементарная работа пропорциональна приращению среднегеометрического между объемом и вновь образованной поверхностью:

$$A = k_B \left( \sqrt{\Delta V \Delta F} \right) = k_B D_{cp}^{2.5}, \quad (1.5)$$

где  $k_B$  – коэффициент пропорциональности.

Отношение размеров кусков или зерен исходного материала к размеру кусков или зерен дробленого или измельченного продукта называется степенью дробления или степенью измельчения соответственно – количественной характеристикой процесса, показывающей, во сколько раз уменьшился размер кусков или зерен материала при дроблении или измельчении.

Чаще всего степень дробления определяется как отношение размеров максимальных по крупности кусков материала до и после дробления:

$$i = \frac{D_{\max}}{d_{\max}}, \quad (1.6)$$

где  $D_{\max}$  – размер наибольшего куска, загружаемого в дробилку, м;

$d_{\max}$  – размер наибольшего куска материала после дробления, м.

Иногда степень дробления вычисляется как отношение диаметров предельных отверстий сит при грохочении дробимого материала и дробленого продукта:

$$i = \frac{D_{\kappa.\max}}{b_{\kappa.\max}}, \quad (1.7)$$

где  $D_{\kappa.\max}$  – наименьший размер отверстия сит, через которые при грохочении куски еще проходят до дробления, м;

$b_{\kappa.\max}$  – наименьший размер отверстия сит, через которые при грохочении куски еще проходят после дробления, м.

Однако степень дробления, подсчитанная по выше представленным зависимостям, характеризует процессы дробления и измельчения недостаточно полно. Необходимо вычислять ее как отношение средних размеров, которые находятся с учетом характеристик крупности исходного материала и продукта дробления:

$$i = \frac{D_{cp}}{d_{cp}}, \quad (1.8)$$

где  $D_{cp}$ ,  $d_{cp}$  – средневзвешенный размер кусков материала до и после дробления соответственно, м.

Средневзвешенный размер определяется как:

$$d_{cp} = \frac{d_1 m_1 + d_2 m_2 + \dots + d_n m_n}{M_m}, \quad (1.9)$$

где  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_n$  – средний размер классов, м;

$m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_n$  – масса соответствующего класса фракционного состава дробленого материала, кг;

$M_m$  – масса всех классов материала, кг.

### 1.2.3 Основные показатели эффективности дробильных машин

К числу основных показателей, влияющих на эффективность дробильной машины, можно отнести: производительность, качество готового продукта, энергоёмкость процесса [34, 40, 194, 216, 274, 305, 312, 344, 406].

Показатель производительности необходимо разделять на два параметра:

– производительность дробилки – количество дробленого материала, отвечающего предъявляемым фракционным требованиям готового продукта после дробления и выгрузки его из рабочего пространства дробильной машины, выраженное в массе и выработанное (переработанное) в единицу времени [71];

– пропускная способность – предельное количество подаваемого в камеру дробильной машины за единицу времени материала, который возможно переработать в рабочем пространстве без предъявления требований к фракционному составу готового продукта после дробления и выгрузки его из рабочего пространства [71].

Так, при использовании грохотов после дробления для классификации материала производительность определяется количеством (массой, объемом) подрешетного (годного) продукта  $Q_z$ , а пропускная способность  $Q_{np}$  – суммой масс

подрешетного и надрешетного продукта (возврата, отправляемого на повторное дробление или повторное использование в технологическом процессе)  $Q_g$ :

$$Q_{np} = Q_2 + Q_g. \quad (1.10)$$

Тогда относительная производительность дробильной машины [71]:

$$Q_{yd} = \frac{Q_2}{Q_{np}}. \quad (1.11)$$

На качество готового продукта при его фракционной подготовке влияют:

– «замельченность» – содержание нижних классов в подрешетном продукте (содержание кусков размерами меньше, чем нижний допустимый предел фракции, обусловленный требованиями технологического процесса) [71];

– «закрупнение» – содержание кусков материала размерами, превышающими верхний предел фракции, обусловленный требованиями технологического процесса [71].

«Замельченность» наблюдается при отсеивании продукта размерами, превышающими верхний предел  $\delta_g$  и характерна для всех циклов дробления, кроме открытого с контрольным грохочением с удалением мелкой фракции (нижнего предела  $\delta_n$ ), при этом она определяется по следующей зависимости [71]:

$$Z_{np} = \frac{Q_{-\delta_n}}{Q_2} 100\%. \quad (1.12)$$

где  $Q_{-\delta_n}$  – масса мелкодисперсной фракции, кг.

«Закрупнение» в свою очередь свойственно для всех открытых циклов дробления, кроме открытого цикла с контрольным грохочением с удалением крупной фракции (верхнего предела  $\delta_g$ ), и определяется как [71]:

$$K_{np} = \frac{Q_{+\delta_g}}{Q_2} 100\%, \quad (1.13)$$

где  $Q_{+\delta_e}$  – масса продукции размерами, превышающими верхний предел фракции, кг.

Энергоемкость процесса дробления характеризуется индексом чистой работы дробления  $W_i$ , удельной  $W_y$  и потребной  $W_{\text{д.м.}}$  мощностью привода дробильной машины.

Удельная мощность процесса дробления определяется как:

$$W_y = \frac{W_{\text{д.м.}}}{Q_2}. \quad (1.14)$$

В некоторых случаях энергетическая эффективность дробильной машины выражают в тоннах продукта на 1 кВт×час энергии, затраченной при его производстве:

$$\mathcal{E} = \frac{Q_2}{E}, \quad (1.15)$$

где  $E$  – энергия, затраченная на дробление материала в дробильно-измельчительной машине, кВт×час.

### **1.3 Особенности реализации процессов дробления шихтовых материалов в металлургической отрасли**

В металлургии процессы дробления используются в основном в агломерационном и доменном производстве при фракционной подготовке различных материалов: каменного угля, кокса, известняка, доломита, агломерата, доменного шлака и т.д., обладающих различными физико-механическими свойствами (табл. 1.2).

Таблица 1.2. Физико-механические свойства основных материалов, подвергающихся дроблению в металлургическом производстве

Материал	Твердость по шкале Мооса [390]	Коэффициент крепости по шкале М.М. Протодяконова [172]	Предел прочности на сжатие, МПа
Каменный уголь	1	1...1,5	2...29
Антрацит	2	2	5...35
Кокс	–	1,5	15...25
Кокс сухого тушения	–	–	25...40
Известняк	3	2...4	30...120
Доломит	3,5...4	8	40...200
Агломерат	–	–	0,5...2,5

При этом необходимо учитывать, что для хрупких анизотропных материалов предел прочности на сжатие  $\sigma_{сж}$  на один, а то и на несколько порядков выше, чем пределы прочности на изгиб  $\sigma_{и}$  и растяжение  $\sigma_{р}$ , что в дальнейшем необходимо учитывать при расчете нагрузок на рабочие органы дробилки и его привод.

При подготовке к плавке руд, флюсов, топлива, а также агломерата наибольшее распространение получили следующие типы дробильных машин: щековые, валковые, молотковые, зубчатые роторные и др.

В каждом из представленных типов дробильно-измельчительных машин реализуется определенное сочетание способов механического разрушения материалов для фракционной подготовки различных видов сырья:

– молотковые дробилки – свободный удар молотков о материал, удар материала о неподвижную преграду, раздавливание и истирание материала о колосниковую решетку; применяются для среднего дробления при предварительной под-

готовке твердого топлива (каменного угля, кокса с получением сырья фракцией 25...50 мм и мелкого дробления, грубого помола агломерационных флюсов (известняка, доломита) с ситовым составом 0...5 мм);

– валковые дробилки – раздавливание материала вращающимися валками, истирание материала о поверхность валка; используются для мелкого дробления и грубого помола различных видов твердого топлива до фракции 0...3 мм;

– зубчатые роторные дробилки – раздавливание и излом материала лопастями ротора о приемный стол и колосники; применяются для среднего дробления и получения доменного агломерата размерами в пределах 10...80 мм;

– щековые дробилки – раздавливание материала между подвижной и неподвижной щекой; задействованы для среднего дробления агломерата до фракции – 80 мм, а также фракционной подготовки.

#### **1.4 Усовершенствование классификации существующих конструкций дробильных машин, применяемых в условиях металлургических предприятий, и их рабочих органов**

В общепринятой трактовке классификации дробильного оборудования зубчатые дробилки относятся к классу валковых дробильно-измельчительных машин [29, 34, 194, 274, 305, 306, 312, 313, 358–361, 406], что, является не совсем верным, ибо механизм разрушения дробимых материалов здесь носит совершенно иной характер. Так, в валковой дробилке процесс разрушения материала протекает при деформации раздавливания куска материала между рабочими поверхностями вращающихся навстречу друг другу гладких (рифленых или мелкозубчатых) валков или между вращающимся валком и неподвижной поверхностью [29, 34, 93, 108, 194, 274, 305, 312, 344, 406]. В зубчатых роторных дробильных машинах с рабочими органами зубчатого типа (звездочками) приоритетная роль раздавливания материала в рабочем пространстве дробилки сведена к минимуму за счет использования способа разрушения материала деформацией среза (излома)

или разламывания куска (пирога) дробимого материала о неподвижные поверхности приемного стола или колосников [80, 108, 116, 222].

Таким образом, зубчатые (длиннозубчатые) роторные дробилки (рис. 1.3) необходимо выделять как отдельный класс дробильных машин (по способу наложения разрушающей нагрузки на дробимый материал) [80, 108, 116].



Рисунок 1.3. Уточненная классификация дробильных машин

На основании вышесказанного предлагается уточненная классификация дробильного оборудования, применяемого при фракционной подготовке шихтовых материалов в условиях металлургических предприятий из вышеперечисленных классов дробилок [71, 108, 109, 114].

Молотковые роторные дробильные машины разделяют на три основных вида:

- открытого типа – материал не совершает оборот в дробильной камере и измельчается только за счет удара, при этом в дробилке отсутствует колосниковая решетка;

- закрытого типа – материал циркулирует в рабочей камере дробилки, в корпусе установлены броневые плиты и регулируемая колосниковая решетка, позволяющие получать продукцию с требуемой степенью измельчения;

- комбинированного типа – материал циркулирует в рабочем пространстве, конструкция и принцип действия аналогичны дробилкам закрытого типа, однако материал выгружается через отверстия колосниковой решетки и частично через выпускное отверстие, оборудованное специальным устройством – шибером.

По конструктивным и технико-технологическим особенностям, количеству, расположению роторов, а также реализации изменения направления вращения двигателя (наличие возможности реверса) ударные молотковые дробилки закрытого и комбинированного типа с колосниковой решеткой бывают:

- однороторная нереверсивная;
- двухроторная ступенчатая (при реализации двухступенчатого последовательного дробления);
- однороторная реверсивная;
- двухроторная одноступенчатая (с расположением роторов в один ряд – одноступенчатое дробление).

Приводы молотковых дробилок существуют двух разновидностей: с передачей крутящего момента от двигателя с помощью клиноременной передачи или напрямую через муфту крутящего момента.

Также молотковые дробилки различают по конструкции основных рабочих органов – роторов:

- по числу продольных рядов молотков на оси подвеса (число молотков при взгляде с торца ротора – три, четыре, пять, шесть, восемь);
- по расположению молотков одного ряда относительно другого (кольцевое, шахматное, с перекрытием зазоров);
- по форме дисков (круглые, фигурные, утолщенные с нишами).

Расположение молотков на роторе характеризуется положением одного ряда молотков относительно молотков других рядов. При кольцевом расположении молотки каждого ряда размещены вслед друг за другом по окружности движения и при вращении образуют отдельные кольцевые рабочие зоны. Кольцевое расположение широко используют для роторов различных конструкций как наиболее простое, а для дробилок некоторых типов оно является единственно возможным.

Однако в некоторых случаях при использовании дробилки с неполной нагрузкой часть молотков в рядах через один или через два снимаются. Причем в одном ряду снимаются все четные молотки, а в следующем – все нечетные. Такое расположение называют расположением молотков в шахматном порядке.

Молотки молотковых дробилок классифицируются по следующим признакам: по форме и количеству ударных рабочих поверхностей, а также по способу подвеса на оси ротора.

Молотки колосникового типа при износе обеих сторон с одного конца обладают возможностью переустановки в другое положение.

Молотки бандажного типа имеют утолщения на рабочем конце (для увеличения массы, радиуса инерции и, соответственно, кинетической энергии удара одного молотка).

Скобообразные молотки рекомендуется использовать для дробления высокопрочных материалов, они являются более эффективными, однако эксплуатация дробилок с билами такой формы усложняет балансировку ротора в процессе эксплуатации при неравномерном износе рабочих органов.

Молотки с четырьмя рабочими поверхностями позволяют произвести переустановку молотков на второе отверстие и увеличить срок службы.

По способу подвеса на оси подвеса ротора молотки бывают:

- с шарнирной установкой на оси и роторе;
- с жестко закрепленными молотками на оси подвеса (роторного типа);
- с комбинированным способом установки молотков на оси подвеса и роторе.

Колосниковые решетки молотковых дробилок классифицируют:

- по конструкции: наборные колосники; щелевые плиты; листовое сито;
- по конструкции крепления к корпусу – регулируемые и нерегулируемые;
- по степени перекрытия разгрузочного отверстия – замкнутые и открытые.

Валковые дробилки разделяются на виды согласно множеству критериев.

По количеству рабочих органов они делятся на одновалковые, двухвалковые, трехвалковые и четырехвалковые.

Одновалковая – разрушение материала обеспечивается за счет раздавливания между валком и неподвижной плитой (бронями или корпусными деталями дробилки).

Двухвалковая – дробление материала происходит между парой вращающихся валков, один из которых имеет возможность перемещаться в корпусе, тем самым регулируя степень дробления материала.

Трехвалковая – процесс измельчения реализуется в две стадии: первая (предварительное дробление) – между верхним и средним валком; вторая (чистовое дробление) – между средним и нижним.

Четырехвалковая – процесс измельчения также реализуется в две стадии: первая (предварительное дробление) – между верхней парой валков; вторая (чистовое дробление) – между нижними валками (при этом их можно рассматривать как две двухвалковые дробилки, смонтированные друг над другом в одном корпусе).

По устройству привода валковые дробилки подразделяют на следующие категории:

- с одним общим приводом: с клиноременной и зубчатой передачей крутящего момента на неприводной валок;

- с несколькими синхронизированными двигателями (подключаются по одному на каждый валок) с передачей крутящего момента через муфты и через карданный вал;

- с двигателем на один валок без синхронизации вращения неприводного вала, обеспечиваемого за счет сил трения, возникающих при дроблении материала).

Двух- и четырехвалковые дробилки конструктивно различают по возможности перемещения (подвижности) дробящих рабочих органов – валков. Подвижность валков предохраняет дробилку от выхода из строя рабочих органов при попадании в пространство между валками недробимых предметов и снижает негативное воздействие динамических нагрузок в процессе дробления материала.

Основные типы валковых дробилок по возможности перемещения валков:

- с жестко закрепленными в станине дробилки валками;

- с одним подвижным валком;

- с двумя подвижными валками.

В качестве амортизирующих устройств используют пружинные, гидравлические и гидропневматические механизмы. В некоторых случаях натяжные устройства оснащаются системой автоматической регулировки.

Валковые дробилки также различают по конструктивным особенностям основных рабочих органов – валков.

По конструкции валки подразделяются на бандажированные и цельные.

По форме рабочей поверхности валки, применяемые в дробилках, используемых в металлургической промышленности, подразделяются на следующие основные категории:

- гладкие с цилиндрической и бочкообразной формой поверхности бандажа;
- рифленые;
- мелкозубчатые.

Зубчатые роторные дробилки (как отдельный класс дробилок [80, 108, 116, 222, 358–361]) можно подразделить по следующим конструктивным и технологическим признакам.

По количеству зубчатых роторов:

- однороторные;
- двухроторные.

По размещению зубьев звездочек на роторе (относительно оси вращения):

- расположенные в ряд (линейное расположение);
- с расположением по винтовой линии (спиральное расположение);
- с шевронным расположением лопастей звездочек на роторе.

По числу ступеней дробления (наличию колосниковой решетки):

- двухступенчатые с колосниковой решеткой;
- одноступенчатые с колосниковой решеткой;
- одноступенчатые без колосниковой решетки.

По форме колосниковой решетки:

- плоская;
- с перепадом поверхности контакта материала с колосниками;
- ломаная;

– вогнутая.

По способу крепления колосниковой решетки:

- двухпорная с горизонтальным расположением решетки;
- двухпорная с наклонным расположением колосниковой решетки;
- консольная.

По возможности переустановки колосников:

- переворачиваемые обратной стороной (для повторного использования колосник разворачивают неизношенной поверхностью к зубьям ротора);
- поворотные (по мере износа одной поверхности колосник поворачивают другой (неизношенной) гранью или сектором).

По возможности замены рабочей поверхности зубьев:

- цельные незаменяемые;
- со сменными накладками.

По взаимному расположению колосников и зубьев ротора:

- с зубьями, проходящими через колосниковую решетку;
- с зубьями, не проходящими через колосники.

По возможности охлаждения:

- с принудительным охлаждением;
- без охлаждения.

По расположению рабочей поверхности зубьев:

- радиальные;
- тангенциальные;

По скорости вращения ротора:

- тихоходные;
- быстроходные.

На основании анализа конструктивных особенностей рабочих органов и узлов на рисунках А.1–А3 (Приложение А) представлена предлагаемая уточненная классификация зубчатых роторных, валковых и молотковых дробилок по конструктивным признакам.

## 1.5 Обзор существующих методов и способов расчета основных конструктивно-технологических параметров дробилок

### 1.5.1 Обзор существующих способов расчета основных конструктивно-технологических параметров зубчатых роторных дробилок

Для роторных зубчатых дробильных машин с типовым (линейным) расположением зубьев звездочек на валу ротора значение необходимой мощности электродвигателя привода  $N_{\text{дв}}$  в установившемся режиме приближенно рассчитывают по предложенной в работе [212] эмпирической зависимости:

$$N_{\text{дв}} = k_n B D n, \quad (1.16)$$

где  $k_n$  – опытный коэффициент (принимаемый для агломерата средней прочности  $k_n = 2$ );

$B$  – ширина пирога дробимого материала, м;

$D$  – наружный диаметр звездочек, м;

$n$  – частота вращения ротора, об/мин.

Более точным является расчет мощности электродвигателя привода дробилки с линейным расположением зубьев звездочек на роторе [176], предложенный для дробилок с приемным столом и колосниковой решеткой по схеме разрушения агломерата, учитывающий прочностные свойства разрушаемого материала.

Пирог дробимого материала шириной  $B$ , толщиной  $h$  и длиной  $L$ , опирающийся передним по направлению движения концом на рабочую поверхность колосниковой решетки, а задним концом – на поверхность наклонной плиты (приемного стола), условно разламывается зубьями звездочек сначала на две равные части длиной  $\frac{L}{2}$ . Затем одна половина пирога разламывается между колосниками теми же зубьями звездочки, которые разломали пирог, а вторая дробится зубьями следующего ряда зубьев (при четырехзубчатой звездочке без смещения).

Для реального осуществления такой схемы требуется соотношение параметров:

$$D = L + (100...150), \quad (1.17)$$

где  $D$  – наружный (рабочий) диаметр звездочек ротора по зубьям, мм.

Расстояние от плоскости колосниковой решетки до оси вращения ротора  $C$ :

$$C = h + \frac{d}{2} + (50...100), \quad (1.18)$$

где  $d$  – наружный диаметр ступицы звездочки (диаметр основания зубьев), мм.

При этом в данной методике рекомендуется выдерживать соотношение  $C \approx D$ .

Угол наклонной плиты к горизонту  $\alpha$  определяется из условия равновесия пирога, один конец которого скользит по наклонной плите, а другой – по колосникам под действием силы тяжести в момент пересечения середины пирога с траекторией движения концов зубьев звездочек.

При этом:

$$\alpha_1 = \frac{\alpha}{2}, \quad (1.19)$$

где  $\alpha_1$  – угол наклона пирога к горизонту в момент равновесия ( $\alpha_1 \geq 45^\circ$ ).

При такой схеме дробления агломерата основной нагрузкой является необходимый для разрушения изгибающий момент (момент сопротивления) в плоскости («опасном» сечении) разламывания пирога:

$$M_{изг.i} = W_i \sigma_{из}, \quad (1.20)$$

где  $W_i$  – момент сопротивления «опасного» сечения пирога дробимого материала, м<sup>3</sup>;

$\sigma_{из}$  – предел прочности дробимого материала при деформации изгибом (при растяжении изгибом) (для агломерата средней прочности  $\sigma_{из} = 0,07...0,25$  МПа [33, 176, 213]).

Момент сопротивления сечения массива материала при разламывании в процессе дробления в роторной дробилке на первой стадии при условии, когда целый пирог опирается на приемный стол и колосники:

$$W_1 = \frac{1}{6} B h^2. \quad (1.21)$$

При дроблении половины (раздробленного надвое) пирога на колосниках:

$$W_2 = \frac{1}{12} L h^2. \quad (1.22)$$

Моменты сопротивления, требуемые для разрушения пирога материала на первой и второй стадиях дробления в рабочей зоне зубчатой роторной дробилки, зависят от соотношений геометрических параметров и числа зубьев звездочки, равного 3, 4, или 6.

Момент холостого хода ротора дробилки (момент сопротивления в подшипниковых опорах):

$$M_{xx} = \frac{1}{2} G f_2 d_n, \quad (1.23)$$

где  $G$  – вес ротора дробилки, Н;

$f_2$  – приведенный коэффициент трения в подшипниках опор ротора, м;

$d_n$  – средний диаметр подшипника, м.

Для согласования работы дробилки и агломашины, при скорости движения спекательных тележек необходимо соблюдать следующее условие:

$$n_{\min} = 2000 \frac{V}{Lz}, \quad (1.24)$$

где  $V$  – скорость движения спекательных тележек агломерационной машины (питателя), м/мин;

$z$  – количество зубьев на звездочке (при установке звездочек на валу без смещения), шт.

С учетом вышеприведенных формул момент сопротивления на валу ротора определяется как:

$$M_c = M_{изг.1} + M_{изг.2} + M_{xx}. \quad (1.25)$$

Тогда необходимая мощность электродвигателя привода роторных зубчатых дробилок с линейным расположением зубьев звездочек на роторе в установленном режиме:

$$N_{дв} = \frac{k_c M_c \omega}{\eta}, \quad (1.26)$$

где  $k_c$  – коэффициент, учитывающий степень самопроизвольного разрушения агломерата после выгрузки со спекательных тележек при падении на приемный стол или колосниковую решетку, зависящий от физико-механических свойств агломерата (для агломерата средней прочности  $k_c = 0,6 \dots 0,7$ );

$\omega$  – угловая скорость вращения ротора,  $c^{-1}$ ;

$\eta$  – коэффициент полезного действия (КПД) привода дробильной машины.

### **1.5.2 Обзор существующих способов расчета основных конструктивно-технологических параметров валковых дробилок**

Эффективность работы валковых дробилок определяется рядом показателей, зависящих от физико-механических свойств дробимого материала, непосредственно влияющих на конструктивно-технологические параметры самой дробильной машины.

Одним из основных показателей эффективности процесса дробления в валковых дробилках является угол захвата материала, который регламентирует максимально допустимый размер куска материала, загружаемого в рабочее простран-

ство дробильной машины, в зависимости от конструктивно-технологических характеристик дробилки и фракционного состава сырья.

Угол захвата в валковых дробилках с гладкими валками – это угол между двумя касательными к поверхностям валков в точках соприкосновения с дробимым материалом [5, 34, 194, 250, 305, 406].

При использовании гладких валков в дробилке требуется соблюдать следующее условие [34, 194]:

$$\alpha_1 = \arccos \left( \frac{R_\delta + 0,5b}{R_\delta + r_k} \right) \leq \mu, \quad (1.27)$$

где  $\alpha_1$  – угол захвата (контакта) материала с поверхностью бандажей, рад;

$R_\delta$  – радиус рабочей поверхности бандажа валка, м;

$r_k$  – условный радиус куска материала, м;

$b$  – межвалковый зазор (ширина выходной щели между валками), м;

$\mu$  – угол трения материала куска по материалу бандажа, рад.

Для гладких валков значение данного угла, в зависимости от вида подвергаемого дроблению сырья, составляет приблизительно  $16...24^\circ$  ( $0,28...0,42$  рад) [5, 34, 194, 250, 305]. При таких значениях угла  $\alpha$  отношение рабочих диаметров валка и куска дробимого материала при межвалковом зазоре, близком к нулю, составляет  $20:1...10:1$ , что негативно сказывается на степени дробления материала и существенно ограничивает его фракционный состав [5, 34, 194, 250].

При этом максимальный радиус куска определяется из выражения [5]:

$$r_{k_{\max}} = \frac{R_\delta + 0,5b - R_\delta \cos \mu}{\cos \mu}. \quad (1.28)$$

Требуемая частота вращения валков (об/с) определяется по формуле [210]:

$$n_{\text{наиб}} = 102,5 \sqrt{\frac{\mu}{2\rho d D_\delta}}, \quad (1.29)$$

где  $\rho$  – плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;

$d$  – диаметр куска исходного материала, м;

$D_в$  – диаметр валка, м.

По данной формуле определяют максимально возможную частоту вращения валков.

Обычно конструктивно предусматривают минимальную и максимальную частоту вращения, которую затем подбирают согласно конкретным условиям эксплуатации.

Сила дробления определяется с помощью нескольких общепринятых методик. По одной из них предполагается, что среднее суммарное усилие между валками при дроблении материала равно  $P_{ср}$ . При этом площадь, на которой будет действовать это усилие [194]:

$$F = Ll, \quad (1.30)$$

где  $L$  – длина валков, м;

$l$  – длина дуги окружности валка на участке измельчения материала, м:

$$l = R_в \alpha_1. \quad (1.31)$$

Среднее суммарное усилие дробления [34, 194]:

$$P_{ср} = \sigma_{сж} F \nu = \sigma_{сж} Ll \nu, \quad (1.32)$$

где  $\sigma_{сж}$  – предел прочности дробимого материала на сжатие, Па;

$\nu$  – коэффициент разрыхления материала, для прочных пород  $\nu = 0,2...0,3$ , для глины  $\nu = 0,4...0,6$  [194].

Подставив значения  $l$  и  $\mu$ , получим:

– для прочных пород [194]:

$$P_{ср} = 0,04 \sigma_{сж} L D_в; \quad (1.33)$$

– для мягких пород [194]:

$$P_{cp} = 0,1 \sigma_{сж} LD_v. \quad (1.34)$$

Сила сжатия пружин подвижного вала должна обеспечивать указанные значения  $P_{cp}$ .

По одной из ранее предложенных методик в валковых дробилках при деформации дробимого материала учитываются так называемые «распорные» силы. Под действием распорных сил создаются нагрузки, действующие на элементы валковых дробилок [34]:

$$P = p_{cp} k_L B' R \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right), \quad (1.35)$$

где  $p_{cp}$  – среднее давление на поверхность валков, создаваемое при дроблении материала, Па;

$k_L$  – коэффициент использования длины вала (при дроблении прочных материалов принимают  $k_L = 0,2...0,3$ , а при дроблении мягких материалов –  $k_L = 0,4...0,6$ );

$B'$  – ширина рабочей поверхности бандажа вала, м;

$R$  – радиус рабочей поверхности бандажа вала, м.

Среднее давление  $p_{cp}$  на контактирующую с материалом поверхность валков зависит от многих факторов и устанавливается, как правило, экспериментально. Для ориентировочных расчетов при дроблении прочных материалов принимают  $p_{cp} \approx 2,7$  МПа.

Клушанцевым Б.В. установлено, что коэффициент разрыхления, вполне справедливый при расчете производительности, не полностью отражает загрузку рабочей зоны валков при определении действующих усилий в процессе дробления. При дроблении прочного кускового материала происходят частичное скольжение отдельных кусков, обминание или окалывание их кромок и другие явления,

не вызывающие больших усилий, что сказывается на точности определения энергосиловых параметров процесса.

Фактическое количество дробимых кусков материала, подвергающихся раскалыванию в какой-либо момент, значительно меньше количества кусков, находящихся в зоне дробления. Поэтому при определении усилия дробления в расчетную формулу необходимо дополнительно ввести коэффициент  $\lambda$ , учитывающий одновременность раскалывания, который по опытным данным для пород средней прочности и прочных составляет порядка 0,01...0,02.

Тогда средняя сила дробления [194]:

$$P_{cp} = \sigma_{сжс} L l \mu \lambda. \quad (1.36)$$

В некоторых работах предлагается определять мощность электродвигателя привода валков валковой дробилки энергетическими затратами на дробление и преодоление сил трения в подшипниковых опорах валка.

При захвате валками кусков материала средняя суммарная сила дробления  $F_{др}$  вызывает силу трения, равную  $f F_{др}$  (где  $f$  – коэффициент трения, для различных материалов –  $f = 0,3...0,45$ ). Произведение данной силы на радиус валка  $R_в$  представляет собой момент силы, на преодоление которого расходуется мощность двигателя.

Тогда, с учетом общего коэффициента полезного действия с учетом потерь в подшипниках и передачах  $\eta$ , мощность двигателя привода валковой дробилки равна [194]:

$$N = \pi D_в n F_{др} f + \frac{1 + 2 \sqrt{1 + \frac{G_в^2}{P} \frac{f_1}{f} \frac{d_в}{D_в}}}{\eta}, \quad (1.37)$$

где  $D_в$  – диаметр валка, м;

$n$  – частота вращения валков, об/мин;

$G_в$  – вес валка, Н;

$f$  – коэффициент трения материала о валок;

$f_1$  – приведенный коэффициент трения в подшипниковых опорах;

$d_B$  – диаметр вала под подшипником, м.

Необходимую установочную мощность  $N_{об}$  электродвигателя привода валковой дробилки можно определить, если учесть затраты мощности на дробление материала и трение в подшипниках, т.е. на преодоление всех сопротивлений равно [194]:

$$N_{об} = \frac{N_1 + N_2}{\eta}, \quad (1.38)$$

где  $N_1$  – мощность, расходуемая на процесс дробления материала, кВт;

$N_2$  – мощность, расходуемая на преодоление трения в подшипниках, кВт;

$\eta$  – коэффициент полезного действия привода.

Произведение момента силы трения и угловой скорости вращения вала  $\omega = 2\pi n$  (где  $n$  – частота вращения вала, об/с) определяет мощность  $N_1$ , необходимую для дробления [194]:

$$N_1 = 2\pi n F_{др} f R. \quad (1.39)$$

Мощность, необходимая на преодоление силы трения в подшипниках двух валков:

$$N_2 = 2\pi n z f_1 G, \quad (1.40)$$

где  $z$  – диаметр шейки вала, м;

$G$  – нагрузка на подшипники:

$$G = \sqrt{Q^2 + P_{ср}^2}, \quad (1.41)$$

где  $Q$  – сила тяжести вала, Н.

В существующих методиках расчета мощности валковых дробилок кроме момента силы трения  $M_{тр} = f P_{ср} R$  дополнительно учитывается действие силы дробления  $P_{ср}$  на дуге захвата  $l$ . При этом предполагается, что силами, препятствующими вращению вала, могут являться лишь те, которые создают момент сопротивления относительно его оси, а эти силы полностью учитываются в приведенных выражениях для определения  $N_1$  и  $N_2$ .

Тогда окончательная формула для определения установочной мощности электродвигателя валковой дробилки [194]:

$$N_{дв} = \frac{2\pi n(\sigma_{сжс} L l \mu \lambda R + z f_1 G)}{\eta}. \quad (1.42)$$

Если перемножить рекомендуемые значения всех входящих в формулу коэффициентов и постоянных величин, то получим сравнительно простую, но вполне достаточную для практических расчетов формулу установочной мощности электродвигателя привода валковой дробилки с гладкими валками [194]:

$$N_{дв} = 1400 \sigma_{сжс} n L R^2. \quad (1.43)$$

### 1.5.3 Обзор существующих способов расчета основных конструктивно-технологических параметров молотковых дробилок

Для определения угла отклонения молотков при соударении с куском материала существуют следующие методики:

– Гернета М.М., в основу, которой легло определение работы молотка в его относительном движении [351]:

$$\gamma = \arccos \left( 1 - \frac{D_1 (v_m - v'_m)^2}{4v_m^2 (D_1 - R)} \right), \quad (1.44)$$

где  $v_m$  – скорость молотка до ударного контакта с куском материала, м/с;

$v'_m$  – скорость молотка после удара, м/с;

$D_1$  – диаметр окружности, в зоне которой происходит соударение, м;

$R$  – радиус окружности центров осей подвеса молотка на роторе, м.

– Сидашенко А.И. [303], полученную на основании закона сохранения моментов количества движения молотка до и после удара:

$$\gamma = \frac{R + l - a}{(l - a) \left( 1 + \frac{m_m(l - a)^2 - a^2}{m_q(l - a)^2} \right) \sqrt{\frac{3(R + r)^2}{(l - a)^2 - a^2}}}, \quad (1.45)$$

где  $m_m$  – масса молотка, сосредоточенная в точке соударения (приведенная масса), кг;

$m_q$  – масса частицы материала, кг;

$l$  – длина молотка, м;

$a$  – длина участка ножки ниже оси подвеса, м;

$r$  – расстояние до внешней грани, м.

Для реализации силы удара, необходимой для разрушения куска материала в ударных молотковых дробильных машинах, его масса должна быть достаточной для создания соответствующей реактивной силы инерции, воспринимающей силу удара. При этом минимальный критический размер куска должен быть равен [34]:

$$d_{кр} = \frac{2300 \times 10^{-5} \sigma_p}{\rho v_p^{1,5}}, \quad (1.46)$$

где  $\sigma_p$  – предел прочности материала при растяжении, МПа;

$\rho$  – плотность дробимого материала, кг/м<sup>3</sup>;

$v_p$  – окружная скорость ротора, м/с.

Необходимая окружная скорость молотков ротора дробильной машины в зоне контакта с куском материала определяется как [5, 34, 194]:

$$v_p = 1,75 \times 10^{-2} \sqrt[3]{\left[ \frac{\sigma_p}{\rho d_{св}} \right]^2}, \quad (1.47)$$

где  $d_{св}$  – средневзвешенный размер кусков исходного материала, м.

При соударении твердых тел сила удара зависит от их масс, относительной скорости удара, физико-механических свойств материалов и форм контактных поверхностей. На практике часто имеет место промежуточное положение между упругим и неупругим, центральным и внецентренным ударным контактом. Поэтому определить энергию, затрачиваемую на разрушение отдельного куска, исходя из классической теории удара практически невозможно.

На основе баланса энергии ротора и куска до и после удара и экспериментальных данных, учитывающих реальные условия процесса, предложена следующая формула для расчета энергии дробления [203]:

$$E_{op} = 2k_1 m_k v_p^2, \quad (1.48)$$

где  $k_1$  – коэффициент, учитывающий условия процесса,  $k_1 = 0,9...0,95$ ;

$m_k$  – масса куска, кг;

$v_p$  – окружная скорость ротора, м/с.

Конструктивные размеры молотковых дробилок определяют в зависимости от размера  $D_{max}$  максимального куска в исходном материале. Диаметр ротора  $D_p = 3D_{max} + 550$ , длина ротора  $L_p = (0,8...1,2)D_p$ .

Длину молотка от оси подвески до внешней кромки рекомендуется принимать равной  $(0,2...0,25)D_p$ . Форма и размеры молотков должны обеспечивать максимально возможную разгрузку оси их подвески при ударе.

Крупность исходного материала не должна превышать значения, при которых происходит затрудненное перемещение материала в камере и возможно самообразование и заклинивание кусков. Для условий работы ротора «под шапкой» наибольшая крупность исходного материала не должна превышать  $0,2 D_p$ .

Расход энергии на дробление зависит от многих параметров, важнейшие из которых производительность, степень дробления  $i$  и вид дробимого материала.

Существующие формулы и рекомендации для определения установленной мощности электродвигателя дробилки в разной степени учитывают конструктив-

ные и технологические параметры и показатели машины. В некоторых источниках приведены простые формулы, используемые для расчета мощности привода молотковых и роторных дробилок [194]:

$$N = 7,5D_p L_p \left( \frac{n}{60} \right); \quad (1.49)$$

$$N = 0,15D_p^2 L_p n; \quad (1.50)$$

$$N = (0,1 \dots 0,15) i Q. \quad (1.51)$$

Первые две формулы устанавливают зависимость мощности привода от размеров дробилки и частоты вращения ротора. Поэтому они удобны для расчета установочной мощности электродвигателя, режим работы которого неизвестен или в процессе эксплуатации будет уточняться. Последняя формула устанавливает связь с технологическими показателями дробилки, однако, для надежного расчета мощности технологических показателей  $i$  и  $Q$  недостаточно.

Более точные формулы основаны на классических гипотезах дробления и энергетических показателях разрушения материалов и горных пород.

В работах ВНИИстройдормаша были проведены исследования по определению достоверности предложенных результатов расчета мощности дробления по различным гипотезам. При этом характеристикой результатов процессов дробления материалов были приняты выражения  $\frac{i-1}{D_{св}}$ ,  $\frac{i-1}{\sqrt{D_{св}}}$  и  $\lg i$  соответственно для гипотез Риттингера, Бонда и Кирпичева-Кика [194].

Наименьший разброс точек от усредняющего графика и наименьший коэффициент вариации соответствовал гипотезе Риттингера, что дало основание рекомендовать для расчетов следующую формулу [194]:

$$N = \frac{\omega_{др} Q (i-1)}{D_{св} \eta_{др} \eta_n}, \quad (1.52)$$

где  $\omega_{др}$  – энергетический показатель процесса дробления в дробилке, кВт×ч/м<sup>2</sup>;

$D_{св}$  – средневзвешенный размер исходного дробимого материала, м;

$\eta_{др}$  – коэффициент полезного действия дробилки;

$\eta_n$  – коэффициент полезного действия привода дробильной машины.

Значение  $\eta_{др}$  зависит от окружной скорости вращения ротора и определяется как [194]:

– для роторных дробилок:

$$\eta_{др} = (1...0,8) \times 10^{-7} n^2; \quad (1.53)$$

– для молотковых дробилок:

$$\eta_{др} = (0,76...0,6) \times 10^{-7} n^2. \quad (1.54)$$

Следует отметить, что энергетический показатель включает в себя все виды энергии, отдаваемой ротором при ударе, в которую, кроме энергии, расходуемой непосредственно на разрушение материала, входит энергия, затрачиваемая на изнашивание бил, футеровок и отражательных плит, на перемещение материала и на колебательные процессы, происходящие в материале и дробилке.

Исследования показали, что при различных режимах дробления значение энергетического показателя довольно непостоянно. Коэффициент вариации его значения составляет около 20 %. Это свидетельствует о различных соотношениях расхода энергии непосредственно на дробление и на прочие потери.

В некоторых исследованиях предложено определять энергию, расходуемую на процесс дробления, по выходу мелких фракций 0...0,25; 0...3 и 0...7 мм. Данные предложения базируются на том, что мелкие фракции образуются в основном в зоне контакта дробимого материала с рабочим органом, а на процессы разрушения в этой зоне затрачивается до 95...97% всей энергии дробления.

Установленная мощность двигателя по выходам мелких фракций [194]:

$$N = \frac{Q \left[ \omega_{др} (\gamma'_i - \gamma_i) + 0,0004 v_{рб}^{1,5} \right]}{\eta_{др} \eta_n}, \quad (1.55)$$

где  $v_{p\bar{b}}$  – окружная скорость ротора дробилки со свободной разгрузкой (без колосниковых решеток), м/с;

$\gamma'_i, \gamma_i$  – доли фракции (0... $i$ ) мм, соответственно в продукте дробления и в исходном материале, определяемые по графикам зернового состава.

Сложность использования в расчетах данной зависимости заключается в том, что значения энергетических показателей процесса дробления определенного материала обычно бывают неизвестными. С этой целью предлагают пересчетные формулы для определения энергетических показателей материалов средней прочности [194]:

$$\omega_{dp} = 0,002\sigma_p. \quad (1.56)$$

Энергетический показатель может быть определен также в результате испытаний материала на ударное разрушение в лабораторных установках. Дроблению подвергаются единичные образцы массой 60...80 г, ударом молота массой 8 кг, падающего с высоты 0,5 м. Показателем дробимости при этом способе принимают выход фракции 0...7 мм.

Энергетические показатели процесса дробления [194]:

$$\omega_{dp} = \frac{22}{V_{\max}}; \quad (1.57)$$

$$\omega_{dp} = \frac{22}{V_{\max}K}, \quad (1.58)$$

где  $K$  – удельная поверхность продукта дробления фракции 0...7 мм,  $K = 100...150 \text{ см}^2/\text{см}^3$ .

Мощность двигателя молотковых дробилок с большой степенью измельчения  $i$  рассчитывают на основе оценки удельной энергии, расходуемой на процесс дробления, с учетом показателя удельной, вновь образованной поверхности кусков материала [194]:

$$N = \frac{k_э Q (i - 1) \cdot 10^{-3}}{D_{св} \eta_{np}}, \quad (1.59)$$

где  $k_э$  – энергетический показатель, зависящий от свойств дробимого материала и равный 15...40 Вт×ч/м<sup>2</sup>.

## 1.6 Проблемы описания силовых параметров процесса разрушения хрупких анизотропных материалов

Для хрупких анизотропных материалов наиболее выгодным видом деформирующего разрушения является растяжение (раскалывание) [5, 34, 81, 177, 194, 217, 288, 289], однако по конструктивно-технологическим соображениям в современной практике фракционной подготовки в большинстве дробильных машин разрушение куска обеспечивается за счет деформации сжатия, удара, истирания или их сочетания с возможным возникновением других видов деформации [5, 34, 81, 194, 226, 247, 248, 301, 385, 426].

Большинство предложенных ранее методик и математических моделей, описывающих процесс дробления куска или слоя частиц дробимого материала с точки зрения энергоемкости, при решении требуют определения значения такого параметра, как сила дробления [34, 65, 116, 177, 194, 274, 305, 312, 344, 406]. Для решения данной задачи необходимо с достаточной степенью точности знать значения силы сопротивления дробимого материала при его разрушении, а также значение предела прочности материала при реализации определенного вида деформации.

Практически во всех методиках при определении силы дробления, возникающей при разрушении материала в различных дробильных машинах, необхо-

димо отталкиваться от прочности материала – его способности противостоять разрушению под действием внешних сил. Она характеризуется предельными напряжениями, которые возникают в опасном сечении тела при разных видах разрушающих воздействий.

Для определения прочностных характеристик материалов используются различные методы, отдельные результаты которых представлены в исследованиях [25, 124, 137, 144, 145, 158, 301, 333, 335, 399, 403, 408, 428]. В данных работах авторы рассматривают дробимый материал при нагружении как сплошную ленту или отдельный кусок правильной геометрической формы, что позволяет с достаточной степенью точности получить значение предельных напряжений, при которых происходит его разрушение, в сечениях куска кубической, цилиндрической формы или в виде параллелепипеда. При этом для подтверждения адекватности данных способов определения прочностных характеристик различных материалов существует множество методов определения пределов прочности на сжатие и растяжение хрупких материалов (бетонов, горных пород и каменно-рудного сырья) при различных видах деформации [25, 137, 144, 145, 158, 355], в которых практически все описанные способы также подразумевают использование в качестве исследуемых образцов куски правильной геометрической формы.

Однако в реальных условиях куски имеют неправильную форму, и усилие, необходимое для их разрушения в процессе дробления, существенно отличается от полученного при определении с помощью вышеописанных способов. Это не позволяет определить требуемую мощность привода дробильной машины, вследствие отсутствия в достаточной степени точной оценки влияния формы на прочность куска материала, что негативно сказывается на ее энергопотреблении при вводе дробилки.

Как показывает опыт, при определении энергосиловых параметров дробильно-измельчительных процессов существующими способами, значение мощности двигателей, применяемых в приводах дробильных машин, зачастую является избыточным. В этом случае электродвигатель будет работать при относительно низкой загрузке (отношении мощности, потребляемой рабочим органом машины,

к номинальной мощности электродвигателя) [48, 77, 180, 327, 328, 378]. Данный режим работы не является целесообразным с точки зрения технико-экономических показателей, так как это обуславливает дополнительные капитальные вложения, увеличение массы, габаритов двигателя и самого привода, и при этом коэффициент загрузки двигателей значительно сказывается на потреблении ими реактивной мощности, что, в свою очередь, напрямую влияет на энергетическую эффективность дробильной машины.

Однако в данных работах кусок материала при разрушении рассматривается как сплошная лента или отдельный кусок правильной геометрической формы, что позволяет с достаточной степенью точности получить значения предельных напряжений и (или) силы дробления, при которых происходит его разрушение в сечениях кусков в форме куба, цилиндра или параллелепипеда.

Однако в реальных условиях многие материалы, подвергаемые дроблению, имеют характерную форму, существенно отличающуюся от вышеперечисленных [30, 133, 243], что не позволяет определить рациональное значение силы дробления и соответственно мощности привода дробильных машин.

Для каждой характерной формы [30, 133, 243] необходимо использовать свою методику расчетов прочностных параметров куска дробимого материала. При этом на основании производственного опыта, наиболее «близким» по форме реальным кускам горных пород (известняк, доломит, каменный уголь и т.д.) является эллипсоид, а для техногенного сырья, полученного в условиях металлургических предприятий (таких как дробленый агломерат, кокс, шлак), ближе подходит шаровидная форма.

Таким образом, исследование прочностных характеристик кусков сфероидной формы, как наиболее соответствующей отдельным материалам, при их фракционной подготовке разрушением деформацией одноосного сжатия является весьма актуальной задачей, решение которой даст возможность повысить технико-экономическую эффективность процессов фракционной подготовки и позволит существенно снизить энергопотребление процессов дробления.

## Выводы к главе 1

1. Проведен анализ влияния гранулометрического состава различных сырьевых компонентов на технико-экономические показатели и эффективность агломерационного и доменного процесса, на основании которого установлено, что использование фракции твердого топлива, исключая мелкодисперсных частиц ( $-0,5$  мм), и известняка флюсового крупностью кусков не более 3,0 мм положительно сказываются на основных показателях процесса агломерации железосодержащих материалов и физико-химических свойствах готового агломерата, фракция которого в условиях доменного производства должна составлять 10,0...40,0 мм.

2. Рассмотрены общие сведения о процессах дробления и измельчения. Предложены новые термины «замельченность», «закрупнение» и «относительная производительность», позволяющие более точно описать качественные показатели дробленого продукта и эффективность дробильной машины.

3. Проанализированы условия реализации процессов дробления шихтовых материалов в металлургической отрасли и конструкционные особенности различных типов дробилок, используемых для их реализации, на основании которых усовершенствована классификация дробильных машин, а также предложена классификация роторных зубчатых дробилок (как отдельного класса), основанные на разделении по конструктивным признакам, как самих дробильных машин, так и их рабочих органов.

4. Проведенный анализ методик и зависимостей для определения основных эксплуатационных, конструктивно-технологических и энергосиловых параметров зубчатых роторных, валковых и молотковых дробилок указывает на то, что они носят зачастую эмпирический характер и недостаточно полно раскрывают особенности работы, что предполагает целесообразность разработки новых или усовершенствованных теоретических методов расчета основных параметров различных дробильных машин.

5. На основании анализа существующих методов определения энергосиловых параметров дробильных машин и исследования процесса разрушения куска материала установлено, что деформируемое тело рассматривается как сплошная лента или отдельный кусок правильной геометрической формы, что позволяет с достаточной степенью точности получить значения предельных напряжений и (или) силы дробления, при которых происходит его разрушение в сечениях кусков в форме куба, цилиндра или параллелепипеда. Однако в реальных условиях многие материалы, подвергаемые дроблению, имеют характерную форму, существенно отличающуюся от вышеперечисленных, при этом обладают анизотропией прочностных свойств, что не позволяет определить рациональное значение силы дробления и соответственно мощности привода дробильных машин.

Материалы настоящего раздела опубликованы в работах [55, 71, 78, 80, 108, 109, 114, 116].

## ГЛАВА 2

**ВЫБОР, РАЗРАБОТКА И ОПИСАНИЕ МЕТОДИК  
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ВЕРИФИКАЦИИ  
РЕЗУЛЬТАТОВ МАТЕМАТИЧЕСКОГО ОПИСАНИЯ ПРОЦЕССОВ  
ДРОБЛЕНИЯ В ДРОБИЛЬНО-ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЬНЫХ МАШИНАХ****2.1 Усовершенствование методики определения характерной формы  
кусковых материалов**

Большинство шихтовых материалов, подвергаемых фракционной подготовке в металлургической отрасли, зачастую имеют характерную форму кусков, существенно отличающуюся от правильной (в форме параллелограмма или куба). При этом размер поперечного сечения отдельных кусков меняется в широком диапазоне и его значение в большинстве случаев уменьшается от условного центра куска к его краям.

В настоящее время не существует достаточно точного и достоверного способа оценки характерной формы кусков различных материалов неправильной формы. Для приближенной оценки предлагается использовать усовершенствованный метод [109], основанный на определении максимальных и усредненных значений размеров граней куска материала по трем взаимно перпендикулярным направлениям [133].

В данной работе предлагается линейные размеры трех предполагаемых «граней» образца (располагающихся в трех взаимно перпендикулярных плоскостях) определять с помощью измерения в нескольких условных сечениях (не менее пяти его измерений) с точностью до 1,0 мм (рис. 2.1). Для дальнейших расчетов используются максимальные  $L_{\max}$ ,  $B_{\max}$ ,  $H_{\max}$  и средние значения размеров «граней»  $L_{\text{ср}}$ ,  $B_{\text{ср}}$ ,  $H_{\text{ср}}$ .

При определении реального «истинного» объема  $V_{\text{ср}}$  аналитическим способом образец представляется в виде сложной объемной фигуры (рис. 2.1), «услов-

ная» форма которой в дальнейшем условно принимается соответствующей параллелепипеду с размерами граней  $L_{cp}$ ,  $B_{cp}$ ,  $H_{cp}$ .

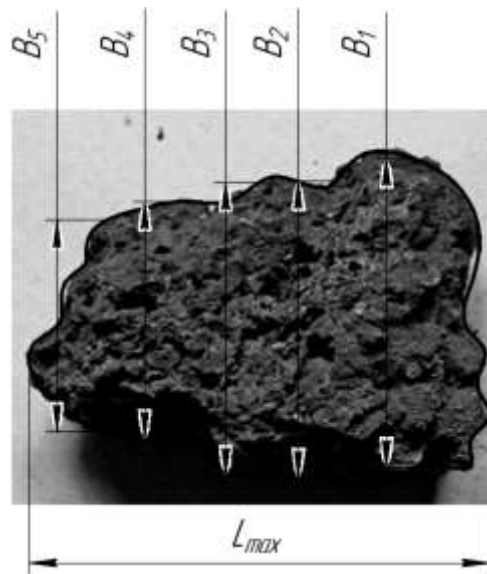


Рисунок 2.1. Схема для измерения среднего и максимального значения линейного размера грани образца неправильной характерной формы

Геометрические размеры граней исследуемого образца вычисляют как среднее арифметическое значение результатов, лежащих в плоскостях граней. Затем определяется объем предполагаемого параллелепипеда – «истинный» объем куска материала.

Для проверки полученных результатов измерения объем полученного параллелепипеда (куба, шара и т.д.) сравнивается с объемом куска, определенного методом гидростатического взвешивания (метод Архимеда) [126]. Относительная погрешность полученных результатов не должна превышать 10...15 %.

Для определения объема описанного геометрически правильного тела (параллелограмма, куба, эллипсоида, шара)  $V_{max}$ , соответствующего габаритным размерам куска материала, используются значения максимальных значений размеров граней образца  $L_{max}$ ,  $B_{max}$ ,  $H_{max}$ .

На основании результатов сравнительного анализа относительных отклонений значений «истинного» объема образцов  $V_{cp}$  и объемов описанных геометри-

чески правильных тел (параллелограмма, куба, эллипсоида, шара и т.д.)  $V_{\max}$  определяется наиболее соответствующая исследуемому куску материала характерная форма.

Достоверность полученных в ходе экспериментальных исследований результатов (для обоснования характерной формы материалов, исследуемых в процессе дробления) определялась с помощью параметрического метода статистической проверки гипотез (статистических критериев), основанных на распределении  $t$ -критерия Стьюдента [3, 35, 199].

## **2.2 Верификация математической модели и методика экспериментальных исследований процесса разрушения хрупких материалов сфероидной формы, обладающих анизотропией прочностных свойств**

### **2.2.1 Разработка метода верификации математической модели процесса разрушения хрупких анизотропных материалов сфероидной формы деформацией одноосного сжатия конечно-элементным методом**

С целью верификации метода определения силы, необходимой для разрушения хрупких анизотропных материалов сфероидной формы, использовалось моделирование процесса разрушения твердотельных моделей кусков различной формы при помощи универсальной программной системы анализа конечно-элементным методом Ansys Workbench [37, 332, 425].

Так как в программном комплексе Ansys Workbench [37, 332, 425] математическая модель Кулона-Мора на данный момент не предусмотрена, то при исследовании процесса разрушения кусков исследуемых материалов с помощью конечно-элементного метода использовалась модель, основанная на критерии прочности Друкера-Прагера, и позволяющая с достаточно высокой степенью точности описывать поведение хрупких анизотропных материалов при их деформации одноосным сжатием [370].

В процессе математического моделирования процесса разрушения твердотельной модели материалу разрушаемого куска задавались следующие параметры

его основных физико-механических свойств: объемная плотность –  $2440 \text{ кг/м}^3$ ; модуль упругости –  $7,88 \times 10^9 \text{ Па}$ ; предел прочности при деформации одноосным сжатием –  $25,0 \text{ МПа}$ ; предел прочности при деформации одноосным растяжением –  $2,5 \text{ МПа}$ .

При разработке технического решения, реализуемого с помощью разработанной на основании конечно-элементного метода модели, разрушаемый образец материала располагался между двумя абсолютно гладкими недеформируемыми сжимающими поверхностями, одна из которых неподвижна, а вторая подвергалась воздействию переменной по времени силой (рис. 2.2).

В процессе исследований процесса разрушения нагружению подвергались твердотельные модели куска материала в форме шара радиусом  $0,01 \dots 0,05 \text{ м}$  (рис. 2.2, а) и эллипсоида с коэффициентом сжатия  $0,5$  и длиной малой полуоси  $0,01 \dots 0,05 \text{ м}$  (рис. 2.2, б).

Силами трения между поверхностью твердотельной модели и деформируемыми (сжимающими) поверхностями пренебрегали.

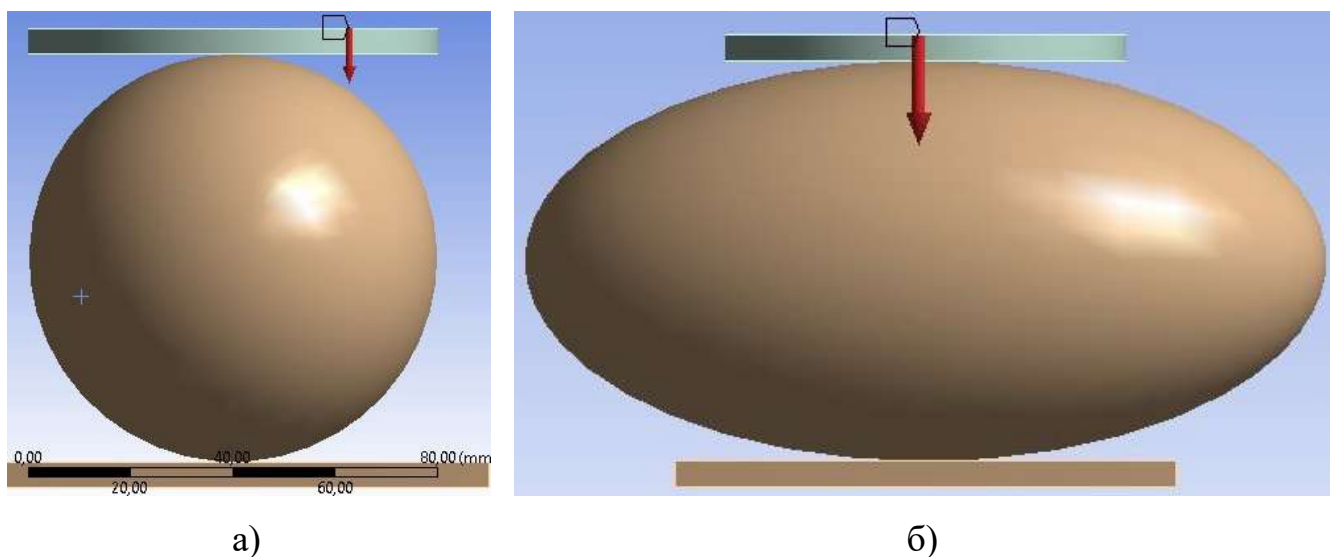


Рисунок 2.2. Твердотельная модель и схема нагружения кусков исследуемого материала деформацией одноосного сжатия в программном комплексе Ansys Workbench

Твердотельная модель исследуемого куска материала нагружалась до момента, при котором его деформация в направлении действия сжимающей силы достигала максимального (критического) значения, и тело разрушалось – происходило образование трещины, проходящей через все центральное сечение (рис. 2.3, а), при этом фиксировалось распределение эквивалентных напряжений по Мизесу [287] в «опасном» сечении (рис. 2.3, б) и значение приложенной силы, при которой происходило разрушение куска.

При этом наблюдалось формирование площадки деформации на так называемых «полюсах» куска материала, и распределение эквивалентных напряжений в плоскости разрушения, а также в местах их сосредоточения при контактном взаимодействии с деформируемой плитой (рис. 2.3, б), где и происходит трещинообразование и начинается процесс разрушения исследуемого куска в плоскости «опасного» сечения.

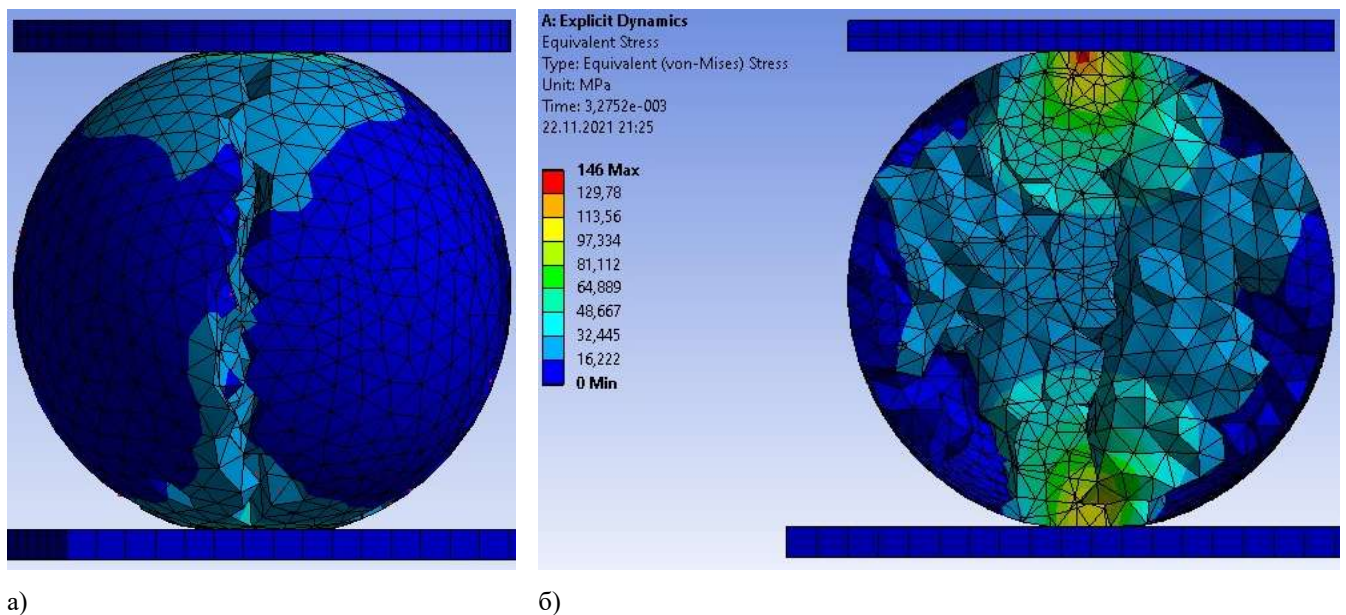


Рисунок 2.3. Характерный вид разрушения куска материала шарообразной формы при деформации одноосным сжатием (а) и распределение эквивалентных напряжений в поперечном «опасном» сечении при его разрушении (б)

По аналогии для твердотельной модели эллипсоидного куска рассматривалось продольное и поперечное сечение куска, однако наибольшего внимания для

данного исследования заслуживает плоскость «опасного» сечения перпендикулярная большой полуоси эллипсоида, имеющая наименьшую площадь, в которой происходит разрушение.

### **2.2.2 Методика экспериментальных исследований процесса разрушения хрупких анизотропных материалов сфероидной формы**

Для подтверждения полученных в ходе аналитического и конечно-элементного моделирования результатов исследования процесса разрушения хрупких анизотропных материалов характерной формы значений силы, необходимой для их разрушения проведен ряд лабораторных исследований прочностных характеристик различных материалов (кокс металлургический [151], известняк флюсовый [322], гипс строительный [138]) кубической, цилиндрической и сфероидной формы отдельных образцов.

Образцы из гипса изготавливались методом отливки в мастер-формы радиусом 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45 мм, изготовленные на 3-D принтере с числовым программным управлением методом аддитивного производства [163]. Характерная форма образцов, изготовленных из металлургического кокса и известняка флюсового, обеспечивалась с помощью механической обработки (габаритные размеры образца обусловлены размерами исходного куска).

Для определения значений пределов прочности образцов при деформации сжатия и растяжения изготавливались образцы материалов кубической формы и в форме параллелепипеда (с отношением длин граней 3:1:1), также изготовленные методом литья в мастер-формы, отпечатанные на 3-D принтере, (для гипса) и механически обработанные (для металлургического кокса и известняка флюсового).

Для экспериментального исследования процесса разрушения хрупких анизотропных материалов в первую очередь определялись их прочностные характеристики: предел прочности при деформации сжатием и предел прочности на растяжение. Первый (на сжатие) основывается на методе определения предела прочности при одноосном сжатии горных пород [144]. При втором способе испытаний

(на растяжение) используются методы для определения прочности бетонов и горных пород на растяжение и при изгибе [137, 145].

При испытании на прочность исследуемых образцов различных материалов (рис. 2.4, в) при реализации определенных видов деформации использовался пресс испытательный гидравлический П-10 (рис. 2.4, а) с самоустанавливающейся сферической опорой (рис. 2.4, б), обеспечивающей осевое приложение предельной нагрузки к образцу 98,1 кН. Испытательный пресс поверялся согласно методам и средствам поверки прессов гидравлических для испытаний строительных материалов [156].

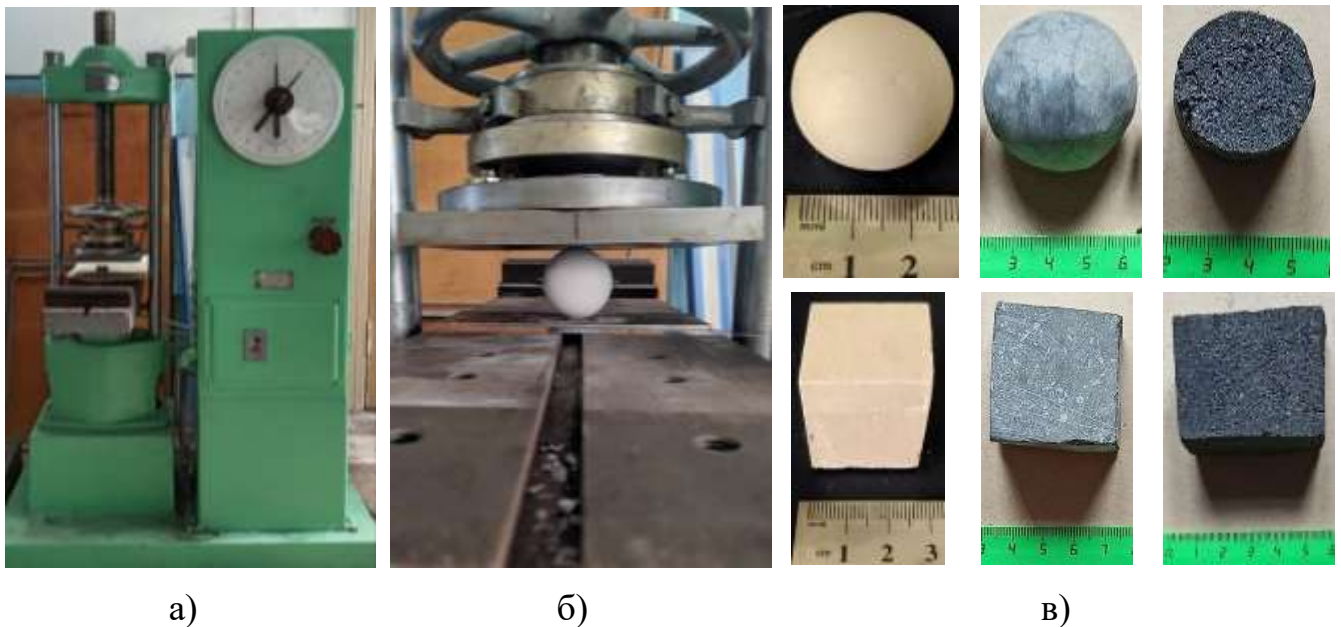


Рисунок 2.4. Испытательный гидравлический пресс П-10 (а), схема размещения образца в испытательной машине (б) и образцы (в) для проведения исследований процесса разрушения деформацией одноосного сжатия

Подтверждение адекватности разработанных аналитического и конечно-элементного методов исследования процесса разрушения хрупких анизотропных материалов характерной формы и достоверности результатов экспериментальных исследований процесса разрушения исследуемых материалов деформацией одноосного сжатия осуществлялось на основании способа определения относительной

погрешности измерений и параметрического метода статистической проверки гипотез (статистических критериев), основанных на распределении  $t$ -критерия Стьюдента [35, 199].

### 2.3 Методика экспериментальных исследований процесса разрушения железорудного агломерата

Прочностные характеристики железорудного агломерата при различной температуре существенно отличаются [127], поэтому для определения влияния способа дробления на фракционный состав готового продукта и прочностные характеристики материала проводились его испытания в холодном (рис. 2.5) (при комнатной температуре) и в горячем состоянии (рис. 2.6, б) (при температуре 800°C, соответствующей температуре агломерационного пирога в конце процесса спекания в производственных условиях – при его выгрузке в рабочее пространство дробильной машины).

Для исследования процесса разрушения образцов железорудного агломерата в холодном состоянии (рис. 2.5) использовался поверенный пресс испытательный гидравлический П-10 (рис. 2.4, а).



Рисунок 2.5. Образцы для проведения исследований прочности агломерата в холодном состоянии

Для определения пределов прочности образцов железорудного агломерата при его разрушении деформацией одноосного сжатия и растяжения при изгибе в горячем состоянии (рис. 2.6, б) использовался ручной пресс гидравлический ПГПр, обеспечивающий осевое приложение предельной нагрузки к исследуемому образцу в диапазоне  $0...39,2$  кН (рис. 2.6, а). Предварительно пресс поверялся согласно методам и средствам поверки с помощью мерной скобы, поверенной на гидравлическом прессе П-10 [156].



а)



б)

Рисунок 2.6. Испытательный пресс и образцы (б) для проведения исследований прочности агломерата в горячем состоянии

Для определения массы отдельных фракций дробленого различными способами агломерата использовались весы лабораторные электронные SF-400-C, калибровка которых проводилась согласно методам [150, 157]. Для отсева использовались мерные сита с размерами ячеек 5,0 и 10,0 мм.

В качестве исследуемых образцов использовались куски низкоосновного доменного агломерата (как обладающего наибольшими значениями пределов прочности при деформации сжатия и растяжения) различных размеров и характерной формы, произведенного в условиях агломерационного цеха Алчевского металлургического комбината ООО «ЮГМК» («АМК» ООО «ЮГМК»).

### **2.3.1 Разработка уточненного метода определения предела прочности агломерата на одноосное сжатие**

В настоящее время не существует способов определения прочностных характеристик агломерата, кроме метода, основанного на механической обработке во вращающемся стальном барабане и последующем определении ситовым анализом изменения гранулометрического состава пробы, характеризующего способность материала сопротивляться удару и истиранию [147], и метода, заключающегося в механической обработке железорудных материалов в сбрасывающем устройстве, при котором после выполнения определенного количества сбрасываний пробу агломерата просеивают через мерные сита и вычисляют показатель относительной прочности при основе процентного распределения материала по фракциям на этих ситах [139].

Однако данные методы предназначены для определения относительных показателей прочности агломерата для условий его транспортировки и загрузки в рабочее пространство доменной печи, а не для определения гранулометрического состава и пределов прочности при фракционной подготовке аглопирога с помощью различных видов деформаций, действующих в дробильных машинах.

В данное время существует значительное количество способов определения различных видов прочности (на сжатие, срез, растяжение и т.д.) горных, каменно-рудных и строительных материалов [137, 144, 145, 158], однако условия испыта-

ний прочности куска агломерата не соответствуют в полной мере требованиям, предъявляемым в данных методах.

Так методы определения прочности бетонов на сжатие и на растяжение при изгибе [137] не подходят для исследований прочностных характеристик агломерата, вследствие того, что они требуют подготовки (механической обработки) контрольных образцов до необходимой (правильной) геометрической (кубовидной, параллелепipedной, цилиндрической и т.д.) формы с определенной степенью точности, а кусок агломерата фактически не поддается механической обработке вследствие своей анизотропии прочностных свойств, а также высокой твердости при относительно невысокой прочности (при механической обработке кусок разрушается по причине высокой хрупкости).

В методе разрушения образцов встречными сферическими инденторами [145] допускается использовать образцы испытуемых материалов произвольной формы. Однако данный способ применяется для определения прочностных характеристик хрупких материалов при деформации растяжением.

Наиболее подходящий метод предназначен для определения прочностных характеристик горных пород применительно к расчетам и проектированию горных работ, оборудования, проведения исследовательских и сравнительных испытаний [144], однако и он заключается в измерении максимального значения разрушающего давления, приложенного к плоским торцам правильного цилиндрического или призматического образца материала через плоские стальные плиты испытательной машины.

С учетом вышесказанного предлагается использовать уточненный способ определения предела прочности агломерата при деформации сжатия, основанный на методе определения пределов прочности горных пород при деформации одноосного сжатия [144].

На первом этапе производится отбор проб агломерата, форма которых должна быть близкой к параллелепipedу, а размеры и объем – близкими друг к другу. Образцы выбираются без видимых трещин, выступов и повреждений на поверхности.

Количество образцов при испытаниях должно обеспечивать относительную погрешность результатов их испытаний на прочность не более 20 % при надежности не ниже 0,8 и быть не менее 6 [137, 144, 145, 158].

Для определения линейных размеров испытываемых кусков агломерата для определения площади поперечного сечения и объема образца предлагается использовать метод, основанный на способе измерения размеров образцов неправильной формы, используемый при испытании блоков из природного камня для производства облицовочных изделий на прочность [158].

Для снижения влияния точечного нагружения при вдавливании сильно выступающих элементов на поверхности (наплывов, неровностей поверхности, бугорков и т.д.) в тело образца, существенно влияющих на результаты определения пределов прочности материала, перед измерением образца агломерата их предварительно удаляют.

Измерения образца агломерата производится по методике определения усредненных размеров граней куска материала характерной формы, описанной в подразделе 2.1.

При испытании образца на сжатие разрушаемый образец размещают между верхней подвесной сферической плитой, совмещая ось образца с центром нижней опорной плиты испытательной машины, нагружают равномерно до разрушения со скоростью 0,1...0,5 кН/с.

Значение максимальной сжимающей силы  $P_{\max}$  определяется в момент разрушения образца агломерата в одном или нескольких параллельных сечениях или расположенных под углом с отклонением не более 15 % к направлению действия вектора сжимающей силы.

Затем фиксируется максимальное значение разрушающей образец силы  $P_{\max}$  в килоньютонах, зафиксированная силоизмерителем испытательной машины, с указанием отношения средней высоты испытываемого образца к половине суммы его средних ширины и длины [144]:

$$m = \frac{B_{cp} + L_{cp}}{2 H_{cp}}. \quad (2.1)$$

Значение предела прочности при деформации одноосного сжатия  $\sigma_{сж}$  для каждого  $i$ -го образца выборки агломерата вычисляют с точностью до 0,01 МПа по формуле [144]:

$$\sigma_{сж} = K_B \frac{P_{\max}}{S}, \quad (2.2)$$

где  $K_B$  – безразмерный коэффициент высоты образца исследуемого материала [144];

$S$  – площадь поперечного сечения образца, м<sup>2</sup>:

$$S = B_{cp} L_{cp}. \quad (2.3)$$

Коэффициент  $K_B$  определяется с помощью зависимости, полученной методом аппроксимации ряда данных безразмерного коэффициента высоты образца (согласно значениям, указанным в [144]) методом наименьших квадратов (коэффициент достоверности аппроксимации  $R^2 = 0,99$ ) [126]:

$$K_B(m) = 0,79 m^{0,37}. \quad (2.4)$$

Статистическая обработка результатов экспериментальных испытаний образцов агломерата на одноосное сжатие производится в последовательности, изложенной в работах [137, 144, 145, 158].

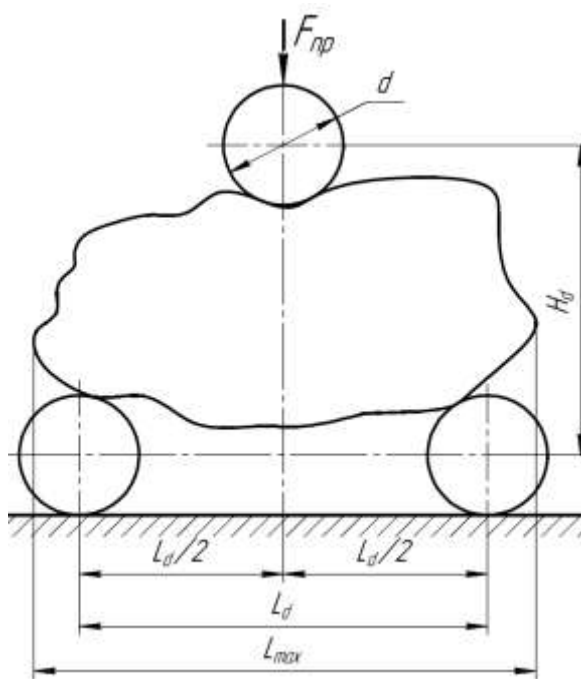
### **2.3.2 Разработка уточненного метода определения предела прочности агломерата на растяжение деформацией изгиба**

В основе метода определения пределов прочности при растяжении при изгибе агломерата применяются следующие методы для определения пределов прочности: бетонов на растяжение при изгибе [137]; горных пород при одноосном растяжении [145].

Как описывалось выше, придать образцу агломерата правильную геометрическую форму не представляется возможным, поэтому для испытаний подбираются куски с формой, наиболее близко соответствующей параллелепипеду, с удалением сильно выступающих элементов на поверхности (наплывов, неровностей

поверхности, бугорков и т.д.). Количество образцов при испытаниях должно обеспечивать относительную погрешность результатов их испытаний на прочность не более 30 % при надежности не ниже 80 % и быть не менее 10 [137, 144, 145, 158].

При испытаниях образцы устанавливаются между верхней подвесной сферической плитой, совмещая условную ось симметрии образца с центром нижней опорной плиты испытательной машины (рис. 2.7, а), по схеме, отображенной на рисунке 2.7 (б) и нагружают до разрушения при постоянной скорости нарастания силы 0,1...0,5 кН/с.



а)



б)

Рисунок 2.7. Расчетная схема нагружения (а) и схема размещения (б) образца в испытательной машине для определения предела прочности при деформации растяжением при изгибе

Максимальное усилие, зафиксированное на силоизмерителе испытательной машины, и достигнутое в процессе испытания куска агломерата на прочность, принимают за разрушающую нагрузку.

Если образец агломерата разрушился не в средней трети пролета между подвижными опорами или плоскость разрушения образца наклонена к его вертикальной плоскости (относительно горизонтали опоры пресса) более чем на  $15^\circ$ , то при определении среднего значения предела прочности на растяжение испытуемого материала (агломерата) серии образцов данный результат испытания не учитывается [137].

Предел прочности образца агломерата на растяжение при изгибе вычисляют с точностью до 0,1 МПа по следующей зависимости [145]:

$$\sigma_{из} = K_W \frac{3P_{\max} L_d}{2S(H_d - d)}, \quad (2.5)$$

где  $K_W$  – безразмерный масштабный коэффициент (определяется согласно методу [145]);

$L_d$  – длина пролета (расстояние между центрами подвижных опор по горизонтали), м;

$S$  – площадь поперечного сечения образца (площадь поверхности разрыва образца, определяемая графическим способом [2]), м<sup>2</sup>;

$H_d$  – высота пролета (расстояние между центрами опор по вертикали), м;

$d$  – диаметр опор, м.

Коэффициент  $K_W$  определяется с помощью эмпирической зависимости, полученной методом аппроксимации ряда данных безразмерного коэффициента масштабного образца (согласно значениям [145]) методом наименьших квадратов (коэффициент достоверности аппроксимации  $R^2 = 0,99$ ) [126]:

$$K_W(S) = 5,1 S^{0,25}. \quad (2.6)$$

Статистическая обработка результатов испытания образцов исследуемого материала на растяжение производится в последовательности, изложенной в методах [137, 144, 145, 158].

## **2.4 Методика проведения экспериментальных исследований энергосиловых параметров процесса дробления материалов в зубчатой роторной дробилке в лабораторных условиях**

Для проверки эффективности принятых технических решений и подтверждения адекватности разработанных методов определения энергосиловых параметров процесса дробления различных материалов в роторной зубчатой дробилке применялся экспериментальный метод с использованием лабораторного стенда, состоящего из натурной (физической) модели роторной зубчатой дробильной машины и контрольно-измерительного комплекса (рис. 2.8).



Рисунок 2.8. Лабораторный стенд для исследования энергосиловых параметров процесса дробления в роторной зубчатой дробилке

Исследование и сравнительный анализ энергосиловых параметров процесса дробления основывались на определении моментов сопротивления на приводном валу, от сил, возникающих при разрушении материала в физической модели зуб-

чатой роторной дробилки с роторами линейного и спирального типа, с помощью тензорезисторных преобразователей [119, 186].

Для экспериментального исследования процесса дробления использовалась физическая модель роторной зубчатой дробилки (безразмерный геометрический симплекс [125, 304], характеризующий геометрическое подобие экспериментальной установки реальной роторной зубчатой дробильной машине, используемой при фракционной подготовке железорудного агломерата в условиях участка выдачи агломерата агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК», составляет

$$\Gamma_K = \frac{1}{10}) \text{ (рис. 2.9).}$$



а)



б)

Рисунок 2.9. Физическая модель роторной зубчатой дробилки (а), рабочая камера дробилки (б)

Определение момента сопротивления на валу ротора, возникающего в процессе дробления, и преодолеваемого электродвигателем привода физической модели дробилки, осуществлялось с помощью измерительного комплекса (рис. 2.10, а), в состав которого входят:

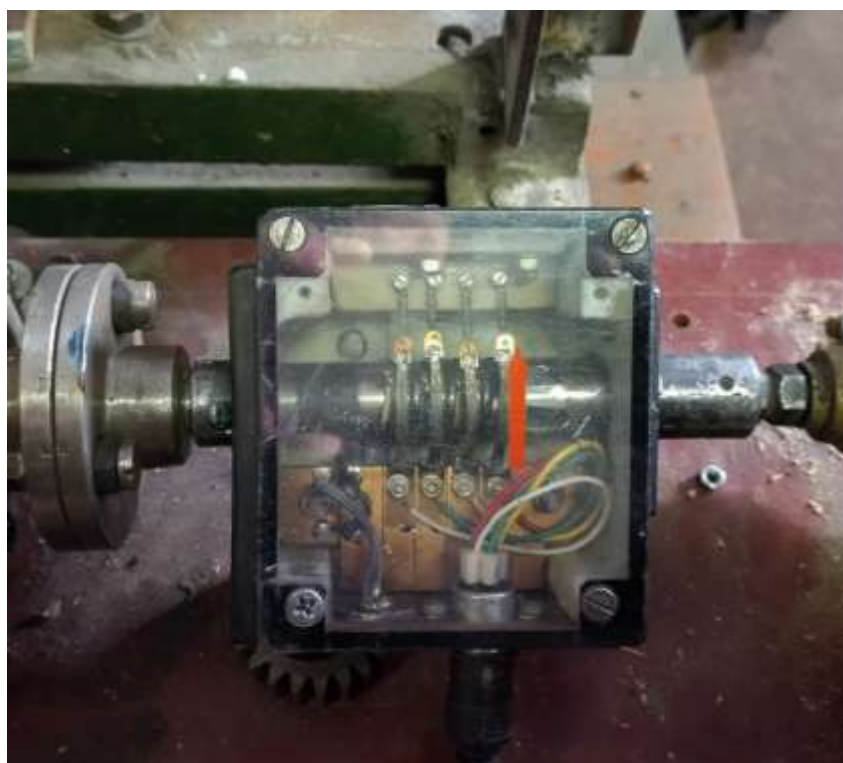
– тензорезисторный преобразователь (рис. 2.10, б), размещенный между тихоходным валом быстроходного и быстроходным валом тихоходного червячных редукторов;

– четырехканальный усилитель переменного тока УТ 4-1 ТУ 25.06.1377-82;

– персональная электронно-вычислительная машина (ПЭВМ) с установленной на ее шине платой L-154 12-разрядного многоканального аналого-цифрового преобразователя (АЦП) фирмы L-CARD.



а)



б)

Рисунок 2.10. Измерительный лабораторный комплекс (а) с тензорезисторным преобразователем (б)

Снимаемый с тензорезисторного преобразователя электрический сигнал, после усиления и преобразования в цифровой код, поступал в системный блок ПЭВМ для дальнейшей обработки и последующего отображения на экране в виде цифрового сигнала.

Тарировка тензорезисторного преобразователя выполнялась по крутящему моменту, создаваемому с помощью рычага и набора грузов определенной массы (рис. 2.11) – на рычаг с плечом 0,11 м поочередно навешивались грузы массой 0,32 кг, 0,33 кг, 0,73 кг и 0,68 кг.



Рисунок 2.11. Процесс тарировки тензорезисторного преобразователя

В процессе тарировки на мониторе ПЭВМ выводился график зависимости значений цифрового выхода сигнала АЦП от значения крутящего момента на валу тензорезисторного преобразователя (Приложение Б, рис. Б.1).

Коэффициент отношения значения крутящего момента к значению сигнала цифрового выхода кода АЦП, полученного по результатам тарировки, определялся по следующей зависимости:

$$k_{АЦП} = \frac{m_{зр} g i_{т.р.} l_p \eta'_{нр}}{\Delta_{АЦП}}, \quad (2.7)$$

где  $k_{АЦП}$  – коэффициент, определяющий соотношение значений крутящего момента (момента сопротивления) на валу ротора дробилки и значения цифрового выхода сигнала АЦП,  $\frac{Нм}{\Delta_{АЦП}}$ ;

$m_{зр}$  – масса груза, кг;

$g$  – ускорение свободного падения,  $\frac{М}{с^2}$ ;

$i_{т.р.}$  – передаточное число тихоходного червячного редуктора;

$l_p$  – длина плеча рычага, м;

$\eta'_{нр}$  – общий коэффициент полезного действия (КПД) узлов и механизмов привода лабораторной дробилки, установленных в кинематической схеме между точкой приложения силы дробления материала (ротором) и тензорезисторным преобразователем;

$\Delta_{АЦП}$  – изменение значения цифрового выхода сигнала АЦП.

Общий коэффициент полезного действия узлов и механизмов привода дробилки  $\eta'_{нр}$  определялся как:

$$\eta'_{нр} = \eta_p \eta_m \eta_n, \quad (2.8)$$

где  $\eta_p$  – КПД тихоходного червячного редуктора [211];

$\eta_m$  – КПД тихоходной муфты между ротором дробилки и тихоходным редуктором [7];

$\eta_n$  – КПД подшипниковых опор ротора [4].

Параметры привода лабораторной установки, используемой при проведении исследований, имели следующие значения: передаточное число редуктора –  $i_{m.p.} = 12$ ; КПД редуктора –  $\eta_p = 0,8$  [211]; КПД муфты –  $\eta_m = 0,97$  [7]; КПД подшипниковых опор ротора –  $\eta_n = 0,99$  [4]. Длина рычага, на который навешивались грузы, составляла 0,11 м.

На основании результатов тарировки тензорезисторного преобразователя получены значения цифрового выхода сигнала АЦП, и с помощью зависимости (2.7) определены коэффициенты соотношения момента сопротивления на валу ротора и значения цифрового выхода сигнала АЦП  $k_{АЦП}$  для каждого крутящего момента (табл. 2.1).

Таблица 2.1. Результаты тарировки тензорезисторного преобразователя

Масса груза, кг	Крутящий момент на валу преобразователя, Нм	Значения цифрового выхода сигнала АЦП	Коэффициент соотношения момента на валу ротора и значения цифрового выхода сигнала АЦП
0,32	0,0352	145	0,0214
0,65	0,0715	290	0,0218
1,38	0,1518	640	0,0209
2,06	0,2266	930	0,0215

Среднее значение коэффициента соотношения значений крутящего момента на валу ротора и цифрового выхода сигнала АЦП  $k_{АЦП}$  составило  $0,0214 \frac{\text{Нм}}{\Delta_{АЦП}}$ .

В качестве исследуемого материала, моделирующего поведение агломерационного спека при его дроблении в лабораторной дробильной установке, применялся пенопласт ПСБ-30-30 [141, 169] в виде нарезанных из него плиток с определенными геометрическими размерами. Сравнение геометрических и физико-механических характеристик образца пенопласта и пирога железорудного агломе-

рата, производимого в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК», представлено в таблице 2.2.

Таблица 2.2. Геометрические и прочностные характеристики пирога агломерата и образца пенопласта

Параметр	Материал	
	Агломерат	Пенопласт
Длина, м	1,0	0,1...0,11
Ширина, м	2,8	0,28
Толщина, м	0,3...0,35	0,03
Плотность, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	~3500	35
Предел прочности при сжатии, МПа	1,01*	0,6**
Предел прочности при изгибе, МПа	0,46*	0,2**

\* – данные параметры отображены в подразделе 4.2;

\*\* – значения пределов прочности определялись опытным путем согласно методу [140].

На основании сопоставительного анализа основных характеристик пирога агломерата, производимого в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК», и плиток пенопласта ПСБ-30-30, используемых в качестве образцов в условиях проведения экспериментальных исследований, можно утверждать, что геометрическое подобие образцов пенопласта и пирога агломерата по сравнению с геометрическим симплексом подобия экспериментальной установки и дробильной машины ДО-1300-2700-61 соблюдается. При этом пределы прочности сравниваемых материалов являются значениями одного порядка, что говорит о соответствии лабораторных условий процесса дробления пенопласта в физической модели дробилки условиям процесса дробления агломерата в реальных производственных условиях.

Для сравнения энергосиловых параметров процесса дробления в лабораторной роторной зубчатой дробилке применялись два типа роторов:

- с линейным расположением зубьев звездочек на роторе (рис. 2.12) [119, 162, 342, 344];
- со спиральным расположением зубьев звездочек на роторе (рис. 2.13) [93, 115, 119, 177, 259].



а)



б)

Рисунок 2.12. Ротор (а) и звездочки (б) лабораторной дробилки с ротором линейного типа

Отличие дробильной машины с ротором шевронного типа заключается в расположении звездочек на валу таким образом, что при их вращении в контакт-

ное взаимодействие в процессе дробления с пирогами дробимого материала вступают не все зубья одновременно (как это реализовано в дробилках с линейным расположением звездочек на роторе [162, 194, 344]), а один или пара зубьев симметрично расположенных относительно центральной звездочки (или центральной пары звездочек), или зубья центральной и крайних звездочек следующего ряда ротора дробилки [93, 115, 116, 259] (рис. 2.13). При этом дробилки с ротором спирального типа отличаются тем, что на роторе все звездочки от одной крайней звездочки ротора к другой крайней звездочке повернуты относительно предыдущей на одинаковый угол между осями зубьев соседних звездочек на всем роторе.



а)



б)

Рисунок 2.13. Ротор (а) и звездочки (б) лабораторной дробилки с ротором спирального типа

В дробилке усовершенствованного типа (с ротором шевронного типа) звездочки, расположенные на валу, по ходу от центра к краям ротора, повернуты относительно своей оси вращения в обратную сторону от направления вращения ротора дробилки относительно предыдущей так, что обеспечивается одинаковый угол между осями зубьев соседних звездочек на всем роторе, определяемый по следующим зависимостям:

– для роторов дробилок с нечетным количеством звездочек, установленных на валу ротора [259]:

$$\alpha_0 = \frac{2\pi}{N-1}, \quad (2.9)$$

где  $N$  – количество звездочек на роторе;

– для роторов зубчатых роторных дробилок с четным количеством звездочек [259]:

$$\alpha_0 = \frac{2\pi}{N-2}, \quad (2.10)$$

В обоих случаях угол между осью центральной звездочки (или центральной пары звездочек) и определенным рядом зубьев, расположенных на валу ротора, определяется по зависимости [259]:

$$\alpha_i = i\alpha_0, \quad (2.11)$$

где  $i$  – порядковый номер звездочки ротора дробилки по ходу от центра к краям ротора.

Для дробилок со спиральным расположением зубьев звездочек угол между осью центральной звездочки (или центральной пары звездочек) и определенной звездочкой определяется как:

$$\alpha_i = (i+1)\alpha_0. \quad (2.12)$$

При этом пирог дробимого материала проникает в рабочее пространство звездочек ротора дробильной машины, где вступает в одновременное контактное

взаимодействие с зубьями звездочек в количестве не более трех, из-за чего площадь контакта зубьев с материалом уменьшается и за счет чего снижается энергоёмкость процесса.

## **2.5 Методика проведения экспериментальных исследований процесса захвата материала в физической модели валковой дробилки с рифлеными валками**

С целью изучения процесса захвата материала валками с рифленой поверхностью бандажей и подтверждения достоверности выдвинутых теоретических предположений по определению условий захвата материала рифлеными валками, а также более досконального изучения процесса дробления различных материалов в валковых дробилках с рифлеными валками с использованием 3D принтера изготовлена экспериментальная установка, представляющая из себя уменьшенную натурную модель валковой дробилки с рифлеными валками (безразмерный геометрический симплекс [125], характеризующий геометрическое подобие экспериментальной установки реальной валковой дробилке ДЧГ 900×700 (верхней паре валков), составляет  $\Gamma_K = \frac{1}{10}$ ).

Натурная модель исследуемой дробильной машины включает в себя две модели рабочих валков, вращающихся в опорах, закрепленных на общей станине, с установленными на них шкивами ременной передачи и сменными бандажами с рифленой поверхностью (для изготовления бандажей валков с рифленой поверхностью использовался пластик ABS (ТУ 6-05-1609-77)), (рис. 2.14). При этом крепление стоек на станине позволяет регулировать межвалковый зазор в необходимых пределах. Вращение валков при захвате куска материала определенного размера рабочей поверхностью рифлей сетки бандажей синхронизировано за счет ременной передачи.

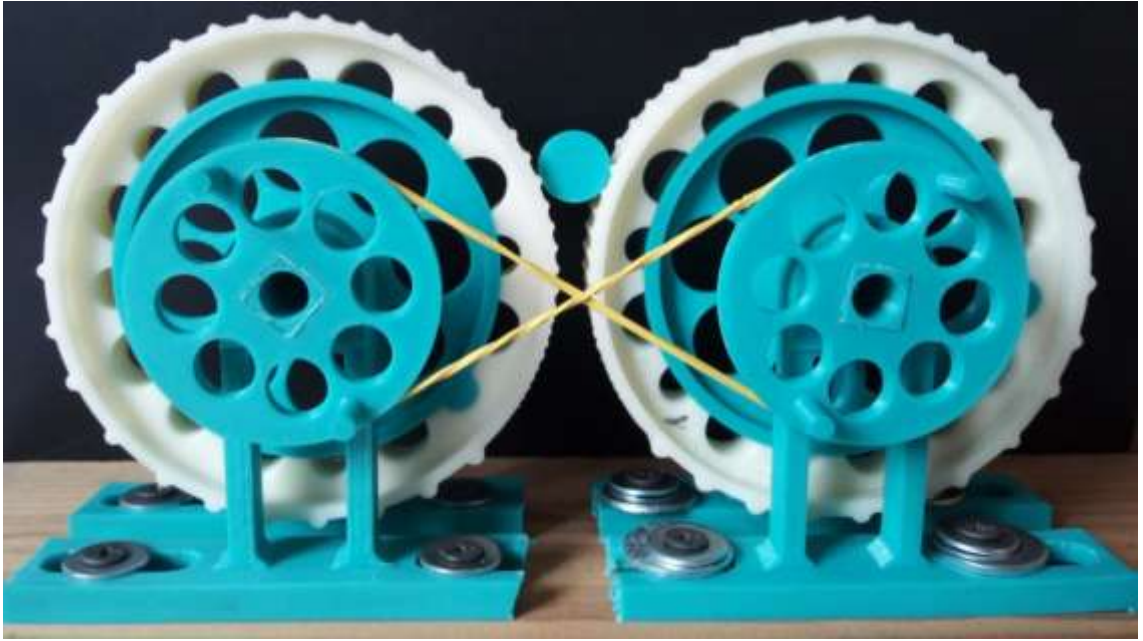


Рисунок 2.14. Экспериментальная установка для определения условий захвата куска дробимого материала в валковой дробилке с рифленой поверхностью бандажей

При проведении исследований основным конструктивным параметром рифленых валков в экспериментальной установке задавались следующие значения:

- радиус рабочей поверхности бандажа рифленого валка –  $R_b = 0,045$  м;
- радиус рифлей (валиков) сетки бандажа валка  $r_r$  от 0,5 мм до 3,8 мм с шагом 0,3 мм.

В качестве натуральных моделей кусков дробимого материала использовались сплошные цилиндры (рис. 2.15, а) радиусом  $r_k$  (согласно матрице планирования эксперимента (табл. 2.3)) из пластика ABS с коэффициентами трения скольжения по материалу бандажа  $\mu_n = 0,21$  (определялся экспериментально с помощью метода, основанного на равномерном скольжении материала вниз по наклонной плоскости [26] с помощью установки, представленной на рисунке 2.15, б, по зависимости  $\mu = \tan \alpha_{mp} = \frac{L_1}{L_2}$ , где  $L_1$  – длина противолежащего катета прямоугольного треугольника ABC;  $L_2$  – длина прилежащего катета (рис. 2.15, в) (зависит от дли-

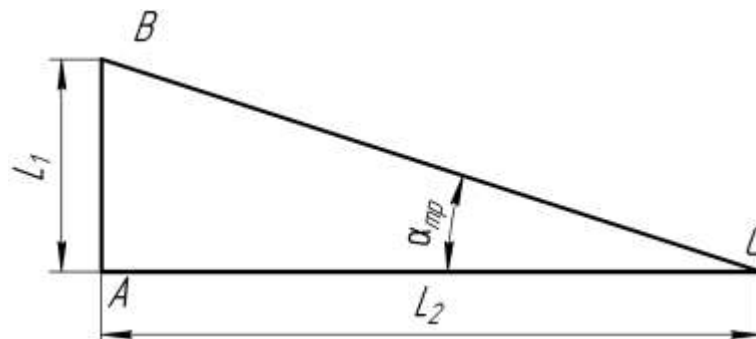
ны катета АВ, при которой начиналось движение куска материала относительно поверхности).



а)



б)



в)

Рисунок 2.15. Модели кусков материала требуемого размера (а); установка для определения коэффициента трения материала кусков по материалу бандажей валков (б); расчетная схема для определения угла трения (в)

Для проведения многофакторного эксперимента по исследованию условий процесса захвата куска дробимого материала рифлеными валками в рабочее пространство дробилки использовалось центральное композиционное ротатбельное униформпланирование второго порядка [23, 215]. В качестве основных независимых факторов, определяющих необходимый радиус рифли наплавленной сетки на поверхности бандажа рифленого валка  $r_g$  в ходе экспериментальных исследований, выбирались:

- межвалковый зазор в дробилке  $b$ , мм;

– условный радиус (верхний предел фракции) куска дробимого материала  $r_k$ , мм.

Выбор факторов и уровней их варьирования (табл. 2.3) осуществлялся с учетом технических характеристик лабораторной установки и условий процесса захвата дробимого материала с подобными параметрами процесса дробления различных видов твердого топлива в четырехвалковой дробилке ДЧГ 900×700 в производственных условиях участка шихтоподготовки агломерационного процесса «АМК» ООО «ЮГМК».

Таблица 2.3. Уровни и интервалы варьирования факторов при проведении экспериментальных исследований по захвату материала рифлеными валками в валковой дробилке

Уровни и интервалы варьирования факторов	$x_1(b)$ , мм	$x_2(r_k)$ , мм
Основной уровень, $x_i = 0$	5,3	5,2
Интервал варьирования, $I$	0,5	1,3
Верхний уровень, $x_i = +1$	5,8	6,5
Нижний уровень, $x_i = -1$	4,8	3,9
Верхняя звездная точка, $x_i = +1,414$	6,0	7,0
Нижняя звездная точка, $x_i = -1,414$	4,6	3,4

Статистическая оценка воспроизводимости многофакторного эксперимента проводилась согласно непараметрическому статистическому тесту – критерию Кохрена (при числе опытов равном 13, количестве повторностей – 3 и уровне значимости – 0,05), составляющего  $G = 0,336$  [23]; значимость коэффициентов регрессионной зависимости определялась при сравнении полученных значений с табличным значением критерия Стьюдента  $t_{cm} = 2,16$  [23, 35, 199]; адекватность регрессионной модели определялась по критерию Фишера, табличное значение которого составляет  $F = 6,59$  [23, 35, 199].

## **2.6 Методика проведения экспериментальных исследований по определению технико-эксплуатационных показателей дробильных машин в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК»**

Как оговаривалось выше, в агломерационном цехе «АМК» ООО «ЮГМК» фракционной подготовке подвергаются следующие материалы: твердое топливо (кокс доменный, кокс сухого тушения), флюс агломерационный, агломерат различной основности. Для реализации дробильно-измельчительных процессов данных шихтовых материалов используются различные типы дробильных машин с различными конструкциями рабочих органов.

### **2.6.1 Оборудование, применяемое для фракционной подготовки материалов в условиях проведения эксперимента, и его техническая характеристика**

#### 2.6.1.1. Условия проведения экспериментальных исследований процесса дробления агломерата в зубчатой роторной дробилке ДО-1300-2700-61

Для проведения экспериментальных исследований процесса дробления материала в роторной зубчатой дробилке ДО-1300-2700-61 (рис. 2.16) в условиях «АМК» ООО «ЮГМК», использовался низкоосновный агломерат, производимый в агломерационном цехе, имеющий следующие характеристики: ширина пирога – 2,8 м, высота (толщина) – 0,35 м, длина агломерационного спека при входе в рабочее пространство ротора дробилки – 1,0 м, объемная плотность агломерата – 3500 кг/м<sup>3</sup>, осевой момент сопротивления максимально возможного поперечного сечения куска дробимого материала, образовавшегося на первой стадии дробления,  $W_z' = 7,29 \text{ м}^3$ , коэффициент трения скольжения агломерата по материалу приемного стола  $\mu_m = 0,5$  [33, 212, 213]. Значения пределов прочности на сжатие  $\sigma_p$  и изгиб  $\sigma_u$  агломерата в горячем и холодном состояниях представлены в пункте 4.2.

В ходе проведения экспериментальных исследований по дроблению агломерата в дробилке использовались ротора с линейным [34, 93, 194, 269, 274, 305,

312, 344, 406] и спиральным (шевронным) [115, 259, 265] расположением зубьев звездочек.



а)

б)

Рисунок 2.16. Дробилка ДО-1300-2700-61 усовершенствованной конструкции: ротор со спиральным расположением зубьев (а) и рабочее пространство дробильной машины (б)

При этом для определения различных параметров использовались следующие конструктивно-технологические параметры дробильной машины: угол наклона рабочей поверхности приемного стола к горизонтали  $\beta_n = 0,61$  рад; количество звездочек, установленных на валу ротора дробилки  $N_{ze} = 9$  шт.; длина торцевой поверхности зуба  $b_z = 0,3$  м; рабочий диаметр внешней грани зуба звездочек  $D_p = 1,29$  м; частота вращения ротора  $n_p = 5,37$  об/мин; количество зубь-

ев, установленных на звездочке  $n_3 = 4$  шт.; угол между поверхностью зуба и поверхностью аглопирога при их взаимном контакте  $\alpha_{3\epsilon} = 0$  рад; максимальное количество звездочек ротора, одновременно вступающих в контактное взаимодействие с материалом на колосниковой решетке,  $N'_{3\epsilon} = 3$  шт.; межколосниковый зазор  $B_k = 0,1$  м; угол между рабочей поверхностью зуба и поверхностью пирога при их взаимном контакте на колосниковой решетке  $\alpha_{3\epsilon.k.} = 0,6$  рад; масса ротора в сборе  $m_p = 9000$  кг.

В настоящее время в приводе дробилки ДО-1300-2700-61 используется асинхронный электродвигатель 2ВР-250-S6 со следующими техническими характеристиками: номинальная мощность  $P_n = 45$  кВт; частота переменного тока в сети  $f = 50$  Гц; число пар полюсов  $p = 3$ ; номинальная частота вращения ротора двигателя  $n_n = 985$  об/мин; кратность критического момента  $\mu_k = 2,3$ ; момент инерции ротора  $J_{\text{об}} = 8,0$  кг $\times$ м<sup>2</sup>. Для передачи крутящего момента применяется цилиндрический косозубый трехступенчатый редуктор ЦТ-2-1650 с передаточным числом  $i_p = 139,6$ .

В качестве опор в подшипниковых узлах ротора в дробилке ДО-1300-2700-61 используются двухрядные роликовые радиальные сферические самоустанавливающиеся подшипники 3640 [152], работающие с незначительными осевыми нагрузками при использовании пластичных смазочных материалов. Для такого типа подшипников, работающих с описанными выше условиями, принимают следующие параметры: константа  $K_{s1} = 0,057$  [239]; диаметр сопротивления поверхности уплотнения  $d_s = 247$  мм; показатель  $\beta = 2$  [239]; константа  $K_{s2} = 50$  [239]; геометрическая константа  $Y_3 = 3,13 \cdot 10^{-6}$  [239]; диаметр вращения центров тел качения  $d_n = 310$  мм; кинематическая вязкость для пластичной индустриальной смазки УНИОЛ-2 [146] (при минимальной для условий эксплуатации подшипников ротора дробилки температуре  $t_{o.c.} = 0^\circ\text{C}$ )  $\nu = 150$  мм<sup>2</sup>/с; геометрическая константа  $S_1 = 6,92 \cdot 10^{-3}$  [239]; коэффициент трения скольжения в подшипнике  $\mu_{sl} = 0,05$  [239].

Коэффициент  $k_{p.n.c.}$ , учитывающий условия разрушения агломерационного пирога при соударении с поверхностью приемного стола и торцевой поверхностью зубьев ротора, определялся как отношение средней площади отдельных кусков, образовавшихся в результате разрушения при сбрасывании пирога со спекающей тележки и падении его на поверхность приемного стола и зубья звездочек ротора к площади цельного пирога длиной 1,0 м, измерения производились с помощью метода площадей [240] при одновременной остановке агломерационной машины и дробилки:

$$k_{p.n.c.} = \frac{S_1 + S_2 + \dots + S_{n-1} + S_n}{n_{\kappa} S_{nup}}, \quad (2.13)$$

где  $S_i$  – площадь поверхности определенного куска агломерата после разрушения при ударе о поверхность приемного стола, м<sup>2</sup>;

$n_{\kappa}$  – количество образовавшихся кусков агломерата после его разрушения при соударении с рабочей поверхностью приемного стола и зубьев звездочек ротора, шт.;

$S_{nup}$  – площадь неразрушенного пирога (определяется как площадь спекающей тележки), м<sup>2</sup>.

Коэффициент  $k_{p.n.c.}$  определялся при остановках агломерационных машин в процессе эксплуатации в нештатных ситуациях.

#### 2.6.1.2. Условия проведения и описание экспериментальных исследований процесса дробления твердого топлива в четырехвалковой дробилке ДЧГ 900×700

При экспериментальных исследованиях процесса дробления различных видов твердого топлива использовалась четырехвалковая дробилка ДЧГ 900×700 (рис. 2.17) со следующими техническими характеристиками: масса нижних валков  $m_g = 4350$  кг; масса верхних валков  $m_g = 4150$  кг; жесткость полного комплекта пружин ( $2 \times 6 = 12$  шт.) амортизирующего устройства валков  $k_{np} = 6,25 \cdot 10^6$  Н/м;

диаметр бандажа гладкого валка  $R_g = 0,45$  м; ширина рабочей поверхности бандажа валков  $B_k = 0,7$  м; число оборотов нижних валков  $n_{об} = 192,8$  об/мин, верхних –  $n_{об} = 106,4$  об/мин.



Рисунок 2.17. Четырехвалковая дробилка ДЧГ 900×700 (б) в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК»

В четырехвалковой дробильной машине ДЧГ 900×700 использовались нижние валки с гладкими бандажами (рис. 2.18, а) и верхние с гладкими и рифлеными бандажами (рис. 2.18, б) со следующими конструктивными параметрами наплавленной сетки: радиус рифли –  $r_g = 14,0$  мм, угол между центрами соседних поперечных рифлей –  $\beta_2 = 0,191$  рад).



а)



б)

Рисунок 2.18. Гладкие (а) и рифленые (б) валки, используемые в валковых дробилках ДЧГ 900×700 в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК»

В качестве дробимого материала использовались отсевы кокса доменного [151, 230] фракцией 0...25 мм и кокс сухого тушения [151, 230] фракцией –140 мм (значения пределов прочности на сжатие  $\sigma_{сж}$  и растяжение  $\sigma_p$  данных материалов, а также коэффициенты  $k_\phi$  представлены в подразделе 5.2). Коэффициенты трения по стали для кокса доменного составляет  $\mu_m = 0,3$ , для кокса сухого тушения –  $\mu_m = 0,42$  [241, 281, 282, 291, 320]. Угол, характеризующий точку приложения равнодействующей силы дробления от суммарного давления в процессе деформации и разрушения материала гладкими валками для отсевов кокса доменного составил  $\alpha_{к.ср.} = 0,044$  рад, для кокса сухого тушения –  $\alpha_{к.ср.} = 0,076$  рад; для валков с рифленой поверхностью бандажей при дроблении кокса доменного –  $\alpha_{к.ср.} = 0,186$  рад, для кокса сухого тушения –  $\alpha_{к.ср.} = 0,187$  рад.

В настоящее время в дробилке ДЧГ 900×700 в условиях «АМК» ООО «ЮГМК» используются:

– для привода нижних валков – асинхронный электродвигатель 2ВР 250 S6 со следующими техническими характеристиками: номинальная мощность двигателя  $P_n = 45$  кВт; частота переменного тока в сети  $f = 50$  Гц; число пар полюсов  $p = 6$ ; номинальная частота вращения ротора  $n_n = 985$  об/мин; кратность критического момента  $\mu_k = 2,3$ ; момент инерции ротора  $J_{\text{об}} = 8,0$  кг×м<sup>2</sup>;

– для привода верхних валков – асинхронный электродвигатель 5АМ 250 S6 со следующими техническими характеристиками: номинальная мощность двигателя  $P_n = 45$  кВт; частота переменного тока в сети  $f = 50$  Гц; число пар полюсов  $p = 6$ ; номинальная частота вращения ротора двигателя  $n_n = 985$  об/мин; кратность критического момента  $\mu_k = 2,0$ ; момент инерции ротора  $J_{\text{об}} = 1,2$  кг×м<sup>2</sup>.

Для передачи крутящего момента от двигателей к исполнительному органу в приводах дробилки ДЧГ 900×700 используются: для нижних валков – редуктор ЦО-400 с передаточным числом  $i_p = 5,19$ , для верхних – ЦД2-650 с передаточным числом  $i_p = 9,41$ .

В дробилке ДЧГ 900×700 в качестве опор ротора используются двухрядные роликовые радиальные сферические самоустанавливающиеся подшипники 3534 [153], работающие при использовании пластичных смазочных материалов, для которых необходимо принимать параметры, описанные в подразделе 2.6.1.1.

### 2.6.1.3. Условия проведения экспериментальных исследований процесса дробления агломерационных флюсов в молотковой дробилке ДМРиЭ 14,5×13

С целью изучения процесса дробления агломерационных флюсов в качестве исследуемого объекта использовалась молотковая роторная дробилка ДМРиЭ 14,5×13 [319] в комплексе с вибрационным питателем 79-ТС (рис. 2.19). В качестве исходного дробимого материала выступал известняк флюсовый [322] фракцией 40...80 мм, масса отдельных кусков которого варьируется в пределах 0,1...1,0 кг, при влажности – 4 % и объемной плотности – 2800 кг/м<sup>3</sup>, с модулем

упругости материала –  $(8...10) \times 10^{10}$  Па, коэффициент трения скольжения по стали принимался равным 0,6 [398].



Рисунок 2.19. Общий вид молотковой дробилки ДМРиЭ 14,5×13 с вибрационным питателем 79-ТС в условиях агломерационного цеха № 1 «АМК» ООО «ЮГМК»

Основные технические характеристики дробилки ДМРиЭ 14,5×13: радиус подвеса молотков  $R = 0,43$  м; радиус внешней грани молотков  $r = 0,295$  м; расстояние свободного движения куска в рабочей зоне молотков  $c = 0,03$  м; радиус инерции молотка  $r_i = 0,168$  м; масса молотков, одновременно вступающих в ударное взаимодействие с материалом  $m_{\Sigma m} = 184,2$  кг; масса материала, загружаемого питателем в рабочее пространство за одну секунду  $M_{м.с.} = 69,4$  кг/с; количество оборотов ротора в минуту  $n_{об} = 750$  об/мин; количество рядов ударных элементов на роторе  $z_p = 5$  шт.; количество молотков в ряду  $z_{м.р.} = 12$  шт.; угол  $\alpha_{к.р.} = 1,75$  рад; угол  $\beta_0 = 0$  рад; КПД привода  $\eta_{пр} = 0,97$ .

В дробилке ДМРиЭ 14,5×13 в качестве опор ротора используются двухрядные роликовые радиальные сферические самоустанавливающиеся подшипники

3630 [153], работающие при использовании пластичных смазочных материалов, для которых необходимо принимать параметры, описанные в подразделе 2.6.1.1.

В приводе дробилки ДМРиЭ 14,5×13 используется асинхронный электродвигатель ДАЗО 450У-8У1 со следующими техническими характеристиками: номинальная мощность  $P_n = 500$  кВт; частота переменного тока в сети  $f = 50$  Гц; число пар полюсов  $p = 4$ ; номинальная частота вращения  $n_n = 740$  об/мин; кратность критического момента  $\mu_k = 2,3$ ; момент инерции ротора  $J_{об} = 50$  кг×м<sup>2</sup>.

При проведении производственных экспериментальных исследований в молотковой дробилке ДМРиЭ 14,5×13 применялись следующие конструкции молотков: без фиксации в ряду (рис. 2.20), с фиксацией ряда на оси подвеса ротора [256] (рис. 2.21) и с фиксацией ряда на дополнительной оси [258] (рис. 2.22).



Рисунок 2.20. Внешний вид молотков без фиксации ряда на оси подвеса

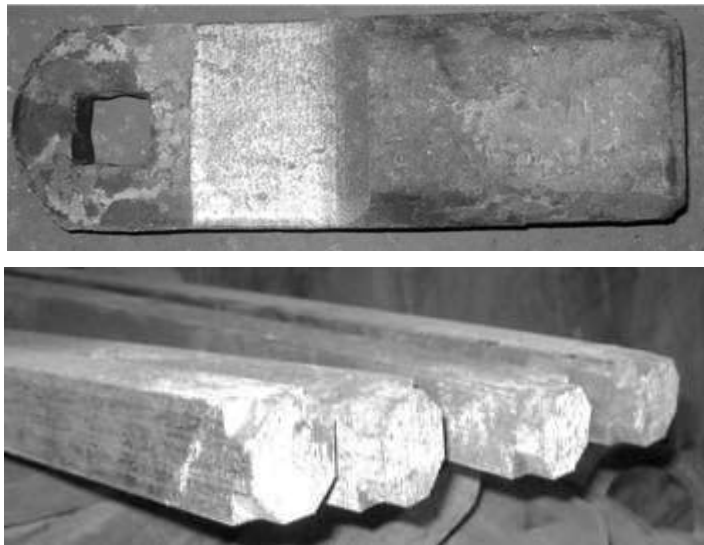


Рисунок 2.21. Внешний вид молотков и осей: с фиксацией ряда на оси подвеса

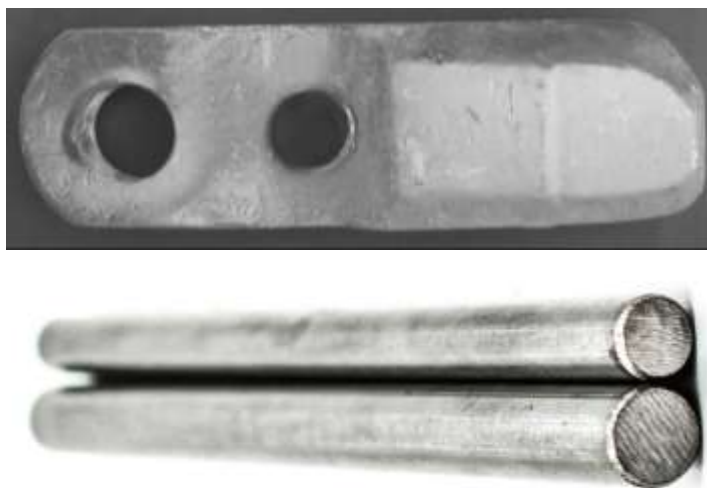


Рисунок 2.22. Внешний вид молотков и осей с фиксацией ряда на дополнительной оси

Однако в связи с конструктивными особенностями крайних дисков ротора дробилки ДМРиЭ 14,5×13 фиксация всего ряда молотков с помощью дополнительной оси не представляется возможным, из-за чего принято решение фиксировать между собой четыре центральных молотка в каждом ряду (рис. 2.23).



Рисунок 2.23. Рабочее пространство молотковой дробилки ДМРиЭ 14,5×13

Для исследований процесса дробления известняка флюсового использовались молотковые дробилки №№ 2, 3, 4, установленные в корпусе дробления известняка участка шихтоподготовки агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК».

### 2.6.2 Методика определения производительности дробильной машины и степени дробления материала

Для обоснования повышения эффективности процессов дробления за счет усовершенствования рабочих органов дробилок производилось определение и сравнение таких показателей как: относительная производительность дробильных машин, содержание различных классов в готовом продукте, степень дробления материала.

Степень дробления материала при его фракционной нагрузке определяется по следующей зависимости [290]:

$$i_{др} = \frac{D_{cp}M}{\sum_i d_i m_i}, \quad (2.14)$$

где  $D_{cp}$  – средний размер поступающего на дробление продукта (определяется по фракционному составу согласно техническим условиям), м;

$M$  – общая масса провешиваемого материала, кг;

$d_i, m_i$  – средний диаметр кусков и массовая доля  $i$ -ой фракции, соответственно м, кг;

$n$  – общее количество фракций, на которые рассеивается дробленый материал, шт.

Для определения относительной производительности дробильных машин использовалась зависимость (1.11).

В процессе определения массовых долей готового продукта и отдельных фракций дробленого материала в производственных условиях агломерационного цеха применялись весы механические ВТ-8908-100, в лабораторных – весы элек-

тронные SF-400-C, калибровка которых проводилась по стандартным методикам [150, 157]. Для определения фракционного состава различных видов твердого топлива использовались мерные лабораторные сита с размерами отверстий 0,5, 1,0, 2,0, 3,0, 4,0 и 5,0 мм. В процессе отсева дробленого агломерата в лабораторных условиях использовались мерные сита с размерами ячеек 5,0 и 10,0 мм. Известняк флюсовый подвергался классификации на фракции 0...3 мм, 3...4 мм, 4...5 мм, 5...10 мм и 10...13 мм.

Фракционный состав различных видов дробленого твердого топлива определялся согласно методике [143]: после измельчения в дробилке ДЧГ 900×700 дробленый материал отбирался с участков транспортерной ленты длиной 0,5 м на конвейере подачи шихтовых материалов (твердого топлива) Ш-7 в дозировочное отделение агломерационного цеха. Затем производится классификация на определенные фракции и дальнейшее взвешивание каждой составляющей. Число параллельных экспериментов по определению массы отдельных фракций принималось равным пяти.

Для определения эффективности молотковой дробилки ДМРиЭ 14,5×13 проведен ряд экспериментальных исследований по определению степени дробления известняка флюсового и содержания его отдельных фракций в готовом продукте. В то же время устанавливалось влияние режима загрузки на производительность дробилки, который, зависит от условий подачи материала в ее рабочее пространство – силы тока, подаваемого на катушки возбуждения двигателя вибратора трубоконвейера [54].

Поэтому первоначально для определения рационального режима загрузки (одинакового для всех дробилок, участвующих в эксперименте) проводились исследования, заключающиеся в следующем: за счет изменения силы тока, подаваемого на двигатель трубоконвейера в диапазоне 5...20 А, загружалось различное количество дробимого материала в рабочую зону дробилки. После стадии дробления и прохождения через виброгрохот материал отбирался с участков ленты длиной 0,5 м на конвейерах возврата П 4-1 и подачи готовых флюсов на агломерацию Ш-1. Затем производилось разделение дробленого продукта при помощи

мерных сит на фракции и дальнейшее провешивание каждой составляющей на лабораторных весах. Число параллельных опытов по определению массы отдельных фракций и степени дробления известняка флюсового принималось равным пяти.

### 2.6.3 Методика оценки надежности дробильных машин

Оценка и сравнительный анализ показателей надежности дробильных машин проводилась с помощью определения параметров долговечности и безотказности рабочих органов и узлов [134, 149, 218] до и после усовершенствования их конструкций.

Долговечность рабочих органов дробилок в условиях проведения эксперимента оценивалась с помощью определения ресурса рабочих органов – средней наработки на отказ по причине достижения предельного состояния (износа) их рабочих поверхностей [53, 70, 86, 94, 95].

Сравнение и анализ показателей безотказности рабочих органов дробильных машин осуществлялся с помощью определения их относительного количества отказов в процессе эксплуатации дробилки до достижения предельного состояния по степени износа [53, 70, 86, 94, 95], определяемого с помощью следующей зависимости [134, 149, 218]:

$$Q_i(t) = \frac{n_i}{N_i}, \quad (2.15)$$

где  $Q_i(t)$  – относительное количество отказов рабочих органов дробильной машины определенной конструкции;

$n_i$  – количество отказов рабочих органов по причине деформации или разрушения отдельных элементов до наступления предельного состояния по износу рабочих поверхностей, шт.;

$N_i$  – суммарное количество отказов рабочих органов и по причине разрушения отдельных элементов, и в связи с достижением предельного состояния по износу рабочих поверхностей, шт.

## 2.7 Разработка косвенного метода определения моментов сопротивления на валу электродвигателя привода дробильных машин

Для исследования и анализа энергосиловых параметров привода дробильных машин в производственных условиях проведен ряд экспериментальных исследований, основанных на косвенном методе определения моментов сопротивления от сил, возникающих при разрушении материала в различных типах дробилок.

При измерении момента сопротивления на валу машины наиболее часто используется расчет крутящего момента на основе данных о значении мощности, затрачиваемой на вращение исполнительного органа [180]. В реальности это обычно подразумевает измерение тока в цепи, потребляемого двигателем. Такое измерение просто, понятно, но весьма неточно из-за того, что потребление тока зависит от целого спектра факторов: скорости, напряжения источника питания, температуры и т.д. В то же время применяются экспериментальные методы измерения значения деформации вала с помощью тензометрических датчиков или угловых датчиков вращения [186], однако данные методы использовать целесообразно в лабораторных условиях, а для промышленного применения они совершенно не практичны, так как требуют внесения существенных изменений в конструкцию привода.

На основании вышесказанного для подтверждения достоверности выдвинутых теоретических предположений предложен косвенный метод определения крутящего момента на валу, основанный на измерении угловой скорости ротора двигателя при определенной нагрузке и дальнейшем определении момента сопротивления с помощью уравнения движения электропривода – дифференциального уравнения движения электропривода машины с механической частью, представленной жестким звеном, представляющее собой второй закон Ньютона для вращательного движения [46, 48, 49, 197, 327, 328, 420, 421]:

$$M_g - M_{\text{сопр}} = J_{\Sigma}' \frac{d\omega}{dt}, \quad (2.16)$$

где  $M_e$  – вращающий момент двигателя, Нм;

$M_{\text{сопр}}$  – суммарный момент сопротивления, Нм;

$J'_\Sigma$  – приведенный к валу двигателя момент инерции вращающихся частей привода и исполнительного органа, кг×м<sup>2</sup>.

Для электроприводов, в которых используются асинхронные двигатели, вращающий момент  $M_e$  можно определить с помощью формулы Клосса [48, 327, 328, 420], тогда:

$$\frac{2M_\kappa(1+S_\kappa)}{\frac{s}{S_\kappa} + \frac{S_\kappa}{s} + 2S_\kappa} - M_{\text{сопр}} = J'_\Sigma \ddot{\varphi}, \quad (2.17)$$

где  $M_\kappa$  – максимальный момент, развиваемый двигателем, Нм;

$s$  – скольжение ротора;

$S_\kappa$  – критическое скольжение ротора;

$\ddot{\varphi}$  – угловое ускорение ротора, рад/с<sup>2</sup>.

Скольжение ротора двигателя определяется по зависимости:

$$s = \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0}, \quad (2.18)$$

где  $\omega_0$  – синхронная угловая скорость вращения ротора электродвигателя ( $\omega_0 = \frac{2\pi f}{p}$ , где  $f$  – частота переменного тока в сети, Гц;  $p$  – число пар полюсов, шт.), рад/с;

$\omega$  – угловая скорость вращения ротора при определенной нагрузке, рад/с.

Критическое скольжение ротора:

$$S_\kappa = S_n \left( \mu_\kappa \sqrt{\mu_\kappa^2 - 1} \right), \quad (2.19)$$

где  $S_n$  – номинальное скольжение ротора ( $S_n = \frac{\omega_0 - \omega_n}{\omega_0}$ , где  $\omega_n$  – номинальная угловая скорость вращения ротора ( $\omega_n = \frac{\pi n_n}{30}$ , где  $n_n$  – номинальная частота вращения, об/мин));

$\mu_k$  – кратность критического момента ( $\mu_k = \frac{M_k}{M_n}$ , где  $M_n$  – номинальный момент, Нм).

Преобразовав зависимость (2.17) с учетом выражения (2.18) и выразив угловую скорость  $\omega$  через первую производную от угла поворота по времени  $\dot{\varphi}$ , получено дифференциальное уравнение движения электропривода для данных условий, которое выглядит следующим образом:

$$\frac{2M_k(1+S_k)}{\frac{\omega_0 - \dot{\varphi}}{S_k \omega_0} + \frac{S_k \omega_0}{\omega_0 - \dot{\varphi}} + 2S_k} - M_{comp} = J'_\Sigma \ddot{\varphi}. \quad (2.20)$$

Данное линейное дифференциальное уравнение второго порядка можно решить с помощью численных вычислительных методов [308] относительно первой производной (при значениях начальных и граничных условий  $\varphi(0) = 0$ ;  $\dot{\varphi}(0) = \omega_0$ ;  $t_0 = 0$ ;  $t = t_i$  (где  $t_i$  – время окончания действия силы дробления при определенных условиях)) при этом получив зависимость  $M_{comp}(\dot{\varphi})$  от угловой скорости вращения ротора электродвигателя  $\omega = \dot{\varphi}$ .

Экспериментальные исследования проводились в процессе дробления различных шихтовых материалов и агломерата в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК».

Для измерения в режиме реального времени числа оборота вала электродвигателя в минуту использовался двухканальный переносной цифровой анализатор, коллектор данных и балансировочный прибор «Кварц 2» [323] (рис. 2.24, а) с использованием лазерного отметчика КР-020-Л с магнитной стойкой, схемы установки которого в приводах дробилок показаны на рисунке 2.24, б. Данный эмпи-

рический метод основан на фиксации сигнала лазерного излучателя, отраженного от установленной на валу светоотражающей метки, и формировании последовательности импульсов, частота следования которых равна частоте вращения вала ротора электродвигателя привода дробилки.



а)



б)

Рисунок 2.24. Прибор «Кварц 2» (а) и схема установки лазерного отметчика при измерении числа оборотов электродвигателей дробилок в условиях проведения эксперимента в агломерационном цехе «АМК» ООО «ЮГМК» (б)

Скорость вращения вала двигателя измерялась в режиме реального времени в течение 1 мин для каждого из условий проведения эксперимента. Изначально определялась угловая скорость вращения вала двигателя привода дробилок с различными типами рабочих органов на холостом ходу (Приложение В, рис. В.1, а; В.2, а; рис. В.3) Затем определялись пиковые значения изменения (снижения) скорости вращения (Приложение В, рис. В.1, б; В.2, б; рис. В.4–В.8). Число повторных измерений в каждом эксперименте и число самих экспериментов принималось равным пяти.

Приведенный к валу электродвигателей момент инерции  $J'_\Sigma$  для каждой дробилки определялся как сумма приведенных моментов инерции исполнительных органов в сборе  $J'_{пот}$ , вращающихся элементов редукторов (при их наличии)  $J'_{ред}$  и ротора двигателя  $J_{дв}$ :

$$J'_\Sigma = J'_{пот.пр.} + J'_{ред.пр.} + J_{дв}. \quad (2.21)$$

Приведенные моменты инерции исполнительных органов и редукторов определялись по формуле [130]:

$$J'_i = \frac{J_i}{i_{пер.i}^2 \eta_{\Sigma i}}, \quad (2.22)$$

где  $J_i$  – момент инерции исполнительного органа или вращающихся элементов редуктора, кг×м<sup>2</sup>;

$i_{пер.i}$  – передаточное отношение между угловыми скоростями вращения исполнительного органа или вращающихся элементов редуктора и вала электродвигателя;

$\eta_{\Sigma i}$  – коэффициент полезного действия, учитывающий потери в зацеплениях, подшипниках и т.д. [4, 7, 211].

Моменты инерции исполнительных органов дробилок определялись с помощью системы трехмерного проектирования «КОМПАС-3D» [249].

На рисунках 2.25–2.27 представлены 3D-модели исполнительных органов дробильных машин и их массо-центровочные характеристики.

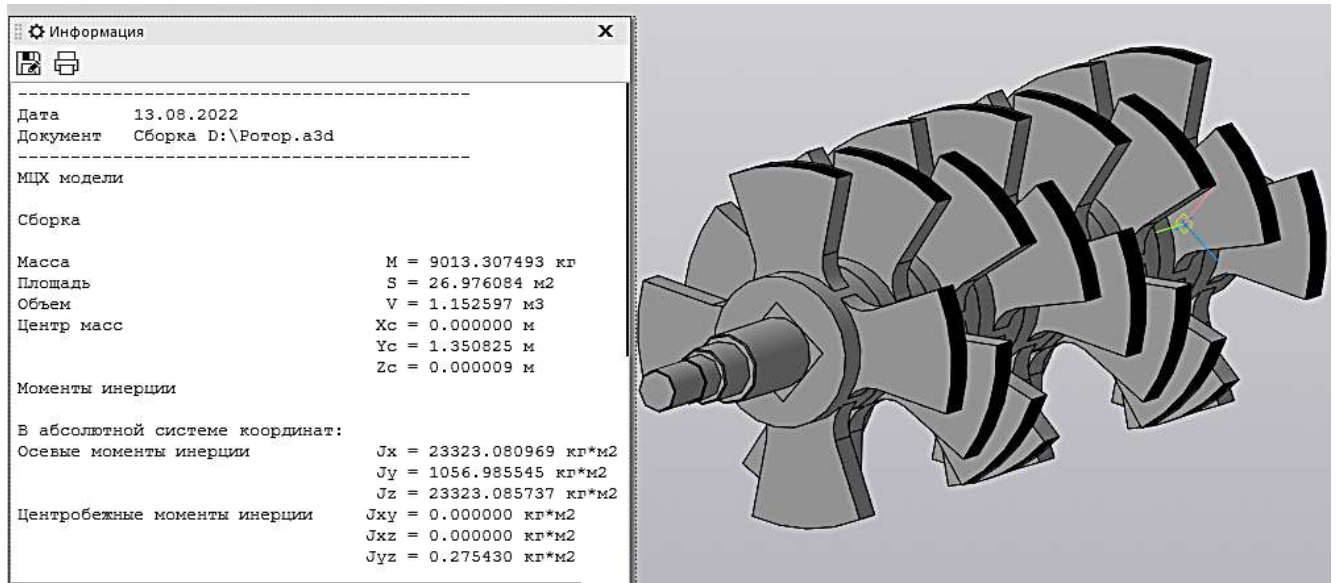


Рисунок 2.25. 3-D модель ротора дробилки ДО-1300-2700-61 и его массо-центровочные характеристики

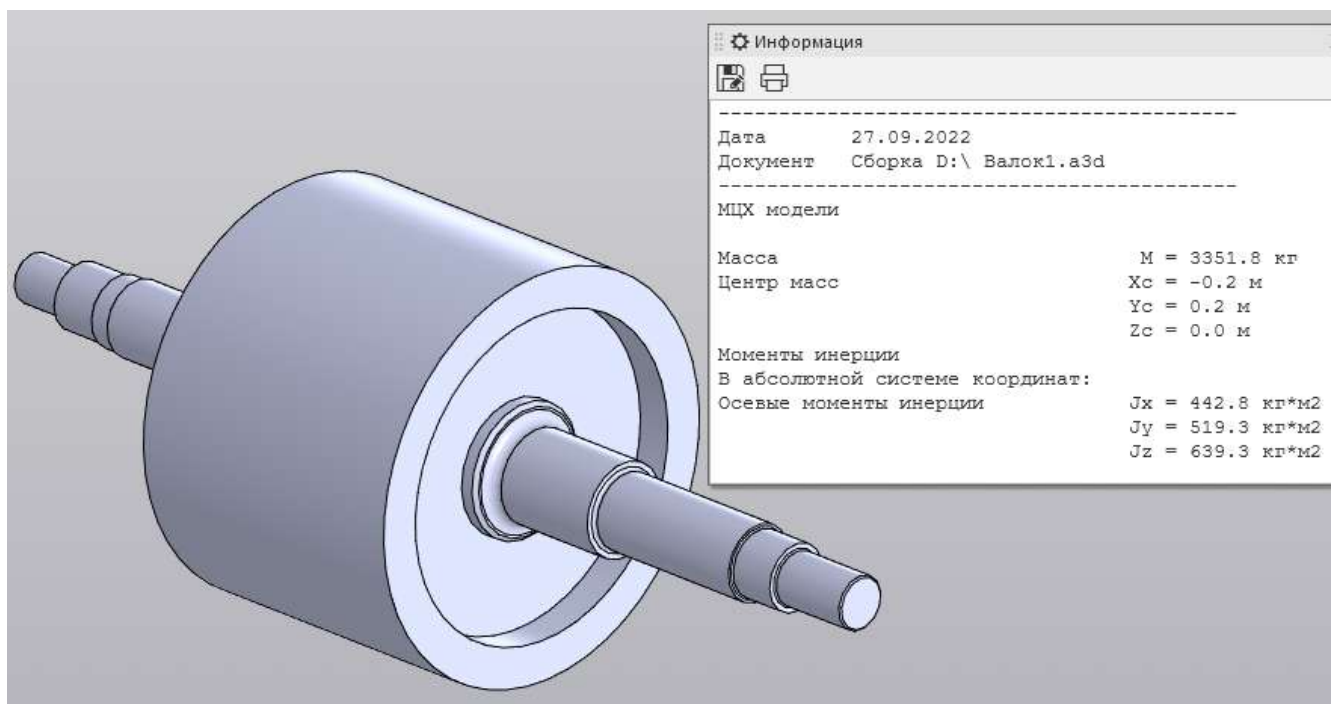
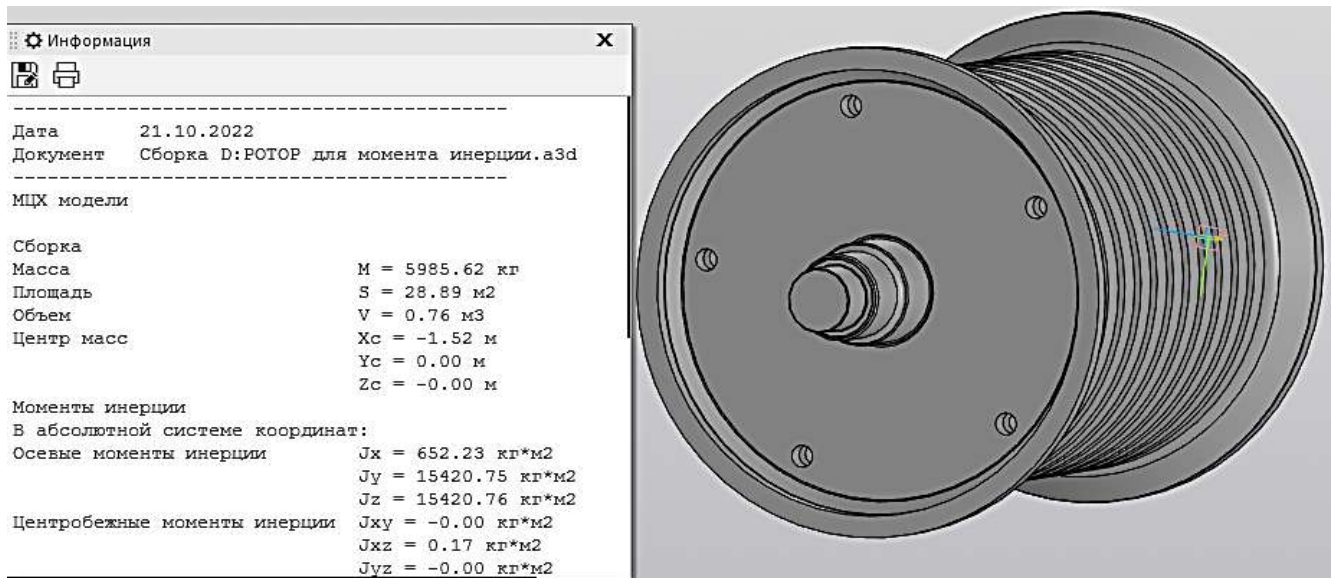
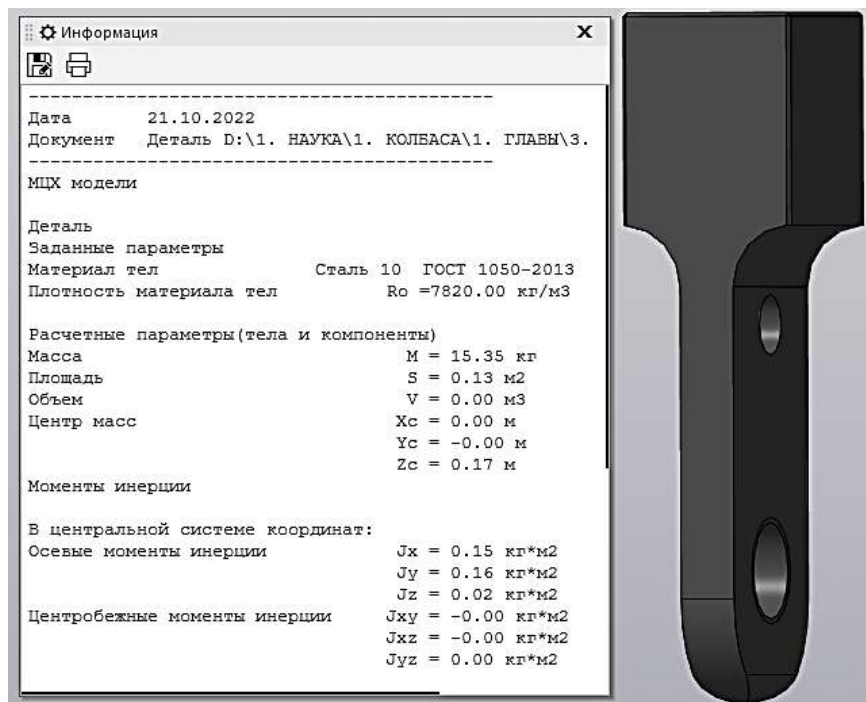


Рисунок 2.26. 3-D модель валка дробилки ДЧГ 900×700 и его массо-центровочные характеристики



а)



б)

Рисунок 2.27. 3-D модель ротора (а) и молотка (б) дробилки ДМРиЭ 14,5×13 и их массо-центровочные характеристики

В первом приближении моменты инерции вращающихся элементов редукторов можно определить как [307]:

$$J_i = \frac{m_i d_i^2}{4}, \quad (2.23)$$

где  $m_i$  – масса определенного вращающегося элемента редуктора, кг;  
 $d_i$  – диаметр определенного вращающегося элемента редуктора, м.

Подтверждение адекватности разработанных в диссертации аналитических методов определения энергосиловых параметров дробильных машин осуществлялось на основании способа определения относительной погрешности измерений и непараметрического метода оценки статистической значимости различий – критерии согласия Пирсона [35] (критерии  $\chi^2$ ).

## **2.8 Разработка методов верификации математических моделей взаимодействия молотков с куском материала в молотковых дробилках**

С целью верификации разработанных методов определения угла отклонения молотков при ударном контакте и при взаимодействии с материалом в зоне колосниковой решетки производилось моделирование данного процесса с помощью численных вычислительных методов, реализуемых с помощью инженерного математического программного обеспечения MathCAD [193] и при помощи универсальной программной системы анализа методом конечных элементов Ansys Workbench [332, 425].

Для верификации результатов определения углов отклонения молотков на различных этапах дробления в молотковой роторной дробилке с помощью линейного неоднородного дифференциального уравнения второго порядка при решении задачи Коши методом Рунге-Кутты с начальными условиями дополнительно проводилось решение численными вычислительными методами [308] в виде графических зависимостей для коэффициентов масс молотка и дробимого материала в среде математического пакета MathCAD.

При разработке технического решения, направленного на изучение динамики молотка и куска материала на этапе соударения конечно-элементным методом, использовалась универсальная программная система анализа методом конечных элементов Ansys Workbench [332, 425].

На первом этапе построена трехмерная модель части ротора дробилки в масштабе 1:1 и шарнирно подвешенного молотка, установленного на оси подвеса ротора (рис. 2.28).

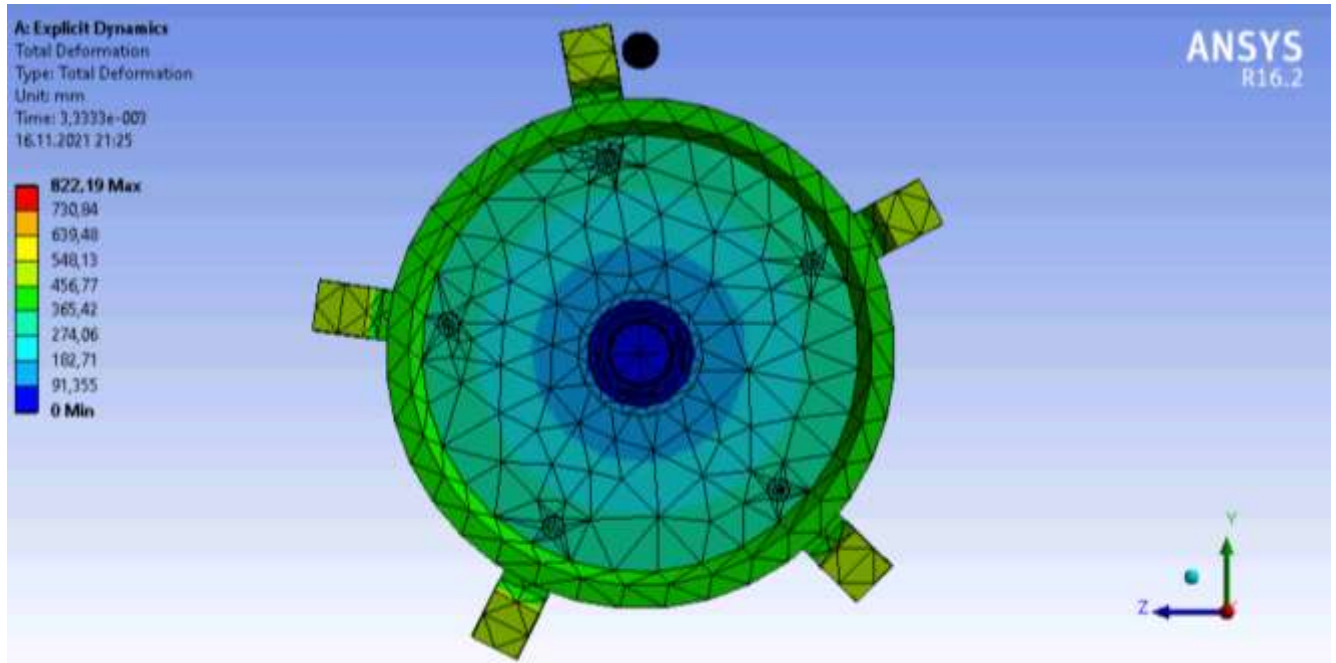


Рисунок 2.28. Трехмерная модель ротора молотковой дробилки

В процессе компьютерного моделирования приняты следующие параметры системы: угловая скорость вращения ротора –  $78,54 \text{ с}^{-1}$ ; радиус подвеса молотков –  $0,43 \text{ м}$ ; радиус внешней грани молотка –  $0,295 \text{ м}$ ; расстояние свободного движения куска в рабочей зоне –  $0,02 \text{ м}$ ; масса молотка –  $15,06 \text{ кг}$ ; радиус центра масс молотка –  $0,168 \text{ м}$ ; диаметр куска –  $0,04 \dots 0,08 \text{ м}$ ; плотность материала дробимого куска –  $2700 \text{ кг/м}^3$ .

При моделировании задавалась угловая скорость вращения молотка, соответствующая угловой скорости вращения ротора, при этом кусок находился неподвижно в центре удара. Силами трения в шарнирных соединениях и тяжести пренебрегали.

Полученная модель предназначена для верификации аналитической модели и ориентировочного определения параметров ударного взаимодействия куска ма-

териала и молотка, а также для ориентировочного определения угла отклонения молотка при взаимном контакте.

Для определения угла отклонения молотка были получены результаты линейного перемещения узловых точек на роторе и на внешней грани молотка по соответствующим радиусам (рис. 2.29 и 2.30).

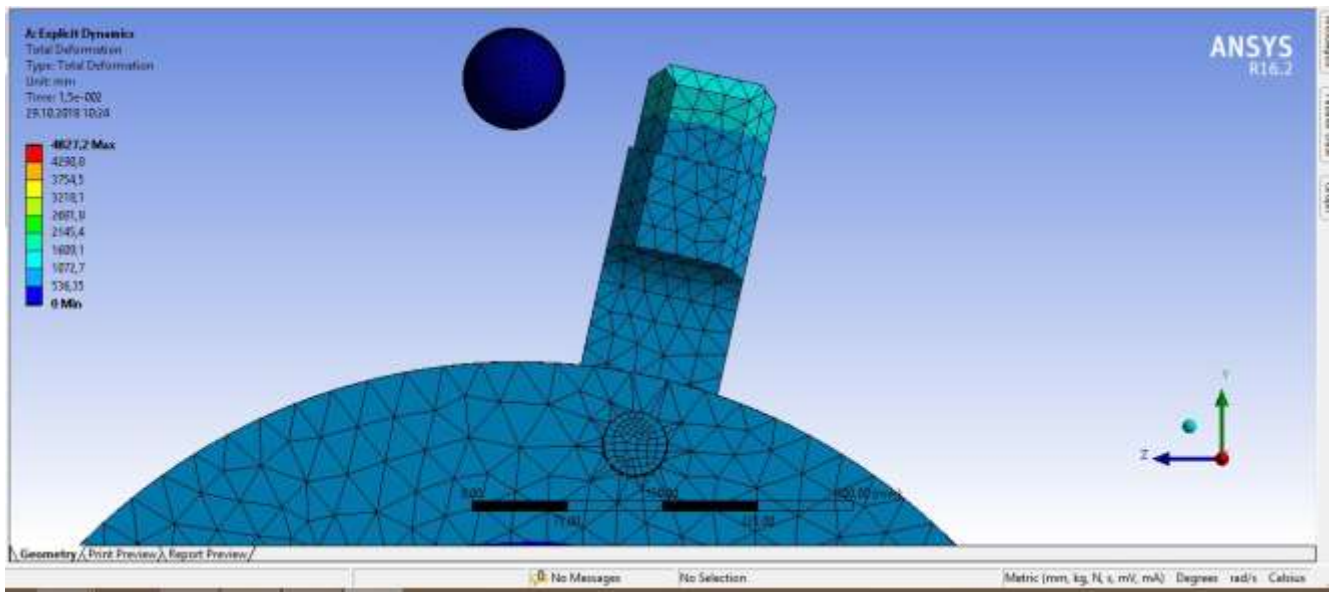


Рисунок 2.29. Положение молотка и куска материала перед соударением

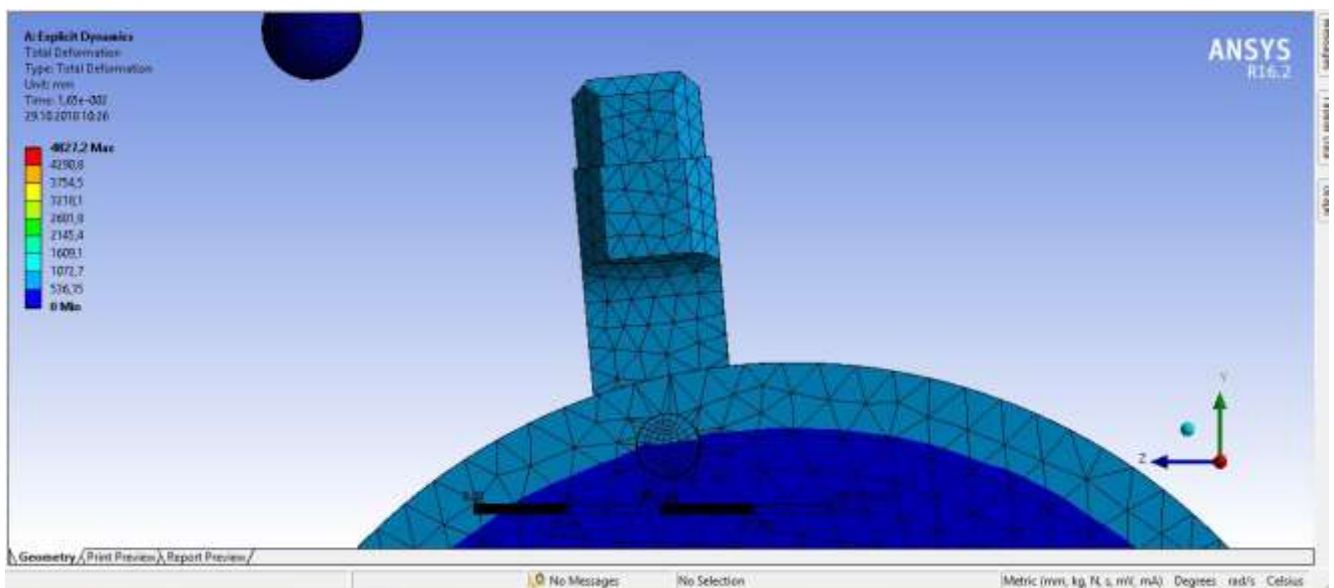


Рисунок 2.30. Положение молотка и куска материала после соударения

Угол отклонения молотка в процессе ударного контакта с куском дробимого материала [84, 94, 95]:

$$\gamma_{\varphi} \approx \varphi_{\varphi} \frac{R + r_u}{R}, \quad (2.24)$$

где  $\varphi_{\varphi}$  – угол отклонения внешней грани молотка относительно оси вращения ротора, рад;

$R$  – радиус центров подвеса молотков на роторе, м;

$r_u$  – радиус инерции молотков, м.

Угол отклонения внешней грани молотка относительно оси вращения ротора приближенно определяется по формуле [84, 94, 95]:

$$\varphi_{\varphi} \approx \arcsin\left(\frac{S_{\max} - k_s S_{\min}}{R + r}\right), \quad (2.25)$$

где  $S_{\max}$  – расстояние, пройденное внешней гранью молотка, м;

$k_s$  – отношение радиусов узловых точек на внешней грани молотка и роторе от центра вращения ротора;

$S_{\min}$  – расстояние, пройденное контрольной точкой на роторе, м.

## **2.9 Разработка методики проведения экспериментальных исследований динамических процессов при определении силы дробления в валковой дробилке с амортизационным устройством пружинного типа**

Для реализации экспериментальных исследований динамических процессов (с целью определения силы дробления) в валковой дробилке с амортизационным устройством пружинного типа был разработан косвенный метод определения силы, возникающей в процессе дробления материала в валковой дробилке.

Экспериментальные исследования проводились в производственных условиях участка подготовки шихты агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК». В условиях эксперимента использовалась четырехвалковая дробилка

ДЧГ 900×700 с гладкими нижними (рис. 2.18, а) и рифлеными верхними валками (рис. 2.18, б).

Для подтверждения адекватности способа определения силы дробления, возникающей в валковой дробилке в процессе дробления материала, использовалась зависимость, полученная на основании разработанного метода [229] при аналитическом решении относительно силы дробления  $F_{др}$ :

$$F_{др} = \frac{2Xk_{np} + \delta_{\epsilon}k_{np} + 2\mu_c g m_{\epsilon}}{2}, \quad (2.26)$$

где  $X$  – предварительное сжатие пружин амортизатора, м;

$k_{np}$  – суммарная жесткость комплекта пружин амортизирующего устройства, Н/м;

$\delta_{\epsilon}$  – значение необходимой предварительной затяжки комплекта пружин амортизатора для обеспечения необходимого межвалкового зазора в процессе дробления, м;

$\mu_c$  – коэффициент трения материала подшипниковых опор валка по материалу направляющих станин дробилки (для пары трения сталь по стали принимался  $\mu_c = 0,12$  [26]);

$m_{\epsilon}$  – масса валка, кг.

При определении силы дробления материала в валковых дробилках эмпирическим методом измерялось значение горизонтального перемещения подшипниковых опор валков  $\delta_{\epsilon}$  массой  $m_{\epsilon}$  в процессе дробления различных видов топлива (с определенным коэффициентом трения материала по стали  $\mu_c$ ) при различных значениях предварительной затяжки пружинного амортизирующего устройства  $X$  жесткостью  $k_{np}$  (рис. 2.31).

Для снятия вибрационных характеристик процесса дробления, а именно – виброперемещения в горизонтальном направлении, использовался метод контроля состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях [135] с использованием двухканального переносного цифрового анализа-

тора, коллектора данных и балансировочного прибора «Кварц 2» [323] (рис. 2.31, а) с датчиками вибрации АС-102-1А.

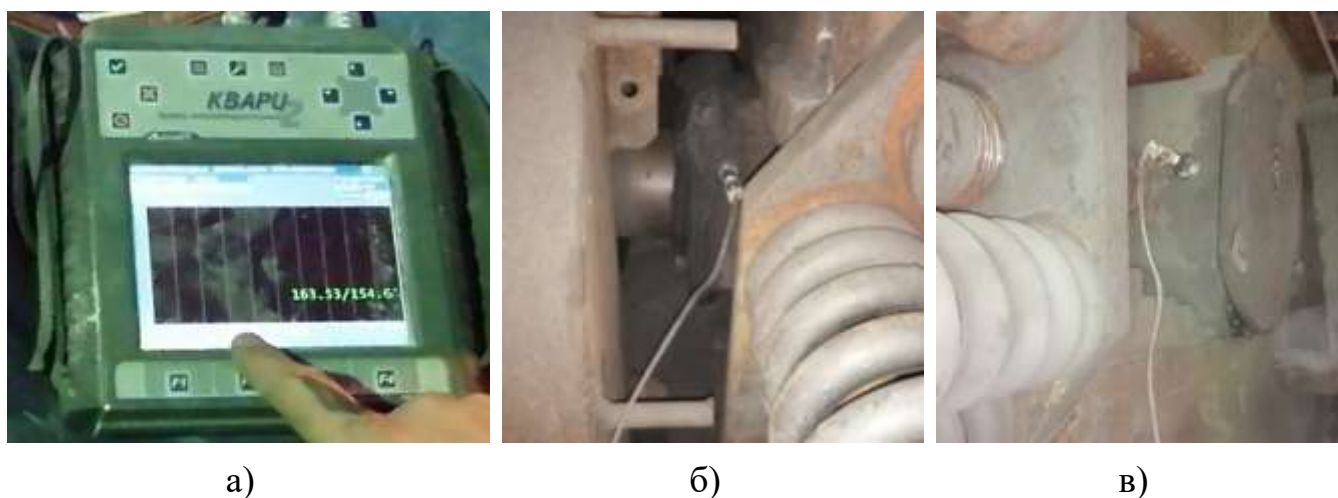


Рисунок 2.31. Прибор «Кварц 2» (а) и места установки датчиков вибрации на подшипниковых опорах валков дробилки ДЧГ 900×700 (б, в) в ходе экспериментальных исследований

Измерения проводились в горизонтальном направлении (в направлении вектора приложения силы дробления и перемещения подшипниковых опор валков в процессе дробления материала). Датчики вибрации устанавливались на корпусах подшипниковых опор неприводных нижних (рис. 2.31, б) и верхних валков (рис. 2.31, в) четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 (рис. 2.17). Снятие значений перемещений производилась в режиме реального времени (время измерения показаний датчиков вибрации составляло в среднем 60 секунд, количество повторных опытов – 10).

Для дальнейшего анализа полученных результатов использовались усредненные значения пиковых значений горизонтальных перемещений подшипниковых опор валков (Приложение Г, рис. Г.1–Г.6).

Подтверждение достоверности полученных результатов экспериментальных исследований и адекватности разработанного аналитического метода определения значений силы дробления различных материалов в валковых дробилках [71, 109,

110, 117] обеспечивались с помощью методов статистического анализа, включающих в себя определение относительной погрешности измерений и параметрический метод статистической проверки гипотез (статистических критериев), основанный на распределении  $t$ -критерия Стьюдента [3, 35, 199].

## Выводы к главе 2

1. Усовершенствована методика определения характерной формы кусковых материалов, позволяющая обосновать форму материалов, подвергаемых фракционной подготовке в условиях металлургических предприятий.

2. Разработаны способы верификации и подтверждения адекватности результатов исследования процесса разрушения хрупких материалов сфероидной формы с анизотропией прочностных свойств на основе конечно-элементного метода с применением программного комплекса Ansys Workbench и экспериментального метода с использованием существующих способов определения предела прочности материалов при деформации одноосного сжатия и растяжения.

3. Предложены уточненные методы определения предела прочности кусковых материалов неправильной формы на одноосное сжатие и растяжение деформацией изгиба, позволяющие экспериментально установить данные параметры для железорудного агломерата в холодном и горячем состоянии.

4. Разработана методика проведения экспериментальных исследований энергосиловых параметров процесса дробления материалов в физической модели зубчатой роторной дробилки в лабораторных условиях, позволяющая обосновать повышение энергоэффективности процесса дробления в зубчатой роторной дробилке с нелинейным расположением зубьев на валу ротора.

5. Разработана методика проведения экспериментальных исследований процесса захвата материала в физической модели валковой дробилки с рифлеными валками, позволяющая обосновать конструктивные параметры сетки, наплавляемой на рабочую поверхность бандажа валка для обеспечения условий захвата

куска материала определенного размера в рабочее пространство дробильной машины.

6. Разработана методика проведения экспериментальных исследований по определению технико-эксплуатационных показателей дробильных машин в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК» с использованием действующего дробильного оборудования.

7. Разработан косвенный метод определения момента сопротивления на валу исполнительного органа и электродвигателя в процессе дробления, позволяющий с достаточной точностью экспериментально исследовать энергосиловые параметры привода дробильных машин непосредственно в процессе эксплуатации, при этом не внося какие-либо изменения в конструкцию привода.

8. На основе конечно-элементного метода с использованием систем автоматизированного проектирования разработаны методы верификации математических моделей взаимодействия молотков с куском материала в молотковых дробилках.

9. Разработана методика проведения экспериментальных исследований динамических процессов по определению силы дробления в валковой дробилке с амортизационным устройством пружинного типа, позволяющая обосновать энергосиловые параметры привода дробилки данного типа.

Материалы 2-ого раздела опубликованы в работах [60, 77, 88, 107–109, 114, 119, 120, 230, 420].

**ГЛАВА 3****ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗРУШЕНИЯ ХРУПКИХ  
АНИЗОТРОПНЫХ МАТЕРИАЛОВ СФЕРОИДНОЙ ФОРМЫ  
ДЕФОРМАЦИЕЙ ОДНООСНОГО СЖАТИЯ**

Разработке критериев процесса разрушения и предельного состояния для различных анизотропных материалов посвящено множество исследований [132, 173, 184, 188, 220, 247, 253, 283, 284, 343, 363, 365, 366, 404, 407, 423]. Так в работе [132] разработаны критерии предельного состояния для анизотропных материалов, имеющих разные пределы прочности при растяжении и сжатии, а также различное сопротивление сдвигу в зависимости от направления касательных напряжений в каждой плоскости, в исследованиях [343] авторы предложили критерий прочности для анизотропных материалов с различными пределами прочности на растяжение и сжатие, в работе [284] описано условие пластичности, записанное через деформации, автор исследований [220] предложил математический способ для определения критерия длительной прочности материала с учетом анизотропии и т.д.

Все вышеперечисленные работы в достаточной степени подходят для прогнозирования упругопластического поведения и разрушения анизотропных материалов при статическом нагружении, однако во всех этих исследованиях изучался процесс деформации и разрушения тел правильной кубической или параллелепипедной формы.

В настоящее время процесс разрушения хрупких анизотропных материалов эллипсоидной (шарообразной) характерной формы одноосным сжатием недостаточно изучен. В свое время предлагались методы определения силовых параметров контактного взаимодействия шарообразных тел [164, 165, 171, 253, 280, 375], однако все они были направлены на изучение процесса разрушения изотропных материалов, обладающих одинаковыми прочностными характеристиками в различных направлениях.

Данные исследования направлены на изучение процесса разрушения и определения предельного состояния для хрупких анизотропных материалов характерной сфероидной формы, позволяющие более достоверно описать процессы дробления различных материалов, реализуемые в различных типах дробильных машин, в которых основным способом разрушения материала является деформация одноосного сжатия.

### **3.1 Математическое моделирование процесса разрушения хрупких анизотропных материалов сфероидной формы**

Для математического моделирования процесса разрушения хрупких анизотропных материалов (обладающих анизотропией прочностных параметров в зависимости от направления) сфероидной формы деформацией одноосного сжатия проведен комплекс теоретических исследований с использованием отдельных положений механики деформируемого твердого тела: закона Гука при малых деформациях [26, 209, 317]; критерия прочности Кулона-Мора в терминах главных напряжений [167, 245, 345, 364]; задачи Буссинеска о распределении напряжений в упругом полупространстве от действия вертикальной сосредоточенной силы на граничной плоскости [245, 345], а также понятий интегрального исчисления – физического, геометрического смысла и математических свойств кратных определенных интегралов [318, 381].

При математическом моделировании процесса разрушения анизотропных материалов сфероидной формы одноосным сжатием принимались следующие допущения:

- кусок деформируется как однородное упругое тело, если напряжения в нем не превышают его структурную прочность;
- разрушаемый материал обладает анизотропными свойствами (предел прочности на сжатие не равен пределу прочности при растяжении);
- материал сжатой зоны деформируется упруго, а зависимость между напряжениями и деформациями линейная (согласно закону Гука);

- нормальные к продольной оси сечения, плоские до нагружения, остаются плоскими после нагружения, т.е. выполняется гипотеза плоских сечений;
- напряжения в куске ограничиваются предельными напряжениями;
- в первом приближении сфероидная форма соответствует шарообразной.

На основании накопленного практического опыта исследований процессов дробления различных каменно-рудных материалов можно предположить, что хрупкое разрушение кусков формой, близкой к сфероидной, происходит в «опасном» сечении, проходящем через их условную ось симметрии в направлении вектора сжимающей силы.

При одноосном сжатии в процессе нагружения куска материала сфероидной формы происходит его продольная деформация в направлении вектора действующей силы на значение  $\delta_\partial$ , в процессе которой происходит разрушение элементарных контактных площадок (рис. 3.1).

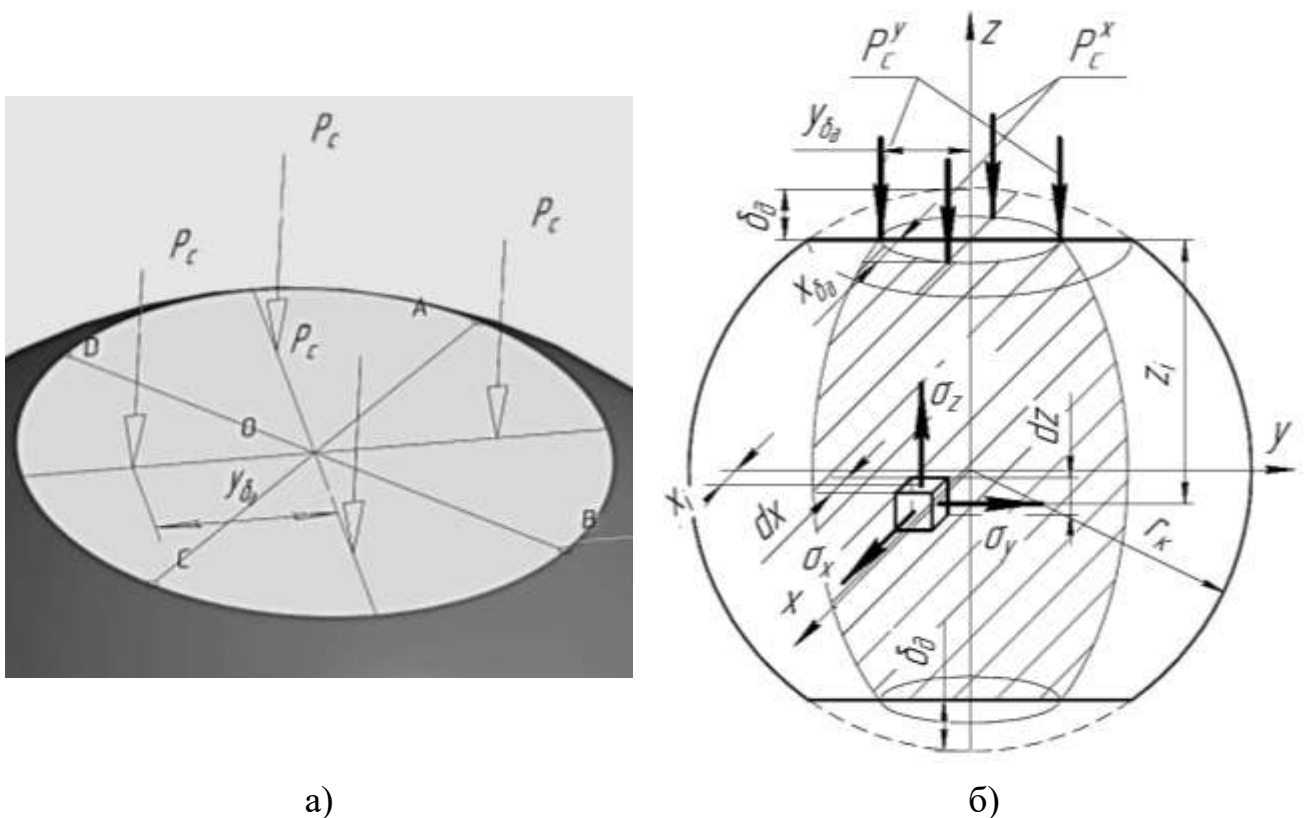


Рисунок 3.1. Схема распределения сосредоточенных сил на контактной площадке (а) и расчетная схема формирования напряжений в «опасном» сечении куска (б) сфероидной формы при одноосном сжатии

При этом на контактной площадке в процессе деформации куска материала действует распределенная по поверхности площадки контакта сила (рис. 3.1, а), возникающая при его разрушении. По своей интенсивности данная сила согласно закону Гука при одномерных малых упругих деформациях равна распределенной силе упругости на площадке деформации, которую в первом приближении в свою очередь можно принять равной пределу прочности данного материала при деформации сжатием [209, 317]:

$$P_{рас} = \sigma_{сж}, \quad (3.1)$$

где  $\sigma_{сж}$  – предел прочности материала при деформации одноосного сжатия, МПа.

Значение эквивалентной сосредоточенной силы от действия распределенной нагрузки на площадке деформации:

$$P = S_{n.д.} \sigma_{сж}, \quad (3.2)$$

где  $S_{n.д.}$  – площадь площадки контакта в процессе деформации разрушаемого тела (табл. 3.1), м<sup>2</sup>.

Заменим рассредоточенную на контактной площадке силу в виде четырех сосредоточенных на соответствующих секторах (рис. 3.1, а), численное значение которых определяется как:

$$P'_c = S'_{n.д.} \sigma_{сж}, \quad (3.3)$$

где  $S'_{n.д.}$  – площадь соответствующего сектора площадки деформации для сосредоточенной силы (табл. 3.1), м<sup>2</sup>.

При этом соблюдается условие:

$$P = 4 P'_c. \quad (3.4)$$

Данные силы определяются с учетом расположения центров приложения («центров тяжести» соответствующих секторов [325]) сосредоточенных сил  $P_c^x$  и  $P_c^y$  (рис. 3.1, б) от распределенной силы на соответствующих секторах площадки контакта для координат их приложения  $x_{\delta_0}$  и  $y_{\delta_0}$  (табл. 3.1).

Согласно критерию прочности Кулона-Мора в терминах главных напряжений [167, 245, 345, 364], разрушение тела в «опасном» сечении происходит при условии:

$$\sigma_1 - \frac{\sigma_p}{\sigma_{сж}} \sigma_3 \geq \sigma_p, \quad (3.5)$$

где  $\sigma_1, \sigma_3$  – главные напряжения, возникающие на площадках элементарного объема в плоскости разрушения, МПа;

$\sigma_p$  – предел прочности разрушаемого материала при деформации одноосного растяжения, МПа.

Наиболее «опасным» сечением куска разрушаемого материала, в котором под действием внешних деформирующих нагрузок ожидаемо возникают максимальные значения напряжений, как указывалось выше, необходимо считать сечение, проходящее через ось симметрии куска – как отображено на рисунке 3.1, б. В данном случае главными напряжениями, возникающими на площадках элементарного объема в «опасном» сечении (плоскость  $x$ - $z$ ), можно считать:  $\sigma_1 = \sigma_y$ ,  $\sigma_3 = \sigma_z$ .

При решении задачи Буссинеска о распределении напряжений в упругом полупространстве переменные напряжения в элементарном объеме в плоскости  $x$ - $z$  в зависимости от его положения в координатных осях  $x, y, z$  от действия сосредоточенной силы  $P_c^x$  определяются как [245, 345]:

$$\sigma'_{3(x-z)}(x, y, z) = \frac{3 P_c^x z^3}{4 \pi R(x, y, z)^5}, \quad (3.6)$$

где  $R(x, y, z)$  – расстояние от точки приложения соответствующей сосредоточенной силы до расположения элементарного объема в «опасном» сечении куска материала, м:

$$R(x, y, z) = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}. \quad (3.7)$$

С учетом того, что векторы сил  $P_c^x$  расположены в плоскости  $x$ - $z$  и  $y = 0$ , расстояние  $R(x, y, z)$  определяется как:

$$R(x, y, z) = \sqrt{x^2 + z^2}. \quad (3.8)$$

Возникающие в процессе деформации переменные напряжения в каждом элементарном объеме, расположенном в плоскости  $x$ - $z$  в зависимости от координат расположения  $x, y, z$  от действия силы  $P_c^y$ :

$$\sigma'_{1(x-z)} = \frac{3P_c^y y z^2}{2\pi R(x, y, z)^5}. \quad (3.9)$$

Используя физический, геометрический смысл и свойства кратного определенного интеграла [318, 381], с учетом выражений (3.6)–(3.9), средние значения главных напряжений в «опасном» сечении (при условии того, что центры приложения сосредоточенных сил  $P_c^x$  и  $P_c^y$  располагаются на расстоянии от центра симметрии разрушаемого куска  $x_{\delta_0}$  и  $y_{\delta_0}$  соответственно) определяются с помощью следующих зависимостей [74, 109]:

$$\bar{\sigma}_{3(x-z)} = \frac{3}{2(S_k - S_\delta)} \times \int_{-r}^r \int_{r-\sqrt{r^2-x^2}}^r \left[ \frac{P_c^x z^3}{\pi \sqrt{(x+x_{\delta_x})^2 + z^2}} + \frac{P_c^x z^3}{\pi \sqrt{(x-x_{\delta_x})^2 + z^2}} \right] dz dx; \quad (3.10)$$

$$\bar{\sigma}_{1(x-z)} = \frac{3}{S_{\kappa} - S_{\delta}} \int_{-r}^r \int_{r-\sqrt{r^2-x^2}}^r \frac{P_c^y y_{\delta_0} z^2}{\pi \sqrt{x^2 + y_{\delta_0}^2 + z^2}} dz dx, \quad (3.11)$$

где  $S_{\kappa}$  – площадь «опасного» сечения куска материала при деформации (табл. 3.1), м<sup>2</sup>;

$S_{\delta}$  – площадь деформированной (разрушенной) зоны «опасного» сечения куска материала (табл. 3.1), м<sup>2</sup>.

Учитывая, что сосредоточенные силы  $P_c^x$  расположены симметрично относительно оси симметрии куска материала и имеют одинаковое значение и направление вектора, как и силы  $P_c^y$ , а также используя свойство аддитивности площадей (формула Ньютона-Лейбница) [318, 381], интегрируемых на одном и том же отрезке функции переменной, и подставив аналитические зависимости (3.4), (3.10) и (3.11) в выражение (3.5), разрушение тела происходит при выполнении следующего условия:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{3}{\pi(S_{\kappa} - S_{\delta})} \times \times \int_{-r}^r \int_{r-\sqrt{r^2-x^2}}^r \left[ \frac{P_p y_{\delta_0} z^2}{\sqrt{x^2 + y_{\delta_0}^2 + z^2}} - \frac{\sigma_p}{\sigma_{\text{сж}}} \frac{P_p z^3}{\sqrt{(x - x_{\delta_x})^2 + z^2}} \right] dz dx \geq \sigma_p. \quad (3.12)$$

Данная зависимость решается с помощью численных вычислительных методов [381] относительно переменной  $P_p$  – силы, необходимой для разрушения куска материала.

Для реализации математического моделирования процесса разрушения хрупких анизотропных материалов соответствующей характерной формы разрушаемого куска (в виде шара или эллипсоида) необходимо использовать формулы различных геометрических параметров тела, входящие в аналитические зависимости (3.2)–(3.12), полученные с помощью основных положений аналитической

геометрии [325] и свойств определенных интегралов [318, 381], представленные в таблице 3.1.

Таблица 3.1. Зависимости для определения геометрических параметров шара и эллипсоида

Параметр	Зависимость для определения геометрических параметров	
	для шара	для эллипсоида
1	2	3
Радиус окружности (длина полуоси эллипса) площадки контакта, м	$r_{\delta} =$ $= \sqrt{2r_{\kappa} \delta_{\delta} - \delta_{\delta}^2}$	$r_a = \frac{a_{\varepsilon} \sqrt{2a_{\varepsilon} \delta_{\delta} - \delta_{\delta}^2}}{b_{\varepsilon}} *$
		$r_b = \sqrt{2a_{\varepsilon} \delta_{\delta} - \delta_{\delta}^2} **$
Площадь зоны контакта (деформации), м <sup>2</sup>	$S_{n.\delta.u} =$ $= \pi (2r_{\kappa} \delta_{\delta} - \delta_{\delta}^2)$	$S_{n.\delta.\varepsilon} = \frac{\pi a_{\varepsilon} (2b_{\varepsilon} \delta_{\delta} - \delta_{\delta}^2)}{b_{\varepsilon}} *$
Площадь соответствующего сектора площадки деформации, м <sup>2</sup>	$S'_{n.\delta.u} = \frac{\pi r_{\delta}^2}{4}$	$S_{n.\delta.\varepsilon} = \frac{\pi a_{\varepsilon} (2b_{\varepsilon} \delta_{\delta} - \delta_{\delta}^2)}{4b_{\varepsilon}} **$
Координаты приложения сосредоточенных сил, м	$x_{\delta_{\delta}} = y_{\delta_{\delta}} =$ $= \frac{4\sqrt{2} r_{\delta}}{3\pi}$	$y_{\delta_{\delta}} = \frac{\sqrt{2} a_{\varepsilon} b_{\varepsilon}^2}{6 \int_0^{\frac{\sqrt{2}}{2} b_{\varepsilon}} (\sqrt{b_{\varepsilon} - x} \sqrt{b_{\varepsilon} + x} - x) dx} *$
		$x_{\delta_{\delta}} = \frac{\sqrt{2} b_{\varepsilon} a_{\varepsilon}^2}{6 \int_0^{\frac{\sqrt{2}}{2} a_{\varepsilon}} (\sqrt{a_{\varepsilon} - x} \sqrt{a_{\varepsilon} + x} - x) dx} **$

Таблица 3.1. Продолжение

1	2	3
Площадь «опасного» сечения, м <sup>2</sup>	$S_k = \pi r_k^2$	$S_k = \pi b_3^2$
Площадь разрушенной зоны «опасного» сечения, м <sup>2</sup>	$S_\delta =$ $= \frac{r_k^2}{2} (\alpha_\delta - \sin \alpha_\delta)$	$S_\delta = \int_{-a_3}^{a_3} \left( \frac{b_3 \sqrt{a_3 - x} \sqrt{a_3 + x}}{a_3} - b_3 + \delta_\delta \right) dx$
Центральный угол сектора площадки деформации, рад	$\alpha_\delta =$ $= \arccos \left( \frac{r_k - \delta_\delta}{r_k} \right)$	$\alpha_\delta = \arctg \left( \frac{r_a}{r_k} \right)$

где  $r_k$  – радиус окружности (радиус сфероида), м;

$\delta_\delta$  – продольная деформация тела, м;

$a_3, b_3$  – длина большой и малой полуоси эллипса описывающего кусок эллипсоидного тела, соответственно, м;

\* – для большой полуоси эллипса;

\*\* – для малой полуоси эллипса.

Для наглядности восприятия вышеописанной математической модели на рисунке 3.2, а отображены графические зависимости силовых параметров, обеспечивающих разрушение кусков сфероидной (1), цилиндрической (2) и кубической (3) формы (для материала обладающего следующими прочностными характеристиками: предел прочности на растяжение  $\sigma_p = 10$  МПа и на сжатие  $\sigma_{сж} = 50$  МПа), от размера куска.

На рисунке 3.2, б представлены графические зависимости для определения силовых параметров процесса разрушения куска хрупкого анизотропного материала шарообразной формы от радиуса «опасного» сечения: 1 – для материала с пределами прочности при деформации растяжением  $\sigma_p = 2,5$  МПа, сжатием  $\sigma_{сж} = 25,0$  МПа; 2 – для материала с  $\sigma_p = 5,0$  МПа и  $\sigma_{сж} = 25,0$  МПа; 3 – для ма-

териала с  $\sigma_p = 5,0$  МПа и  $\sigma_{сж} = 50,0$  МПа; 4 – для материала с  $\sigma_p = 10,0$  МПа и  $\sigma_{сж} = 50,0$  МПа.

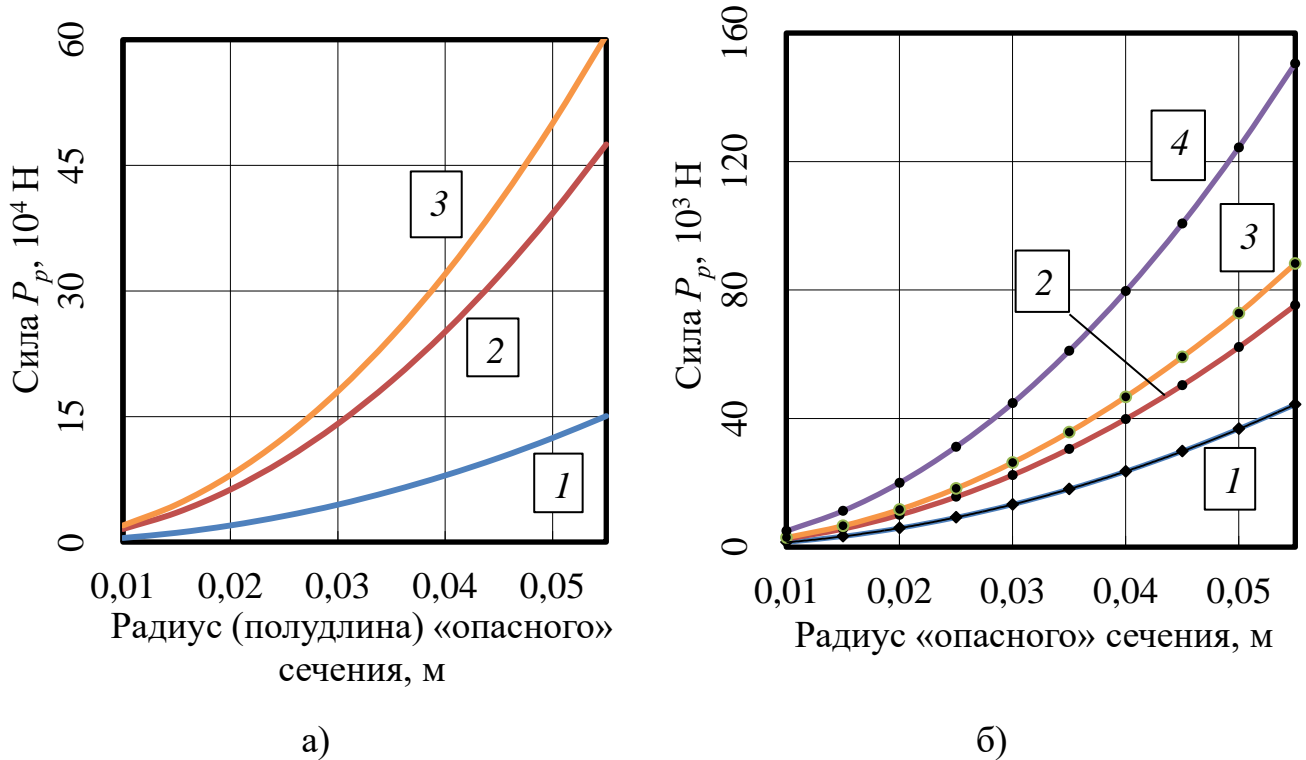


Рисунок 3.2. Графики зависимостей разрушающей силы от размера куска сфероидной, цилиндрической и кубической формы (а) и для сфероидной формы с различными прочностными характеристиками от радиуса куска (б)

Как видно из сравнительного анализа графиков зависимостей (рис. 3.2, а), значение силы, необходимой для разрушения кусков хрупких материалов, обладающих анизотропией прочностных параметров, кубической и цилиндрической формы деформацией одноосного сжатия, существенно больше (при значениях пределов прочности  $\sigma_p = 10,0$  МПа и  $\sigma_{сж} = 50,0$  МПа в 3,1...4,0 раза), чем для кусков сфероидной формы, что существенно скажется на точности определения энергосиловых параметров процесса дробления материалов характерной формы деформацией одноосного сжатия.

На рисунке 3.3 представлены зависимости силы  $P_p$  для шарообразного тела 1 и эллипсоида 2 в зависимости от предела прочности на растяжение при постоянном значении предела прочности на сжатие  $\sigma_{сж} = 50,0$  МПа (а) и в зависимости от предела прочности на сжатие при постоянном значении предела прочности на растяжение  $\sigma_p = 5,0$  МПа (б).

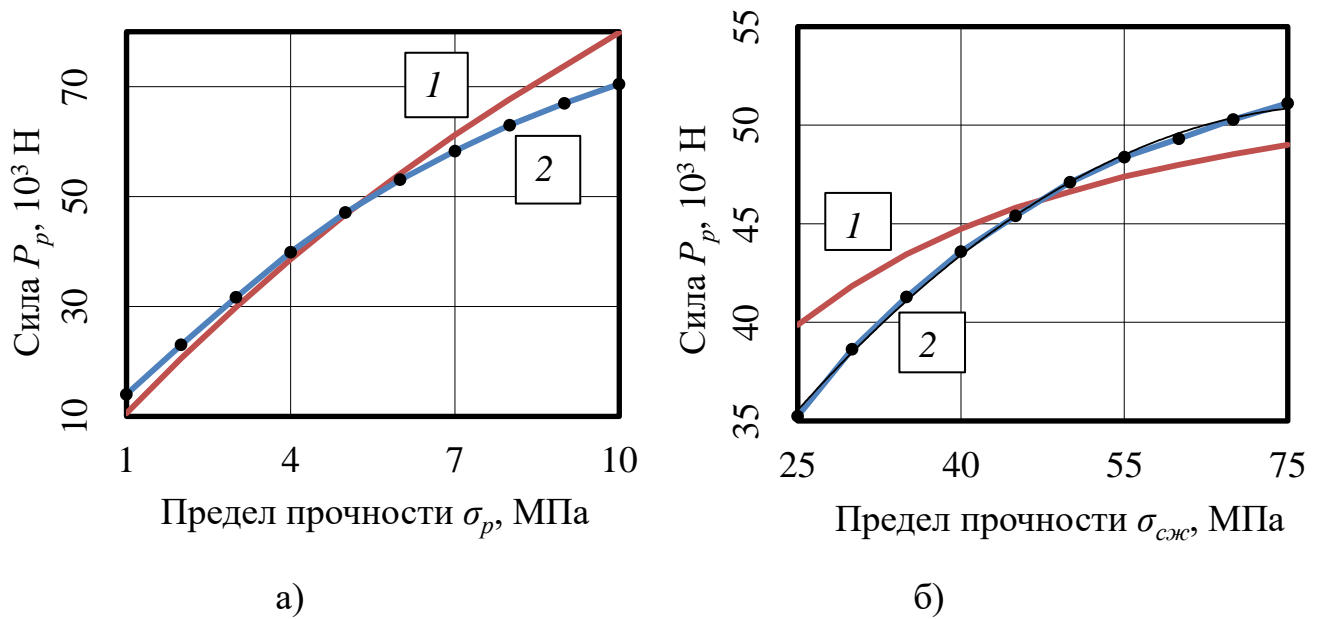


Рисунок 3.3. Графики зависимостей для определения силовых параметров процесса разрушения куска дробимого материала от предела прочности на растяжение (а) и на сжатие (б): 1 – для куска шарообразной формы; 2 – для куска в форме эллипсоида

На основании сравнительного анализа результатов (рис. 3.3) можно утверждать, что зависимости разрушающей силы для шарообразного тела и в форме эллипсоида при изменении предела прочности материала при деформации растяжением практически не отличаются друг от друга (рис. 3.3, а), при этом относительная разница составила не более 8,1 %, а вот предел прочности на растяжение существенно влияет на значение силы, необходимой для разрушение тела в форме шара и эллипсоида (рис. 3.3, б).

Из сравнения графических зависимостей, отображенных на рисунках 3.2 и 3.3, очевидно, что на значение разрушающей силы наибольшее влияние оказывает значение предела прочности материала на одноосное растяжение.

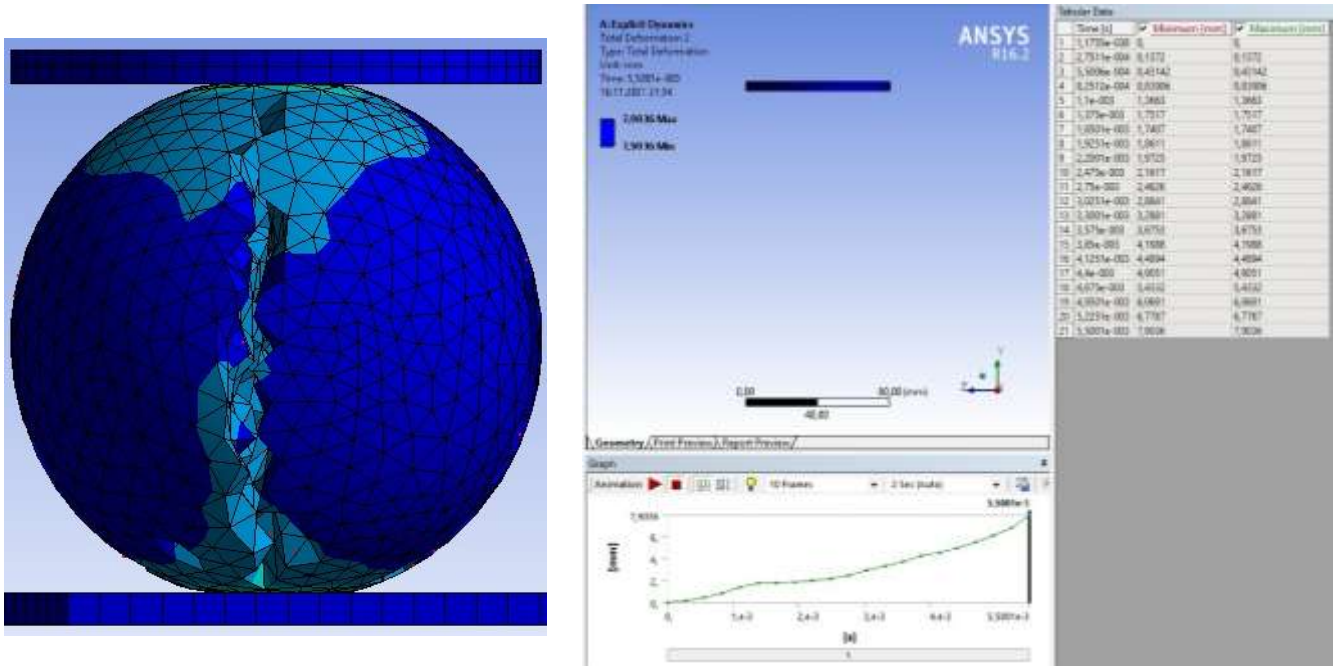
В ходе численных вычислений силовых параметров процесса разрушения материалов с различными прочностными характеристиками аналитическим методом установлено, что значения разрушающей силы для шара и эллипсоида с коэффициентом сжатия в диапазоне  $1,0 \dots 2,0$  для материалов со степенью анизотропии прочностных свойств [182, 234] в пределах  $S_a = 5,0 \dots 25,0$  (что соответствует материалам, подвергаемым дроблению в различных дробилках в технологических условиях агломерационных цехов) имеют достаточно близкие значения – относительная разница не превышает 11,6 %. Таким образом для упрощения данной математической модели и снижения трудоемкости дальнейших расчетов в первом приближении допускается использовать в качестве механизма вычисления силовых параметров процесса дробления разработанную аналитическую модель разрушения хрупких анизотропных материалов для шарообразного тела.

### **3.2 Результаты исследования и верификации процесса разрушения хрупких анизотропных материалов характерной формы с помощью конечно-элементного метода**

На основании разработанной методики (подраздел 2.2) с целью верификации метода определения силы, необходимой для разрушения материалов различной формы, проводилось моделирование процесса разрушения твердотельных моделей, обладающих анизотропией прочностных свойств с помощью конечно-элементного метода [74].

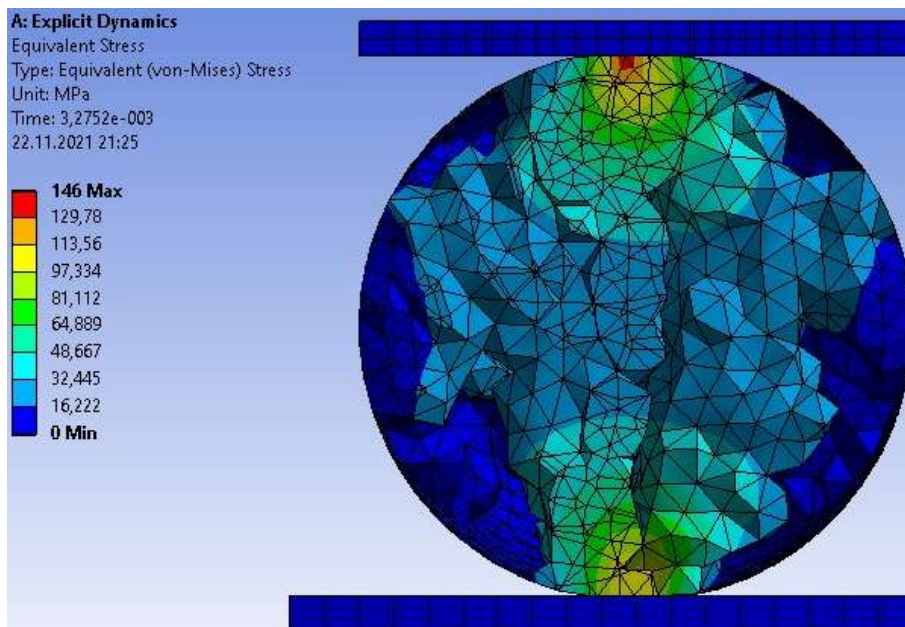
В процессе моделирования твердотельные модели исследуемого куска материала (рис. 2.2) нагружались до момента, при котором его деформация достигала критического значения, и тело разрушалось – происходило образование сплошной трещины, проходящей через всю плоскость центрального сечения (рис. 3.4, а), при этом фиксировалось распределение эквивалентных напряжений

по Мизесу [287] по поверхности разлома «опасного» сечения (рис. 3.4, б, в) и значение прилагаемой силы, при которой наступало его разрушение.



а)

б)



в)

Рисунок 3.4. Характерный вид разрушения тела шарообразной формы при деформации одноосным сжатием (а), деформация (б) и распределение эквивалентных напряжений в «опасном» сечении при его разрушении (в)

При этом наблюдается образование площадки деформации на так называемых «полюсах» тела, как и описывалось выше в подразделе 3.1. Распределение эквивалентных напряжений указывает на то, что наибольшие их значения сосредоточены в местах контакта с деформируемой плитой, где и происходит трещинообразование и начинается процесс разрушения куска по «опасному» сечению.

По аналогии для эллипсоидного куска материала рассматривалось продольное (рис. 3.5, а) и поперечное (рис. 3.5, б) сечение.

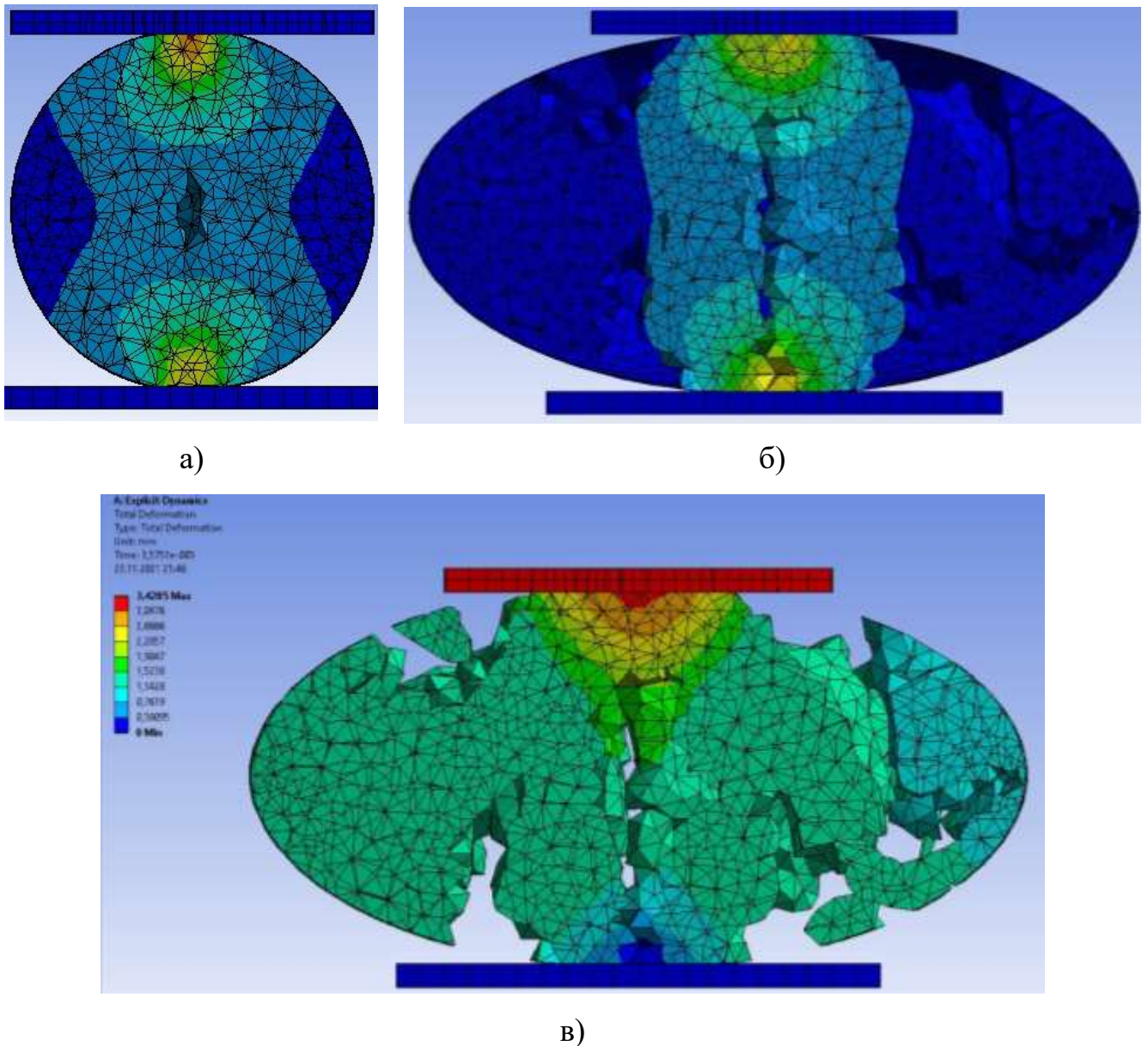


Рисунок 3.5. Распределение эквивалентных напряжений в плоскости поперечного (а) и продольного (б) сечения и деформация (в) тела эллипсоидной формы при его разрушении одноосным сжатием

Наибольшее внимания для исследования процесса разрушения эллипсоидного тела заслуживает плоскость «опасного» сечения перпендикулярная большой полуоси эллипса, имеющая наименьшую площадь, в которой происходит разрушение (рис. 3.5, а). При этом после образования центральной трещины происходит разрушение тела в других сечениях, расположенных параллельно направлению вектора прикладываемой силы.

На рисунке 3.6 представлено распределение максимальных эквивалентных напряжений в плоскости «опасного» сечении куса материала сферической формы действующих в теле перед его разрушением, полученное с помощью предложенного аналитического метода (зависимость (3.12)) для половины сечения куса материала.

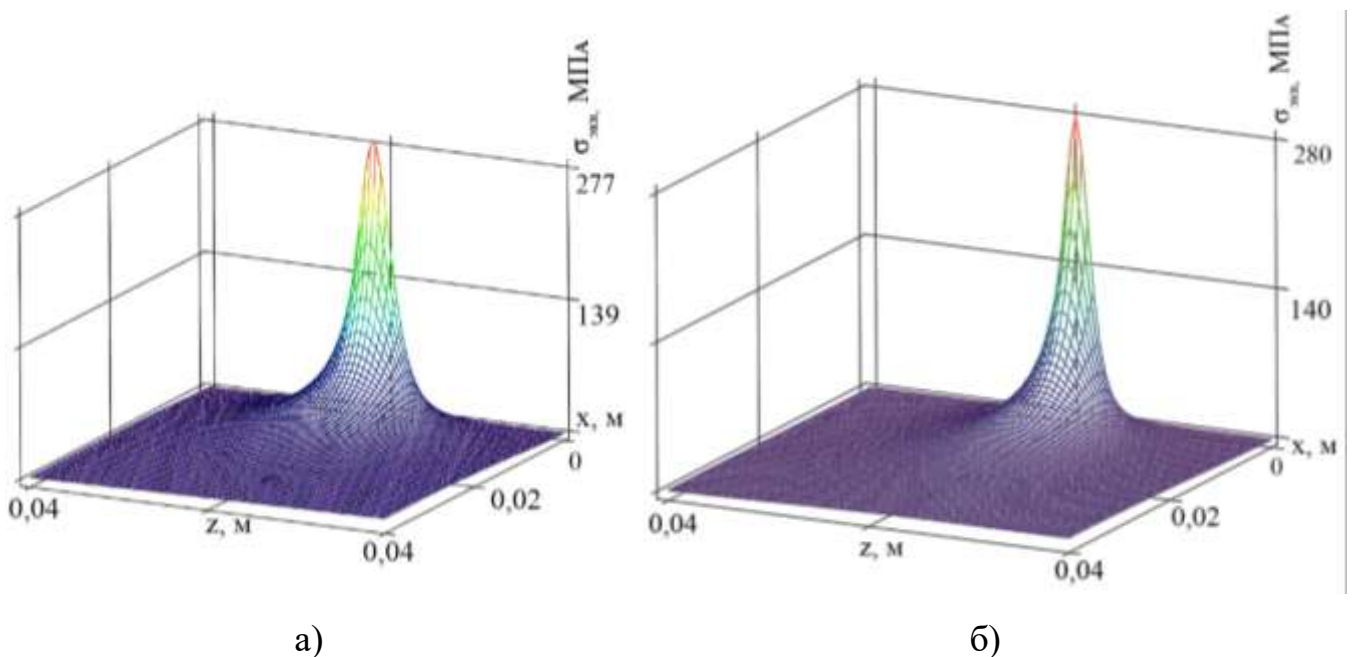


Рисунок 3.6. Распределения эквивалентных напряжений для половины «опасного» сечения куса в форме шара (а) и эллипсоида (б), полученные с помощью аналитического метода

Значения силы, необходимой для разрушения тела хрупкого анизотропного материала сфероидной формы определенного размера (шаровидной формы радиусом 0,01...0,05 м и тела в форме эллипсоида с длиной малой полуоси эллипсоида

0,01...0,05 м), полученные с помощью аналитического (на основании зависимости (3.12)) и разработанного в программном комплексе Ansys конечно-элементного методов, представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2. Значения разрушающей силы для тел шарообразной и эллипсоидной формы, полученные с помощью аналитической и конечно-элементной математической модели

Радиус шара (длина малой полуоси эллипсоида), м	Значение разрушающей силы, кН		Относительная погрешность, %
	На основании зависимости (3.12)	С помощью конечно-элементного метода	
Шаровидная форма тела			
0,01	1,46	1,59	8,4
0,02	5,83	6,43	9,3
0,03	13,09	14,63	10,5
0,04	23,37	26,26	11,0
0,05	36,39	41,03	11,3
Среднее значение погрешности, %			10,1
Эллипсоидная форма тела			
0,01	1,47	1,68	12,5
0,02	5,89	6,77	13,0
0,03	13,25	15,31	13,5
0,04	23,55	27,18	13,4
0,05	36,79	42,42	13,3
Среднее значение погрешности, %			13,1

В таблице 3.3 представлены значения продольной деформации тела шарообразной и эллипсоидной формы в момент образования центральной трещины в «опасном» сечении, значение которой определялась при численном решении ана-

литической зависимости (3.12) и с помощью разработанной конечно-элементной модели.

Таблица 3.3. Значения продольной деформации тел различной формы в момент разрушения, полученные с помощью аналитической и конечно-элементной математической модели

Радиус шара (длина малой полуоси эллипсоида), м	Продольная деформация тела при разрушении, мм		Относительная погрешность, %
	На основании зависимости (3.12)	С помощью конечно-элементного метода	
Шаровидная форма тела			
0,01	1,74	1,89	7,9
0,02	3,48	3,88	10,3
0,03	5,21	5,84	10,8
0,04	6,94	7,9	12,2
0,05	8,67	9,95	12,9
Среднее значение погрешности, %			10,8
Эллипсоидная форма тела			
0,01	0,73	0,81	9,9
0,02	1,45	1,62	10,5
0,03	2,18	2,5	12,8
0,04	2,9	3,43	15,5
0,05	3,63	4,49	19,2
Среднее значение погрешности, %			13,6

Анализ распределения эквивалентных напряжений в «опасном» сечении куска материала (рис. 3.4–3.6) указывает на то, что разработанный метод, основанный на критерии прочности Кулона-Мора и распределении эквивалентных

напряжений согласно задаче Буссинеска, предполагает большую концентрацию и распределение наибольших значений напряжений вблизи оси симметрии «опасного» сечения вдоль вектора приложения сжимающей силы (рис. 3.6) нежели метод Друкера-Прагера (рис. 3.4 и рис. 3.5).

При этом характеристики и модель поведения функций зависимостей разрушающей силы и деформации для обоих методов аналогичны, а относительная погрешность при их определении составляет не более 13,1 % (для значений разрушающей силы) и 13,6 % (для значения деформации), что в целом обеспечивает достаточно высокую сходимость результатов полученных аналитическим и конечно-элементным методами и верифицирует разработанную математическую модель процесса разрушения хрупких анизотропных материалов сфероидной формы.

В тоже время высокая сходимость значений разрушающей силы для тела в форме шара и эллипсоидной формы, полученных с помощью разработанного метода в программном комплексе Ansys, дополнительно подтвердили предположение, что для упрощения расчетов рекомендуется использовать в качестве механизма вычисления силовых параметров процесса дробления в дробилках, в которых основным способом разрушения материала является одноосное сжатие, разработанную аналитическую модель разрушения хрупких анизотропных материалов для шарообразного тела.

### **3.3 Обоснование практического применения результатов математического моделирования процесса разрушения хрупких анизотропных материалов сфероидной формы**

Как показывает опыт исследования процессов дробления в производственных условиях, при определении энергосиловых параметров процессов дробления существующими способами, значение мощности двигателей, применяемых в приводах дробильных машин, зачастую является избыточным [65, 66, 71, 77, 81, 87, 88, 91, 107–110, 114, 115, 117], в этом случае электродвигатель дробильной маши-

ны работает при относительно низкой загрузке (отношении мощности, потребляемой исполнительным органом машины, к номинальной мощности электродвигателя). В тоже время мощность двигателя привода в дробилках непосредственно зависит от такого понятия как сила дробления [34, 40, 194, 274, 305, 312, 406], которая определялась на основании того, что дробимое тело представлялось в форме параллелепипеда и при расчетах учитывался только предел прочности материала на сжатие.

Результаты математического моделирования процесса разрушения хрупких анизотропных материалов указывают на то, что при определении силы дробления и энергосиловых параметров самого процесса дробления в валковых дробилках с помощью разработанных методов [66, 110, 117] рекомендуется учитывать влияние характерной формы и степени анизотропии дробимого материала за счет применения эмпирического коэффициента дробимого материала  $k_\phi$ , определяемого как [74, 109]:

$$k_\phi = \frac{P_\kappa}{P_c}, \quad (3.13)$$

где  $P_c$  – сила, необходимая для разрушения куска материала сфероидной формы, Н.

Для сравнительного анализа и наглядности целесообразности использования результатов исследования процесса разрушения хрупких анизотропных материалов представлены результаты математического моделирования процесса дробления материалов в валковых дробилках с гладкими валками и приведены результаты определения силовых параметров процесса измельчения кокса сухого тушения (с прочностными характеристиками  $\sigma_p = 5,0$  МПа,  $\sigma_{сж} = 25,0$  МПа [5, 117, 241, 250, 281, 282, 291, 320]) и энергосиловых параметров электродвигателя привода дробильной машины согласно разработанным методам [66, 110, 117] с учетом полученного с помощью зависимости (3.13) эмпирического коэффициента дробимого материала  $k_\phi$ .

На рисунке 3.7 показаны графики зависимостей силы, необходимой для разрушения куска кокса сухого тушения кубической (1) и сфероидной (2) форм от его размера.

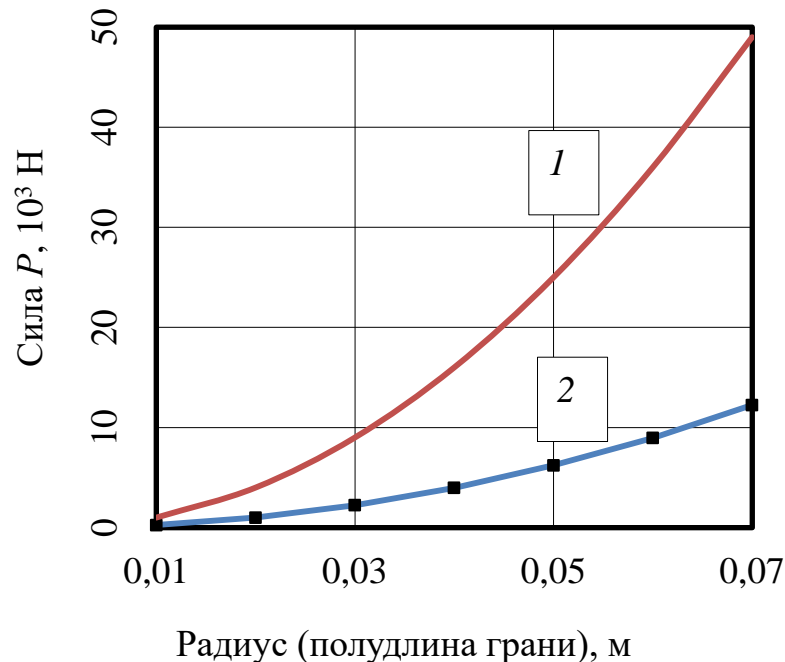


Рисунок 3.7. Графики зависимостей разрушающей силы для куска кокса кубической (1) и сфероидной (2) форм

Из анализа графиков (рис. 3.7) и результатов математических расчетов видно, что значение силы, необходимой для разрушения куска кубической формы в 4,0 раза больше, чем для сфероидной.

На основании вышесказанного сила дробления и мощность электродвигателя привода дробилки определяются по методике, предложенной в работе [66, 110, 117], с учетом коэффициента характерной формы  $k_\phi = 0,25$ , определенного по зависимости (3.13).

На рисунке 3.8 представлены графики силы дробления (а), возникающей в процессе дробления кокса сухого тушения в дробилке ДЧГ 900×700 [286] в условиях участка шихтоподготовки агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК»

(данный вид твердого топлива обладает (согласно критерию Вальда [36, 422]) наиболее высокими прочностными характеристиками и имеет характерную форму, близкую к сфероидной), и необходимой мощности электродвигателя привода данной дробильной машины (б) в зависимости от межвалкового зазора [71, 109].

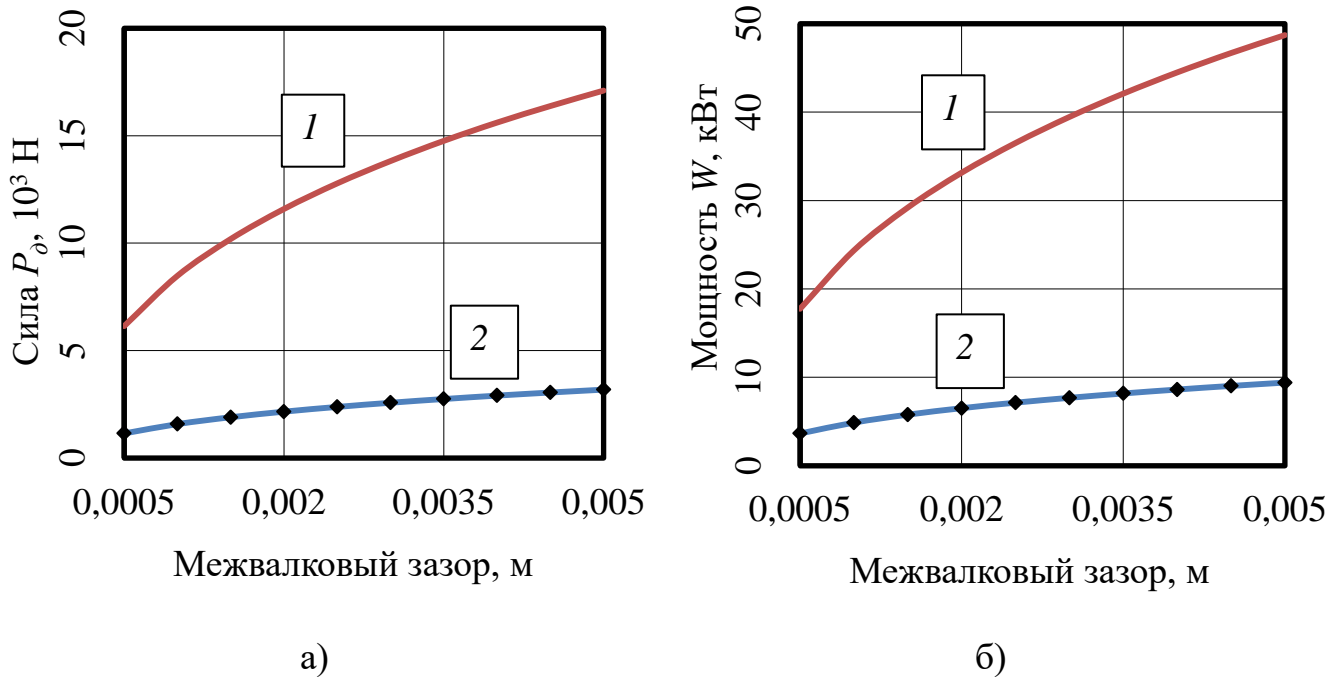


Рисунок 3.8. Графики зависимостей силы дробления кокса сухого тушения (а) и необходимой мощности электродвигателя привода дробилки ДЧГ 900×700 (б): 1 – по методике [66]; 2 – по методике [66] с учетом коэффициента характерной формы материала

На основании анализа графических зависимостей (рис. 3.8) установлено, что значения силы дробления по сравниваемым методам отличаются в 4,0 раза, а необходимая мощность привода дробилки меньше в 3,2...3,7 раза, что позволяет обосновать использование электродвигателя с меньшей номинальной мощностью (с учетом пусковых характеристик), чем рассчитывалось по ранее используемым методам.

Применение разработанного метода позволит существенно повысить точность определения энергосиловых параметров дробильно-измельчительных про-

цессов различных каменно-рудных материалов, что может значительно сказаться на энергоэффективности процессов фракционной подготовки различных материалов, а также самих дробильных машин.

### 3.4 Результаты экспериментальных исследований процесса разрушения хрупких анизотропных материалов характерной формы

Экспериментальное исследование процесса разрушения хрупких анизотропных материалов характерной формы проводилось согласно разработанной методике, представленной в подразделе 2.2.2.

Результаты определения прочностных характеристик исследуемых материалов представлены в таблице 3.4.

Таблица 3.4. Пределы прочности материалов образцов, применяемых при исследовании процесса разрушения хрупких анизотропных материалов

Показатель	Материал		
	Гипс	Известняк	Кокс
Предел прочности материала на сжатие, МПа	15,9	34,2	7,2
Надежность результатов [144], %	99,0*	84,0**	92,0**
Предел прочности материала на растяжение, МПа	5,8	4,6	0,5
Надежность результатов [145], %	96,0*	96,0**	75,0***

\* – заданное значение относительной погрешности  $\varepsilon = 10\%$  при количестве испытаний  $n = 10$ ; \*\* – при  $\varepsilon = 10\%$ ,  $n = 7$ ; \*\*\* – при  $\varepsilon = 10\%$ ,  $n = 5$ .

Характерная форма разрушения образцов сфероидной формой различных материалов деформацией одноосного сжатия представлена на рисунке 3.9.



Рисунок 3.9. Характерная форма разрушения образцов материалов деформацией одноосного сжатия

Как видно из результатов (рис. 3.9), экспериментальные исследования процесса разрушения анизотропных материалов деформацией одноосного сжатия подтвердили предположение, что разрушение образца сфероидной формы происходит в плоскости твердого тела, проходящей через центральную ось симметрии.

Сравнительный анализ значений разрушающей силы  $P_0$ , определенной по аналитической зависимости (3.12), и результатов испытаний образцов сфероидной формы по определению силовых параметров при разрушении одноосным сжатием представлены в таблице 3.5.

Таблица 3.5. Результаты исследований процесса разрушения тел сфероидной формы при деформации одноосного сжатия

Параметр	Радиус образца, м						
	0,015	0,02	0,025	0,03	0,035	0,04	0,045
Гипс строительный							
Значение силы по формуле (3.12), кН	5,3	9,3	14,6	21,0	28,6	37,3	47,2
Экспериментальное значение силы $P$ , кН	5,5	11,0	17,1	22,2	26,8	32,9	41,7
Относительная погрешность, %	4,5	15,1	14,7	5,2	6,6	13,6	12,1
Известняк флюсовый							
	0,014	0,017	0,018	0,02	0,022	0,023	0,025
Значение силы по формуле (3.12), кН	5,0	7,3	8,2	10,1	12,3	13,4	15,9
Экспериментальное значение силы $P$ , кН	5,9	8,2	7,5	9,0	11,0	14,9	19,0
Относительная погрешность, %	15,9	10,7	9,7	12,8	22,7	9,9	16,6
Кокс металлургический							
	0,015	0,016	0,018	0,021	0,022	0,022	0,024
Значение силы по формуле (3.12), кН	0,7	0,8	1,03	1,4	1,5	1,5	1,8
Экспериментальное значение силы $P$ , кН	0,55	0,7	0,86	1,1	1,35	1,2	1,41
Относительная погрешность, %	30,7	16,6	19,5	27,3	14,3	28,6	29,8

Статистическая обработка результатов эксперимента показывает, что относительная погрешность [35, 199] определения значения силы, необходимого для разрушения куска материала сфероидной формы, аналитическим способом по отношению к результатам, полученным в ходе экспериментальных исследований, для образцов, изготовленных из гипса строительного, составляет 4,5...15,1 %, известняка флюсового – 9,7...22,7 %, кокса металлургического – 14,3...30,7 %. В тоже время все полученные в ходе эксперимента значения попадают в доверительный интервал (при значении уровня достоверности  $\alpha = 0,99$ ) [35].

Полученные результаты сходимости при статистической обработке данных эксперимента говорят о достаточно высокой сходимости расчетных и эмпирических данных, и в первом приближении подтверждают адекватность разработанной математической модели процесса разрушения хрупких материалов сфероидной формы одноосным сжатием, обладающих анизотропией прочностных свойств.

Таким образом зависимости для определения силы (3.12), необходимой для разрушения куска сфероидной формы хрупких анизотропных материалов, и коэффициента  $k_\phi$ , учитывающего характерную форму материала и степень его анизотропии прочностных свойств, (3.13) рекомендуется использовать для повышения точности определения силы дробления и энергосиловых параметров привода дробильных машин.

### Выводы к главе 3

1. На основании отдельных положений и законов механики твердого деформируемого тела, а также общепринятых методов математического анализа разработана математическая модель процесса разрушения тела сфероидной характерной формы, обладающего анизотропией прочностных свойств.

2. Предложена зависимость силы, необходимой для разрушения анизотропных материалов со сфероидной характерной формой одноосным сжатием, от размеров куска, пределов прочности на сжатие и растяжение материала. Установ-

лено, что наибольшее влияние на значение силы, необходимой для разрушения хрупкого тела сфероидной формы, обладающего анизотропией прочностных свойств, оказывают пределы прочности материала на сжатие и растяжение.

3. Из анализа полученных результатов математического моделирования процесса дробления установлено, что значение силы, необходимой для разрушения хрупких материалов, обладающих анизотропией прочностных параметров, кубической и цилиндрической формы деформацией одноосного сжатия, существенно больше (при значениях пределов прочности  $\sigma_p = 10,0$  МПа и  $\sigma_{сж} = 50,0$  МПа в 3,1...4,0 раза), чем для кусков сфероидной формы, что существенно сказывается на точности определения энергосиловых параметров процесса дробления материалов характерной формы деформацией одноосного сжатия.

4. Проведено моделирование процесса разрушения хрупких анизотропных материалов характерной формы с помощью конечно-элементного метода, верифицировавшее зависимость силы, необходимой для разрушения анизотропных материалов со сфероидной характерной формой одноосным сжатием. Установлено, что характеристики и модель поведения функций зависимостей разрушающей силы и деформации для обоих математических методов аналогичны, а относительная погрешность при их определении составляет не более 13,1 % (для значений разрушающей силы) и 13,6 % (для деформации), что в целом обеспечивает достаточно высокую сходимость результатов, полученных аналитическим и конечно-элементными методами, и верифицирует разработанную математическую модель процесса разрушения хрупких анизотропных материалов сфероидной формы.

5. Предложено использование в методах определения энергосиловых параметров процесса дробления коэффициента характерной формы и степени анизотропии прочностных свойств дробимого материала (равного отношению сил, необходимых для разрушения тела сфероидной и кубической форм), позволяющего повысить точность определения силовых параметров процесса дробления хрупких материалов различной формы и прочностных характеристик. Так, для

кокса доменного данный коэффициент составил  $k_{\phi} = 0,083$ , для кокса сухого тушения –  $k_{\phi} = 0,193$ , а для известняка флюсового –  $k_{\phi} = 0,23$ .

6. Проведено экспериментальное исследование процесса разрушения хрупких анизотропных материалов сфероидной формы в лабораторных условиях, подтвердившее достоверность математической модели процесса разрушения хрупких анизотропных материалов сфероидной формы. Относительная погрешность определения силы, необходимой для разрушения куска сфероидной формы, аналитическим способом по отношению к экспериментальным значениям для образцов, изготовленных из различных материалов, составила 4,5...30,7 %, а также все значения выборки попадают в доверительный интервал (при значении уровня достоверности  $\alpha = 0,99$ ), что говорит о достаточной сходимости расчетных и эмпирических данных.

7. Получены значения пределов прочности на сжатие и растяжение при изгибе для известняка –  $\sigma_{сж} = 34,2$  МПа и  $\sigma_p = 4,6$  МПа; кокса доменного –  $\sigma_{сж} = 7,2$  МПа и  $\sigma_p = 0,5$  МПа.

Материалы настоящего раздела опубликованы в работах [74, 108, 109, 114].

## ГЛАВА 4

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ДРОБЛЕНИЯ В ЗУБЧАТЫХ РОТОРНЫХ  
ДРОБИЛЬНЫХ МАШИНАХ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РОТОРОВ С  
ЛИНЕЙНЫМ И НЕЛИНЕЙНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ЗУБЬЕВ  
ЗВЕЗДОЧЕК НА ВАЛУ**

**4.1 Математическое описание процесса дробления материала в зубчатой  
роторной дробилке**

Для описания процесса дробления материала в зубчатой роторной дробилке использовались основные законы классической физики: теоретической механики (статики, кинематики, динамики) и физики сплошных сред (механики деформируемого твердого тела, сопротивления материалов). При этом для определения необходимой мощности привода дробилки принимаются (в соответствии с критерием Вальда [36]) предельно возможные (самые неблагоприятные) условия контактного взаимодействия рабочих органов дробилки с материалом.

Для математического моделирования процесса дробления материала в роторной зубчатой дробилке с колосниковой решеткой и определения энергосиловых параметров ее привода приняты следующие допущения:

- материал ударной рабочей поверхности зуба звездочки по отношению к материалу дробимого аглопилога – абсолютно твердый, неупругий;
- силами трения при взаимодействии рабочей поверхности зуба ротора с поверхностью дробимого материала пренебрегаем (что углы контакта рабочей поверхности звездочек меньше угла трения скольжения материала по стали);
- условно принимаем, что при взаимном контакте отсутствует относительное движение поверхности зубьев звездочек ротора по поверхности дробимого материала;
- материал однороден и не имеет локальных зон с более низким пределом прочности (отсутствуют внутренние механические напряжения, инородные включения, концентраторы напряжений).

#### 4.1.1 Математическое описание проникновения материала в рабочее пространство зубчатой роторной дробилки

##### 4.1.1.1 Определение времени проникновения материала в рабочее пространство дробилки

Фракционный состав агломерата существенно зависит от множества факторов, одним из которых является время проникновения пирога в дробилку, от которого напрямую зависит расстояние, проходимое массивом дробимого материала при свободном движении в рабочем пространстве ротора до контактного взаимодействия с рабочей поверхностью зубьев звездочек дробилки, при котором происходит его разрушение.

Расстояние проникновения в рабочую зону ротора зубчатой роторной дробилки – это путь, пройденный пирогом дробимого материала по поверхности приемного стола до контакта со звездочками ротора, определяемое по следующей зависимости [93, 259]:

$$a = \frac{g(\sin \beta_n - \mu_a \cos \beta_n)t^2}{2}, \quad (4.1)$$

где  $a$  – расстояние, которое пройдет пирог дробимого материала за время  $t$  в рабочем пространстве дробилки до контакта с зубьями звездочек ротора, м;

$\beta_n$  – угол наклона рабочей поверхности приемного стола относительно горизонтали, град;

$\mu_a$  – коэффициент трения скольжения дробимого материала по стали.

Для дробилок с расположением зубьев звездочек на роторе в один ряд (линейное расположение) время  $t$  определяется по следующей зависимости:

$$t = \frac{30}{n_p} \left( \frac{2}{n_z} - \frac{b_z}{\pi^2 D_p} \right), \quad (4.2)$$

где  $n_p$  – частота (число оборотов) вращения ротора дробилки, об/мин;

$n_3$  – количество зубьев на одной звездочке, установленной на роторе дробилки, шт.;

$b_3$  – длина торцевой поверхности зубьев звездочки ротора дробилки, м;

$D_p$  – диаметр внешней (торцевой) грани зуба звездочки ротора, м.

Время проникновения (свободного движения) материала в рабочее пространство дробилки между зубьями соседних звездочек, при их нелинейном расположении, можно определить по следующим зависимостям:

– для дробилок с нечетным количеством звездочек, установленных на роторе:

$$t = \frac{15 \left[ (1 - N_{зв}) b_3 + 4\pi^2 D_p \right]}{\pi^2 D_p n_p n_3 (N_{зв} - 1)}, \quad (4.3)$$

где  $N_{зв}$  – количество звездочек, установленных на валу ротора, шт.;

– для дробилок с четным количеством звездочек, установленных на роторе:

$$t = \frac{15 \left[ (2 - N_{зв}) b_3 + 4\pi^2 D_p \right]}{\pi^2 D_p n_p n_3 (N_{зв} - 2)}. \quad (4.4)$$

В зубчатых роторных дробилках с типовой конструкцией ротора (с линейным расположением зубьев звездочек на роторе [29, 34, 194, 274, 305, 306, 312, 313, 359, 361, 406]) расстояние  $a$ , пройденное дробимым пирогом материала 2 в рабочем пространстве звездочек ротора за время свободного движения по поверхности приемного стола 3, превышает длину зубьев самих звездочек 1 (рис. 4.1, а). Это указывает на то, что основная часть пирога материала полностью проникает в рабочее пространство ротора за время поворота звездочки от поверхности нерабочей (внешней) грани уходящего от него зуба до рабочей грани зубьев следующего ряда. Вследствие этого, разрушение большинства кусков обеспечивается за счет контактного взаимодействия с колосниковой решеткой, что не позволяет обеспечить стабильный контроль фракционного состава дробленого материала.

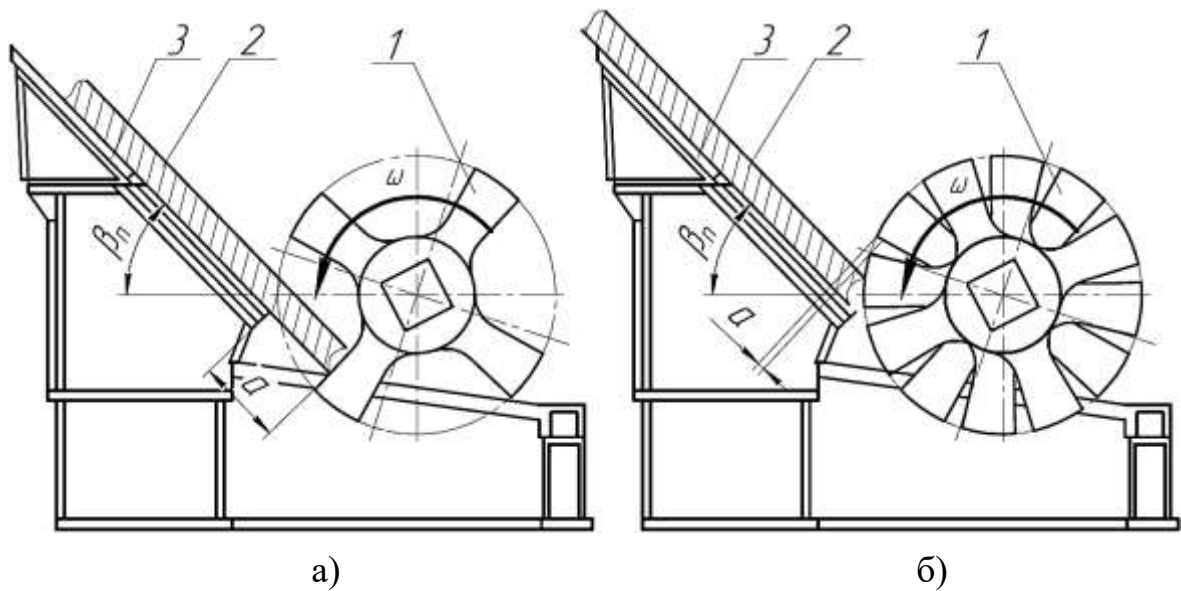


Рисунок 4.1. Расчетная схема для определения основных параметров контактного взаимодействия рабочей поверхности зубьев роторной дробилки с дробимым пирогом агломерата

При использовании роторов с нелинейным расположением зубьев на валу (шевронного или спирального типа [73, 80, 90, 108, 116, 222, 357–361]) происходит поэтапное внедрение материала (пирога) 2 в рабочее пространство дробилки между рабочими поверхностями зубьев звездочек 3 на расстояние  $a$ , что обеспечивает разрушение пирога в зоне приемного стола 1 на куски определенного размера с верхним пределом фракции, не превышающим задаваемого, контролируемые с помощью конструктивно-технологических параметров дробилки (скорости вращения ротора, длины звездочек, расстояния от внешней грани зубьев до нижнего края приемного стола) значения (рис. 4.1, б).

Так при расчетах расстояния, пройденного аглопирогом в дробилке с линейной конструкцией ротора за время свободного движения в ее рабочем пространстве, по зависимости (4.1) было получено значение 1,4...3,1 м (в пределах коэффициента трения железорудного агломерата по стали  $\mu_a = 0,4...0,5$ ). Это указывает на то, что основная часть аглоспека полностью проникает в рабочее пространство за время поворота ротора от поверхности нерабочей грани уходящего от него зуба до рабочей грани зубьев звездочек следующего ряда. Вследствие

этого, дробление большинства кусков аглоспека обеспечивается за счет взаимодействия с колосниковой решеткой, что не позволяет обеспечить стабильный фракционный состав дробленого агломерата.

При использовании роторов с нелинейным расположением зубьев звездочек на валу происходит поэтапное внедрение пирога материала в рабочее пространство дробилки между рабочими поверхностями соседних зубьев звездочек на расстоянии  $a = 0,021 \dots 0,049$  м, что обеспечивает дробление аглоспека в зоне приемного стола на куски определенной фракции с верхним пределом, не превышающим максимального значения  $a$ .

При реализации предложенного усовершенствования конструкции звездочек ротора зубчатой роторной дробилки существенно снижается доля материала разрушаемого с помощью раздавливания (сжатия) и среза, а применение способа деформирования пирога методом растяжения изгиба значительно повышается, что существенно скажется на энергопотреблении самого процесса дробления.

Это позволяет стабилизировать и более жестко контролировать размеры отдельных кусков и уменьшить количество материала, раздавливаемого о поверхность колосников, что существенно снизит содержание мелочи, пылевидной и крупной фракций в дробленом продукте [259].

В связи с вышесказанным необходимо разделять условия силового взаимодействия пирога дробимого материала для зубчатых роторных дробилок с линейным и нелинейным (шевронным и спиральным) расположением зубьев звездочек на валу ротора.

#### 4.1.1.2 Математическое описание контактного взаимодействия зубьев звездочек ротора с пирогом дробимого материала на стадии его разрушения в районе приемного стола

На этапе математического описания стадии разрушения пирога дробимого материала в районе консольной части рабочей поверхности приемного стола требуется определить силу сопротивления, возникающую при контактном взаимо-

действии зубьев звездочек ротора дробилки с поверхностью пирога при определенных условиях.

Для этого необходимо воспользоваться принципом, предложенным Даламбером [41], условием которого является равновесное состояние нулевого значения главных векторов и моментов действующих внешних сил при их равновесии относительно нулевой точки.

Для определения условий контакта зубьев ротора дробилки с аглопирогом на рисунке 4.2 представлена схема действующих на него сил в процессе его дробления на первой стадии в районе приемного стола.

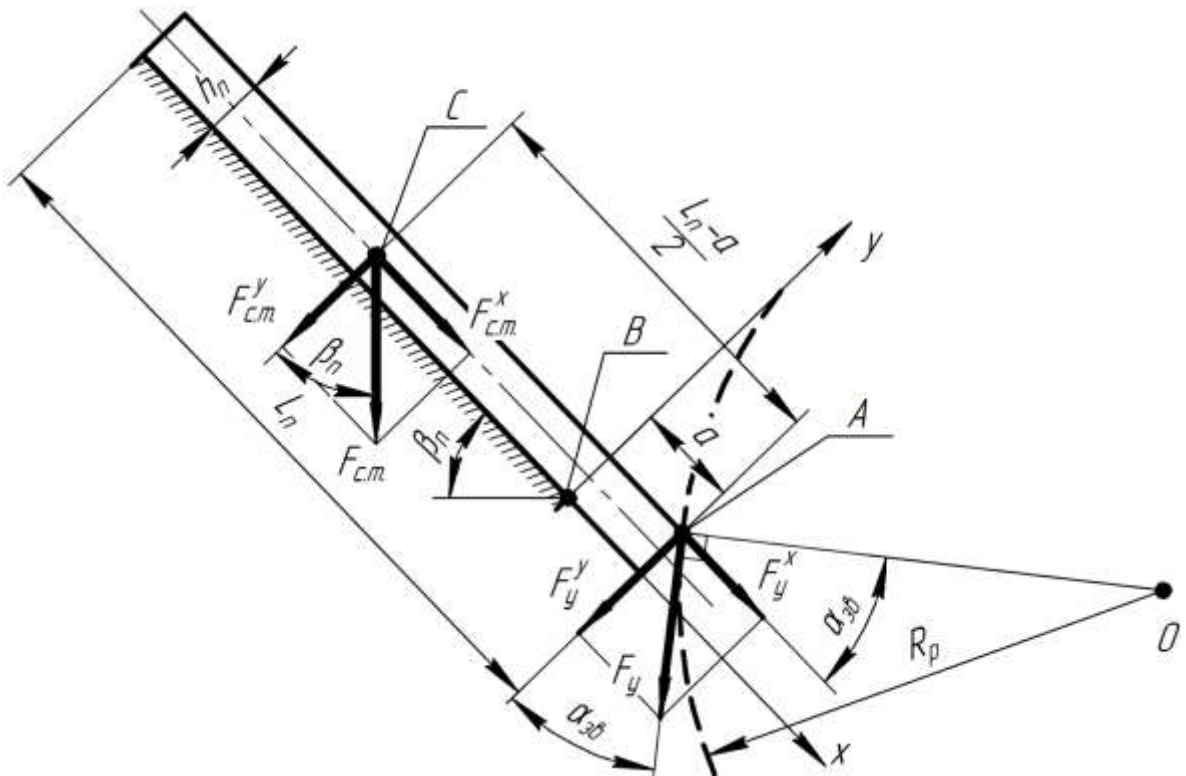


Рисунок 4.2. Расчетная схема для определения основных параметров контактного взаимодействия рабочей поверхности зубьев роторной дробилки с дробимым пирогом агломерата

В данном случае на пирог материала действуют сила тяжести самого пирога  $F_{c.m.}$  в точке  $C$  и сила упругости материала, возникающая при взаимодействии

зубьев звездочек с поверхностью аглопирога  $F_y$  в точке их контактного взаимодействия  $A$ .

Расстояние проникновения в рабочее пространство дробилки аглопирога при предварительных расчетах оказалось (при различных условиях взаимного контакта) на порядок меньше, чем значение длины самого пирога агломерата на поверхности приемного стола, и составило  $0,04 \dots 0,08$  м. При таких условиях силой тяжести выступающей части аглоспека над консольной частью приемного стола можно пренебречь.

Равновесие моментов действующих внешних сил относительно точки  $B$  (точка основания «опасного» сечения при предполагаемом разрушении разламыванием агломерационного пирога (рис. 4.2)) описывается с помощью зависимости основанной на принципе Даламбера [41]:

$$F_{cm} \cos \beta_n \left( \frac{L_n - a}{2} \right) - F_{cm} \sin \beta_n \frac{h_n}{2} - F_y a \cos \alpha_{3\beta} - F_y h_n \sin \alpha_{3\beta} = 0, \quad (4.5)$$

где  $L_n$  – текущая длина пирога дробимого материала (в процессе дробления его длина уменьшается вследствие его продвижения в рабочее пространство ротора дробилки), м;

$a$  – расстояние от точки взаимного контакта зубьев ротора с поверхностью пирога материала до места его излома – нижней грани поверхности приемного стола (рис. 4.2), м;

$h_n$  – высота пирога, м;

$\alpha_{3\beta}$  – угол между поверхностью зубьев и поверхностью аглопирога при их взаимном контакте, град.

При этом необходимо учитывать, что сила тяжести пирога определяется следующим образом:

$$F_{cm} = B_n (L_n - a) \rho_a g h_n, \quad (4.6)$$

где  $B_n$  – ширина пирога, м;

$\rho_a$  – объемная плотность дробимого материала, кг/м<sup>3</sup>.

Решение уравнения (4.5) относительно силы  $F_y$  с учетом зависимости (4.6) выглядит следующим образом:

$$F_y = B_n(L_n - a)\rho_a g h_n \frac{[(a - L_n)\cos\beta_n - h_n \sin\beta_n]}{2(a\cos\alpha_{3\theta} + h_n \sin\alpha_{3\theta})}. \quad (4.7)$$

Из анализа составляющих данной зависимости, основанном на практическом опыте, следует, что существуют конструктивно-технологические параметры, изменять которые в производственных условиях нецелесообразно (а порой и не представляется возможным) – они обусловлены требованиями технологического процесса и изменить их без существенных конструктивных изменений агломашины и значительных капиталовложений невозможно.

К таким параметрам относятся:

- ширина агломерационного пирога;
- высота аглоспека (обусловлена требованиями технологического процесса и конструкцией агломерационной машины).

Таким образом основными факторами, влияющими на силу дробления, возникающую при контакте зуба с материалом, являются:

- угол контактного взаимодействия зуба звездочки ротора с материалом;
- угол наклона поверхности приемного стола относительно горизонтали.

Для проведения математических расчетов и сравнительного анализа энерго-силовых параметров дробилок с различными конструкциями роторов при определении основных параметров контактного взаимодействия поверхности зубьев звездочек с дробимым материалом использовались технико-эксплуатационные характеристики агломашины и самой дробилки в условиях агломерационного производства «АМК» ООО «ЮГМК» (указаны в пункте 2.6.1.1).

На рисунке 4.3 отображены зависимости силы дробления материала, действующей на агломерационный пирог в процессе контактного взаимодействия с рабочей поверхностью зубьев ротора, при определенных углах контакта  $\alpha_{3\theta}$ .

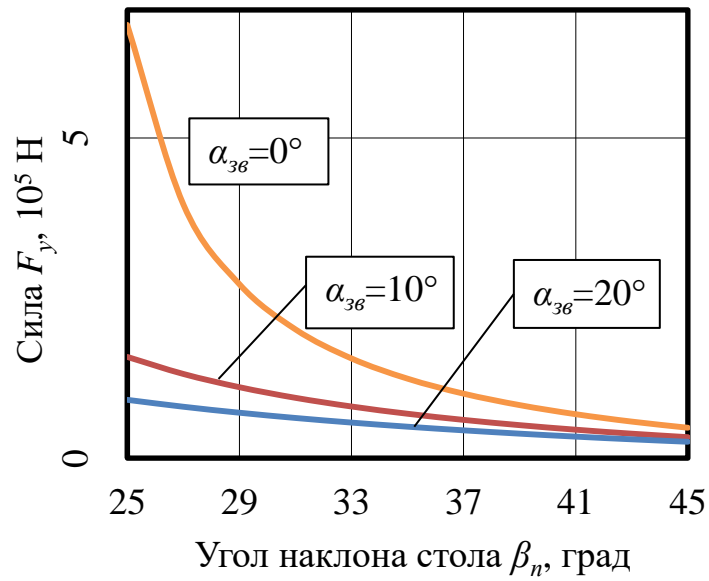


Рисунок 4.3. Графики зависимостей сил, действующих на пирог, от угла наклона приемного стола

На рисунке 4.4 отображены графики сил, действующих на материал при взаимодействии с зубьями, при различных углах наклона приемного стола  $\beta_n$ .

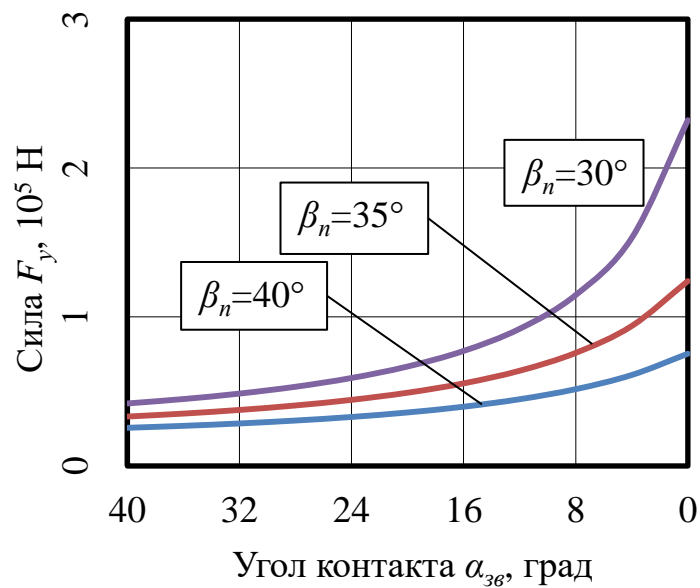


Рисунок 4.4. Графики зависимостей сил, действующих на пирог, от угла контакта с поверхностью зубьев ротора

Из анализа графических зависимостей очевидно, что при увеличении угла наклона поверхности приемного стола дробилки относительно горизонтали существенно уменьшается усилие, действующее на аглопирог при его дроблении, а при уменьшении взаимного угла контакта рабочей поверхности зуба с поверхностью агломерационного пирога оно резко возрастает, причем характер изменения коэффициента их пропорциональности и в первом, и во втором случае соответствует приращению степенной функции (в первом случае с отрицательным показателем аргумента, во втором – с положительным).

На основании полученных результатов напрашивается естественный вывод относительно данного аналитического исследования: для реализации наибольших разрушающих усилий в процессе дробления аглопирога необходимо стремиться к значениям угла контакта пирога с зубьями звездочек ротора, близким к нулю, а значение угла наклона приемного стола необходимо максимально приблизить к значению угла трения скольжения агломерата по стали.

На следующем этапе математического моделирования следует определить напряжения, возникающие в «опасном» сечении агломерационного спека перпендикулярно рабочей поверхности приемного стола, а также при какой остаточной длине аглопирога  $L_n$  будет обеспечиваться его дробление за счет разламывания. Для этого воспользуемся основными положениями механики деформируемого твердого тела.

Изначально разложим действующую на пирог силу дробления  $F_y$  на две составляющие: проекцию на ось  $x$ , направленную вдоль вектора движения пирога, –  $F_y^x$  и ее проекцию на ось  $y$  –  $F_y^y$ .

При таком виде нагружения пирог материала испытывает прямой поперечный изгиб, действующий от силы  $F_y^y$ , и внецентренное растяжение от силы  $F_y^x$ .

Согласно общепринятым постулатам основных положений механики деформируемых твердых тел [41], нормальное напряжение, возникающее в «опасном» сечении предполагаемого излома агломерационного пирога, перпендику-

лярном поверхности приемного стола, в районе точки  $B$ , определяется по следующим зависимостям [41, 307, 314]:

– напряжение при изгибе от силы  $F_y^y$ :

$$\sigma_u = \frac{F_y^y a}{W_z}, \quad (4.8)$$

где  $W_z$  – осевой момент сопротивления поперечного сечения агломерационного спека [307, 346],  $\text{м}^3$ ;

– напряжение при внецентренном растяжении агломерационного спека сечения в точке  $B$  от силы  $F_y^x$ :

$$\sigma_{ep} = F_y^x \left( \frac{1}{B_n h_n} + \frac{h_n^2}{4J_z} \right), \quad (4.9)$$

где  $J_z$  – полярный момент сопротивления поперечного сечения агломерационного пирога [41],  $\text{м}^4$ .

Тогда суммарное напряжение, возникающее в процессе дробления в «опасном» сечении аглопирога с основанием в точке  $B$  (место разрушения), будет определяться по следующей зависимости:

$$\sigma_n = \frac{(L_n - a)\rho_a g}{h_n (\tan \alpha_{36} h_n + a)} [\cos \beta_n (L_n - a - h_n \sin \beta_n)] (3a + 2h_n \tan \alpha_{36}). \quad (4.10)$$

При этом необходимо проанализировать влияние угла контакта зубьев звездочек с поверхностью пирога дробимого материала на значение напряжений, возникающих в «опасном» сечении, при угле наклона поверхности приемного стола, близкого к максимальному значению угла трения скольжения агломерата по стали ( $\mu_a = 0,5$  [33, 212, 213]) –  $\beta_n = 30^\circ$  (рис. 4.5). При таком расположении приемного стола обеспечивается стабильный сход по его поверхности агломерата в рабочее пространство дробилки что, как оговаривалось выше, позволяет добиться для данных условий процесса дробления наибольших значений усилия  $F_y$ .

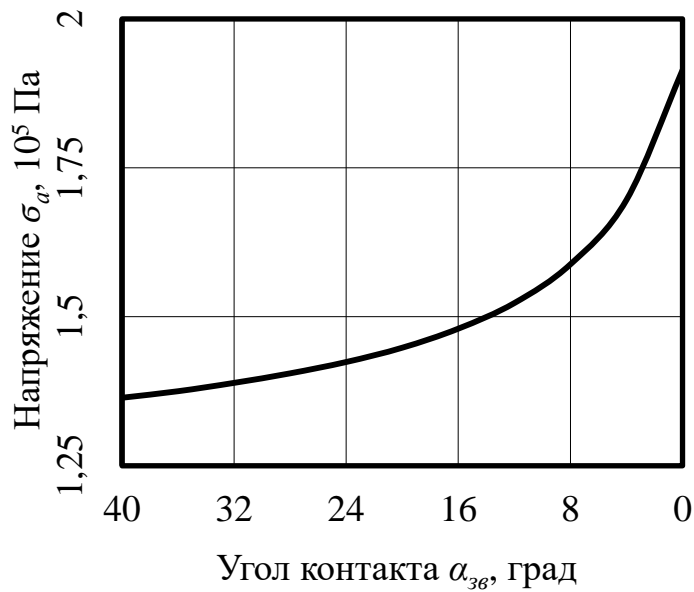


Рисунок 4.5. График зависимости напряжений, возникающих в «опасном» сечении, от угла контакта с поверхностью зубьев ротора

При этом подтверждается предположение, что при минимальных углах контакта зубьев с аглоспекком обеспечиваются наилучшие условия для реализации условий дробления пирога материала в зубчатой дробилке разламыванием.

Изменение значений напряжений в «опасном» сечении пирога материала при уменьшении его длины в процессе дробления представлено на рисунке 4.6.

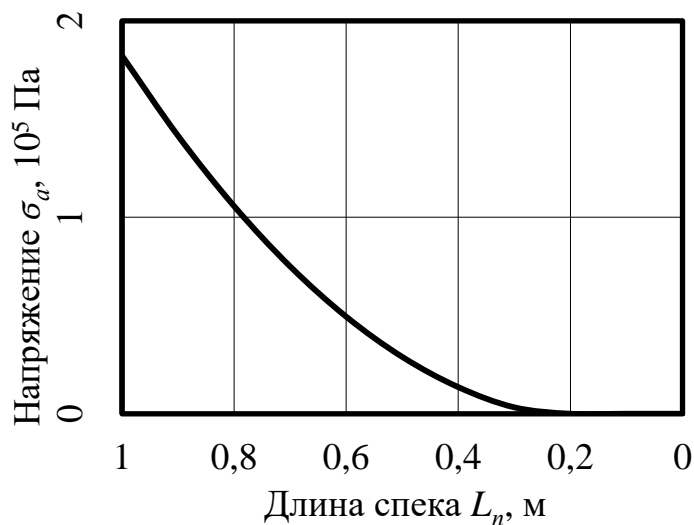


Рисунок 4.6. График зависимости напряжений, возникающих в «опасном» сечении, от остаточной длины спека

Из анализа графической зависимости (рис. 4.6) следует, что при достижении агломерационным спеком определенной длины, процесс дробления разламыванием о консольную часть приемного стола прекращается и аглопирог опрокидывается относительно точки  $B$  в рабочее пространство ротора и колосниковой решетки. Это объясняется тем, что уменьшается сила тяжести оставшейся неразрушенной части пирога, а, соответственно, и сила  $F_y$ . Вследствие этого напряжения, возникающие в «опасном» сечении, при определенной остаточной длине становятся значительно меньше, чем предел прочности дробимого материала при деформации изгибом.

Следующим этапом является определение степени влияния прочности агломерата на эффективность применения данного способа наложения нагрузок на аглоспек.

Согласно исследованиям, представленным в работах [33, 176, 213], предел прочности железорудного агломерата при деформации одноосного сжатия в горячем состоянии находится в пределах  $\sigma_a^c = 0,7 \dots 2,5$  МПа, однако при предварительных расчетах необходимо учитывать то, что пределы прочности при изгибе  $\sigma_a^u$  и растяжении  $\sigma_a^p$ , зависящие от значений модуля Юнга  $E_a$  и коэффициента Пуассона  $\mu_a$ , для хрупких анизотропных материалов значительно (в 10...20 раз) меньше [65, 93, 217, 245]. Вследствие этого, для предварительных математических расчетов с целью анализа зависимости остаточной длины агломерационного спека, обеспечивающей разрушение аглопирога растяжением изгиба, принимаем предельное значение предела прочности агломерата на изгиб и растяжение изгиба  $\sigma_a = 0,1$  МПа [65, 93].

Для определения остаточной длины агломерационного спека, при которой обеспечивается дробление разламыванием, воспользуемся зависимостью, полученной аналитическим решением формулы (4.10) в символьном виде относительно  $L_n$  [87, 260]:

$$L_n' = a + \frac{h_n \tan \beta_n}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{h_n^2 \tan^2 \beta_n + \frac{4h_n \sigma_a (\tan \alpha_{38} h_n + a)}{\cos \beta_n \rho_a g (3a + 2h_n \tan \alpha_{38})}}. \quad (4.11)$$

На рисунке 4.7 представлен график зависимости остаточной длины аглоспека, при которой обеспечивается разрушение пирога разламыванием, от предела прочности агломерата для зубчатой роторной дробилки с ротором линейного типа 1 (при  $\beta_n = 45^\circ$ ,  $\alpha_{3\epsilon} = 30^\circ$ ) и с шевронным расположением зубьев звездочек на валу 2 (при  $\beta_n = 35^\circ$ ,  $\alpha_{3\epsilon} = 0^\circ$ ).

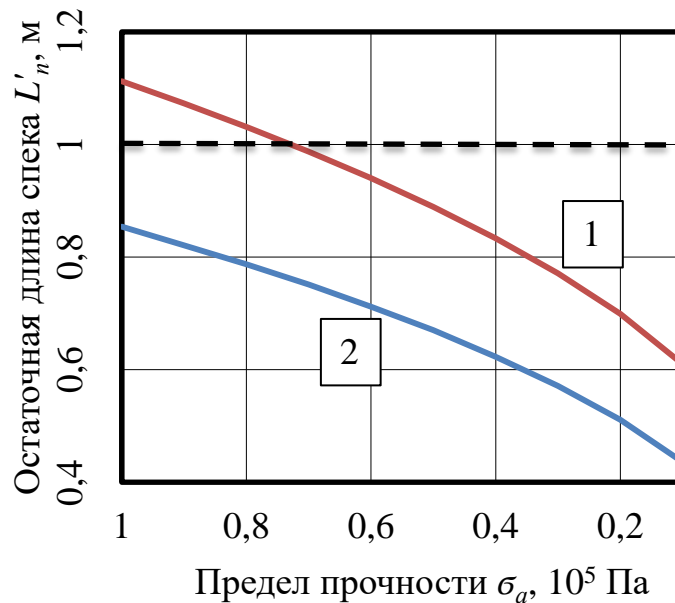


Рисунок 4.7. Графики зависимостей остаточной длины аглоспека, обеспечивающей разрушение пирога разламыванием, от предела прочности агломерата

Как видно из зависимостей на графиках при типовой конструкции дробилки разрушение агломерационного спека разламыванием обеспечивается только при пределах прочности при растяжении при изгибе меньше  $\sigma_a = 0,07 \text{ МПа}$ . Остаточная длина аглопирога  $L_n$  в этом случае существенно меньше.

Для обоснования конструктивных параметров необходимо рассмотреть усовершенствованную схему дробилки с измененным углом наклона приемного стола, в которой поверхность приемного стола параллельна оси симметрии зуба звездочки ротора, имеющей трапецевидную форму с расширением от основания к хвостовой части, при ее взаимодействии с пирогом (рис. 4.8). Это обусловлено

тем, что в процессе эксплуатации зубья подвергаются износу и, соответственно, в дальнейшем угол контакта  $\alpha_{зб}$  будет уменьшаться, а такая конструкция позволит увеличить срок эксплуатации ротора с показателями угла контакта  $\alpha_{зб}$ , близкими к нулю.

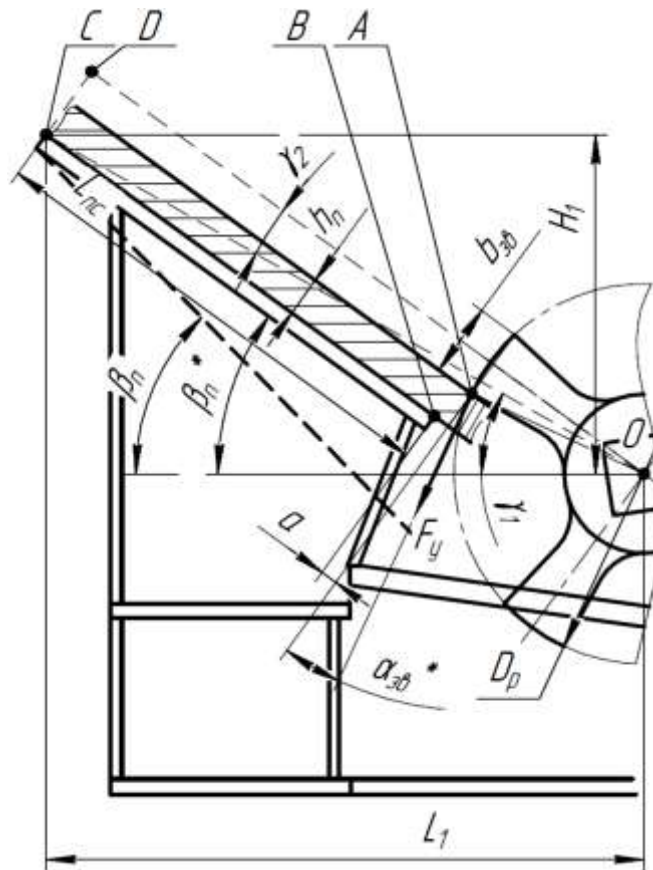


Рисунок 4.8. Расчетная схема роторной зубчатой дробилки для обоснования изменения угла наклона приемного стола

Из опыта эксплуатации роторных зубчатых дробильных машин с колосниковой решеткой следует, что расстояние от верхней точки приемного стола, зависящее от расположения хвостового радиуса агломашины и габаритов спекательных тележек, до оси вращения ротора дробилки по вертикали  $H_1$ , и расстояние от верхней точки рабочей поверхности приемного стола до оси вращения ротора по горизонтали  $L_1$  изменять не представляется возможным, так как это приведет к существенной модернизации всего узла хвостовой части агломерационной маши-

ны и дробильной машины (привода, фундамента, металлоконструкций и т.д.) и, соответственно, требует значительных капиталовложений при реконструкции.

В этом случае добиться углов контакта, близких к нулю, возможно только за счет изменения угла наклона приемного стола дробилки таким образом, чтобы его рабочая поверхность была параллельна оси зуба звездочки при ее контакте с пирогом материала.

Рассмотрим расчетную схему дробилки, представленную на рисунке 4.8.

Учитывая, что

$$\tan \gamma_1 = \frac{H_1}{L_1}, \quad (4.12)$$

$$\sin \gamma_2 = \frac{b_{36} + 2h_n}{2\sqrt{H_1^2 + L_1^2}}, \quad (4.13)$$

тогда требуемый угол наклона рабочей поверхности приемного стола дробилки относительно горизонтали (при решении треугольника  $OCB$  (рис. 4.8) для обеспечения условий взаимного контакта рабочей поверхности зуба звездочки ротора с поверхностью агломерационного пирога параллельно ее оси симметрии (угол контакта при этом стремится к  $0^\circ$ ) определяется по следующей формуле [87, 260]:

$$\beta_n^* = \gamma_1 + \gamma_2 = \arctan \frac{H_1}{L_1} + \arcsin \frac{b_{36} + 2h_n}{2\sqrt{H_1^2 + L_1^2}}. \quad (4.14)$$

В то же время необходимую длину рабочей поверхности приемного стола дробилки  $L_{nc}$  при условиях, обеспечивающих реализацию вышеописанных условий взаимного контакта зубьев звездочек ротора с материалом, можно найти по следующей зависимости [87, 260]:

$$L_{nc} = \sqrt{H_1^2 + L_1^2 - \frac{b_{36} + 2h_n}{4}} - a - \frac{D_p}{2}. \quad (4.15)$$

Применение данного метода расчета конструктивных параметров дробилки [260] в реальных условиях даст возможность увеличить долю агломерата, полученного в процессе дробления за счет разламывания его консольной части, а не

раздавливания о поверхность приемного стола и колосники, тем самым повысить эффективность процесса дробления и снизить содержание мелкой фракции и кусков, размеры которых выходят за допустимый «верхний» предел.

#### **4.1.2 Разработка метода определения энергосиловых параметров привода роторной зубчатой дробилке со спиральным и шевронным расположением зубьев на роторе**

Для математического описания процесса дробления материала в роторной зубчатой дробилке с колосниковой решеткой и определения энергосиловых параметров ее привода приняты следующие допущения:

- материал ударной рабочей поверхности зуба звездочки по отношению к материалу дробимого аглопирога – абсолютно твердый, неупругий;
- силами трения при взаимодействии рабочей поверхности зубьев звездочек ротора с поверхностью дробимого материала пренебрегаем (вследствие того, что углы контакта меньше угла трения скольжения агломерата по стали);
- условно принимаем, что при взаимном контакте отсутствует относительное движение рабочей поверхности звездочки ротора по поверхности дробимого материала.

При этом для определения предельно возможных параметров контактного взаимодействия принимается изотропность разрушаемого материала.

Для определения основных энергосиловых параметров привода роторной зубчатой дробилки с колосниковой решеткой использовалась математическая модель, основанная на основных законах общей механики и механики деформируемого твердого тела [307].

Схематичное отображение процесса дробления цельного агломерационного пирога в роторной зубчатой дробилке с колосниковой решеткой представлено на рисунке 4.9.

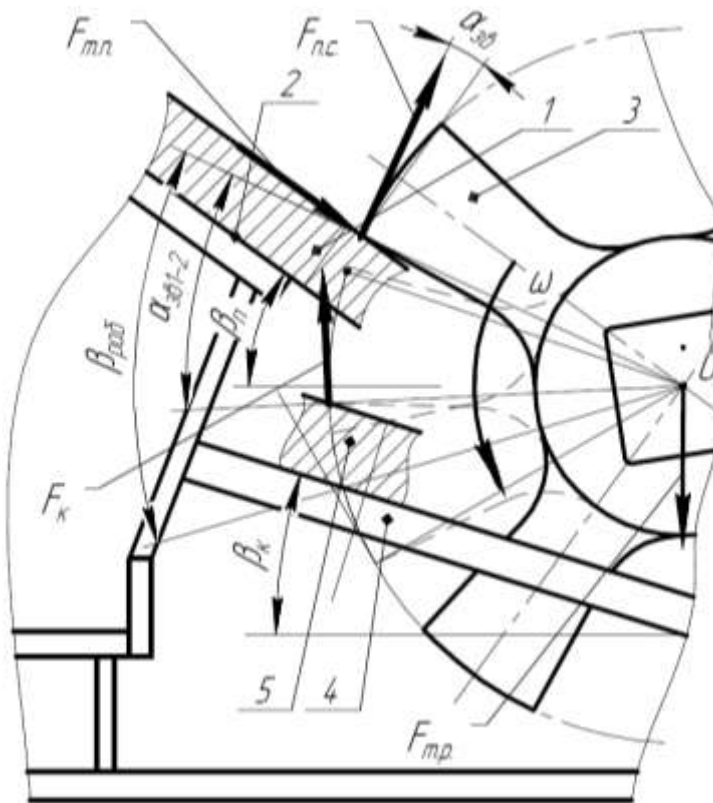


Рисунок 4.9. Схема процесса дробления и действующих сил в роторной зубчатой колосниковой дробилке

Весь процесс дробления в роторной зубчатой дробилке можно разделить на несколько этапов:

- движение после загрузки пирога материала 1 по рабочей поверхности приемного стола 2;
- взаимодействие дробимого материала 1 с зубьями 3 при проникновении в рабочее пространство ротора, в процессе которого происходит первая стадия его разрушения;
- контакт при дроблении пирога 5 между зубьями звездочек ротора 3 и поверхностью колосников 4 – вторая стадия дробления.

На ротор дробилки в процессе дробления материала действуют следующие внешние силы:

- сила тяжести самого ротора  $F_{m.p.}$ ;
- нагрузка от силы тяжести пирога дробимого материала  $F_{m.n.}$ ;

– сила трения от нагрузки, возникающей при действии силы тяжести пирога на торцевую поверхность зуба,  $F_{mp.m.n.}$ ;

– сила сопротивления от силы упругости материала в процессе его разрушения в зоне приемного стола  $F_{n.c.}$ ;

– нагрузка на рабочую поверхность зуба звездочки ротора от действия силы дробления материала о поверхность колосниковой решетки  $F_{\kappa}$ .

Сила, действующая на звездочку ротора при дроблении материала в районе приемного стола (при изломе пирога о консольный край стола), определяется из зависимости, предложенной в работе [93]:

$$F_{n.c.} = k_{p.n.c.} \frac{\sigma_u}{\left( \frac{1}{B_n h_n} + \frac{h_n^2}{4J_z} \right) \cos \alpha_{3\theta}} = \frac{k_{p.n.c.} B_n h_n \sigma_u}{4 \cos \alpha_{3\theta}}, \quad (4.16)$$

где  $k_{p.n.c.}$  – коэффициент, учитывающий длину отдельных, вновь образовавшихся кусков материала при падении, и взаимодействующих с определенным количеством зубьев, при условии разрушения пирога в момент соударения с поверхностью приемного стола и зубьями ротора;

$\sigma_u$  – предел прочности дробимого материала при деформации изгибом, МПа;

$B_n$  – ширина пирога дробимого материала, м;

$h_n$  – высота пирога, м;

$J_z$  – полярный момент сопротивления поперечного сечения пирога дробимого материала ( $J_z = \frac{h_n^3 B_n}{12}$  [41, 346]), м<sup>4</sup>;

$\alpha_{3\theta}$  – угол контакта рабочей поверхности зуба с поверхностью пирога при их взаимном контакте, рад.

На следующем этапе математического моделирования процесса дробления в роторной зубчатой дробилке определяется сила, действующая на зуб ротора, возникающая при дроблении материала о колосники.

При разрушении пирога о рабочую поверхность колосниковой решетки кусок дробимого материала можно представить как двухопорную балку прямоугольного сечения, расположенную на двух соседних колосниках, в центре которой приложена сосредоточенная сила, возникающая при взаимодействии с зубьями ротора.

Тогда, согласно основным положениям механики деформируемых твердых тел [245], сила дробления численно равна силе сопротивления пирога материала при его деформации в данном сечении и определяется следующим выражением:

$$F_{др.к.} = \frac{N'_{зб} \sigma_u W'_z}{B_k}, \quad (4.17)$$

где  $N'_{зб}$  – максимальное количество зубьев звездочек ротора, одновременно вступающих в контактное взаимодействие с материалом на колосниковой решетке, шт.;

$W'_z$  – осевой момент сопротивления поперечного сечения отдельного куска пирога материала, м<sup>3</sup>;

$B_k$  – расстояние между боковыми поверхностями соседних колосников (колосниковый зазор), м.

Момент сопротивления поперечного сечения кусков пирога материала определяется как [41]:

$$W'_z = \frac{h_n a_k^2}{6}, \quad (4.18)$$

где  $a_k$  – ширина отдельных кусков пирога материала (после дробления на первой стадии) – глубина проникновения пирога в рабочую зону ротора до его контакта с рабочей поверхностью зуба ротора, м.

С учетом угла контакта рабочей поверхности звездочки и пирога материала нагрузка на зубья от действия силы сопротивления при разрушении материала о рабочую поверхность колосниковой решетки:

$$F_k = \frac{F_{др.к.}}{\cos \alpha_{зв.к.}}, \quad (4.19)$$

где  $\alpha_{зв.к.}$  – угол между рабочей поверхностью зуба звездочки ротора и поверхностью пирога при их взаимном контакте на колосниковой решетке (зависит от конструктивно-технологических параметров дробилки и высоты пирога материала), рад.

Нагрузка на ротор от силы тяжести пирога материала определяется из схемы (рис. 4.9):

$$F_{m.n.} = F_{m.m.} \sin \beta_n - F_{mp.n.}, \quad (4.20)$$

где  $F_{m.m.}$  – сила тяжести пирога материала, Н:

$$F_{m.m.} = V_{a.n.} \rho_a, \quad (4.21)$$

где  $V_{a.n.}$  – объем пирога материала, м<sup>3</sup>;

$\rho_a$  – объемная плотность дробимого материала, кг/м<sup>3</sup>;

$F_{mp.n.}$  – сила трения скольжения, возникающая при движении пирога дробимого материала по рабочей поверхности приемного стола, Н.

С учетом того, что сила трения скольжения в первом приближении от нормальной составляющей реакции от силы тяжести пирога определяется как:

$$F_{mp.n.} = \mu_m F_{m.m.} \cos \beta_n, \quad (4.22)$$

то зависимость для определения силы, действующей на ротор от силы тяжести пирога дробимого материала, выглядит следующим образом:

$$F_{m.n.} = F_{m.m.} (\sin \beta_n - \mu_m \cos \beta_n). \quad (4.23)$$

При этом сила трения от нагрузки, возникающей при действии силы тяжести пирога на торцевую поверхность зуба, определяется как:

$$F_{тр.м.н.} = \mu_m F_{м.н.} (\sin \beta_n - \mu_m \cos \beta_n). \quad (4.24)$$

Для определения реакций в подшипниковых опорах ротора рассмотрим систему сил, действующих в процессе дробления, представленную на расчетной схеме (рис. 4.10).

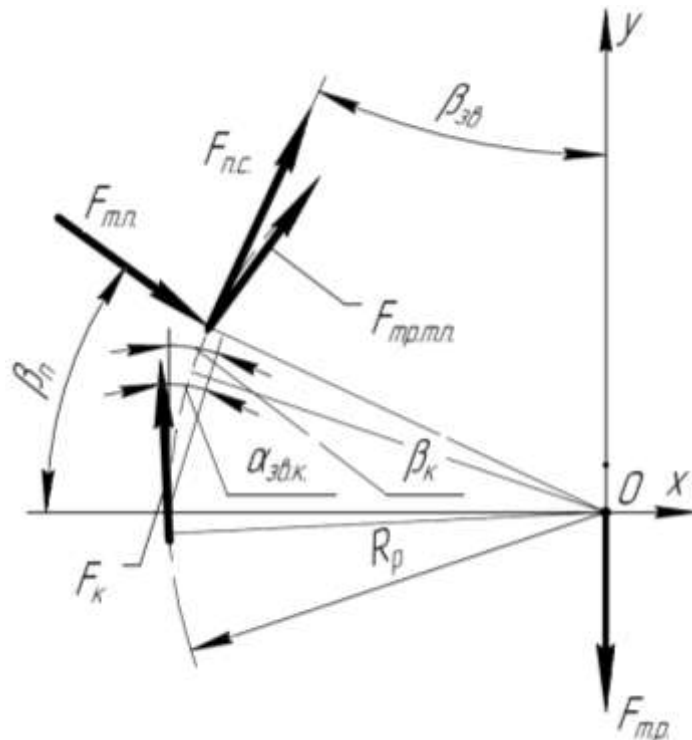


Рисунок 4.10. Схема сил, действующих на ротор дробилки в процессе дробления материала

На основании теоремы Пуансо о приведении произвольной системы сил, действующих на твердое тело, к силе и паре сил [314], система представляется (рис. 4.11) в виде сил, сосредоточенных в точке  $O$  – оси вращения вала ротора, и моментов сопротивления  $M_{м.н.}$  и  $M_{с.Σ}$  (возникающих от действия сил  $F_{м.н.}$ ,  $F_{тр.м.н.}$ ,  $F_{н.с.}$ ,  $F_k$ ).

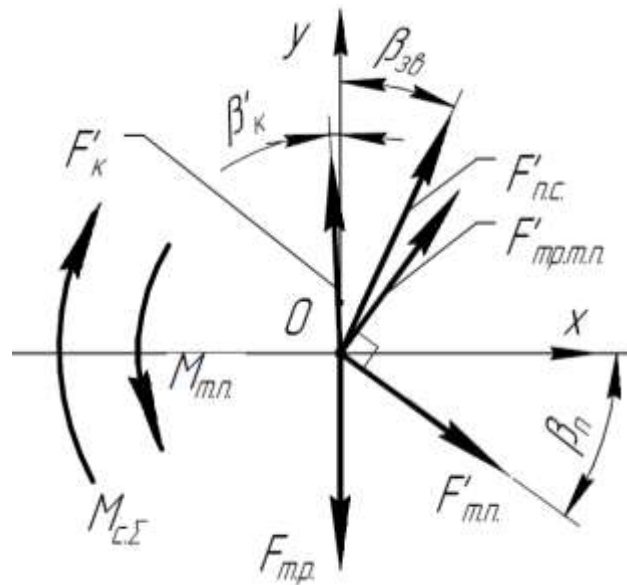


Рисунок 4.11. Схема переноса сил на ось вращения вала ротора дробилки

Для определения необходимой мощности электродвигателя привода дробилки при математическом моделировании необходимо отталкиваться от условий, конструктивных и энергосиловых параметров контактного взаимодействия зубьев звездочек ротора с материалом, при которых возникают условия максимального нагружения в процессе дробления (согласно критерию Вальда [36]):

– ось звездочки ротора, вступающей в контактное взаимодействие с материалом на первом этапе дробления, параллельна поверхности пирога – в этом случае значение угла контакта  $\alpha_{зв}$  близко к нулю и сила дробления материала в зоне приемного стола  $F'_{н.с.}$ , как и сила тяжести пирога дробимого материала  $F'_{м.л.}$ , а, соответственно, и сила трения от силы тяжести  $F'_{тр.м.л.}$ , принимают максимальные значения;

– угол между рабочей поверхностью зуба звездочки и поверхностью пирога при их контактном взаимодействии на этапе дробления в зоне колосниковой решетки  $\alpha_{зв.к.}$  близок к углу трения дробимого материала о материал звездочек (превышать который нельзя – в противном случае материал будет скользить по поверхности зуба и процесс дробления не будет обеспечиваться) – при этом

нагрузка на зубья от действия силы дробления материала о колосниковую решетку  $F_k$  будет достигать наибольшего значения.

С учетом вышесказанного, для дальнейшего обоснования математической модели процесса дробления в роторных зубчатых дробилках и определения энергосиловых параметров их привода необходимо найти моменты сопротивления от действующих на ротор сил, которые определяются по следующим зависимостям:

– момент от силы тяжести пирога:

$$M_{m.n.} = F_{m.n.} \frac{b_3}{2}; \quad (4.25)$$

– суммарный момент от действия сил  $F_{mp.m.n.}$ ,  $F_{n.c.}$ ,  $F_k$ :

$$M_{c.\Sigma} = (F_{mp.m.n.} + F_{n.c.} + F_k) \frac{D_p}{2}. \quad (4.26)$$

На следующем этапе моделирования определяются проекции всех действующих сил в системе на оси  $x$  и  $y$ , а также результирующая реакция в подшипниковой опоре ротора дробилки (рис. 4.12).

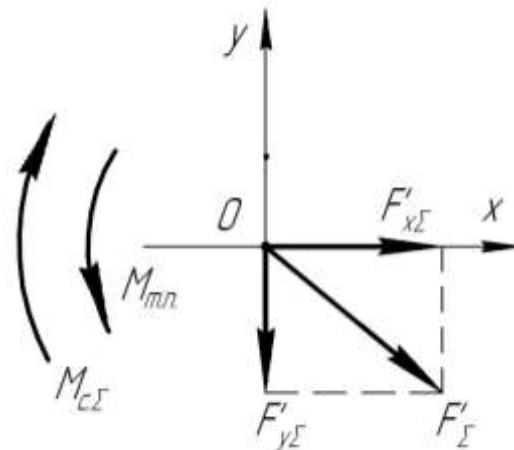


Рисунок 4.12. Схема для определения проекций сил и результирующей реакции в подшипниковой опоре

В данном случае сумма проекций действующих сил на оси  $x$  и  $y$ :

$$F'_{\Sigma x} = F'_{mp.m.n.} \sin \beta_n + F'_{m.n.} \cos \beta_n + F'_{n.c.} \sin \beta_{3\beta} - F'_k \cos \beta'_k; \quad (4.27)$$

$$F'_{\Sigma y} = F'_{mp.m.n.} \cos \beta_n - F'_{m.n.} \sin \beta_n + F'_{n.c.} \cos \beta_{3\beta} + F'_k \sin \beta'_k - F'_{m.p.} \quad (4.28)$$

Результирующая радиальная реакция в подшипниковой опоре ротора определяется из параллелограмма проекций сил  $F'_{\Sigma x}$  и  $F'_{\Sigma y}$  (рис. 4.12):

$$F'_\Sigma = \sqrt{F'^2_{\Sigma x} + F'^2_{\Sigma y}}. \quad (4.29)$$

Следующим этапом математического моделирования является определение момента сопротивления от реакций в подшипниковых опорах ротора дробилки по методу, предложенной в работах [65, 117, 239].

Для двухрядных роликовых радиальных сферических самоустанавливающихся подшипников [152], работающих с незначительными (по сравнению с радиальными) осевыми нагрузками при использовании пластичных смазочных материалов, момент сопротивления в подшипниковых опорах определяется по следующей зависимости [65, 87, 108, 109, 239]:

$$M_{mp} = N_n \left( K_{s1} d_s^\beta + F_\Sigma^{0,3} Y_3 d_n^{2,3} (n_p v)^{0,6} + S_1 d_n^{0,25} \mu_{sl} F_\Sigma^{1,3} + K_{s2} \right), \quad (4.30)$$

где  $K_{s1}$  – константа, зависящая от типа подшипника ротора дробильной машины [239];

$d_s$  – диаметр сопротивления поверхности уплотнения подшипника, мм;

$\beta$  – показатель, зависящий от типа подшипника и уплотнения на валу [239];

$K_{s2}$  – константа, зависящая от типа подшипника и его уплотнения [239];

$Y_3$  – геометрическая константа моментов трения качения в подшипниковой опоре [239];

$d_n$  – диаметр вращения центров тел качения подшипника ротора, мм;

$v$  – кинематическая вязкость смазочного материала при рабочей температуре (для пластичной смазки значение вязкости базового масла) [235], мм<sup>2</sup>/с;

$S_1$  – геометрическая константа момента трения скольжения в подшипниковой опоре [239];

$\mu_{sl}$  – коэффициент трения скольжения в условиях образования полноценной смазочной пленки [239].

Окончательным этапом методики определения энергосиловых параметров процесса дробления в роторных зубчатых дробилках различных типов является обоснование мощности электродвигателя привода в установившемся режиме, рассчитываемой по следующей зависимости:

$$W_{\text{дв}} = k_{\text{з.м.}} \frac{M_{\Sigma} \omega}{\eta_{\text{пр}}} = k_{\text{з.м.}} \frac{\pi n_{\text{об}} (M_{\text{с.}\Sigma} + M_{\text{т.н.}} + M_{\text{тр}})}{30\eta_{\text{пр}}}, \quad (4.31)$$

где  $k_{\text{моц}}$  – коэффициента запаса мощности двигателя привода дробилки (перегрузочная способность, обычно принимается в пределах 1,1...1,3 [191, 378]).

$M_{\Sigma}$  – суммарный момент сопротивления, Нм:

$$M_{\Sigma} = M_{\text{с.}\Sigma} + M_{\text{т.н.}} + M_{\text{тр}}. \quad (4.32)$$

Для проведения дальнейших расчетов и сравнительного анализа значений мощности электродвигателя привода роторной зубчатой дробилки ДО-1300-2700-61 с линейным и спиральным (шевронным) расположением зубьев звездочек на роторе в установившемся режиме, применяемой для фракционной подготовки агломерата в условиях «АМК» ООО «ЮГМК», использовались характеристики агломерационного пирога и конструктивно-технологические параметры дробильной машины, указанные в пункте 2.6.1.1.

На рисунках 4.13 и 4.14 отображены графические зависимости мощности электродвигателя привода и радиальной реакции в подшипниковой опоре ротора зубчатой роторной дробилки от угла контакта рабочей поверхности зуба и поверхности пирога при их взаимном контакте на колосниковой решетке  $\alpha_{\text{зб.к.}}$  (при этом угол контакта в зоне приемного стола принимался  $\alpha_{\text{зб}} = 0$  для реализации наибольших разрушающих усилий в процессе дробления агломерационного пирога о поверхность приемного стола).

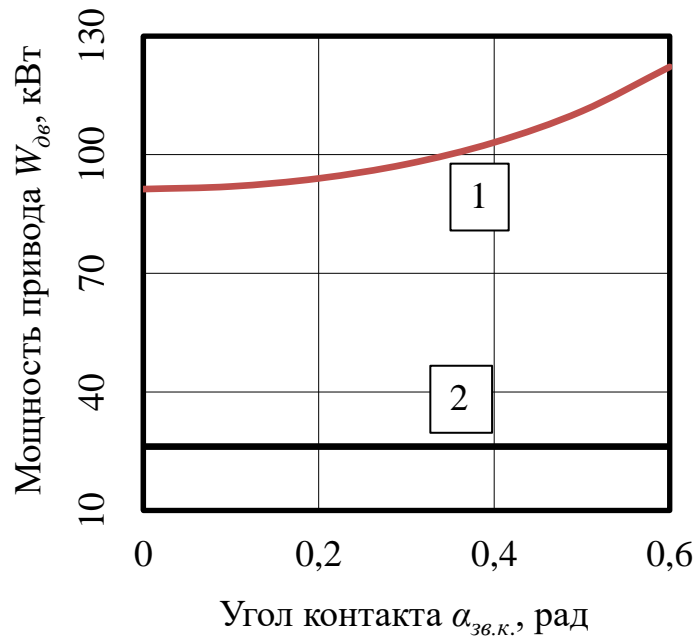


Рисунок 4.13. Графики зависимостей мощности привода роторной зубчатой дробилки: 1 – для дробилки с ротором линейного типа; 2 – для дробилки с ротором шевронного типа

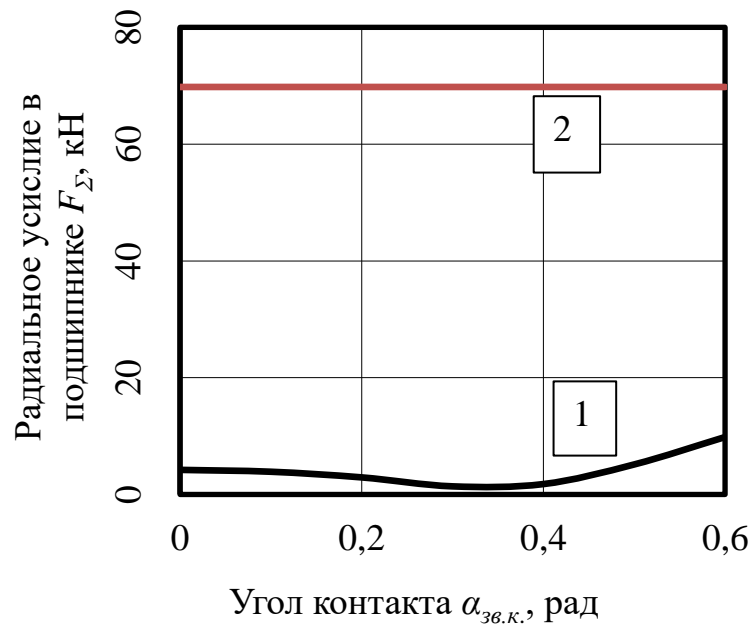


Рисунок 4.14. Графики зависимостей радиальной реакции в подшипниковой опоре ротора дробилки: 1 – для дробилки с ротором линейного типа; 2 – для дробилки с ротором шевронного типа

Из анализа графиков зависимостей видно, что угол контакта рабочей поверхности зуба и поверхности пирога при их взаимном контакте на колосниковой решетке существенно влияет на мощность электродвигателя привода и нагрузки на подшипниковые опоры ротора дробилки с ротором линейного типа, в то время как данные параметры дробилки с ротором шевронного типа остаются фактически неизменными. Это обуславливается тем, что в первом случае основная часть дробимого материала разрушается на этапе в районе колосниковой решетки, а во втором – в зоне приемного стола при его поэтапном (от одного ряда зубьев звездочек к другому) проникновении в рабочую зону ротора [93], что дает возможность стабилизировать не только гранулометрический состав дробленого продукта, но и условия нагружения электродвигателя привода и подшипников ротора.

Также наблюдается существенное снижение требуемой мощности электродвигателя привода зубчатых роторных дробилок с шевронным расположением зубьев звездочек на роторе в 3,5...4,6 раза по сравнению с аналогичными условиями процесса дробления агломерата в дробилках с расположением зубьев на роторе в один ряд.

Однако при этом наблюдается негативное последствие от изменения конструктивных особенностей ротора дробилки нового типа и реализации процесса дробления в ней, заключающееся в том, что в процессе дробления материала нагрузки на подшипниковый узел ротора с шевронным расположением зубьев звездочек возросли более чем в 7,0 раз.

На основании предварительных расчетов определено, что при дроблении агломерата с использованием ротора с шевронным расположением зубьев по сравнению с типовой дробилкой, (использующейся, например, в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК» в настоящее время), можно обеспечить:

- стабилизацию фракционного состава дробленого агломерата;
- фактически исключить воздействие силы упругости материала о рабочую поверхность колосниковой решетки  $F_k$  в процессе дробления агломерационного пирога;

– уменьшение требуемой мощности двигателя привода в установившемся режиме  $W_{дв}$  в 3,5...4,6 раза.

## **4.2 Экспериментальное исследование процессов дробления железорудного агломерата в роторных зубчатых дробилках при различных условиях его реализации**

Как уже описывалось выше, наиболее существенным недостатком роторных зубчатых дробилок с линейным расположением зубьев звездочек на роторе является относительно невысокая стабильность гранулометрического состава дробленого материала. Так например в процессе фракционной подготовки железорудного агломерата в дробильной машине данного типа, наряду с крупными кусками дробленого продукта образуется большое количество средних кусков, обладающих относительно невысокими прочностными характеристиками, что негативно сказывается на их целостности при транспортировке и многочисленных перегрузках [45, 201, 223, 329, 400].

На фракционный состав готовой продукции в зубчатой роторной дробилке оказывает существенное влияние вид деформации, возникающий от действия сил дробления, – способ разрушения (сжатие, изгиб, срез, свободный и стесненный удар и т.д.) [65, 81, 115]. При этом пределы прочности при различных способах деформации у хрупких материалов существенно различаются, что сказывается на энергосиловых параметрах всего процесса фракционной подготовки материала в дробильной машине.

### **4.2.1 Экспериментальное исследование процесса разрушения агломерата при реализации различных видов деформации**

Для определения прочностных характеристик образцов агломерата изначально вычисляется среднее арифметическое значение предела прочности, среднее квадратическое отклонение результатов и коэффициент вариации [137, 144, 145, 185].

Значение фактической надежности результатов испытания устанавливается по значениям, согласно заданному максимальному значению относительной погрешности, вычисленному значению коэффициента вариации и числу испытанных образцов агломерата [137, 144, 145, 158].

В случае, когда определенное значение надежности результатов испытания меньше предварительно заданного, то испытывают дополнительное число образцов агломерата, которое определяют по значениям, установленным в [137, 144, 145, 158]. После испытания обработку результатов повторяют для нового числа испытываемых образцов. При невозможности испытания дополнительного числа образцов принимают заданное значение надежности и устанавливают фактическую относительную погрешность оценки средней прочности по пробе.

При визуальном осмотре образовавшихся отдельных кусков агломерата после разрушения исходного образца при его испытаниях на разрушение при одноосном сжатии наблюдалось разрушение куска по нескольким сечениям с образованием большого количества отдельных блоков и мелкой фракции (рис. 4.15, а), что обусловлено значительной деформацией куска в направлении приложения разрушающей силы.

В тоже время при деформации образца растяжением при изгибе наблюдался контролируемый процесс, при котором размер дробленого куска зависит от расстояния до точки приложения силы дробления (в условиях процесса фракционной подготовки агломерата в роторной зубчатой дробилке – расстояния между внешней гранью зубьев и консольной частью приемного стола). При этом образец разрушался в сечении с наименьшей площадью или в точке приложения силы, а при разрушении фактически не наблюдалось образование мелкой фракции [60] (рис. 4.15, б).



а)

б)

Рисунок 4.15. Куски агломерата после разрушения деформацией сжатия (а) и растяжения при изгибе (б)

Обработка результатов рессева при разрушении куска агломерата сжатием и растяжением при изгибе, полученных в процессе исследований [60], представлена в таблицах 4.1 и 4.2.

Таблица 4.1. Результаты рессева при разрушении куска агломерата в холодном состоянии различными видами деформации

Содержание мелких фракций, %				
При сжатии			При растяжении при изгибе	
1	2	3	4	5
№ опыта	–5 мм	–10 мм	№ опыта	–10 мм
1	15,5	28,3	1	1,2
2	16,0	33,3	2	0,3
3	19,8	26,9	3	2,8
4	17,5	30,2	4	1,6

Таблица 4.1. Продолжение

1	2	3	4	5
5	16,5	29,8	5	3,3
6	20,1	34,9	6	0,5
7	15,0	34,0	7	0,8
Среднее значение	17,2	31,1	8	2,5
			9	1,9
			10	0,8
			Среднее значение	1,6

Таблица 4.2. Результаты отсева при разрушении куска агломерата в горячем состоянии различными видами деформации

Содержание мелких фракций, %				
При сжатии			При растяжении при изгибе	
№ опыта	–5 мм	–10 мм	№ опыта	–10 мм
1	17,6	31,3	1	2,1
2	18,3	31,6	2	1,6
3	19,0	27,9	3	4,8
4	21,8	32,9	4	3,3
5	19,5	32,6	5	1,3
6	22,2	30,1	6	2,8
7	18,1	36,0	7	1,9
Среднее значение	19,5	31,8	Среднее значение	2,5

После разрушения образцов охлажденного агломерата получены следующие результаты: при деформации сжатия содержание мелочи крупностью менее 5,0 мм составило 15,0...20,1 % (среднее значение – 17,2 %), а фракции 5,0...10,0 мм – 26,9...34,9 % (среднее значение – 31,1 %). При разрушении дефор-

мацией растяжения при изгибе наблюдался более контролируемый процесс разрушения куска на отдельные составляющие, при котором размер дробленого куска зависит от расположения точки приложения раскалывающей силы. В данном случае образец разрушался в сечении с наименьшей площадью или в точке приложения силы, и при разрушении фактически не наблюдалось образование мелочи – содержание фракции  $-10,0$  мм составило в пределах  $0,3...3,3$  % (среднее значение –  $1,6$  %).

При разрушении агломерата в горячем состоянии деформацией сжатия содержание отдельных кусков размерами менее  $5,0$  мм составило  $17,6...22,2$  % (среднее значение –  $19,5$  %), а фракции  $5,0...10,0$  мм –  $27,9...36,0$  % (среднее значение –  $31,8$  %). После разрушения кусков агломерата деформацией растяжения при изгибе содержание фракции  $-10,0$  мм составило в пределах  $1,3...4,8$  % (среднее значение –  $2,5$  %).

На основании полученных результатов можно утверждать, что при деформации сжатия агломерата образуется большое количество мелкой фракции, которое можно снизить в реальных условиях процесса дробления, повысив долю материала разрушаемого с помощью изгиба.

Значения пределов прочности железорудного агломерата в горячем и холодном состоянии при деформации сжатия и растяжения при изгибе представлены в таблицах 4.3 и 4.4.

Таблица 4.3. Результаты определения пределов прочности агломерата в холодном состоянии на сжатие и растяжение при изгибе при различных видах деформации

Предел прочности, МПа			
№ опыта	При сжатии	№ опыта	При растяжении при изгибе
1	1,08	1	0,32
2	0,91	2	0,4
3	1,16	3	0,35

Таблица 4.3. Продолжение

№ опыта	При сжатии	№ опыта	При растяжении при изгибе
4	0,82	4	0,37
5	1,22	5	0,24
6	0,95	6	0,37
7	0,94	7	0,3
Среднее значение	1,01	8	0,39
		9	0,37
		10	0,3
		Среднее значение	0,34

Таблица 4.4. Результаты определения пределов прочности агломерата в горячем состоянии на сжатие и растяжение при изгибе при различных видах деформации

Предел прочности, МПа			
№ опыта	При сжатии	№ опыта	При растяжении при изгибе
1	0,38	1	0,08
2	0,27	2	0,103
3	0,29	3	0,113
4	0,34	4	0,113
5	0,37	5	0,092
6	0,35	6	0,072
7	0,26	7	0,093
Среднее значение	0,32	Среднее значение	0,095

После статистической обработки результатов проведенных исследований согласно методам, описанным в [144], получены следующие численные значения пределов прочности железорудного агломерата:

– в холодном состоянии: при деформации на сжатие  $\sigma_{сж} = 0,82...1,22$  МПа (среднее значение – 1,01 МПа), при растяжении при изгибе  $\sigma_p = 0,24...0,4$  МПа (среднее значение – 0,34 МПа);

– в горячем состоянии: на сжатие  $\sigma_{сж} = 0,26...0,38$  МПа (среднее значение – 0,32 МПа), на растяжение при изгибе  $\sigma_p = 0,072...0,11$  МПа (среднее значение – 0,095 МПа).

Надежность полученных значений при исследованиях прочностных характеристик агломерата составила:

– в холодном состоянии: при деформации сжатия (заданное значение относительной погрешности  $\varepsilon = 10\%$  при количестве испытаний  $n = 7$ ) составила  $\alpha = 72\%$  [144], при растяжении при изгибе ( $\varepsilon = 10\%$ ,  $n = 10$ ) –  $\alpha = 68\%$  [144];

– в горячем состоянии: при сжатии образца (заданное значение относительной погрешности  $\varepsilon = 10\%$  при количестве испытаний  $n = 7$ ) составила  $\alpha = 66\%$  [144], для условий растяжения при изгибе ( $\varepsilon = 10\%$ ,  $n = 7$ ) –  $\alpha = 61\%$  [144].

Полученные результаты говорят о достаточно высокой достоверности полученных значений пределов прочности железорудного агломерата.

Таким образом установлено, что значение предела прочности при сжатии для холодного агломерата в 3 раза, а для агломерата в горячем состоянии в 3,4 раза больше предела прочности при растяжении при изгибе, что подтверждает его прочностную анизотропию при любых температурных состояниях.

На основании анализа и синтеза результатов, полученных в данных исследованиях и в работах [65, 73, 81, 93, 115, 259], можно утверждать, что применение в роторной зубчатой дробильной машине роторов с нелинейным (спиральным или шевронным) расположением зубьев звездочек [115, 177, 259], обеспечивающих повышение доли дробленого агломерата деформацией растяжения при изгибе и фактически исключающих раздавливание материала о колосники и поверхность приемного стола, позволит существенно стабилизировать фракционный состав, снизить энергоемкость процесса и повысить технико-экономические показатели дробильной машины в условиях фракционной подготовки доменного агломерата.

## **4.2.2 Экспериментальное исследование энергосиловых параметров процесса дробления хрупких материалов в роторной зубчатой дробилке в лабораторных условиях**

### **4.2.2.1 Результаты экспериментальных исследований энергосиловых параметров процесса дробления материалов в роторной зубчатой дробилке**

В ходе экспериментальных исследований процесса дробления в лабораторной дробилке определялся крутящий момент при разрушении образца пенопласта определенной длины (0,1 м и 0,11 м) при использовании роторов с линейным и спиральным расположением зубьев звездочек на роторе.

Первоначально перед исследованиями самого процесса дробления материалов в физической модели роторной зубчатой дробилке определялся крутящий момент на ее холостом ходу, который составил 3,1 Нм.

На следующем этапе испытаний образец пенопласта устанавливался в рабочем пространстве ротора и запускался двигатель привода. Время процесса дробления образца для всех опытов задавалось 60 секунд (время, за которое куски дробимого материала гарантировано оказывались в зоне колосниковой решетки. Затем с монитора ПЭВМ снимались графики значений цифрового выхода сигнала АЦП в процессе дробления образцов пенопласта длиной 0,1 м и 0,11 м в лабораторной установке с ротором линейного типа (Приложение Б, рис. Б.2, Б.3).

Аналогичная процедура применялась при дроблении пенопласта в лабораторной дробилке с ротором спирального типа (Приложение Б, рис. Б.4, Б.5).

Момент сопротивления на валу ротора определялся с помощью зависимости (2.7) с учетом значения момента сопротивления холостого хода дробилки.

Графики момента сопротивления при дроблении образцов пенопласта различной длины в лабораторной дробилке с линейным (1) и спиральным (2) расположением зубьев звездочек на валу ротора представлены на рисунке 4.16.

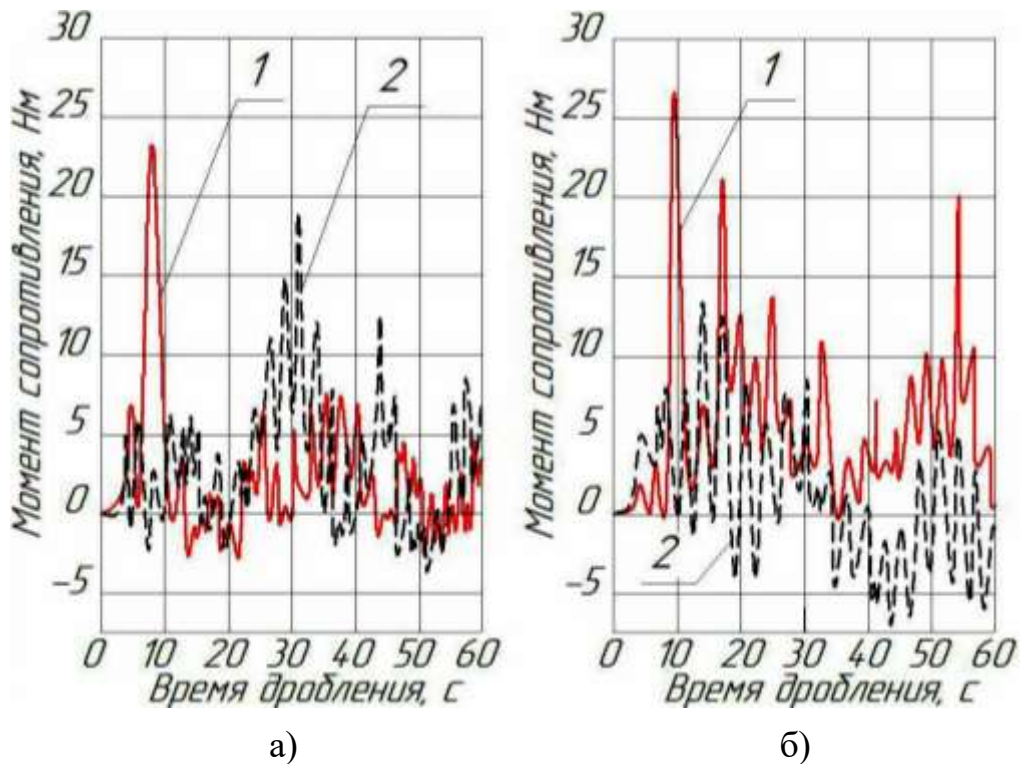


Рисунок 4.16. Графики зависимости момента сопротивления при дроблении образцов пенопласта длиной 0,1 м (а) и 0,11 м (б) в лабораторной дробилке с ротором линейного (1) и спирального типа (2)

Из графиков видно, что зависимость моментов сопротивления в условиях дробления материала в лабораторной дробилке с различными типами роторов носит неодинаковый характер. Среднее значение моментов (определялось с помощью метода площадей [240]) при использовании в дробилке роторов с нелинейным расположением зубьев звездочек в первом случае при дроблении образца длиной 0,1 м увеличилось в 1,3 раза, а во втором (для образцов длиной 0,11 м) уменьшилось в 1,6 раза по сравнению с условиями применения в установке роторов линейного типа. При этом пиковые (максимальные) значения в течение всего цикла дробления уменьшились в 1,3 и 2,1 раза (для первого и второго случая соответственно). Это обусловлено, тем, что в зоне колосников процесс принимает неконтролируемый характер и во взаимодействие с материалом вступают (при такой конструкции дробилки) все зубья звездочек ротора одновременно.

В тоже время более тщательного внимания заслуживает начальная стадия процесса дробления (первоначальное проникновения материала в рабочее пространство ротора материала), при котором происходит поэтапное контактное взаимодействие неразрушенного пирога с зубьями звездочек на первой стадии (в условиях дробления в лабораторной установке время проникновения отдельных кусков материала в зону колосниковой решетки составило 10...20 с). В этих условиях материал еще не проник в зону колосниковой решетки и пирог дробится только за счет контакта с одним рядом зубьев. Силовые параметры данной стадии представлены на рисунке 4.17.

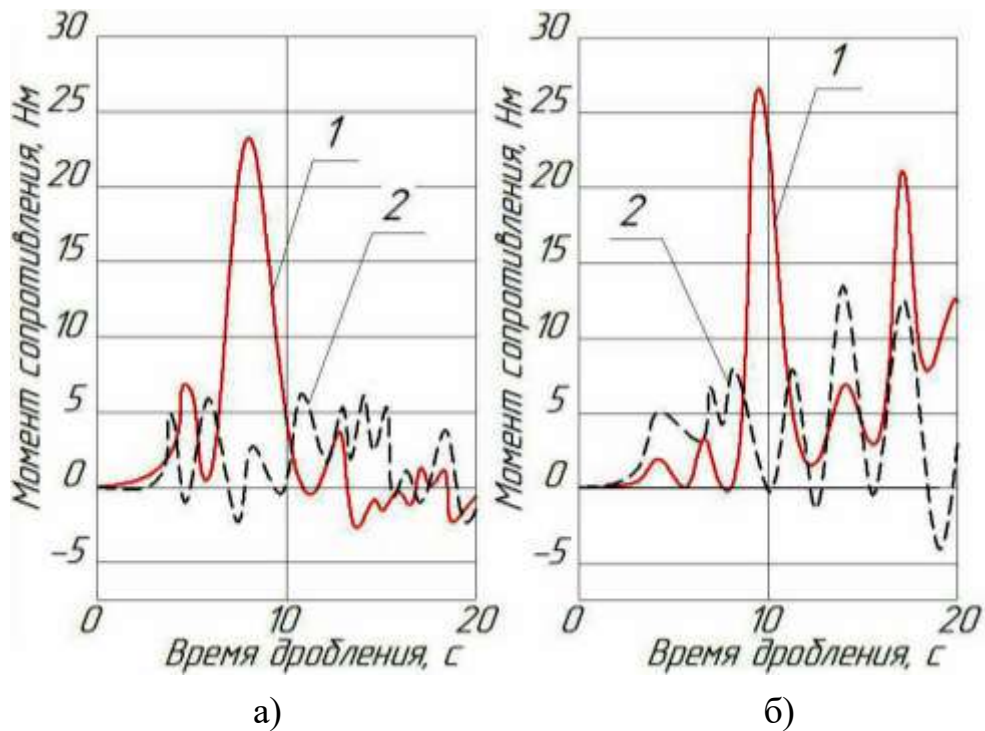


Рисунок 4.17. Графики момента сопротивления на этапе первоначального проникновения в рабочее пространство ротора пенопласта с длиной 0,1 м (а) и 0,11 м (б) в лабораторной дробилке с ротором линейного (1) и спирального типа (2)

Из графиков видно, что на стадии проникновения пирога в рабочее пространство ротора характер зависимости моментов сопротивления носит более предсказуемый характер. При использовании линейного типа роторов наблюдаются всплески при контакте всего ряда зубьев звездочек с поверхностью дроб-

мого материала, а в случае применения роторов со спиральным расположением зубьев пиковые значения момента в течение данного цикла дробления уменьшились в 3,5 и 2,1 раза (для образцов длиной 0,1 и 0,11 м соответственно).

Среднее значение моментов (определялось с помощью метода площадей [240]) при использовании в дробилке роторов с нелинейным расположением зубьев звездочек, уменьшилось, в первом случае (при дроблении образца длиной 0,1 м) в 1,8 раза, а во втором (для образцов длиной 0,11 м) – в 1,5 раза, по сравнению с условиями применения в установке роторов линейного типа. Это обусловлено, тем, что в зоне приемного стола с использованием роторов со спиральным расположением зубьев звездочек на роторе процесс принимает более контролируемый характер по сравнению с условиями применения линейного типа роторов в дробилке. Такие условия взаимодействия рабочего органа дробилки с пирогом материала обеспечиваются за счет его поэтапного проникновения в рабочую зону ротора, при котором в процессе движения край агломерата подвергается разрушению одним зубом, а не одновременно всем рядом.

#### 4.2.2.2 Оценка достоверности метода определения энергосиловых параметров процесса дробления материалов в роторной зубчатой дробилке

Согласно математической модели процесса дробления в роторных зубчатых дробилках, описанной в подразделе 4.1, момент сопротивления, возникающий при разрушении пирога в начальной стадии (в районе приемного стола), определяется по зависимости (4.31), которая без учета силы  $F_{mp.m.n.}$  (при такой конструкции дробилки она отсутствуют), выглядит как:

$$M_{c.\Sigma} = (F_{n.c.} + F_k) \frac{D_p}{2}. \quad (4.33)$$

В условиях процесса проведения эксперимента угол между касательной к окружности вращения звездочек ротора и направлением вектора силы  $F_{n.c.}$   $\beta_{3в}$  составил 0,44 рад, угол между рабочей поверхностью зуба звездочки ротора и поверхностью пирога при их взаимном контакте на колосниковой решетке  $\alpha_{3в.к.}$  –

0,7 рад, ширина отдельных кусков пирога материала после дробления на первой стадии дробления  $a_k$  принималась равной половине длины первоначального спека, диаметр ротора –  $D_p = 0,13$  м.

Для повышения достоверности результатов определения крутящего момента в процессе дробления в лабораторной дробилке дополнительно проводились исследования по дроблению образцов размеров, изготовленных из гипсокартонной плиты (предел прочности при изгибе определялся согласно методу [154] и составил 3,5 МПа). Значений цифрового выхода сигнала АЦП при дроблении образца гипсокартонной плиты в лабораторной дробилке с ротором линейного типа представлены на графиках (Приложение Б, рис. Б.6, Б.7).

Значения момента сопротивления, определенные по методу, изложенному в пункте 4.1 и полученные после обработки результатов эксперимента, представлены в таблице 4.5.

Таблица 4.5. Значения моментов сопротивления при дроблении пенопласта и гипсокартонной плиты

Номер эксперимента	Значение момента по зависимости (4.33), Нм	Экспериментальное значение момента, Нм	Отклонение, Нм
Образцы из пенопласта			
1	25,94	27	1,06
2	23,98	23	0,98
3	20,04	18	2,04
4	19,55	13	6,55
Образцы из гипсокартонной плиты			
5	34,21	36	1,79
6		31	3,21

Сравнительный анализ результатов (табл. 4.5) подтверждает адекватность разработанного метода определения энергосиловых параметров, при этом относи-

тельная погрешность результатов (значение доверительной вероятности  $\alpha = 0,9$  (при числе опытов  $n_o = 6$ )) [3] определения момента сопротивления аналитическим методом составила 11,0 % по сравнению с результатами, полученными в ходе эксперимента в лабораторных условиях, что говорит о высокой степени достоверности разработанного аналитического метода [181].

#### 4.2.3 Результаты экспериментальных исследований энергосиловых параметров процесса дробления агломерата в зубчатой роторной дробилке усовершенствованной конструкции в производственных условиях

Результаты определения момента сопротивления по зависимости (4.31) и усредненные значения экспериментальных исследований [98], полученные с помощью предложенных методик, и их сравнительный анализ представлены в таблице 4.6.

Таблица 4.6. Результаты аналитического определения и экспериментальных измерений момента сопротивления, возникающего при дроблении агломерационного пирога в дробилке ДО-1300-2700-61

Показатель	Тип ротора дробилки	
	С линейным расположением зубьев	С шевронным расположением зубьев
Расчетное значение момента сопротивления, кНм	54,3	23,6
Экспериментальное значение угловой скорости вращения ротора, рад/с	986,9	995,9
Экспериментальное значение момента сопротивления на роторе, кНм	51,3	20,3
Относительная погрешность, %	5,5	14,0

Сравнительный анализ результатов (табл. 4.6) подтверждает достаточно высокую точность определения момента сопротивления с помощью разработанного метода определения энергосиловых параметров и обосновывает энергоэффективность применения в роторных зубчатых дробилках роторов с нелинейным расположением зубьев.

На основании результатов экспериментальных исследований можно утверждать, что согласно произведенным расчетам, мощность привода дробилки ДО-1300-2700-61 в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК» существенно завышена и применение двигателя с меньшими энергосиловыми параметрами в установившемся режиме (что описывалось выше) обеспечит устойчивую работу дробильного комплекса при снижении энергоемкости самого процесса фракционной подготовки шихтовых материалов в агломерационном процессе. Исходя из этого, предварительно предлагается использовать электродвигатель из данной серии мощностью порядка 30 кВт, заранее проверив его на достаточность пускового момента и перегрузочную способность.

#### **Выводе к главе 4**

1. Предложено математическое описание процесса проникновения материала в рабочее пространство дробилки, включающая в себя алгоритм определения времени проникновения материала в рабочее пространство дробилки и математическую модель контактного взаимодействия зубьев звездочек ротора с пирогом дробимого материала на стадии дробления в районе приемного стола. Математически обосновано, что при использовании ротора с нелинейным расположением зубьев звездочек расстояние, пройденное материалом в дробилке за время свободного движения в рабочем пространстве, составляет  $a = 0,021 \dots 0,049$  м, а для роторов с линейным расположением зубьев – 1,4...3,1 м (в пределах коэффициента трения агломерата по стали  $\mu_a = 0,4 \dots 0,5$ ). Это указывает на то, что основная часть материала при дроблении его в дробильной машине с ротором линейного типа полностью проникает в рабочее пространство за время поворота ротора от

поверхности нерабочей грани уходящего от него зуба до рабочей грани зубьев звездочек следующего ряда. Вследствие этого, дробление большинства кусков аглоспека обеспечивается за счет взаимодействия с колосниковой решеткой, что не позволяет обеспечить стабильный фракционный состав дробленого агломерата. В дробилках с нелинейным расположением рабочих органов, разрушение материала обеспечивается в зоне приемного стола на куски определенной фракции с верхним пределом, не превышающим максимального значения  $a$ .

2. Установлено, что угол контакта рабочей поверхности зуба ротора и поверхности пирога при их взаимном контакте на колосниковой решетке существенно влияет на мощность электродвигателя привода и нагрузку на подшипниковые опоры ротора дробилки с ротором линейного типа, в то время как данные параметры при использовании в дробилке роторов шевронного типа остаются фактически неизменными.

3. Получены зависимости силы дробления и напряжений в поперечном сечении пирога при контактном взаимодействии зубьев звездочек и дробимого материала, на основании которых можно утверждать, что для реализации наибольших разрушающих усилий в процессе дробления аглопирога необходимо стремиться к значениям угла контакта пирога с зубьями звездочек ротора, близким к  $0^\circ$ , а значение угла наклона приемного стола необходимо максимально приблизить к значению угла трения скольжения дробимого материала по стали.

4. Предложен метод определения энергосиловых параметров привода зубчатой роторной дробильной машины, подтверждающий снижение требуемой мощности привода у дробилок с шевронными роторами по сравнению с аналогичными условиями процесса дробления агломерата в дробилках с расположением зубьев на роторе в один ряд.

5. На основании уточненных методов определения прочностных характеристик агломерата неправильной формы получены значения пределов прочности на одноосное сжатие и на растяжение при изгибе и его рассев после разрушения в холодном и горячем состоянии деформацией одноосного сжатия и растяжения при изгибе, позволившие установить, что содержание мелочи  $-5$  мм при разруше-

нии деформацией сжатия куска агломерата в холодном состоянии в 7,8 раза, а в горячем состоянии 10,8 раза больше, чем при деформации изгибом. Получены значения пределов прочности агломерата в холодном состоянии: при деформации на сжатие  $\sigma_{сж} = 0,82...1,22$  МПа (среднее значение – 1,01 МПа), при растяжении при изгибе  $\sigma_p = 0,3...0,4$  МПа (среднее значение – 0,34 МПа); в горячем состоянии: на сжатие  $\sigma_{сж} = 0,26...0,38$  МПа (среднее значение – 0,32 МПа), на растяжение при изгибе  $\sigma_p = 0,072...0,11$  МПа (среднее значение – 0,095 МПа). Установлено, что предел прочности на сжатие для охлажденного агломерата 3,0 раза, а для агломерата в горячем состоянии в 3,4 раза больше предела прочности на растяжение при изгибе, что подтверждает прочностную анизотропию железорудного агломерата при любых температурных состояниях.

6. Проведено моделирование процесса дробления в лабораторной установке для определения энергосиловых параметров процесса дробления материалов в роторной зубчатой дробилке с различными типами роторов, при котором обоснована эффективность использования в зубчатой роторной дробилке рабочих органов со спиральным расположением зубьев звездочек на валу, позволяющих уменьшить момент сопротивления на валу ротора в процессе дробления в 1,5...1,8 раза, что позволит снизить мощность электродвигателя привода и повысить энергоэффективность дробильной машины на 45...70 %.

7. Экспериментально подтверждена адекватность разработанных аналитических методов – относительная погрешность результатов определения момента сопротивления аналитическим методом не превысила 11,0 % по сравнению с результатами, полученными в ходе экспериментальных исследований в лабораторных и промышленных условиях.

Материалы настоящего раздела опубликованы в работах [60, 65, 71, 73, 80, 81, 87, 90–93, 98, 105–108, 115, 259, 260].

**ГЛАВА 5****ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ДРОБЛЕНИЯ В ВАЛКОВЫХ  
ДРОБИЛЬНО-ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЬНЫХ МАШИНАХ С ГЛАДКИМИ И  
РИФЛЕННЫМИ ВАЛКАМИ****5.1 Математическое описание процессов дробления в валковых дробилках с  
гладкими и рифлеными валками**

Для описания процессов дробления в валковых дробилках с гладкими и рифлеными валками использовались основные законы классической физики: теоретической механики (статики, кинематики, динамики) и физики сплошных сред (механики деформируемого твердого тела, сопротивления материалов).

При этом значения необходимой мощности двигателя привода валков валковой дробилки принимаются в соответствии с критерием Вальда [36, 422].

Для математического описания процесса дробления материала в валковой дробилке и определения энергосиловых параметров ее привода приняты следующие допущения:

- материал рабочей поверхности валков по отношению к дробимому материалу – абсолютно твердый, неупругий;
- отдельный кусок дробимого материала представляется в виде шара;
- контактирующие поверхности дробимого материала и валка предполагаются совершенно гладкими;
- условно принимается, что при взаимном контакте отсутствует относительное движение поверхности рабочего органа по поверхности дробимого материала;
- кусок материала при контакте с поверхностями рифленых верхних валков воспринимает равнозначные нагрузки и не вращается относительно своей оси симметрии;

– дробимый материал однороден и не имеет локальных зон с более низким пределом прочности (отсутствуют внутренние механические напряжения, инородные включения, концентраторы напряжений и т.д.).

### **5.1.1 Развитие теории процессов измельчения в валковых дробилках с гладкими валками**

Ранее весьма детально затрагивался вопрос определения энергосиловых показателей валковых дробилок с гладкими валками. В данном направлении проводилось большое количество исследований, опубликованных в работах [1, 34, 61, 194, 274, 362, 369, 371, 384, 385, 399, 406]. Как оговаривалось выше, часть из них [1, 274, 276, 406] носят эмпирический характер и не учитывают конструктивные и технологические особенности дробильной машины и самого процесса дробления, реализуемого в ней. В других [1, 362, 369, 371, 384, 385, 399] не учитывается сила дробления при расчете момента сопротивления в подшипниковых опорах. В исследованиях [34, 194] пренебрегается условием распределения дробимого материала по рабочей поверхности бандажа валка в секторе захвата.

Исходя из вышесказанного, предложенные зависимости не позволяют с достаточной степенью точности определить энергосиловые параметры процесса дробления материала в валковых дробилках.

#### **5.1.1.1 Разработка уточненного метода определения силы дробления материала в валковых дробилках с гладкими валками**

Для определения всех энергосиловых параметров дробильной машины в первую очередь необходимо определить усилие, действующее на поверхность бандажа в процессе дробления материала в рабочей зоне валков. В работе [194] предложена аналитическая формула суммарного усилия, возникающего при измельчении определенного объема материала между валками с радиусом рабочей поверхности бандажа  $R_в$  и действующего на их поверхность, зависящего от предела прочности дробимого материала на сжатие  $\sigma_{сж}$ , длины дуги захвата матери-

ала валками  $l_d$  (определяется углом захвата материала валками  $\alpha_1$  [1, 34, 194, 371],  $l_d = R_0 \alpha_1$ ), а также длины (ширины рабочей поверхности) валков  $L_0$ :

$$F_{др} = \sigma_{сж} l_d L_0 k_{разр}, \quad (5.1)$$

где  $k_{разр}$  – коэффициент «разрыхленности», учитывающий плотность (заполненность) потока материала, выходящего из дробилки (для прочных материалов принимается  $k_{разр} = 0,2...0,3$ , для влажных и вязких –  $k_{разр} = 0,5...0,6$  [194]).

Данная формула применяется для определения силы дробления материала в валковой дробильной машине, но, к сожалению, в ней ширина поверхности контактного взаимодействия массива материала с поверхностью валка на длине углового сектора дуги захвата является величиной постоянной. В действительности же она изменяется при перемещении материала в рабочей зоне 1 в секторе от точки  $D$  захвата куска материала 2 к точке  $E$  выгрузки его после измельчения (рис. 5.1).

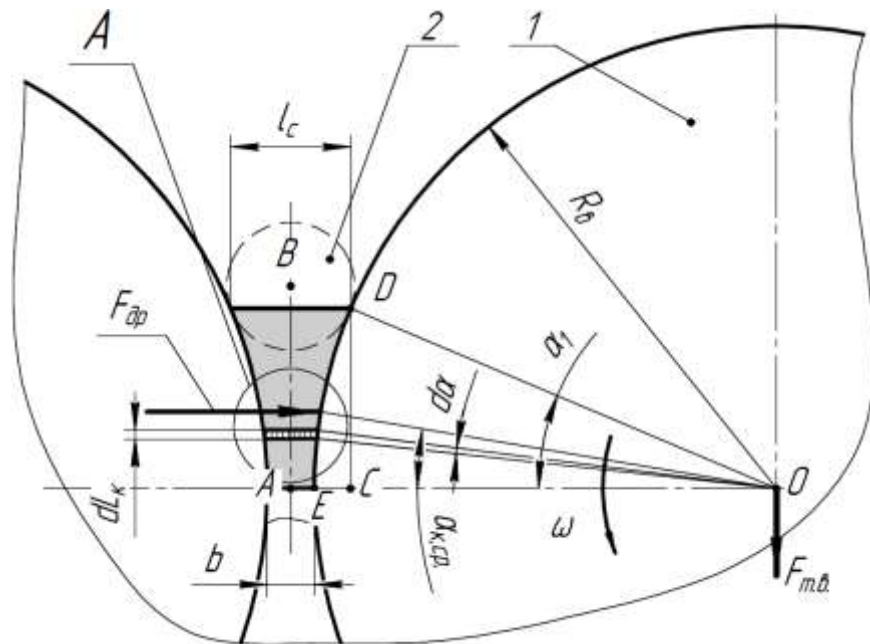


Рисунок 5.1. Расчетная схема сил и условий контактного взаимодействия материала с поверхностью бандажей в процессе дробления в валковой дробилке

Контактная площадь материала с рабочей поверхностью бандажей гладких валков определяется пропускной способностью дробилки по готовому продукту, зависящей от значения межвалкового расстояния  $b$  [110, 117, 194], рабочей ширины бандажа  $B_{раб}$  (из схемы на рисунке 5.2 следует, что  $B_{раб} = B_в - 2B_з$ , где  $B_з$  – расстояние, необходимое для недопущения просыпи материала из рабочего пространства), а также от скорости вращения рабочих органов дробилки.

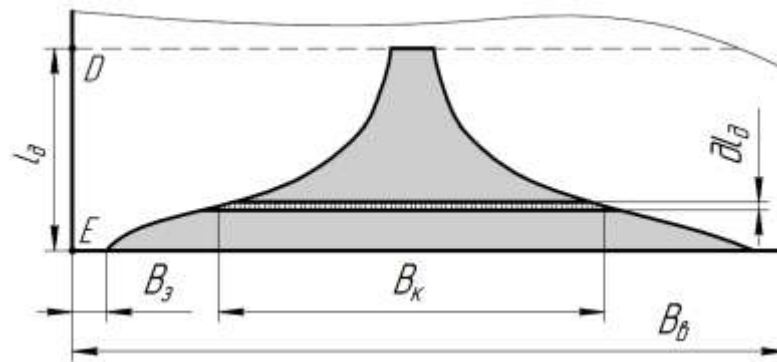


Рисунок 5.2. Схема распределения массива материала по рабочей поверхности бандажа валка на дуге захвата

В процессе дробления объем материала в любом угловом секторе поверхности бандажей условно остается постоянным, то есть обеспечивается закономерность сохранения количества масс и вещества [49] в рассматриваемой замкнутой системе рабочего межвалкового пространства валковой дробильной машины.

Для определения уточненного значения силы дробления в валковых дробилках [110, 117] необходимо знать закономерность распределения дробимого материала на рабочей поверхности бандажа по дуге захвата.

Выделим очаг деформации, ограниченный цилиндрическими поверхностями бандажей и двумя плоскостями, перпендикулярными направлению движения материала (расположенными в зоне выгрузки и в начале сектора захвата материала) и расположенными на бесконечно малом расстоянии  $dl_в$ .

В этом случае ширина элементарной площадки контакта массива материала с поверхностью бандажа шириной  $B_к$  будет определяться как отношение элемен-

тарного объема материала между поверхностями валков на элементарной дуге захвата в точке  $E$  в зоне выгрузки из дробильной машины ( $dV_{\kappa} = dl_{\partial} b B_{pa\delta}$ ) к расстоянию между дробящими поверхностями бандажей в плоскости, перпендикулярной вектору движения материала (определяется из треугольника  $DCE$  (рис. 5.1) относительно текущего значения угла  $\alpha_1$  как  $l_{\partial} = 4R_g \sin^2 \frac{\alpha_1}{2} + b$ ) [110, 117]:

$$B_{\kappa} = \frac{b B_{pa\delta}}{4R_g \sin^2 \frac{\alpha_1}{2} + b}. \quad (5.2)$$

Используя свойство аддитивности площадей (формула Ньютона-Лейбница), интегрируемых на одном и том же отрезке функции [318], контактная площадь материала с поверхностью валков определяется как определенный интеграл от ширины элементарной площадки на длине дуги захвата [110, 117]:

$$S_{\kappa} = \int_0^{\mu} R_g B_{\kappa} d\alpha = \frac{2bR_g B_{\kappa} \arctg \left( \tg \left( \frac{\mu}{2} \right) \frac{\sqrt{b(4R_g + b)}}{b} \right)}{\sqrt{b(4R_g + b)}}. \quad (5.3)$$

На основании выражений (5.1) и (5.3) зависимость для определения силы дробления с учетом функции распределения дробимого материала по поверхности валков на дуге захвата выглядит следующим образом [99, 110, 117, 415]:

$$F_{\partial p} = \frac{2\sigma_{сж} k_{разр} b B_{\kappa} R_g \arctg \left( \tg \left( \frac{\mu}{2} \right) \frac{\sqrt{b(4R_g + b)}}{b} \right)}{\sqrt{b(4R_g + b)}}. \quad (5.4)$$

Для сравнительного анализа результатов определения силы дробления материала, возникающей в валковой дробилке, с учетом его распределения по поверхности бандажа, представлены графики зависимостей (5.1) и (5.4) (рис. 5.3, а и б) при технико-технологических параметрах дробилки ДЧГ 900×700 [286] (описанных в подразделе 2.6.1.2), пределе прочности дробимого материала на сжатие  $\sigma_{сж} = 10$  МПа, угле захвата материала валками  $\alpha_1 = 0,05...0,46$  рад (при коэффициентах трения скольжения различных марок каменных углей и металлургическо-

го кокса по стали  $\mu = 0,05 \dots 0,5$  [5, 117, 241, 250, 281, 282, 291, 320]). При этом коэффициент разрыхленности материала принимался  $k_{разр} = 0,2$  [194].

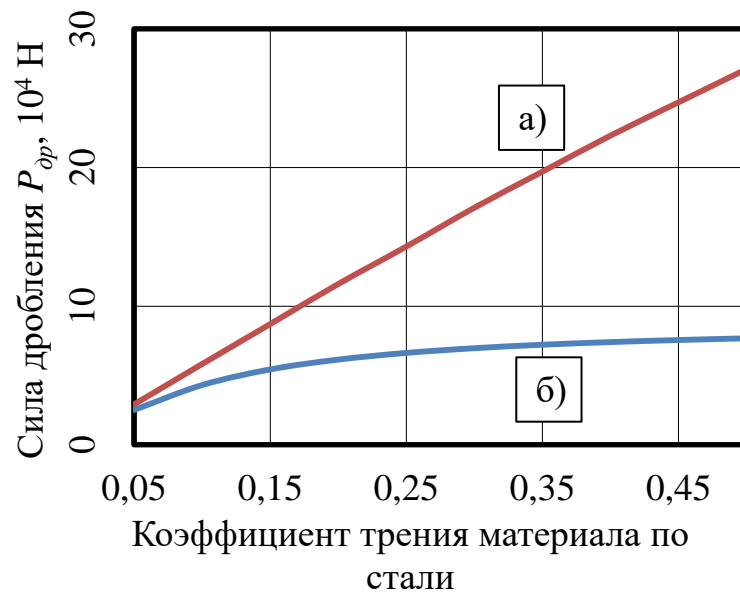


Рисунок 5.3. Зависимости силы дробления в валковой дробилке от коэффициента трения  $\mu$ , определенные с помощью: а – формулы (5.1); б – зависимости (5.4)

Из анализа графических зависимостей видно, что результаты определения усилия дробления, полученные по зависимости (1.36), и с помощью уточненной методики, рассматриваемой в данной статье, отличаются в 1,2...3,5 раза [110, 117] в зависимости от коэффициента трения дробимого материала по стали.

С учетом зависимости (5.4) проведено исследование напряженно-деформированного состояния вала валковых дробильных машин с подвижными рабочими органами [231], на основании которого установлено, что при значении силы дробления  $F_{др}$  равной 162,24 кН, соответствующим условиям процесса дробления кокса сухого тушения, используемого в агломерационном производстве, обеспечиваются условия надежности рабочего органа.

### 5.1.1.2 Разработка уточненного метода определения мощности привода валковой дробилки с гладкими валками

Для определения мощности двигателя в первую очередь необходимо определить значение крутящего момента на валу приводного валка, требуемого для обеспечения его вращательного движения.

Момент сопротивления будет включать в себя две величины: момент, необходимый для преодоления силы дробления, действующей в секторе дуги захвата,  $M_{\text{др}}$ , и момент, возникающий от сил трения в подшипниках  $M_{\text{тр.п.}}$ .

Для определения момента силы дробления  $M_{\text{др}}$  необходимо рассмотреть схему, представленную на рисунке 5.4. В данном случае сила  $F_{\text{др}}$  представляется в виде проекций силы на радиус-вектор из центра вращения валка к точке приложения равнодействующей силы дробления в секторе дуги захвата (радиальной составляющей) и на касательную к окружности (тангенциальной составляющей).

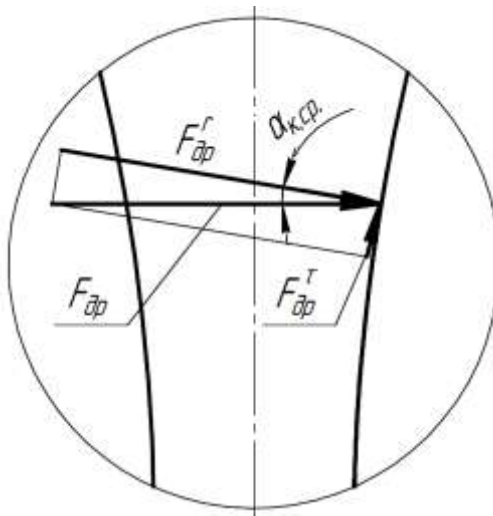


Рисунок 5.4. Схема сил дробления (рис. 5.1, вид А)

При этом проекции силы дробления материала на радиус-вектор из центра вращения валка к точке приложения силы  $F_{\text{др}}$  определяются как:

$$F_{\text{др}}^r = F_{\text{др}} \cos \alpha_{\text{к.сп.}}, \quad (5.5)$$

где  $\alpha_{к.ср.}$  – угол, характеризующий точку приложения равнодействующей силы от суммарного давления в процессе деформации и разрушения материала валками, определяемый с использованием стандартных численных методов [117]:

$$\alpha_{к.ср.} = \frac{\int_0^{\mu} \alpha R_{\sigma} B_{\kappa} d\alpha}{S_{\kappa}}. \quad (5.6)$$

Тангенциальная составляющая силы дробления:

$$F_{\partial p}^{\tau} = F_{\partial p} \sin \alpha_{к.ср.}. \quad (5.7)$$

Рассмотрим внешнюю систему сил (рис. 5.5), в которой действуют: сила дробления  $F_{\partial p}^r$ , тангенциальная составляющая силы  $F_{\partial p}^r$  (сила трения поверхности валка о дробимый материал)  $F_{\partial p}^{\tau}$  и сила тяжести валка  $F_{m.в.}$  массой  $m_{\sigma}$ .

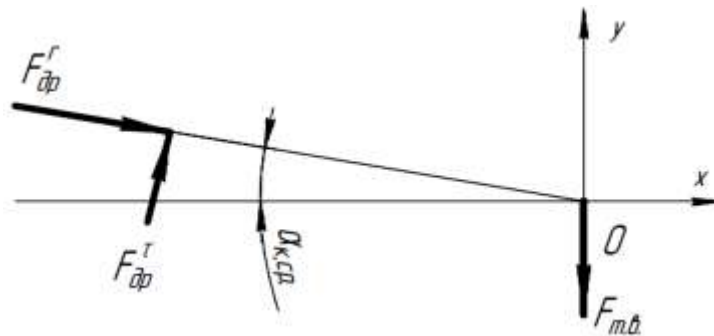


Рисунок 5.5. Система внешних сил, действующих на гладкий валок дробилки

На основании теоремы Пуансо [105, 314] представим систему (рис. 5.6) в виде сил, сосредоточенных в точке  $O$  (рис. 5.6, а), и момента от силы  $F_{\partial p}^{\tau}$ , определяемого как  $M_{с.тр.} = F_{\partial p}^{\tau} R_{\sigma}$ . Затем находим их проекции на ось  $x$  и  $y$  и определяем результирующую реакцию от действия внешних сил в подшипнике (рис. 5.6, б).

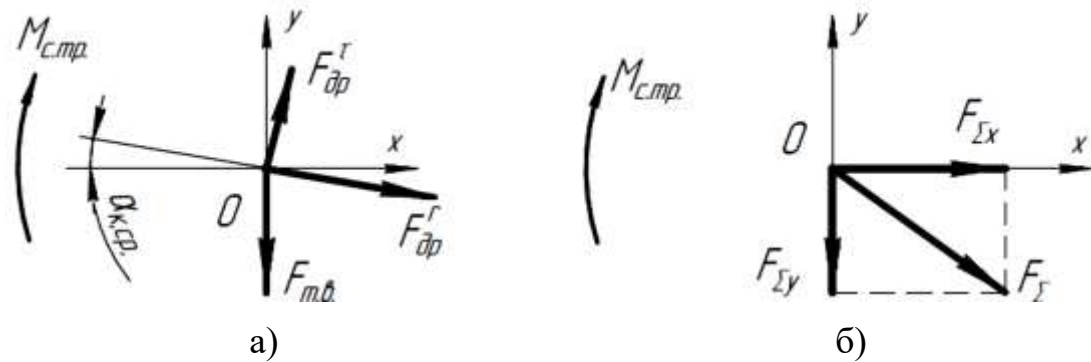


Рисунок 5.6. Расчетные схемы для определения радиальной реакции в подшипнике валка от действия внешних сил: а – схема переноса сил на ось вращения валка; б – схема для определения результирующей реакции

В данном случае сумма проекций действующих в системе сил на оси  $x$  и  $y$ :

$$F_{\Sigma x} = F_{\partial p}^{\tau} \sin \alpha_{к.ср.} + F_{\partial p}^r \cos \alpha_{к.ср.}; \quad (5.8)$$

$$F_{\Sigma y} = -F_{m.в.} + F_{\partial p}^{\tau} \cos \alpha_{к.ср.} - F_{\partial p}^r \sin \alpha_{к.ср.}. \quad (5.9)$$

Результирующая радиальная реакция в подшипниковой опоре валка определяется из параллелограмма проекций сил на координатные оси  $F_{\Sigma x}$  и  $F_{\Sigma y}$  (с учетом того, что  $F_{m.в.} = m_в g$  (где  $m_в$  – масса валка, кг) [117]):

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{\partial p}^2 + (gm_в)^2}, \quad (5.10)$$

На следующем этапе определяется момент сопротивления в подшипниковых опорах  $M_{тр.н.}$  с помощью метода, предложенного в исследованиях [117, 239], значение которого рассчитывается по зависимости (4.30).

Мощность двигателя привода определяется по общеизвестной зависимости:

$$W_{\partial в} = \frac{k_{з.м.} \pi n_{об} (M_{с.мп.} + M_{тр.н.})}{30 \eta_{пр}}, \quad (5.11)$$

где  $k_{з.м.}$  – коэффициента запаса мощности двигателя привода (перегрузочная способность, обычно принимается в пределах 1,1...1,3 [191, 378]).

$\omega$  – угловая скорость вращения валков, рад/с.;

$\eta_{np}$  – коэффициент полезного действия привода валков дробилки [182].

На рисунке 5.7 представлены графические зависимости необходимой мощности двигателя привода валковой дробилки с гладкими валками с представленными в пункте 5.1.1 технико-технологическими характеристиками (при этом для расчета момента сопротивления в подшипниковых опорах  $M_{тр.н.}$  использовались параметры подшипников 3534 [152], смазывание которых обеспечивается в промышленных условиях пластичной индустриальной смазкой УНИОЛ-2 [146] с кинематической вязкостью при минимальной для условий эксплуатации дробилки в неотопливаемых помещениях температуре  $0^{\circ}\text{C} - 150 \text{ мм}^2/\text{с}$ ). Число оборотов валков при расчетах принималось  $n_{об} = 180$  об/мин, масса валка  $m_g = 4358$  кг.

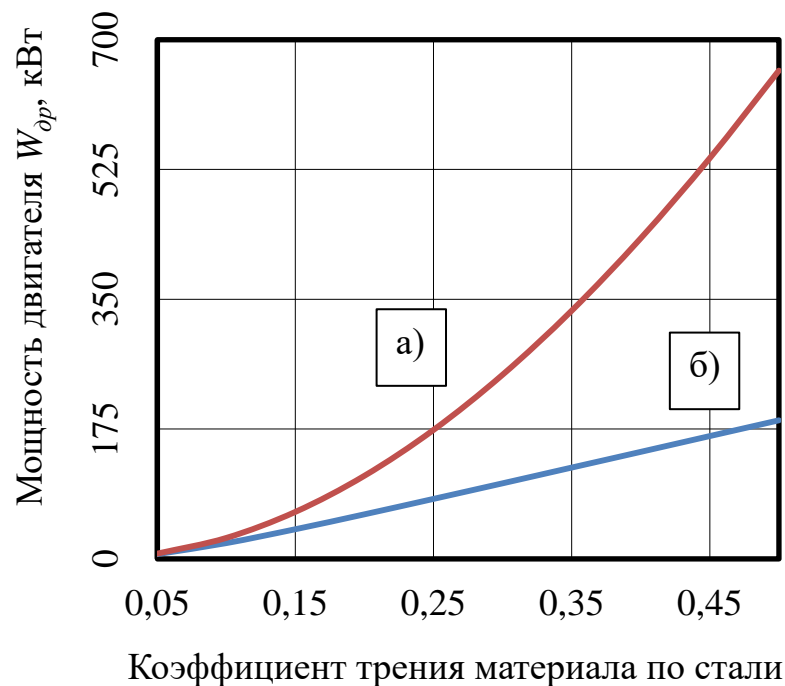


Рисунок 5.7. Графики зависимостей мощности двигателя привода валковой дробилки с гладкими валками от коэффициента трения дробимого материала по стали с использованием: а – формулы (5.1); б – зависимости (5.4)

Из анализа зависимостей (рис. 5.7), очевидно, что показатели мощности привода валковой дробилки, полученные с помощью формулы Клушанцева Б.В., существенно больше (так же, как усилие дробления – в 1,1...3,5 раза) в сравнении с результатами вычислений с использованием предложенной методики [99, 415].

При этом на основании производственного опыта эксплуатации валковых дробилок в данных условиях не наблюдается существенных перегрузок в процессе дробления, за исключением случаев, возникающих при дроблении кокса сухого тушения крупной фракции (–160 мм), обладающего наибольшим пределом прочности среди всех видов твердого топлива, используемых в металлургической промышленности. Это указывает на то, что аналитические зависимости и методики, предложенные ранее в работах [5, 34, 187, 194, 210, 274, 276, 305, 312, 369, 385, 399], не в полной мере позволяют определить усилие дробления, что, в свою очередь, не дает возможности спрогнозировать с высокой степенью точности момент сопротивления на валу вала и мощность двигателя привода.

### **5.1.2 Разработка математического описания дробильно-измельчительных процессов в валковых дробилках с рифлеными валками**

Для повышения эффективности процесса измельчения материала в отдельных типах валковых дробильных машин верхние валки выполняют с рифленой или зубчатой поверхностью, а нижнюю пару оставляют гладкой. Этим достигается более высокая степень измельчения материала в дробилке. Подобные конструктивные особенности дробильных машин применяются в агломерационном производстве для измельчения кокса и каменного угля большинства металлургических предприятий [8–10, 12, 15–18, 179, 257, 270–272, 306, 313, 389, 401, 402].

При этом в предшествующих исследованиях не уделялось достаточного внимания обоснованию процесса контактного взаимодействия с целью определения условий захвата куска дробимого материала рифлеными валками при его измельчении в валковых дробилках. Это не позволяло определить рациональные параметры валиков направляемой сетки для повышения эффективности работы четырехвалковой дробилки с рифлеными верхними валками.

### 5.1.2.1 Разработка математического описания процесса захвата материала рифлеными валками валковой дробилки

При определении основных конструктивных параметров сетки валка с рифлеными бандажами в процессе их взаимного контакта с куском дробимого материала при его движении относительно их рабочих поверхностей предложена математическая модель, основанная на третьем законе Ньютона (законе равенства действия и противодействия) [317]. Схематическое отображение процесса захвата куска материала рифлеными валками представлено на рисунке 5.8.

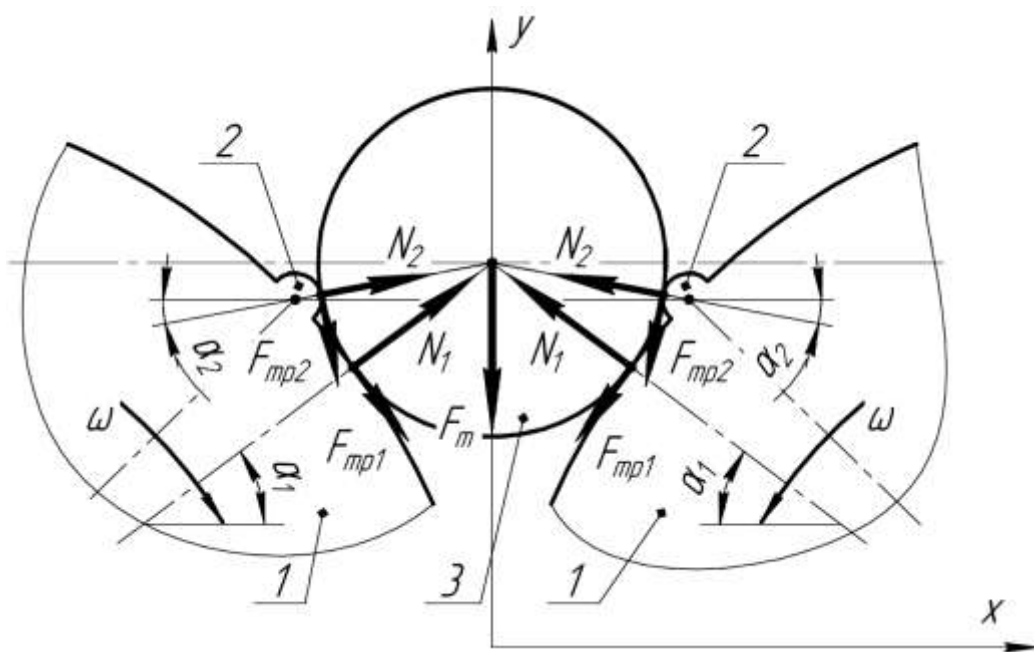


Рисунок 5.8. Расчетная схема для определения параметров контактного взаимодействия дробимого материала с рифлеными валками

При таком виде контактного взаимодействия куска дробимого материала 3 с рабочей поверхностью бандажа рифленого валка 1 захват будет осуществляться при условии равновесия действующих в системе сил [85]:

$$\bar{F}_{mp1} + \bar{F}_{mp2} + \bar{N}_1 + \bar{N}_2 = 0, \quad (5.12)$$

где  $\bar{F}_{mp1}$  – вектор силы трения скольжения при контактом взаимодействии куска материала с рабочей поверхностью бандажа;

$\bar{F}_{mp2}$  – вектор силы трения скольжения при контактном взаимодействии куска материала с рабочей поверхностью валика сетки 2;

$\bar{N}_1$  – вектор силы нормальной реакции от силы тяжести куска в точке контакта с рабочей поверхностью бандажа;

$\bar{N}_2$  – вектор силы нормальной реакции от силы тяжести куска в точке взаимодействия с рабочей поверхностью валика.

Расчетная схема взаимодействия сил, возникающих в системе в процессе дробления, представлена на рисунке 5.9.

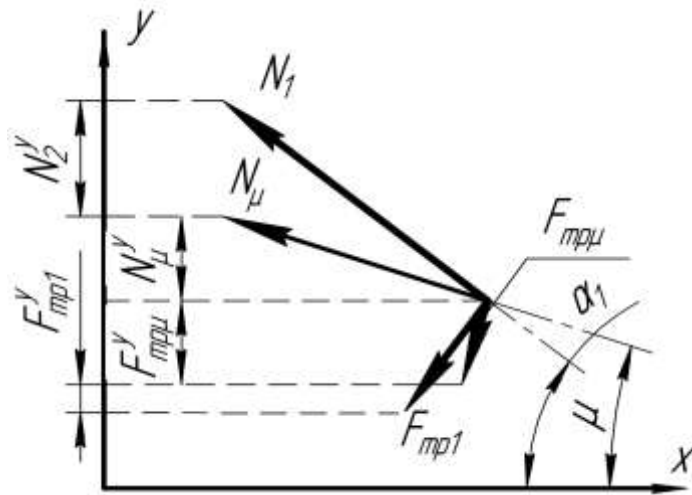


Рисунок 5.9. Расчетная схема определения силы трения, компенсирующей силу выталкивания в процессе дробления материала для обеспечения условий захвата

Для определения силы нормальной реакции от силы тяжести куска в точке взаимодействия с поверхностью валика  $N_2$  необходимо определить значение избыточной силы выталкивания при их контакте, возникающей при углах трения материала определенного размера, превышающего условия захвата, и, соответственно, необходимую для компенсации ее в проекции на вертикальную ось у силу трения, захватывающую кусок в рабочее пространство дробилки.

В этом случае необходимая сила трения для захвата куска материала рифлеными валками в проекции на координатную ось  $y$   $F_{mp2}^y$  будет определяться как разность проекций действующих в системе сил  $N_1^y$  и  $F_{mp1}^y$  с учетом равенства проекций выталкивающей силы  $N_\mu^y$  и силы трения  $F_{tr\mu}^y$  при угле захвата  $\mu_m$ , а также учитывая, что сила трения скольжения в первом приближении  $F_{mpi} = \mu N_i$  [85]:

$$\begin{aligned} F_{mp2}^y &= N_1^y - N_\mu^y - F_{mp1}^y + F_{tr\mu}^y = \\ &= N_1 \sin \alpha_1 - N_\mu \sin \mu_m - \mu_m N_1 \cos \alpha_1 + \mu_m N_\mu \cos \mu_m, \end{aligned} \quad (5.13)$$

где  $N_\mu$  – сила нормальной реакции от силы тяжести куска материала в точке контакта с рабочей поверхностью бандажа рифленого валка при угле, значение которого равно коэффициенту трения дробимого материала по материалу бандажа валка  $\mu$ .

При этом, сила нормальной реакции от силы тяжести куска в точке контакта с поверхностью бандажа –  $N_1 = F_m \sin^{-1} \alpha_1$  (где  $F_m$  – сила тяжести куска). Тогда на основании зависимости (5.13) в проекции на вертикальную координатную ось  $y$  можно определить необходимую силу трения для обеспечения условия захвата куска в рабочее пространство рифленых валков, равную по своему значению в этой проекции силе выталкивания, которая возникает при превышении условия захвата гладкими валками при дроблении материала крупной фракции:

$$N_2 = \frac{F_m ((\sin \alpha_1 - \sin \mu_m) + \mu_m (\cos \mu_m - \cos \alpha_1))}{\sin \alpha_1}. \quad (5.14)$$

При этом, приняв во внимание, что в первом приближении угол трения определяется как  $tg \mu_m = \mu_m$ , а также с учетом закономерности (1.27), решение относительно переменной  $\alpha_2$  для определения зависимости требуемого угла между вектором выталкивающей силы, возникающей при контактном взаимодействии дробимого материала с поверхностью валика валка  $N_2$ , и перпендикуляром к век-

тору силы тяжести куска, для обеспечения условия захвата, принимает следующий вид:

$$\alpha_2 = \mu_m - \frac{\sin \alpha_1 - \sin \mu_m + \mu_m (\cos \mu_m - \cos \alpha_1)}{\sin \alpha_1}. \quad (5.15)$$

Для определения размера валика необходимо рассмотреть расчетную схему (рис. 5.10).

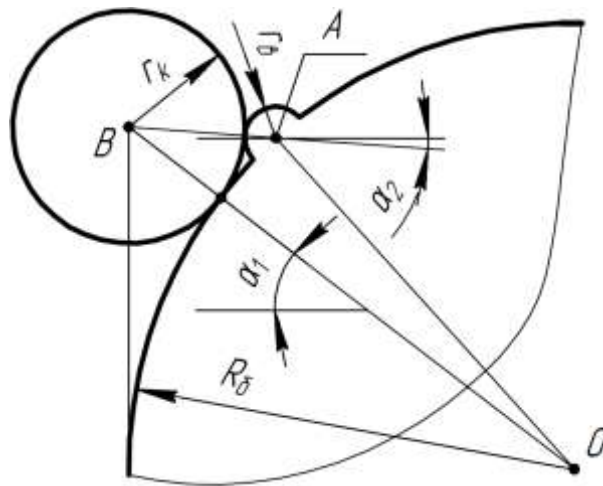


Рисунок 5.10. Расчетная схема для определения радиуса валика сетки рифленых валков

Из треугольника  $OAB$ , отображенного на схеме (рис. 5.10), определяется радиус валиков  $r_g$  сетки, наплавляемой на рабочей поверхности бандажей рифленых валков для обеспечения условий гарантированного захвата, а также проникновения дробимого сырья в рабочее пространство валковой дробильной машины в процессе их контактного взаимодействия в зависимости от определенных конструктивно-технологических параметров четырехвалковой дробилки с рифлеными валками при измельчении материала определенной фракции [85, 96, 261]:

$$r_g = (R_g + r_k) \cos \left( \alpha_2 - \arccos \left( \frac{R_g + 0,5b}{R_g + r_k} \right) \right) - r_k - \\ - 0,5 \sqrt{2R_g^2 - 2r_k^2 + \cos 2\alpha_2 (2R_g^2 + 4R_g(b - r_k) + b^2) - \\ - 4R_g r_k + (2R_g + b) \sqrt{(2r_k - b)(4R_g + b + 2r_k)} \sin 2\alpha_2}. \quad (5.16)$$

При этом для обеспечения наиболее эффективного условия захвата куска дробимого материала максимального размера необходимо исключить его проскальзывание за счет одновременного контакта куска с поверхностью бандажа и двух соседних валиков наплавленной сетки на рабочей поверхности валка. Для этого рассмотрим схему – треугольник  $AOB$ , представленную на рисунке 5.11.

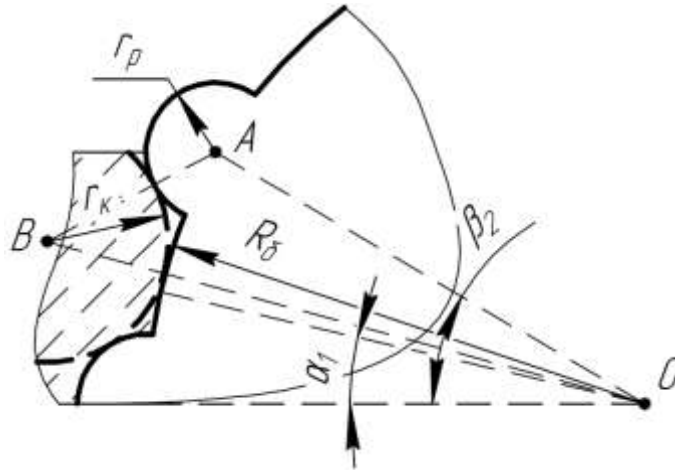


Рисунок 5.11. Расчетная схема для определения угла между соседними валиками

Исходя из этого, угол между центрами окружностей соседних валиков сетки  $\beta_2$  определяется как [85, 96, 262]:

$$\beta_2 = 2 \arccos \left[ \frac{R_б^2 - 0,5r_p^2 + r_k(R_б - r_p)}{R_б(R_б + r_k)} \right]. \quad (5.17)$$

На рисунке 5.12 отображены графические зависимости радиуса валика наплавленной сетки на рабочую поверхность бандажа валка, необходимого для обеспечения условия захвата куска, от фракционного состава измельчаемого материала (для конструктивно-технологических параметров четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 [286]), в условиях обеспечения необходимого межвалкового зазора, влияющего на угол захвата нижними гладкими валками дробимых отсевов кокса, кокса холодного тушения, а также углей марки АО и АС (коэффициенты трения, которых, в зависимости от формы поверхности и влажности материала, находятся в диапазоне 0,2...0,42 [5, 117,

241, 250, 281, 282, 291, 320]), обусловленного рекомендуемыми размерами измельченной фракции, необходимой для обеспечения требуемых показателей агломерационного процесса шихтовых материалов, используемых в условиях современного доменного производства.

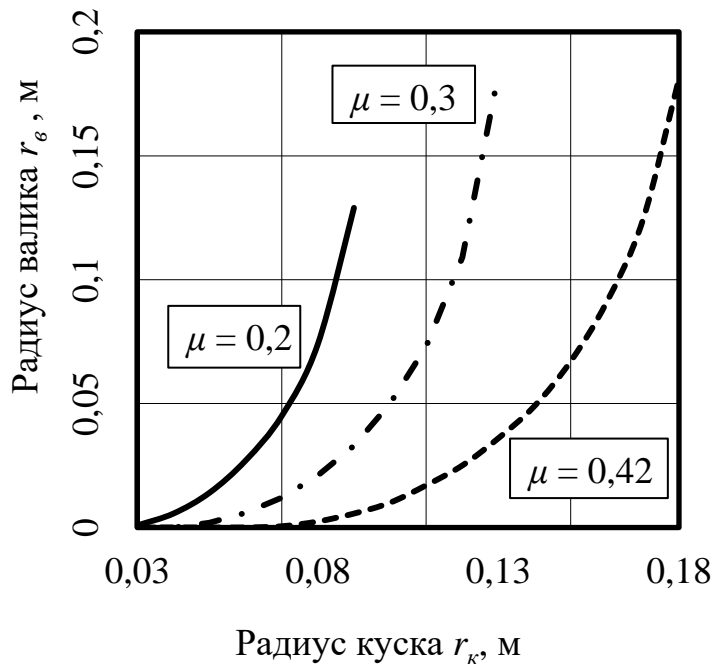


Рисунок 5.12. Графики зависимостей радиуса валика сетки на поверхности бандажа от размера дробимого материала

На основании вышеизложенных результатов исследования, а также исходя из условия, что радиус валика сетки, наплавленной на верхних валках дробильной машины, не должен превышать радиус куска после реализации диспергирования на первой стадии дробления материала, поступающего на нижние валки (из условия его захвата нижними гладкими валками), максимальный размер фракции материала, который возможно подавать в четырехвалковую дробилку ДЧГ 900×700 с верхними рифлеными валками при наименьшем коэффициенте трения сырья по стали  $\mu = 0,2$ , составляет 0,18 м, при  $\mu = 0,3$  – 0,26 м, в то же время, из полученных расчетных данных установлено, что максимальная фракция измельчаемого

кокса металлургического с коэффициентом трения дробимого материала  $\mu_m = 0,42$  может достигать 0,28 м.

На рисунке 5.13 представлены графические зависимости рекомендуемого угла между центрами окружностей соседних валиков сетки рифленого валка от фракции измельчаемого материала для обеспечения наибольшей эффективности работы валковой дробилки в процессе дробления при различных коэффициентах трения материала по поверхности валка.

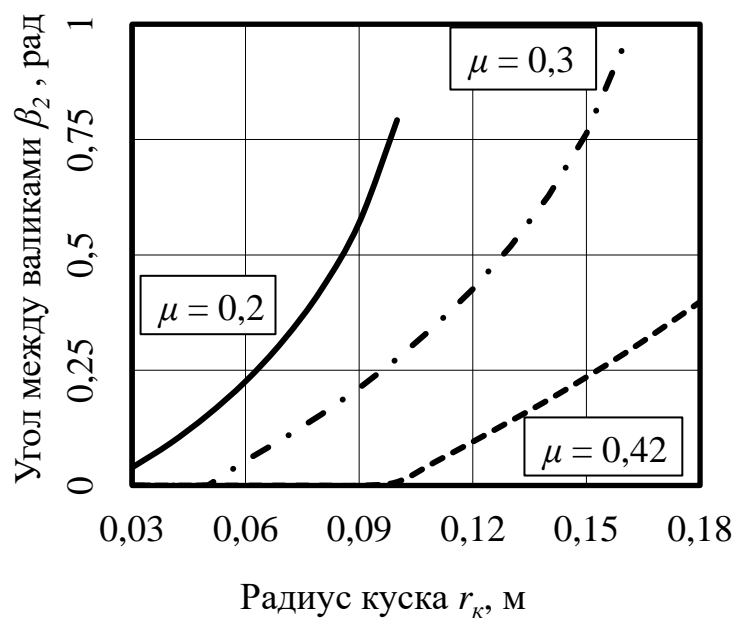


Рисунок 5.13. График зависимости угла между центрами соседних валиков сетки валка от размеров куска материала

Из анализа графических зависимостей (рис. 5.12 и 5.13) можно утверждать, что основное влияние на конструктивные параметры сетки рифленых валков оказывает коэффициент трения скольжения дробимого материала по материалу бандажа, что необходимо учитывать при обосновании размеров валиков и расстояния между ними.

### 5.1.2.2. Разработка метода определения энергосиловых параметров привода валковых дробилок с рифлеными валками

Энергосиловые показатели дробильно-измельчительного оборудования определяются следующими параметрами: силой дробления, возникающей при деформации и разрушении материала в процессе измельчения, крутящим моментом, зависящим от момента сопротивления, возникающего на валу исполнительного органа, а также требуемой мощностью привода, обеспечивающей устойчивую работу дробильной машины.

При использовании рифленой поверхности бандажей валков существенно меняются условия контактного взаимодействия массива материала с поверхностью бандажей в рабочем пространстве валков. В данном случае в системе сил, действующей на валок, возникают тангенциальные и радиальные составляющие от силы дробления материала при взаимодействии материала с рабочей поверхностью валиков рифленого бандажа.

Исходя из вышесказанного, зависимости, предложенные в научных работах [1, 34, 110, 117, 194, 274, 369, 371, 385, 399, 406] для определения мощности электродвигателя привода дробилок с гладкими валками, не могут быть использованы для расчета основных энергосиловых параметров процесса дробления материала валковыми дробилками с рифленой поверхностью бандажей, что, в свою очередь, не дает возможности определить рациональные конструктивные, технико-технологические и энергосиловые параметры отдельных узлов и механизмов дробильной машины.

Для математического моделирования процесса дробления материала при контактном взаимодействии куска измельчаемого материала с рабочей поверхностью рифленых бандажей валков в процессе дробления в валковой дробилке необходимо принять следующие допущения:

– материал дробимого куска материала – однородный, сплошной, анизотропный и физико-механически линейный (при этом обладающий максимально возможными прочностными характеристиками);

– контактирующие поверхности валка и куса дробимого материала предполагаются совершенно гладкими;

– кусок материала при контактном взаимодействии с поверхностями рифленых верхних валков воспринимает равнозначные нагрузки от пары валков и при этом не вращается относительно своей оси симметрии.

Схема контактного взаимодействия куса дробимого материала 2 с рабочей поверхностью рифленого валка дробилки 1 и валков сетки 3 представлена на рисунке 5.14.

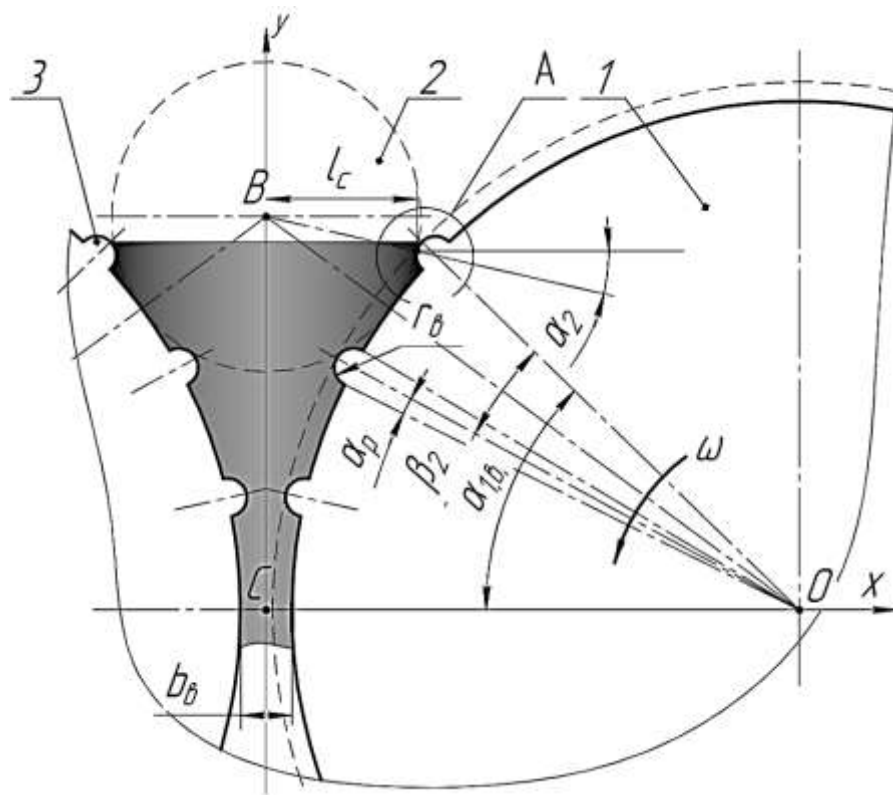


Рисунок 5.14. Расчетная схема для определения условий контактного взаимодействия материала с поверхностью бандажей и валков сетки при его измельчении в рабочем пространстве валковой дробилки с рифлеными валками

При определении различных энергосиловых параметров процесса дробления в валковых дробилках с рифлеными валками в процессе контактного взаимодействия с массивом измельчаемого материала в рабочем пространстве необходимо в первую очередь определить силы, действующие на рабочую поверхность

бандажа валка. Для этого предложена математическая модель, основанная на уточненном методе определения силовых параметров процесса дробления материала в валковых дробилках с гладкими валками [110, 117].

Для адаптации данной методики [110, 117] в условиях процесса дробления материала в валковой дробилке с рифлеными валками рассмотрим процесс измельчения как динамическую систему, в которой возникает сила дробления  $F_{др}$  и сила трения материала  $F_{тр}$  о поверхности бандажа и валиков.

На первом этапе математического моделирования определяются силы дробления, возникающие при контактном взаимодействии материала с рабочей поверхностью валиков рифленых валков в процессе его измельчения. Для этого необходимо рассмотреть расчетную схему действующих на валик сил (рис. 5.15, вид А), возникающих при дроблении материала о рифли сетки валка (рис. 5.14).

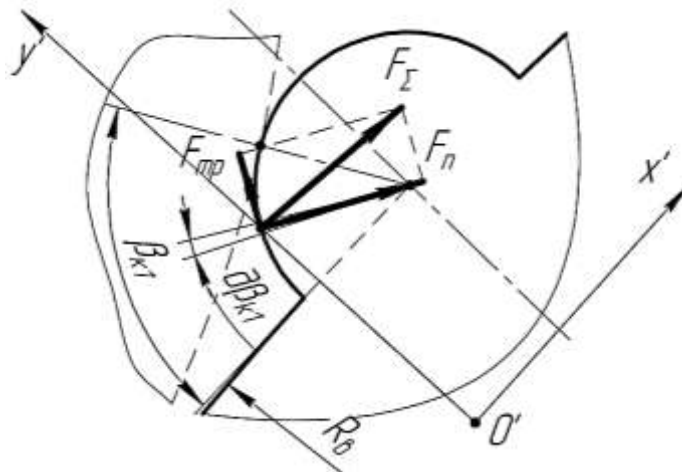


Рисунок 5.15. Схема сил, возникающих при дроблении материала о рифли валка

Элементарная сила дробления материала  $\partial F_{др}$ , действующая на элементарную поверхность валика сетки рифленого валка дробилки, представляется как произведение давления (напряжения), возникающего в материале при его деформации (прямо пропорциональное зависящее от значения его предела прочности), и площади элементарной площадки контакта материала с валиком сетки  $\partial S_{к}$ :

$$\partial F_{др} = k_{\phi} \sigma_m \partial S_{к}, \quad (5.18)$$

где  $k_{\phi}$  – коэффициент характерной формы дробимого материала;

$\sigma_m$  – предел прочности дробимого материала при деформации одноосным сжатием, МПа.

При этом площадь элементарной площадки контакта материала с поверхностью бандажа определяется как:

$$\partial S_{\kappa} = B_{\kappa} \partial L_{\partial}, \quad (5.19)$$

где  $B_{\kappa}$  – ширина элементарной площадки контакта массива дробимого материала с рабочей поверхностью валика сетки валика, м;

$\partial L_{\partial}$  – длина элементарной дуги захвата в зоне очага деформации на поверхности бандажа, м:

$$\partial L_{\partial} = r_g \partial \beta_{k1}, \quad (5.20)$$

где  $r_g$  – условный радиус валика наплавленной сетки бандажа рифленого валика, м;

$\partial \beta_{k1}$  – элементарный угол на поверхности бандажа на дуге захвата материала, рад.

При этом сила трения, возникающая при взаимном контакте материала об элементарную площадку поверхности валика, возникающая при дроблении, определяется как:

$$\partial F_{mp} = \mu_m \partial F_{\partial p}, \quad (5.21)$$

где  $\mu_m$  – коэффициент трения дробимого материала по материалу валика.

В этом случае систему сил, возникающих при дроблении и действующих на поверхность валика бандажа рифленого валика в подвижной системе координат  $x'O'y'$ , ориентированных относительно центра вращения валика (рис. 5.15), можно представить как проекции сумм элементарных сил на элементарных площадках на

координатные оси  $x'$  и  $y'$  на длине дуги контакта материала с поверхностью валика, на которой происходит процесс разрушения материала. При этом предполагаем, что взаимодействие происходит на поверхности валика в секторе от основания валика до его вершины и в первом приближении соответствует углу  $\frac{\pi}{2}$  [66]:

$$\begin{cases} F_x = \Sigma \partial F_x = p \int_0^{\frac{\pi}{2}} (\cos \beta_{k1} - \mu_m \sin \beta_{k1}) \partial \beta_{k1}; \\ F_y = \Sigma \partial F_y = p \int_0^{\frac{\pi}{2}} (\mu_m \cos \beta_{k1} + \sin \beta_{k1}) \partial \beta_{k1}, \end{cases} \quad (5.22)$$

где  $p$  – удельная сила на площадке контакта в секторе захвата материала, Н:

$$p = \sigma_m B_k r_b. \quad (5.23)$$

Для определения среднего значения суммы проекций сил на подвижные координатные оси  $x'$  и  $y'$  воспользуемся методом конечных приращений (теоремой Лагранжа о среднем значении функции [318]). На основании результатов аналитического определения зависимостей (5.22) с использованием данного метода, формулы для определения среднего значения составляющих сил  $F_{x,y}$  (в проекциях на координатные оси) будут выглядеть следующим образом [66]:

$$F_x = \frac{2p(1 + \mu_m)}{\pi}; \quad (5.24)$$

$$F_y = \frac{2p(1 - \mu_m)}{\pi}. \quad (5.25)$$

При дальнейшем определении силовых параметров процесса дробления материала о поверхность рифли (при разрушении массива материала), исходя из характера распределения нормальных и касательных сил по поверхности валиков в подвижной системе координат  $x'O'y'$ , необходимо определить угол, характеризующий точку приложения равнодействующей силы от удельной силы в процессе деформации материала валиками для тангенциальной и нормальной составляющих сил – условные их «центры тяжести» поверхности контакта (рис. 5.16).

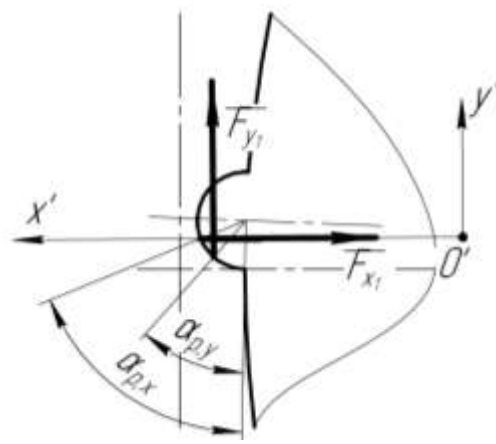


Рисунок 5.16. Положение сосредоточенных нормальных и касательных сил на поверхности валика в подвижной системе координат

Углы положения «центров тяжести» площадок контактного взаимодействия материала с поверхностью валиков в подвижной системе координат  $x'O'y'$ :

– для тангенциальной силы  $F_x$  [66]:

$$\alpha_{p.x} = \frac{\int_0^{\frac{\pi}{2}} \beta_{k1} (\cos \beta_{k1} - \mu_m \sin \beta_{k1}) \partial \beta_{k1}}{\int_0^{\frac{\pi}{2}} (\cos \beta_{k1} - \mu_m \sin \beta_{k1}) \partial \beta_{k1}}; \quad (5.26)$$

– для нормальной силы  $F_y$  [66]:

$$\alpha_{p.y} = \frac{\int_0^{\frac{\pi}{2}} \beta_{k1} (\mu_m \cos \beta_{k1} + \sin \beta_{k1}) \partial \beta_{k1}}{\int_0^{\frac{\pi}{2}} (\mu_m \cos \beta_{k1} + \sin \beta_{k1}) \partial \beta_{k1}}. \quad (5.27)$$

Решение выражений (5.26) и (5.27) относительно коэффициента трения  $\mu_m$  с помощью стандартных численных методов [308] дает следующие результаты:

– для окружной составляющей сил [66]:

$$\alpha_{p.x} = \frac{0,43}{\mu_m + 1} + 0,57; \quad (5.28)$$

– для нормальной составляющей сил [66]:

$$\alpha_{p.y} = \frac{0,43}{\mu_m - 1} + 1. \quad (5.29)$$

Для четырехвалковых дробилок комбинированного типа необходимо учитывать условия, определяющие объем дробимого материала, загружаемого в рабочее пространство верхних валков, который не может превышать объем материала, проходящего через нижние валки – пропускную способность дробилки.

При этом условии ширину элементарной площадки контакта материала с поверхностью валика в плоскости межвалкового зазора («плоскость выгрузки» материала) верхней пары можно определить следующим образом:

$$B_k = B_{раб} k_B, \quad (5.30)$$

где  $B_{раб}$  – рабочая ширина поверхности контакта дробимого материала с бандажами нижней пары валков в плоскости межвалкового зазора с предельно допустимой пропускной способностью дробилки [110, 117], м;

$k_B$  – коэффициент, учитывающий отношение ширины площадки контакта материала с рабочей поверхностью бандажей верхних и нижних валков (с учетом пропускной способности дробилки, скорости вращения рабочих органов, значения межвалкового зазора, длины дуги захвата), который в первом приближении определяется (согласно теории подобия геометрических фигур – подобия объемов и площадей [166]) с помощью следующего выражения:

$$k_B = \frac{b_n n_n \alpha_{к.ср.н}}{b_v n_v \alpha_{к.ср.в}}, \quad (5.31)$$

где  $b_n$  – межвалковый зазор нижней пары рабочих органов дробилки, м;

$n_n$  – скорость вращения нижней пары валков дробилки, об/мин;

$\alpha_{к.ср.н}$  – угол, характеризующий точку приложения равнодействующей силы в процессе деформации материала нижними валками, рад;

$b_v$  – межвалковый зазор верхней пары рабочих органов дробилки, м;

$n_v$  – скорость вращения верхней пары валков дробилки, об/мин;

$\alpha_{к.ср.в}$  – угол, характеризующий точку приложения равнодействующей силы в процессе деформации материала верхними валками, рад.

Учитывая вышесказанное и используя свойство аддитивности площадей (формула Ньютона-Лейбница), интегрируемых на одном и том же отрезке функции [318], площадь контакта материала с поверхностью бандажей рифленых валков в первом приближении рассчитывается как определенный интеграл от зависимости ширины элементарной площадки контакта на длине дуги очага деформации:

$$S_{к.б.} = k_B \int_0^{\alpha_{1.в}} R_в B_к d\alpha = \frac{2k_B b_в R_в B_{паб} \arctg \left( \operatorname{tg} \left( \frac{\alpha_{1.в}}{2} \right) \frac{\sqrt{b_в (4R_в + b_в)}}{b_в} \right)}{\sqrt{b_в (4R_в + b_в)}}, \quad (5.32)$$

где  $R_в$  – радиус рабочей поверхности бандажа валка (радиус впадин рифлей);

$\alpha_{1.в}$  – угол сектора очага деформации материала рифлеными валками:

$$\alpha_{1.в} = \alpha_1 + \frac{\beta_2}{2}, \quad (5.33)$$

где  $\alpha_1$  – угол захвата материала для гладких валков [1, 34, 194, 274, 406].

Наибольшие (пиковые) нагрузки в процессе дробления материала в валковой дробилке с рифлеными валками возникают в том случае, когда ближнее основание (по направлению вращения) одного из валиков находится в «плоскости выгрузки». В то же время необходимо учитывать, что очаг деформации материала разделен на несколько чередующихся секторов, включающих в себя участки с гладкой поверхностью бандажа и следующие за ними валики сетки (рис. 5.17).

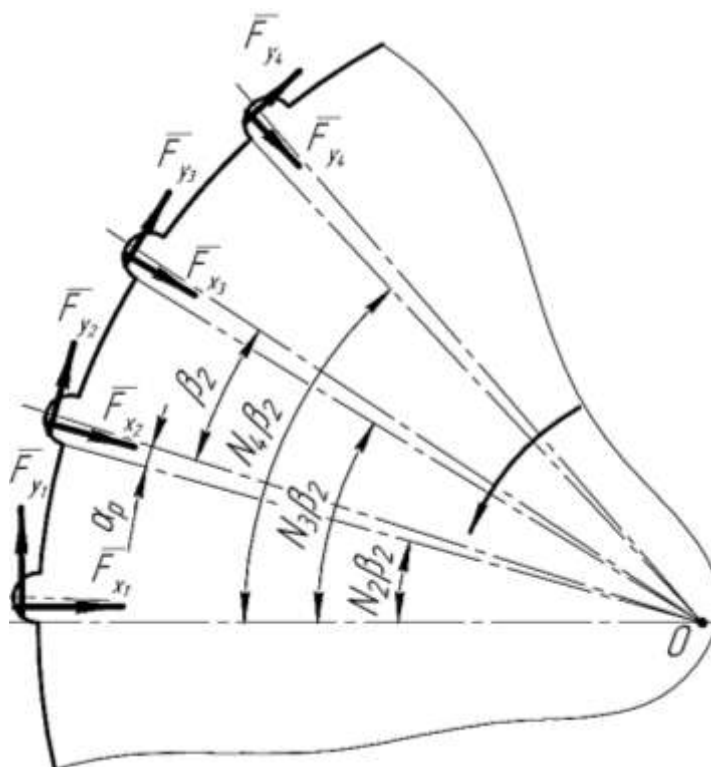


Рисунок 5.17. Положение валков и схема проекций сил для определения предельного значения силы сопротивления от контактного взаимодействия материала с валиками сетки

Число таких секторов будет зависеть от количества поперечных валков сетки, находящихся в секторе дуги очага деформации (при расчетах принимается ближайшее меньшее целое число валков):

$$N_{\epsilon} = \left\lfloor \frac{\alpha_{1.\epsilon}}{\beta_2} \right\rfloor. \quad (5.34)$$

Для упрощения введем следующие условные обозначения:

– коэффициент, учитывающий конструктивно-технологические параметры валков:

$$\lambda_{\kappa} = \frac{\sqrt{b_{\epsilon}(4R_{\epsilon} + b_{\epsilon})}}{b_{\epsilon}}; \quad (5.35)$$

– угол между центром симметрии «опорного» (нижнего в секторе захвата) валика и осью определенной рифли сетки с порядковым номером  $N_{\epsilon_i}$  в системе отсчета относительно «плоскости выгрузки»:

$$\beta_{N_i} = (N_{\epsilon_i} - 1)\beta_2; \quad (5.36)$$

– отношение длин окружностей валика и бандажа на угловом секторе между основаниями рифли (учитывающее длину поверхности рифли – площадки контакта на участке распределения материала на валике сетки):

$$v_{\epsilon} = \frac{r_{\epsilon}\pi}{2R_{\epsilon}\alpha_p}. \quad (5.37)$$

Тогда площадь контакта валика сетки бандажа с определенным порядковым номером в секторе очага деформации материала на угле  $\alpha_{1,\epsilon}$  в точке приложения равнодействующей определяется как:

$$S_{p_i} = \int_{\beta_{N_i}}^{\beta_{N_i} + \alpha_p} R_{\epsilon} B_{\kappa} d\alpha = \frac{2v_{\epsilon} k_B R_{\epsilon} B_{pa\bar{b}} \left( \arctg \left( \lambda_{\kappa} \operatorname{tg} \left( \frac{-(\alpha_p + \beta_{N_i})}{2} \right) \right) + \arctg \left( \lambda_{\kappa} \operatorname{tg} \left( \frac{\beta_{N_i}}{2} \right) \right) \right)}{\lambda_{\kappa}}, \quad (5.38)$$

где  $\alpha_p$  – половина угла сектора окружности поверхности валков, занимаемого одним валиком сетки (определяется из расчетной схемы на рисунке 5.17):

$$\alpha_p = \arccos \left( 1 - \frac{r_{\epsilon}^2}{2R_{\epsilon}^2} \right). \quad (5.39)$$

Тогда зависимости (5.24) и (5.25) будут выглядеть следующим образом:

– для нормальной (радиальной) составляющей сил дробления о валики [66]:

$$F_{x_i} = \frac{2\sigma_m S_{p_i} (1 + \mu_m)}{\pi}; \quad (5.40)$$

– для окружной (тангенциальной) составляющей сил [66]:

$$F_{y_i} = \frac{2\sigma_m S_{p_i} (1 - \mu_m)}{\pi}. \quad (5.41)$$

Суммарную силу дробления о поверхность бандажа можно определить как:

$$F_{др.б.} = \sigma_m \left( S_{к.б.} - \sum_1^N S_{p_i} \right). \quad (5.42)$$

В этом случае результирующая (суммарная) окружная (тангенциальная) составляющая относительно подвижной системы координат  $x'Oy'$  силы дробления о поверхность валика сетки определяется как:

$$F_\tau = \sum_1^N F_{y_i}. \quad (5.43)$$

Результирующая нормальная (радиальная) составляющая силы дробления материала относительно подвижной системы координат  $x'Oy'$ :

$$F_r = \sum_1^N F_{x_i}. \quad (5.44)$$

### 5.1.2.3 Разработка метода определения энергосиловых параметров привода валковых дробилок с рифлеными валками

Мощность двигателя валковой дробилки с рифлеными валками определяется как [101, 415]:

$$W_{дв} = \frac{k_{з.м.} M_{сопр} \omega}{\eta_{пр}} = \frac{k_{з.м.} \pi n_{об} (M_\tau + M_{тр.н.})}{30 \eta_{пр}}, \quad (5.45)$$

где  $M_{сопр}$  – момент сопротивления на валу двигателя привода, Нм;

$M_\tau$  – момент тангенциальной составляющей силы дробления о рифли, Нм;

$M_{тр.н.}$  – момент, возникающий от сил трения в подшипниках, Нм.

Момент сопротивления от тангенциальных составляющих сил дробления материала о поверхность валиков определяется по следующей зависимости:

$$M_{\tau} = F_{\tau} (R_{\sigma} + r_p \cos \alpha_{p.x}) + F_{\text{др.б.}} \sin \alpha_{\text{к.ср.}} R. \quad (5.46)$$

На следующем этапе определяется момент сопротивления в подшипниковых опорах валка по формуле [87, 108, 109, 239]:

$$M_{\text{мп.н.}} = 2 \left( K_{s1} d_s^{\beta} + K_{s2} + F_{\Sigma}^{0,31} Y_3 d_n^{2,3} (n_{об} v)^{0,6} + S_1 d_n^{0,25} \mu_{sl} F_{\Sigma}^{1,33} \right). \quad (5.47)$$

Результирующая радиальная реакция в подшипниках валка определяется из схемы (рис. 5.18) в которой действуют следующие внешние силы: сила дробления о поверхность бандажа  $F_{\text{др.б.}}$ , нормальная  $F_r$  и тангенциальная  $F_{\tau}$  сила дробления о поверхность валиков сетки и сила тяжести валка  $F_{m.в.}$  массой  $m_{\sigma}$ .

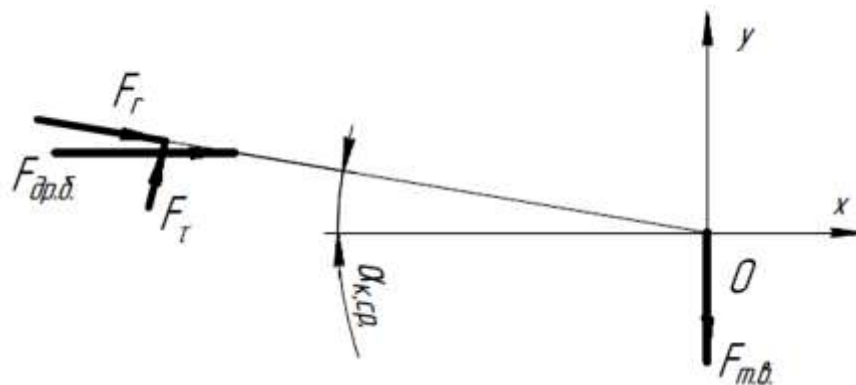


Рисунок 5.18. Система внешних сил, действующих на рифленый валок дробилки

На основании теоремы Пуансо [105, 314] представляем систему сил, действующих на рабочей поверхности бандажа рифленого валка в центре сектора очага деформации и на поверхности валиков сетки (рис. 5.18), в виде сил, сосредоточенных в точке  $O$  – оси вращения валка (рис. 5.19, а), а также момента от силы дробления материала о поверхность бандажа, определяемого как  $M_{\text{тр.б.}} = F_{\text{др.б.}} \cos \alpha_{\text{к.ср.}} R_{\sigma}$  и момента от тангенциальной составляющей силы дробления о валки сетки  $M_{\tau}$ . Затем находим проекции сил на координатные оси  $x$  и  $y$

и определяем результирующую реакцию от действия сил дробления в подшипниковой опоре (рис. 5.19, б).

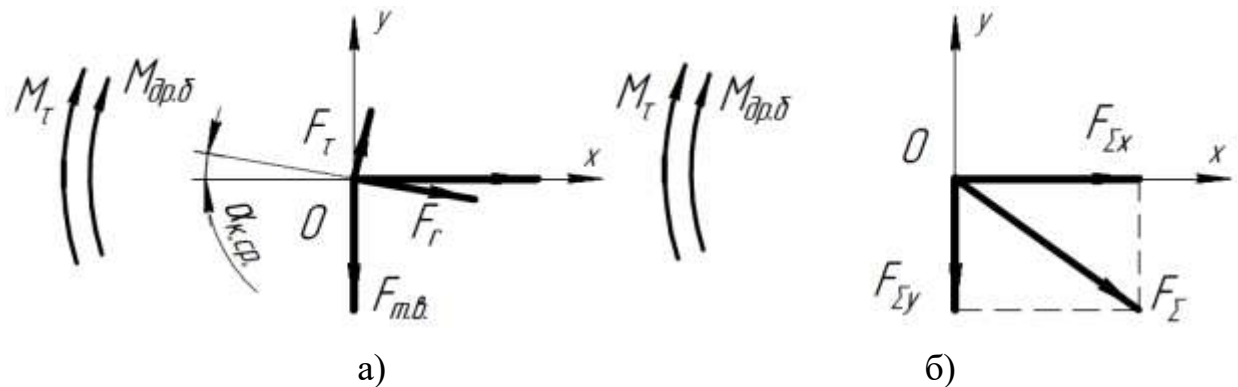


Рисунок 5.19. Расчетные схемы для определения радиальной реакции в подшипнике вала от действия внешних сил: а – схема переноса сил на ось вращения вала; б – схема для определения результирующей реакции

В данном случае сумма проекций, действующих на рабочую поверхность бандажа и валики сетки сил на координатные оси  $x$  и  $y$ :

$$F_{\Sigma x} = F_{dp.b.} + F_{\tau} \sin \alpha_{k.sp.} + F_r \cos \alpha_{k.sp.}; \quad (5.48)$$

$$F_{\Sigma y} = F_{\tau} \cos \alpha_{k.sp.} - F_r \sin \alpha_{k.sp.} - F_{m.v.}. \quad (5.49)$$

Результирующая радиальная реакция в подшипниковой опоре вала рифленого вала дробилки определяется из параллелограмма проекций сил на координатные оси  $F_{\Sigma x}$  и  $F_{\Sigma y}$ , а также с учетом того, что сила тяжести численно равна  $F_{m.v.} = m_g g$  [117]:

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{dp.b.} [F_{dp.b.} + 2(F_{\tau} \sin \alpha_{k.sp.} + F_r \cos \alpha_{k.sp.})] + gm_g [2(F_r \sin \alpha_{k.sp.} - F_{\tau} \cos \alpha_{k.sp.}) + gm_g] + F_r^2 + F_{\tau}^2}. \quad (5.50)$$

На рисунке 5.20 представлены графические зависимости необходимой мощности электродвигателя привода дробилки с рифлеными валами с представленными в подпунктах 5.1.1 и 5.1.2 технико-технологическими параметрами валковой дробильной машины для условий фракционной подготовки материалов с

коэффициентом трения скольжения различных видов твердого топлива по стали  $\mu = 0,3$ ,  $\mu = 0,4$  и  $\mu = 0,5$  [5, 101, 117, 241, 250, 281, 282, 291, 320]) различной фракции. Число оборотов валков при расчетах принималось  $n_{об} = 115$  об/мин, коэффициент, учитывающий отношение ширин площадок верхних и нижних валков контакта принимался равным  $k_B = 1$ .

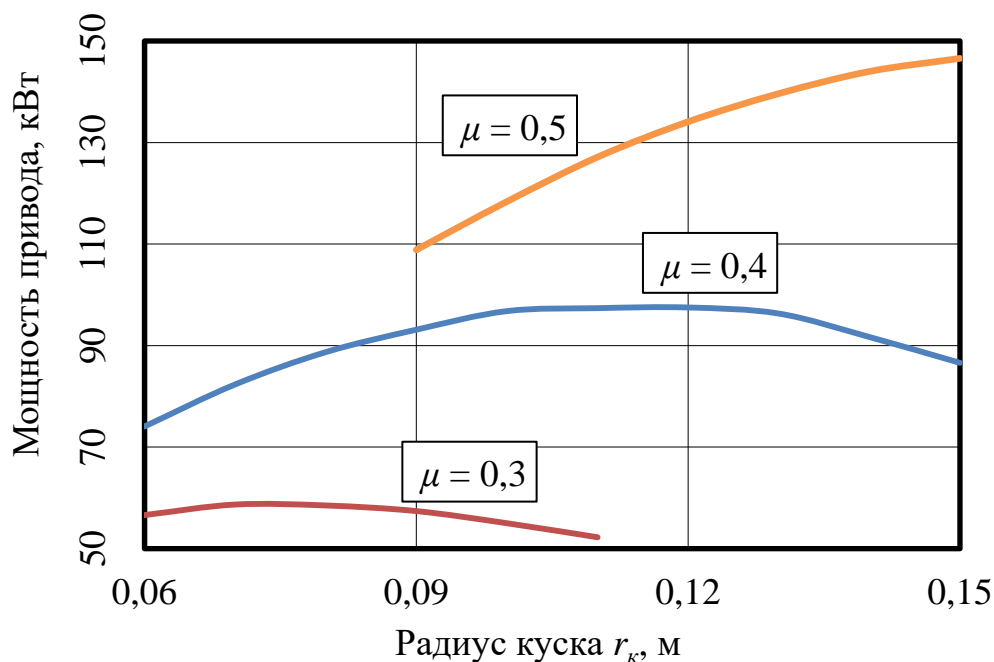


Рисунок 5.20. Графики зависимостей необходимой мощности электродвигателя привода валковой дробилки с рифлеными валками от фракции дробимого материала

Из анализа графических зависимостей (рис. 5.20), полученных на основании результатов математического моделирования, очевидно, что коэффициент трения скольжения дробимого материала по материалу бандажа валка оказывает существенное влияние на значение мощности привода валковой дробилки с рифлеными валками. При этом наблюдается уменьшение требуемой мощности привода при увеличении размера куска. Это обусловлено тем, что при увеличении радиуса куска площадь контакта дробимого материала, а, соответственно, и сила дробления о рабочую поверхность бандажа уменьшается за счет увеличения размера ва-

ликов, а следовательно, увеличивается сила дробления о поверхность валков сетки, в которой тангенциальная составляющая силы  $F_t$  значительно меньше, чем у силы дробления  $F_{др.б}$ . В тоже время установлено, что при коэффициентах трения дробимого материала по стали  $\mu = 0,3...0,5$  значения требуемой мощности валковой дробилки ДЧГ 900×700 с рифлеными валками могут отличаться друг от друга в 1,2...2,4 раза в зависимости от фракции материала.

### **5.1.3 Разработка динамической модели рабочих органов валковой дробильной машины с амортизационным устройством пружинного типа**

Перемещение валков в валковых дробилках оказывает существенное влияние на множество показателей в процессе дробления материалов: качество готовой продукции; нагрузки на отдельные рабочие органы и узлы дробильной машины; уровень вибрации и шума в помещении и т.д. [228].

В большинстве случаев разработки в данном направлении ориентированы на совершенствование формы рабочей поверхности вала с целью повышения износостойкости и производительности дробильной машины, модернизацию натяжного устройства дробилки, определение конструктивно-технологических параметров машины и т.д. В то же время вопросы, касающиеся динамики дробилки, в большинстве работ не рассматривались либо затрагивались поверхностно. Научные исследования, касающиеся перемещения валков в станинах, нашли свое отражение в работах ряда ученых [277, 342, 380].

В процессе дробления в валковой дробилке пружины амортизирующего устройства, поджимающие валки, при попадании материала между рабочими поверхностями бандажей сжимаются и валки расходятся. Это влияет на межвалковый зазор, от которого в свою очередь напрямую зависит фракция готовой продукции. В настоящее время для повышения качества продукции создают дополнительную затяжку пружин натяжного устройства, позволяющую уменьшить перемещение вала в процессе дробления, однако это создает дополнительные нагрузки на рабочие органы, существенно сказывающиеся на их работоспособности и долговечности. Таким образом обоснование необходимой степени сжатия

пружин натяжного устройства валковой дробилки позволит обеспечить необходимый зазор между валками в процессе работы, что обеспечит получение необходимой фракции продукции, и не создаст негативного влияния повышенных динамических нагрузок от неправильной настройки натяжного устройства.

Для математического моделирования процесса перемещения неприводного валка в направляющих станины валковой дробилки необходимо принять следующие допущения:

- влиянием вращения рабочих органов дробилки на динамику процесса пренебрегаем, то есть не учитываем их биение из-за дисбаланса;
- перекося рабочего валка в процессе дробления при моделировании не учитывается;
- приводной валок по теории колебаний лишается инертной составляющей массы [252], так как не совершает возвратно-поступательного движения (предполагается, что его опоры неподвижны).

Процесс перемещения подвижного валка очень сложный при моделировании, поэтому были рассмотрены условия движения рабочего органа в валковой дробилке при наложении на него максимально возможной силы дробления, возникающей при разрушении куска. При этом на перемещение валка по направляющим станины будут влиять: усилие дробления, зависящее от размеров кусков измельчаемого материала, его прочности и объема подаваемой порции; сила инерции натяжного валка; сила трения, появляющаяся в результате движения между подшипниковой опорой и станиной дробилки; усилие, возникающее от деформации пружин при перемещении; сила, появляющаяся вследствие предварительного хода пружины.

Модель двухвалковой дробилки, в которой динамическая система валковой дробилки представлена в виде устройства, состоящего из приводного и натяжного валков, оснащенных амортизирующим пружинным натяжным устройством, описывающая взаимодействие куска дробимого материала с рабочими органами в межвалковом рабочем пространстве, представлена на рисунке 5.21.

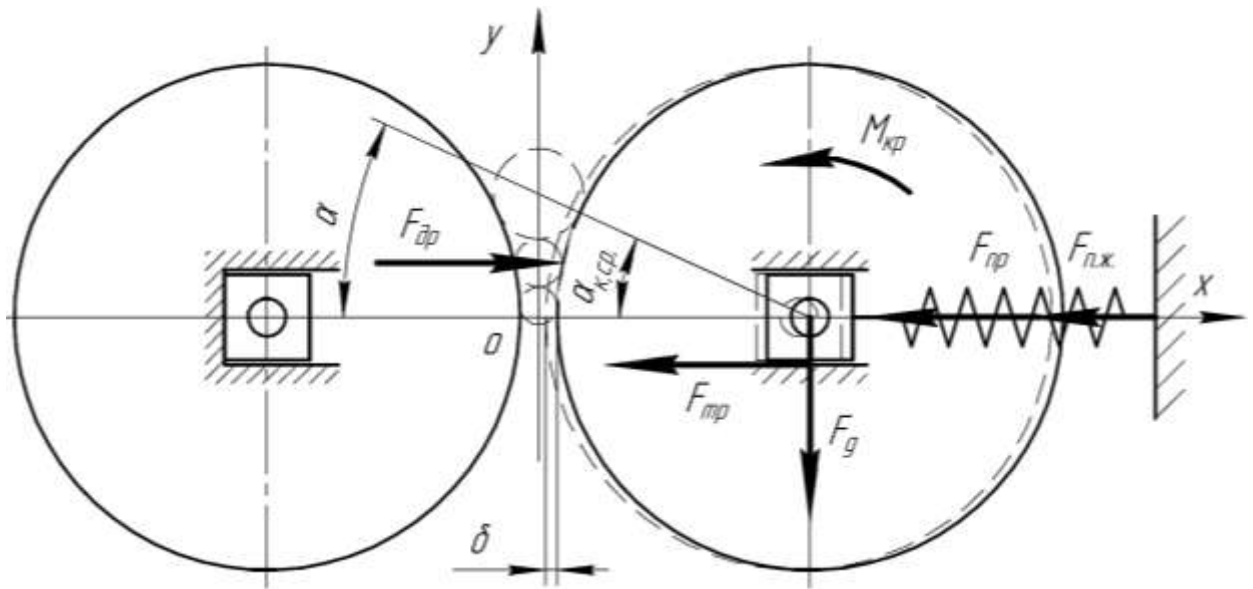


Рисунок 5.21. Расчетная схема нагрузок для определения закона перемещений валка валковой дробилки

Рассмотрим ситуацию, когда в рабочее пространство дробилки между поверхностями двух валков попадает кусок дробимого материала (рис. 5.21).

Для решения поставленной задачи опишем систему «валок-амортизатор-направляющая», представленную на рисунке 5.21, с помощью дифференциального закона движения (второго закона Ньютона [246]) в векторном виде:

$$\bar{F}_{ин} - \bar{F}_{др} + \bar{F}_{тр} + \bar{F}_{пр} + \bar{F}_{п.ж.} = 0, \quad (5.51)$$

где  $\bar{F}_{ин}$  – вектор силы инерции валка, Н;

$\bar{F}_{др}$  – вектор силы, возникающей при дроблении материала, Н;

$\bar{F}_{тр}$  – вектор силы трения, возникающей между направляющими станины и подшипниковой опорой валка, Н;

$\bar{F}_{пр}$  – вектор силы, возникающей от деформации пружины при перемещении валка, Н;

$\bar{F}_{п.ж.}$  – вектор силы от предварительного сжатия пружины, Н.

Для определения закономерности движения валка рассмотрим задачу взаимодействия сил в плоскости, спроецированную на ось  $x$  (рис. 5.22).

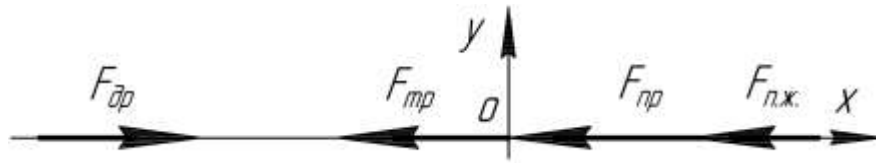


Рисунок 5.22. Схема внешних сил, действующих на валок дробилки

Сила инерции валка дробилки (согласно принципу Д'Аламбера [246]):

$$F_{ин} = m_g \ddot{x}, \quad (5.52)$$

где  $m_g$  – масса валка, кг;

$\ddot{x}$  – ускорение перемещения валка относительно направляющих,  $\text{м/с}^2$ .

Сила трения скольжения, возникающая между поверхностями направляющих станины и подшипниковых опор валка от его силы тяжести [300]:

$$F_{тр} = m_g g \mu_c, \quad (5.53)$$

где  $\mu_c$  – коэффициент трения материала подшипниковых опор валка по материалу направляющих станин дробилки.

Сила сжатия пружин при перемещении валка в процессе дробления [279]:

$$F_{пр} = k_{пр} x, \quad (5.54)$$

где  $k_{пр}$  – жесткость комплекта пружин амортизатора, Н/м;

$x$  – деформация пружины от действия силы дробления, м.

Сила, возникающая в результате предварительного сжатия пружин [279]:

$$F_{п.ж.} = k_{пр} X, \quad (5.55)$$

где  $X$  – значение предварительного сжатия пружины амортизатора, м.

На основании зависимостей (5.51)–(5.55) дифференциальное уравнение динамики валка валковой дробилки относительно координатной оси абсцисс (совпадающей с осью направляющих станины) выглядит следующим образом:

$$m_g \ddot{x} - F_{dp.x} + m_g g \eta_c + k_{np} x + k_{np} X = 0. \quad (5.56)$$

Общее решение дифференциального уравнения (3.60) имеет следующий вид:

$$x(t) = C_1 e^{-t \sqrt{\frac{k_{np}}{m_g}}} + C_2 e^{t \sqrt{\frac{k_{np}}{m_g}}} + \frac{F_{dp.x}}{k_{np}} - \frac{g m_g \eta_c}{k_{np}} - X, \quad (5.57)$$

где  $t$  – время движения валка, с.

Постоянные интегрирования  $C_1$  и  $C_2$  определяются стандартными методами из начальных условий поступательного движения валка при  $t = 0$  [190]:

$$x(t) = 0; \dot{x}(t) = 0. \quad (5.58)$$

Исходя из начальных и граничных условий для дифференциального уравнения (5.56) при использовании значения силы дробления  $F_{dp}$  в зависимости (5.57), формула для определения значения горизонтального перемещения валка в процессе дробления материала, с учетом результатов исследования, полученных в работе [229], принимает следующий вид:

$$\delta_g = \frac{2 \sinh \left( \frac{t \sqrt{\frac{k_{np}}{m_g}}}{2} \right)^2 (k_{np} X - F_{dp} + \eta_c g m_g)}{k_{np}}. \quad (5.59)$$

Период колебания валка (на основе модели пружинного маятника) [252]:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m_g}{k_{np}}}. \quad (5.60)$$

Принимая во внимание, что гиперболический синус в данном аналитическом выражении принимает максимальное значение при угле равном  $\frac{\pi}{2}$ , который соответствует половине периода колебаний валка дробилки (5.59), аналитическая зависимость (5.60) определения перемещения валка в процессе дробления принимает следующий вид:

$$\delta_g = \frac{2(F_{dp} - k_{np}X - \eta_c g m_g)}{k_{np}}. \quad (5.61)$$

На основании формулы (5.61) предварительная затяжка пружин для обеспечения межвалкового зазора  $\delta_g$  определяется как [97, 229, 232]:

$$X = -\frac{\delta_g k_{np} - 2F_{dp} + 2\eta_c g m_g}{2k_{np}}. \quad (5.62)$$

Для сравнения результатов, полученных при определении значения перемещения натяжного валка в процессе дробления материала в дробилке с гладкими валками, зависящей от усилия предварительной затяжки пружины, представлен график зависимости  $\delta_g$  от  $X$  (рис. 5.23) при следующих конструктивно-технологических параметрах дробильной машины и условиях процесса дробления: сила дробления материала  $F_{dp} = 5,0 \times 10^4$  Н; угол, характеризующий точку приложения равнодействующей силы  $F_{dp}$  от суммарного давления в процессе разрушения материала бандажами валков,  $\alpha_{к.ср.} = 0,07$  рад; коэффициент трения скольжения стали по стали принимался  $\eta_c = 0,12$ ; жесткость комплекта пружин натяжного устройства (12 шт.)  $k_{np} = 6,25 \cdot 10^6$  Н/м (определялась согласно методам [207, 336]); предварительное сжатие комплекта пружин  $X = 3,0 \dots 7,0 \times 10^{-3}$  м; масса валка в сборе  $m_g = 4358$  кг.

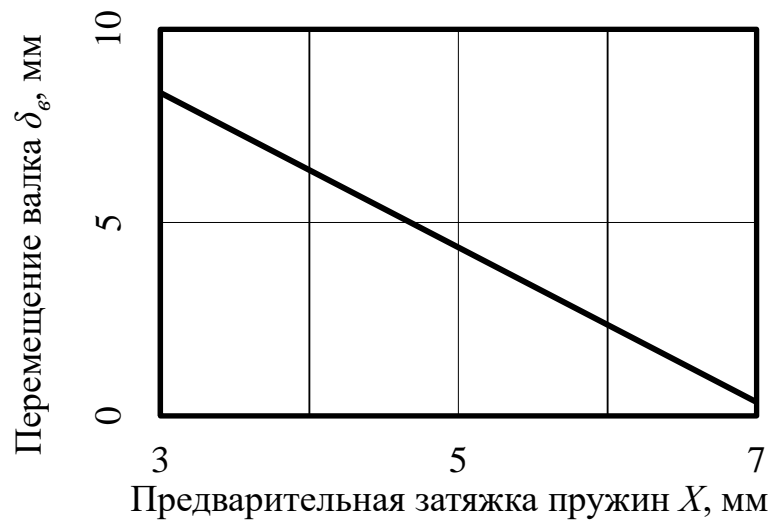


Рисунок 5.23. График зависимости перемещения вала дробилки от предварительного натяжения пружины

На графике, представленном на рисунке 5.24, отображены результаты определения перемещения неприводного рабочего органа дробильной машины в процессе фракционной подготовки сырья, зависящей от значения силы дробления материала в диапазоне  $F_{op} = 1,0...5,0 \times 10^4$  Н при отсутствии предварительного сжатия комплекта пружин амортизационного устройства валков –  $X = 0$  м.

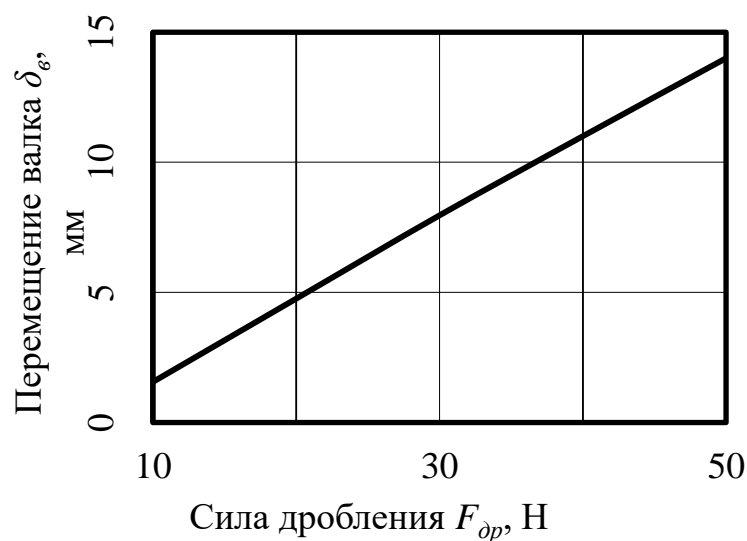


Рисунок 5.24. График зависимости перемещения вала от силы дробления

Из анализа графических зависимостей следует, что межвалковый зазор в дробилке находится в непосредственной зависимости от предварительной затяжки комплекта пружин амортизационного устройства валков, и рациональная настройка данного узла обеспечит необходимый фракционный состав дробленого продукта при фракционной подготовке материала в валковой дробилке.

## **5.2 Экспериментальные исследования процессов дробления кокса металлургического в четырехвалковой дробилке при различных условиях его реализации**

### **5.2.1 Обоснование характерной формы кокса металлургического, используемого в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК»**

При анализе сырьевой базы различных видов твердого топлива, применяемых в агломерационном и доменном производствах, и подвергаемых фракционной подготовке в условиях участка шихтоподготовки агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК», использовались: кокс доменный (отсевы доменного производства) и кокс сухого тушения [151] (рис. 5.25).



Рисунок 5.25. Различные виды металлургического кокса, используемого в технологическом процессе в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК»

Результаты определения характерной формы кусков различных видов твердого топлива, применяемых в условиях агломерационного производства «АМК» ООО «ЮГМК», представлены в таблицах 5.1 и 5.2. В качестве исследуемых образцов использовались куски материала, выбранные случайным образом из различных партий сырья, поставляемых на агломерационную фабрику, в количестве 12 шт.

Таблица 5.1. Результаты определения различных характерных форм кусков кокса доменного

№ п/п	Максимальные размеры куска, мм/мм/мм	Реальный объем, см <sup>3</sup>	Объем соответствующего параллелепипеда, см <sup>3</sup>	Относительное отклонение от реального объема, %	Объем соответствующего эллипсоида, см <sup>3</sup>	Относительное отклонение от реального объема, %
1.	55/51/53	81,3	148,7	83,0	77,9	4,2
2.	55/39/41	39,3	88,0	124,2	46,1	17,3
3.	83/66/61	173,6	334,7	92,7	175,2	1,0
4.	74/70/62	147,9	322,3	117,9	168,8	14,1
5.	66/52/35	72,6	124,9	72,1	65,4	9,9
6.	73/70/56	126,4	289,7	129,2	151,7	20,0
7.	71/51/53	92,5	191,9	107,7	100,5	8,7
8.	70/68/70	140,6	333,3	137,0	174,5	24,1
9.	65/56/42	63,0	156,1	147,7	81,7	29,7
10.	80/45/50	76,9	180,5	134,8	94,5	22,9
11.	75/45/55	80,9	187,5	131,9	98,2	21,4
12.	62/45/47	54,4	134,1	146,3	70,2	29,0

Таблица 5.2. Результаты определения различных характерных форм кусков кокса  
сухого тушения

№ п/п	Максимальные размеры куска, мм/мм/мм	Реальный объем, см <sup>3</sup>	Объем соответствующего параллелепипеда, см <sup>3</sup>	Относительное отклонение от реального объема, %	Объем соответствующего эллипсоида, см <sup>3</sup>	Относительное отклонение от реального объема, %
1.	100/91/88	449,0	801,0	78,4	419,4	6,6
2.	82/75/70	158,1	431,0	172,6	225,7	42,7
3.	81/80/75	168,1	486,5	189,4	254,7	51,5
4.	95/92/80	321,8	702,6	118,4	367,9	14,3
5.	75/55/65	101,2	270,0	166,9	141,4	39,8
6.	80/45/56	79,4	204,0	283,2	106,8	34,5
7.	71/71/60	137,6	304,6	121,3	159,5	15,9
8.	78/75/65	220,9	382,2	73,0	200,1	9,4
9.	80/77/69	149,8	426,3	319,2	223,2	49,1
10.	62/51/45	71,5	142,8	99,8	74,8	4,6
11.	79/69/50	159,0	279,7	75,9	146,4	7,9
12.	101/100/80	364,5	568,1	55,9	297,5	18,4

Разница результатов при определении «истинных» объемов характерной формы кусков кокса металлургического предложенным в подразделе 2.1 способом, основанном на определении максимальных и средних размеров граней куска по трем взаимно перпендикулярным направлениям, и методом гидростатического взвешивания не превышала 7,5 %, что подтверждает адекватность разработанного метода.

Из сравнительного анализа результатов определения реальных объемов кусков и объемов соответствующей характерной формы кокса доменного и кокса сухого тушения видно, что наиболее подходящей характерной формой данных

материалов является эллипсоид. Средние относительные отклонения от реального объема составили: для параллелограмма – 118,7 % и 124,4 %; для эллипсоида – 14,5 % и 17,5 % (для кокса доменного и кокса сухого тушения соответственно). Из этого следует, что соответствующая характерная форма различных видов твердого топлива в реальных условиях существенно отличается от параллелограмма, и в качестве характерной формы эллипсоид наиболее соответствует данному сырьевому материалу в условиях агломерационного производства «АМК» ООО «ЮГМК».

### **5.2.2 Экспериментальное исследование силовых параметров процесса разрушения кокса металлургического, используемого в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК»**

На основании результатов определения силовых параметров процесса разрушения образцов сфероидной формы деформацией одноосным сжатием (табл. 3.4), для каждого материала отношение разрушающей силы для куска сфероидной формы к силе, необходимой для разрушения куска в форме куба (параллелепипеда), существенно зависит не только от формы, но и от степени анизотропии прочностных свойств материала. Так, значение эмпирического коэффициента материала  $k_{\phi}$  для различных материалов при их разрушении одноосным сжатием составило 0,11...0,47.

Однако в реальных условиях форма кусков дробимого материала относительно далека от сфероидной. В данном случае для верификации полученных результатов аналитических и экспериментальных исследований и подтверждения соответствия разработанного метода (раздел 3) реальным условиям процесса дробления различных каменно-рудных материалов дополнительно проводилось экспериментальное исследование процесса разрушения деформацией при одноосном сжатии кусков различных видов кокса естественной (неправильной) формы. Для этого образцы, использовавшиеся при определении соответствующей характерной формы (табл. 5.1 и 5.2), нагружались одноосным сжатием до разрушения в «главном» (имеющем наибольшую площадь) сечении или нескольких, находя-

щихся рядом с «главным», сечениях, параллельных направлению действия сжимающей силы (рис. 5.26).



Рисунок 5.26. Образцы твердого топлива естественной (неправильной) характерной формы после разрушения одноосным сжатием

Для испытаний исследуемых материалов на прочность применялась методика, описанная в подразделе 2.2, для реализации которой использовался пресс испытательный гидравлический П-10 (рис. 2.4, а) с самоустанавливающейся сферической опорой (рис. 2.4, б), обеспечивающей осевое приложение предельной нагрузки к разрушаемому образцу 100 кН.

В ходе испытаний на прочность материала определялось значение силы, необходимой для разрушения куска металлургического кокса неправильной формы, которая сравнивалась со значением силы, необходимой для разрушения куска характерной формы в виде параллелепипеда (табл. 5.3 и 5.4). Пределы прочности кокса сухого тушения определялись с помощью метода определения временного сопротивления раздавливанию горных пород на образцах неправильной формы [355], которые составили: на одноосное сжатие  $\sigma_{сж} = 22,2$  МПа, на растяжение  $\sigma_p = 4,8$  МПа.

Таблица 5.3. Результаты определения силовых параметров разрушения образцов кокса доменного неправильной (характерной) формы и в форме параллелепипеда

Параметр	Номер образца											
	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
Значение разрушаемой силы для параллелепипеда $P_{нар}$ , кН	20,6	15,8	38,0	35,2	20,7	33,1	26,6	34,8	22,9	27,4	27,0	20,8
Значение разрушающей силы для образца неправильной формы $P_{н.ф.}$ кН	1,6	0,9	2,7	3,0	1,7	2,6	1,9	2,9	1,5	1,8	1,8	1,6
Коэффициент $k_{\phi}$	0,078	0,054	0,07	0,085	0,082	0,077	0,07	0,083	0,066	0,065	0,067	0,075
Среднее значение коэффициента $\bar{k}_{\phi}$	0,073											

Таблица 5.4. Результаты определения силовых параметров разрушения образцов кокса сухого тушения неправильной (характерной) формы и в форме параллелепипеда

Параметр	Номер образца											
	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
Значение разрушаемой силы для параллелепипеда $P_{нар}$ , кН	198,7	132,0	139,4	181,4	99,9	89,7	103,2	121,2	129,6	66,07	104,4	168,2
Значение разрушающей силы для образца неправильной формы $P_{н.ф.}$ кН	35,1	23,5	25,6	33,0	18,0	16,6	19,7	23,7	25,1	12,7	18,6	32,5
Коэффициент $k_{\phi}$	0,177	0,178	0,184	0,182	0,18	0,185	0,191	0,196	0,194	0,192	0,178	0,193
Среднее значение коэффициента $\bar{k}_{\phi}$	0,193											

Статистическая обработка полученных результатов показала, что все значения эмпирических коэффициентов  $k_\phi$  (кроме значения № 4 (табл. 5.3) и № 8 (табл. 5.4)) попадают в доверительный интервал (при значении уровня достоверности  $\alpha = 0,99$ ) [35], что с достаточной степенью подтверждает достоверность полученных результатов экспериментальных исследований процесса разрушения кокса металлургического неправильной (естественной) формы.

Среднее значение эмпирического коэффициента, учитывающего влияние формы и степени анизотропии прочностных свойств материала, полученного в ходе исследований (табл. 5.3 и 5.4), составило для отсевов кокса доменного  $k_\phi = 0,073$ , а для кокса сухого тушения –  $k_\phi = 0,186$ , при этом значения коэффициентов  $k_\phi$ , определенные аналитически с помощью зависимостей (4.17) и (4.18), равняются  $k_\phi = 0,083$  и  $k_\phi = 0,193$  соответственно для каждого из представленных в исследовании видов твердого топлива.

На основании полученных результатов экспериментальных исследований процесса разрушения кусков металлургического кокса естественной (неправильной) формы можно сделать вывод, что разработанный аналитический метод определения влияния формы и степени анизотропии прочностных свойств хрупких материалов (в частности кокса доменного и кокса сухого тушения производства коксового цеха № 3 «АМК» ООО «ЮГМК») подтверждается результатами экспериментов с достаточно высокой степенью – относительная погрешность результатов не превышает 15,0 %.

### **5.2.3 Экспериментальное обоснование достоверности метода определения конструктивных параметров сетки бандажей валковой дробилки с рифлеными валками**

При проведении экспериментальных исследований по определению необходимого радиуса валика наплавленной сетки на рабочей поверхности бандажа в валковой дробильной машине, при котором происходило гарантированное обес-

печение условий захвата куска дробимого материала, получены следующие эмпирические значения, представленные в таблице 5.5.

Таблица 5.5. Экспериментальные значения необходимого радиуса валика сетки для обеспечения условий захвата куска материала

№ эксперимента п/п	Радиус валика сетки, обеспечивающий захват куска дробимого материала, мм			
	$r_{e_1}$	$r_{e_2}$	$r_{e_3}$	$\bar{r}_e$
1.	0,3	0	0	0,1
2.	0	0	0	0
3.	2,6	2,6	2,3	2,5
4.	2,0	1,7	1,7	1,8
5.	0,8	0,8	1,1	0,9
6.	0,8	0,8	0,5	0,6
7.	0	0,3	0	0,1
8.	3,2	3,2	2,9	3,1
9.	0,5	0,5	0,8	0,6
10.	0,8	0,8	0,8	0,8
11.	0,8	0,5	0,8	0,7
12.	0,5	0,8	0,8	0,7
13.	0,8	0,8	0,8	0,8

После обработки данных получены коэффициенты регрессии и соответствующие экспериментальные значения критерия Стьюдента  $t_3$ , представленные в таблице 5.6, из которой следует, что все коэффициенты полиномиальных зависимостей, кроме  $b_{11}$ , являются значимыми.

Таблица 5.6. Значение коэффициентов регрессии и критериев Стьюдента  $t_s$ 

Коэффициент регрессии	Значение коэффициента	Значение критериев Стьюдента $t_s$
$b_0$	0,72	5,79
$b_1$	-0,15	2,24
$b_2$	1,06	15,45
$b_{11}$	-0,005	0,09
$b_{22}$	0,42	8,26
$b_{12}$	-0,15	2,24

На основании результатов определения значимости коэффициентов регрессионной зависимости получена адекватная функция отклика, представленная следующей полиномиальной зависимостью [88, 120]:

$$y(x_1, x_2) = -0,15x_1 + 1,06x_2 - 0,005x_1^2 + 0,42x_2^2 - 0,15x_1x_2 + 0,72. \quad (5.63)$$

Согласно статистической обработке полученных данных в ходе экспериментальных исследований методами математической статистики [23, 339], критерии Кохрена и Фишера составили  $F_{K_1} = 0,22$ ,  $F_{\phi_1} = 5,67$ , что подтверждает достоверность полученной регрессионной модели.

В натуральном виде [23, 339] регрессионная зависимость от функции отклика (5.1) для определения необходимого радиуса валика сетки валика  $r_g$ , обеспечивающего условия захвата куска материала определенного размера рифлеными валиками, принимает следующий вид [88, 120, 417]:

$$r_g = 0,93b - 0,61r_k + 0,26r_k^2 - 0,24br_k - 1,5. \quad (5.64)$$

С целью подтверждения адекватности разработанной математической модели процесса захвата материала рифлеными валиками валковой дробилки и определения необходимого радиуса валика  $r_g$  рифленых валков проведен сравнительный

анализ значений, полученных по формуле (5.16) и регрессионной зависимости (5.64), представленный в таблице 5.7.

Таблица 5.7. Значения необходимого радиуса валика  $r_g$ , полученные по аналитической и регрессионной зависимостям и относительной погрешности эксперимента

№ п/п	Результаты		Относительная погрешность, %
	По регрессионной зависимости (5.64)	По формуле (5.16)	
1.	0,05	0,09	71,6
2.	0,04	0,002	96,3
3.	2,45	2,34	4,3
4.	1,83	1,82	0,8
5.	0,9	0,96	7,0
6.	0,45	0,48	6,7
7.	0,04	0,1	177,7
8.	3,0	2,88	3,9
9.	0,67	0,71	5,7
10.	0,67	0,71	5,7
11.	0,67	0,71	5,7
12.	0,67	0,71	5,7
13.	0,67	0,71	5,7
Средняя относительная погрешность, %			30,5

Статистическая обработка экспериментальных данных показывает, что относительная погрешность определения необходимого радиуса валика сетки рифленого валика дробилки по зависимости (5.16) в сравнении с эмпирическими значениями, полученными в ходе экспериментальных исследований, составляет 0,8...177,7 %. При этом среднее относительное отклонение теоретических данных

от фактических составило 30,5 %. Однако, исходя из производственного опыта, в данном случае необходимо учитывать, что экспериментальные исследования проводились с рифлями валков с размерами более 0,3 мм, что существенно сказывается на точности результатов, полученных с помощью регрессионной зависимости, в меньших диапазонах размеров валиков сетки.

На основании вышесказанного очевидно, что необходимо исключить из расчетов результаты, при которых значение необходимого радиуса рифлей бандажей валков меньше 0,3 мм (№№ 1, 2, 7 (табл. 5.8)).

Таблица 5.8. Значения необходимого радиуса валика  $r_e$ , полученные по аналитической и регрессионной зависимостям и относительной погрешности эксперимента для валиков с размерами более 0,3 мм

№ п/п	Результаты		Относительная погрешность, %
	По регрессионной зависимости (5.64)	По формуле (5.16)	
1.	2,45	2,34	4,3
2.	1,83	1,82	0,8
3.	0,9	0,96	7,0
4.	0,45	0,48	6,7
5.	3,0	2,88	3,9
6.	0,67	0,71	5,7
7.	0,67	0,71	5,7
8.	0,67	0,71	5,7
9.	0,67	0,71	5,7
10.	0,67	0,71	5,7
Средняя относительная погрешность, %			5,9

Тогда среднее относительное отклонение теоретических данных от полученных в ходе эксперимента составит 5,9 % (табл. 5.8), что с достаточной степе-

нию точности подтверждает адекватность предложенных теоретических методов по определению необходимого радиуса валика сетки банджа для обеспечения захвата куска дробимого материала рифлеными валками при дроблении различных видов твердого топлива в реальных условиях (необходимый радиус валков значительно больше соответствующего размера 3,0 мм с учетом геометрического симплекса подобия модели дробильной машины).

С целью наглядного сопоставления друг с другом значений, определенных по предложенной аналитической зависимости (5.16), и результатов экспериментальных исследований, полученных по эмпирической формуле (5.64), построены графики поверхностей, описываемых зависимостями необходимых радиусов валика сетки  $r_g$  для обеспечения условий захвата куска дробимого материала от размера межвалкового зазора дробилки и условного радиуса куска дробимого материала (рис. 5.27 и 5.28), определенных с помощью аналитической и регрессионной моделей.

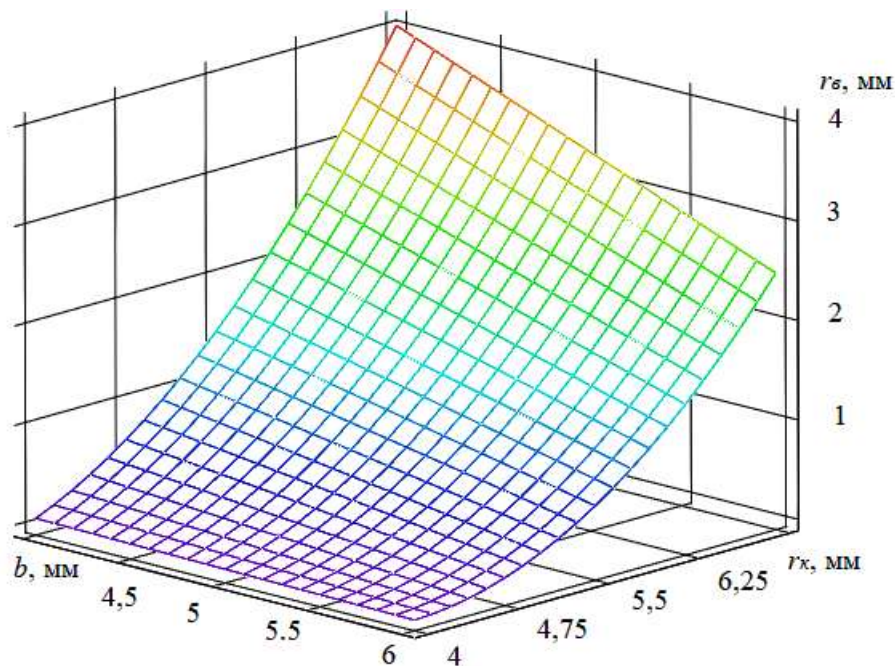


Рисунок 5.27. График поверхности регрессионной зависимости радиуса валика  $r_g$  для условий захвата куска материала

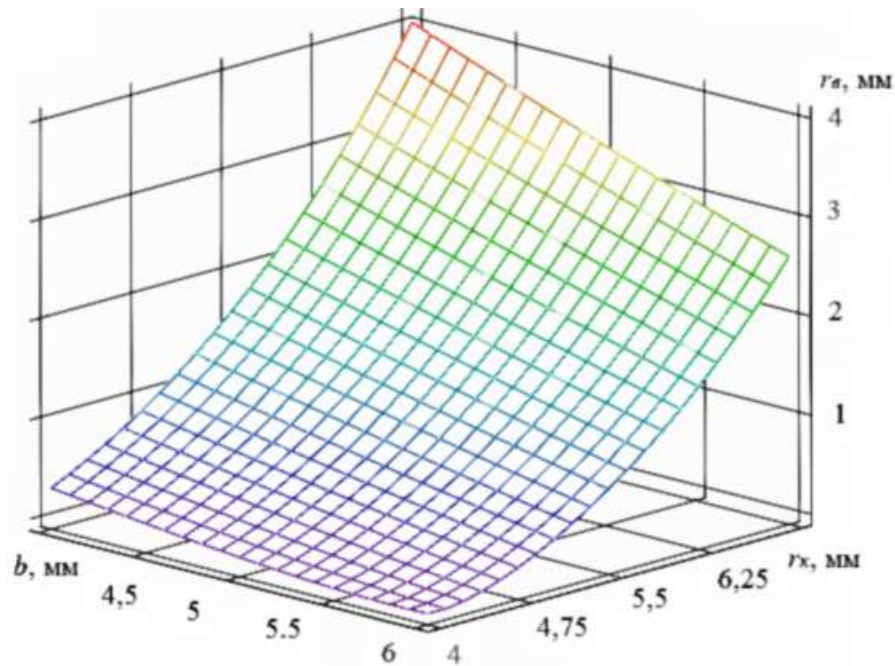


Рисунок 5.28. График поверхности аналитической зависимости радиуса валика  $r_g$  для условий захвата куска материала

Как видно из анализа графиков, поверхность, полученная с помощью теоретической зависимости, описывающая характер изменения размеров валиков сетки валка, достаточно близко совпадает с графиком поверхности эмпирических значений, что подтверждает адекватность результатов предшествующих исследований, в частности зависимости для определения необходимых условий реализации процесса захвата кусков определенной фракции в рабочее пространство валковой дробилки с рифлеными валками.

Таким образом, экспериментально подтверждена математическая модель процесса захвата дробимого материала рифлеными валками валковой дробилки, а также аналитические зависимости конструктивных параметров (размер валиков сетки) верхних валков четырехвалковой дробилки с рифленой рабочей поверхностью бандажей, применяемых при измельчении различных хрупких материалов.

#### 5.2.4 Экспериментальное исследование динамических процессов в валковой дробилке с амортизационным устройством пружинного типа в производственных условиях

Экспериментальные исследования динамических процессов при определении силы дробления в валковой дробилке с амортизационным устройством пружинного типа проводились в производственных условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК».

Для подтверждения адекватности способа определения силы дробления, возникающей в валковой дробильной машине, использовалась зависимость, полученная на основании формулы (5.62) при ее аналитическом решении относительно переменной  $F_{др}$ :

$$F'_{др} = \frac{2Xk_{np} + \delta_g k_{np} + 2\eta_c g m_g}{2}. \quad (5.65)$$

При определении силы дробления материала в валковых дробилках эмпирическим методом измерялось горизонтальное перемещение подшипниковых опор валков  $\delta_g$  массой  $m_g$  в процессе дробления различных видов топлива (с определенным коэффициентом трения материала по стали  $\eta_m$ ) при различных значениях предварительной затяжки пружинного амортизирующего устройства  $X$  жесткостью).

Для адаптации зависимости (5.65) для условий дробления в дробилке с рифлеными валками необходимо использовать зависимость, учитывающую действие проекций всех сил на горизонтальную ось, возникающих при контактном взаимодействии дробимого материала с рабочей поверхностью бандажа и валиков сетки:

$$F'_{др.риф.} = F_{др.б} + F_r \cos \alpha_{к.ср.} + F_\tau \sin \alpha_{к.ср.}. \quad (5.66)$$

Определение значения силы дробления аналитическим способом осуществлялось по формулам: для гладких валков – (5.4); для рифленых – (5.42)–(5.44).

Результаты экспериментальных исследований динамики валков в процессе дробления различных видов кокса металлургического в валковой дробилке и их

сравнительный анализ со значениями силы дробления, определенной аналитическим способом, представлены в таблице 5.9.

Таблица 5.9. Результаты аналитического определения силы дробления и экспериментальных данных

Значение $X$ , $10^{-3}$ м	Среднее значение перемещение вала в процессе дробления $\delta_e$ , $10^{-3}$ м	Межвалковый зазор, $b$ , $10^{-3}$ м	Экспериментальное значение силы дробления, определенное по формулам (5.65) и (5.66), кН	Аналитическое значение силы дробления, кН	Относительная погрешность, %
Для процесса дробления кокса доменного гладкими валками					
1,0	1,30	2,6	15,4	17,0*	10,4
2,0	0,98	2,0	20,7	15,6*	24,8
Для процесса дробления кокса сухого тушения гладкими валками					
20,0	1,55	3,1	134,9	136,2*	0,8
25,0	1,32	2,6	165,4	126,2*	23,7
Для процесса дробления кокса сухого тушения рифлеными валками					
5,0	0,34	22,6	37,4	26,5**	30,9
4,0	0,68	23,4	32,2	25,9**	19,8

\* – определенное по формуле (5.4);

\*\* – определенное по зависимостям (5.42)–(5.44).

Статистическая обработка результатов исследования показывает, что относительная погрешность значений аналитического определения силы дробления и результатов, полученных в ходе экспериментальных исследований в условиях фракционной подготовки различных видов твердого топлива в дробилке ДЧГ 900×700 в агломерационном цехе «АМК» ООО «ЮГМК», не превышает

30,9 %. Полученные результаты говорят о достаточной сходимости расчетных и эмпирических данных, и подтверждают адекватность математической модели процесса дробления данного вида сырья в дробилках с гладкими и рифлеными валками при определении значения силы дробления, действующей на валки.

### **5.2.5 Экспериментальное исследование энергетических параметров привода дробилки при различных условиях реализации процесса дробления**

Для анализа энергосиловых параметров привода валковой дробилки в производственных условиях проведен ряд экспериментальных исследований, основанных на косвенном методе определения моментов сопротивления от сил, возникающих при дроблении материала в дробилке (подраздел 2.7) [77, 108] и их дальнейшем сравнительном анализе полученных результатов.

Изначально определялась (частота вращения) угловая скорость вращения вала электродвигателя привода нижних и верхних валков на холостом ходу – без нагрузки (Приложение В, рис. В.3). Скорость вращения вала измерялась в режиме реального времени в течение 1 мин для каждого вида твердого топлива и конструкции валков дробилки. Затем определялись пиковые значения изменения скорости вращения вала двигателя (Приложение В: рис. В.4–В.7). Число повторных измерений в каждом эксперименте и число самих экспериментов принималось равным пяти.

Результаты определения момента сопротивления в процессе дробления аналитическим методом при решении дифференциального уравнения (5.5) численными методами [308] (значения начальных и граничных условий:  $\varphi(0) = 0$ ;

$$\dot{\varphi}(0) = \omega_0; t_0 = 0; t = \frac{\alpha_1}{\omega_0} \text{ – для условий гладких валков; } t = \frac{\alpha_{1,г}}{\omega_0} \text{ – для рифленых}$$

валков) и усредненные значения экспериментальных исследований с помощью предложенных методик и их сравнительный анализ представлены в таблице 5.10.

Таблица 5.10. Результаты аналитического определения и экспериментальных измерений момента сопротивления, возникающего в дробилке ДЧГ 900×700 в процессе дробления

Показатель	Тип вала дробилки			
	Гладкий		Рифленый	
Вид дробимого материала	КД*	КСТ**	КД*	КСТ**
Значение момента сопротивления на валке, рассчитанное по предложенной методике, кНм	0,64	2,56	0,2	1,3
Экспериментальное значение скорости вращения, об/мин (угловой скорости вращения ротора при нагрузке, рад/с)	999,2 (104,6)	994,9 (104,2)	999,4 (104,7)	996,6 (104,4)
Экспериментальное значение момента сопротивления на валке, кНм	0,84	3,9	0,2	1,1
Относительная погрешность, %	24,2	34,2	–	14,0

КД\* – кокс доменный (отсевы);

КСТ\*\* – кокс сухого тушения.

Сравнительный анализ результатов (табл. 5.10) подтверждает достаточно высокую точность аналитического определения момента сопротивления от сил дробления в валковой дробилке с помощью разработанного метода определения энергосиловых параметров (средняя относительная погрешность составила 18,1 %) и обосновывает повышение энергоэффективности применения в валковой дробилке ДЧГ 900×700 в условиях фракционной подготовки твердого топлива в агломерационном цехе «АМК» ООО «ЮГМК» двигателей меньшей мощности: для приводов нижних валков порядка 30 кВт; для верхних валков – 20 кВт, предварительно проверив данные электродвигатели на достаточность пускового момента и перегрузочную способность [327, 416]. При этом для условий процесса

дробления отсевов кокса доменного расчетная требуемая мощность двигателя дробилки составила порядка 5,0 кВт.

### Выводы к главе 5

1. Получил дальнейшее развитие уточненный метод определения силы дробления материала в валковой дробилке с гладкими валками, позволивший повысить точность расчетов в 1,2...3,5 раза в зависимости от коэффициента трения дробимого материала по материалу бандажей валков.

2. Разработано математическое описание процесса дробления хрупких материалов в валковой дробилке с гладкими валками, с помощью которого предложен метод определения энергосиловых показателей привода валковой дробилки с гладкими валками, позволяющий повысить точность определения момента сопротивления на валу валка и требуемой мощности электродвигателя в 1,1...3,5 раза.

3. Впервые установлены зависимости размера валика и угла между центрами соседних валиков сетки рифленых валков дробилки от верхнего предела фракции и коэффициента трения скольжения дробимого материала, позволяющие обосновать рациональные конструктивные параметры сетки бандажей для обеспечения условий гарантированного захвата дробимого куска при фракционной подготовке различных материалов с определенными физико-механическими свойствами. На основании полученных результатов установлено, что максимальный размер фракции материала, который возможно подавать в четырехвалковую дробилку ДЧГ 900×700 с верхними рифлеными валками при коэффициенте трения материала по стали  $\mu = 0,2$ , составляет 0,18 м, при  $\mu = 0,3 - 0,26$  м, при  $\mu_m = 0,4$  может достигать 0,28 м.

4. Впервые разработан метод определения силы дробления материала, действующей на рабочую поверхность бандажа рифленого валка, тангенциальной и радиальной сил дробления, возникающих на поверхности валиков сетки бандажей при контактном взаимодействии с массивом материала, а также нормальных реакций в подшипниковых опорах вала валка, на основании которого предложен

метод определения энергосиловых показателей привода валковой дробилки с рифлеными валками, позволяющий обосновать рациональные энергетические параметры привода валковой дробилки с данным типом валков. Установлено, что при коэффициентах трения дробимого материала по стали  $\mu = 0,3 \dots 0,5$  значения требуемой мощности валковой дробилки ДЧГ 900×700 с рифлеными валками могут отличаться друг от друга в 1,2...2,4 раза в зависимости от фракции материала.

5. Впервые разработана динамическая модель рабочих органов валковой дробилки, на основании которой получен метод определения значения перемещения натяжного вала в процессе дробления хрупких материалов и значения предварительной затяжки комплекта пружин от межвалкового зазора, силы дробления материала и жесткости пружин. Установлено, что при увеличении предварительной затяжки комплекта пружин амортизирующего устройства значение перемещения натяжного вала уменьшается по убывающей линейной зависимости, а при увеличении усилия дробления значение перемещения натяжного вала возрастает по положительной линейной зависимости.

6. Обоснована характерная форма различных видов кокса металлургического, используемого в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК». Установлено, что для кокса доменного и кокса сухого тушения наиболее подходящей характерной формой является эллипсоид – средние относительные отклонения от реального объема составили: для параллелограмма – 118,7 % и 95,1 %; для эллипсоида – 14,5 % и 13,3 % (для кокса доменного и кокса сухого тушения соответственно). Экспериментально получены значения эмпирического коэффициента, учитывающего влияние формы и степени анизотропии прочностных свойств куска материала неправильной формы, которые составили для отсевов кокса доменного  $k_\phi = 0,073$ , а для кокса сухого тушения –  $k_\phi = 0,186$ , что подтверждает адекватность математической модели при значении относительной погрешности результатов на уровне 15,0 %.

7. Экспериментально получены значения пределов прочности кокса сухого тушения с помощью метода определения временного сопротивления раздавлива-

нию горных пород на образцах неправильной формы, которые составили: на одноосное сжатие  $\sigma_p = 22,2$  МПа, на растяжение при изгибе  $\sigma_{сж} = 4,8$  МПа.

8. С помощью экспериментальной модели валковой дробилки в лабораторных условиях проведен многофакторный эксперимент по определению условий контактного взаимодействия куска дробимого материала с рифленой поверхностью бандажей на этапе его внедрения в рабочее пространство валков, показавший сходимость с теоретическими результатами на уровне 95 %.

9. В производственных условиях в валковой дробилке с амортизационным устройством пружинного типа проведены экспериментальные исследования динамических процессов, с помощью которых подтверждена адекватность разработанной модели определения силы дробления в валковых дробилках при сходимости расчетных и эмпирических данных на уровне 70 %.

10. На основании результатов экспериментальных исследований энергосиловых параметров привода валковой дробилки при различных условиях реализации процесса дробления подтверждена достаточно высокая точность и адекватность методов аналитического определения момента сопротивления от сил дробления и расчета энергосиловых параметров привода валковой дробильной машины с различными типами рабочих органов – средняя относительная погрешность составила 18,1 %.

Материалы настоящего раздела опубликованы в работах [66, 71, 80, 81, 85, 88, 96, 97, 101, 105, 109, 110, 115, 117, 120, 177, 231, 257, 261, 262, 415–417].

## ГЛАВА 6

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ДРОБЛЕНИЯ В МОЛОТКОВЫХ  
ДРОБИЛЬНО-ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЬНЫХ МАШИНАХ С ШАРНИРНЫМ И  
КОМБИНИРОВАННЫМ ПОДВЕСОМ МОЛОТКОВ****6.1 Математическое описание процесса дробления материала молотковой  
роторной дробилке с ударными рабочими органами шарнирной и  
комбинированной конструкции оси подвеса на роторе**

В последние десятилетия наряду с ранее разработанными методами определения различных конструктивно-технологических и энергосиловых параметров ударных дробильных машин, используемых для фракционной подготовки различных хрупких материалов [63, 129, 194, 203, 406], проводится множество научных исследований [20, 22, 53, 131, 189, 192, 198, 202, 259, 263, 264, 266, 267, 292, 298, 330, 331, 356, 367, 372–374, 377, 379, 383, 392, 394–397], направленных на изучение процессов дробления материалов в молотковых роторных дробилках. Одни из них направлены на исследование влияния различных условий на производительность самого процесса [63, 192, 198, 292, 298, 392, 394, 395], другие – на усовершенствование конструкций основных рабочих органов [11, 13, 14, 131, 189, 202, 255, 267, 356, 372–374, 383–396], третьи – на изучение динамики рабочих органов и определение энергосиловых параметров самой молотковой дробильной машины [22, 330, 331, 367, 377, 379, 394, 395, 397].

Однако большинство зависимостей и методов, разработанных в ходе вышеперечисленных исследований, носят эмпирический характер, что дает достаточно точное математическое описание процесса только для конкретной конструкции машины и конкретно для условий дробления определенного материала. При этом фактически во всех работах исследуются различные конструктивно-технологические параметры молотковых роторных дробилок с шарнирным подвесом молотков на роторе, что не дает возможности использовать данные методы в условиях математического и эмпирического моделирования процессов, происхо-

дящих в дробильных машинах с роторами и их рабочими органами комбинированного типа.

В работах [52–59, 62, 64, 67–70, 76, 84, 86, 89, 91, 94, 95, 100, 104, 111–113, 121–123, 178, 214] разработаны методы и способы определения динамики молотка в процессе соударения с куском материала [52–56, 67, 84, 89, 94, 95, 178], кинематики куска материала при движении к отбойной плите после соударения с молотком на стадии соударения при загрузке [52, 56, 58, 67–69, 84, 89, 94, 95, 100, 121, 123, 178, 214], степени дробления и производительности дробилки в условиях реализации способа разрушения куска материала свободными ударом молотков [52, 54, 56, 59, 67, 76, 84, 89, 91, 94, 95, 104, 111, 113, 178], степени эрозионного износа молотков [52, 53, 56, 67, 70, 84, 86, 89, 94, 95, 112, 178], а также энергозатрат [51, 52, 56, 62, 64, 67, 84, 89, 94, 95, 122, 178] в молотковых роторных реверсивных дробильных машинах. Данные зависимости более универсальны и могут использоваться для различных конструкций данного типа дробилок и условий реализации самого процесса дробления материала, однако и они требуют более глубокого исследования и уточнения влияния некоторых факторов на вышеперечисленные параметры.

Для математического описания процессов, происходящих в молотковой роторной дробильной машине, применялись основные принципы математического анализа и аналитической геометрии с использованием основных законов отдельных разделов классической физики – теоретической механики (статики, кинематики, динамики) и физики сплошных сред (механики деформируемого твердого тела, сопротивления материалов).

При этом для определения требуемых сил и моментов от сил дробления, а также мощности электродвигателя привода дробилки принимаются наиболее благоприятные условия (в соответствии с критерием Вальда [36, 422]).

Для математического описания процесса взаимного контакта материала с рабочими органами в молотковой роторной дробилке и определения энергосиловых параметров ее привода приняты следующие (общие для всех математических моделей) допущения:

- материал рабочей поверхности молотков и колосников по отношению к дробимому материалу – абсолютно недеформируемый, твердый, неупругий;
- отдельный кусок материала представляется в виде шарообразного тела;
- контактирующие поверхности предполагаются совершенно гладкими;
- кусок дробимого материала при контакте с поверхностями рабочих органов воспринимает равнозначные нагрузки и не вращается относительно своей оси симметрии;
- дробимый материал однороден, но при этом обладает анизотропией прочностных свойств, не имеет локальных зон с более низкими пределами прочности на одноосное сжатие и растяжение (отсутствуют внутренние механические напряжения, инородные включения, концентраторы напряжений и т.д.).

### **6.1.1 Развитие математического описания процесса контактного взаимодействия материала и молотков при свободном ударе в молотковых роторных дробилках**

В работах [52, 56, 67, 84, 89, 94, 95, 118, 178, 214] отображены основные результаты исследования процесса контактного взаимодействия куска материала и рабочих органов в молотковых роторных дробильных машинах, с помощью которых определяются различные параметры свободного удара молотков по куску материала с использованием шарнирного и комбинированного способа подвеса на оси ротора.

Так в исследованиях [52, 56, 67, 84, 89, 94, 95, 118, 178] угол отклонения молотка при свободном соударении с куском материала  $\gamma_1$  определяется с помощью зависимости, основанной на использовании второго закона Ньютона [227] и статической теории удара Герца [429]:

$$\gamma_1 = \left(1 + \frac{R}{r - c}\right) \frac{4r_i}{(k_m + 1)\sqrt{(r - c)(R + r - c)}}, \quad (6.1)$$

где  $R$  – радиус окружности центров осей подвеса молотков на роторе, м;  
 $r$  – расстояние от центра оси подвеса молотка до его внешней грани, м;

$c$  – расстояние, на которое проникает материал в рабочую зону молотков [56, 67, 84, 94, 95, 178], м;

$r_i$  – радиус инерции молотка относительно центра оси подвеса на роторе, м;

$k_m$  – коэффициент масс молотков и материала [56, 67, 84, 94, 95, 178]:

$$k_m = \frac{m_{\Sigma M}}{m_{\text{ч}}}, \quad (6.2)$$

где  $m_{\Sigma M}$  – масса молотков, неподвижно установленных на оси подвеса, м;

$m_{\text{ч}}$  – масса куска дробимого материала, м.

Данная зависимость наиболее адекватно описывает положение молотка на стадии соударения с куском материала при свободном ударе [89] по сравнению с ранее предложенными в работах [303, 351], однако требует уточнений.

На рисунке 6.1 представлена расчетная схема для обоснования уточненной зависимости угла отклонения молотка при его соударении с куском материала.

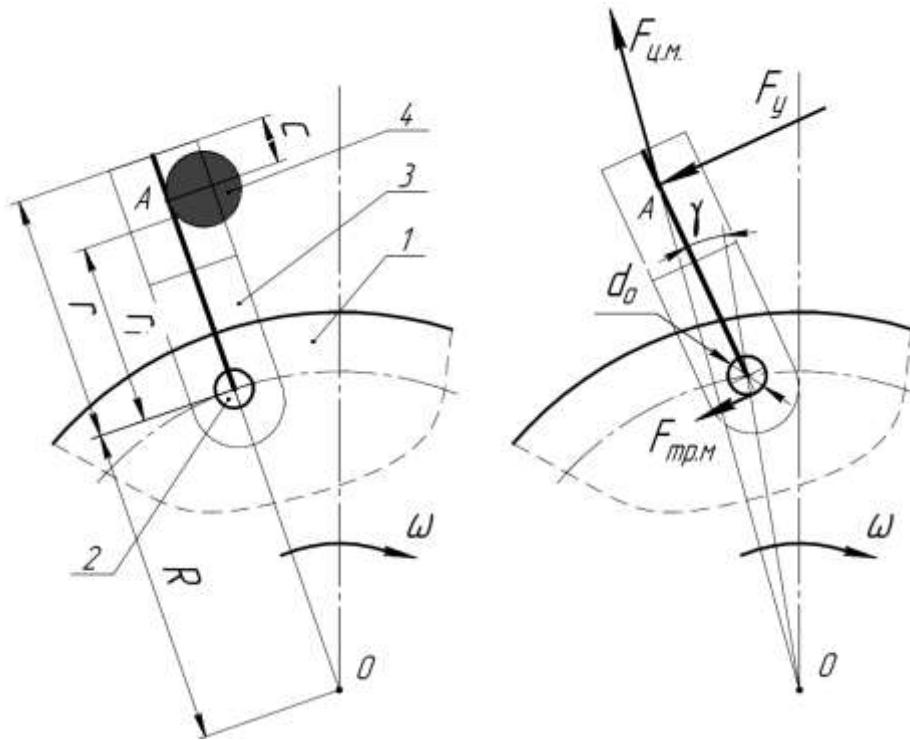


Рисунок 6.1. Расчетная схема для определения угла отклонения молотка в момент соударения с куском материала

Согласно представленной расчетной схеме (рис. 6.1) для повышения точности расчетов при определении угла отклонения молотка при взаимном контакте с материалом необходимо учитывать момент трения, возникающий в месте контакта внутренней поверхности отверстия проушины молотка с осью подвеса или оси с внутренней поверхностью отверстий ротора, а для определения момента от центробежной силы – радиус инерции молотка  $r_u$ .

Тогда, согласно второму закону Ньютона для вращательного движения [227], дифференциальное уравнение движения молотка при соударении с куском дробимого материала будет выглядеть следующим образом:

$$J_m \ddot{\gamma}_m + m_{\Sigma m} \omega^2 (R + r_i)(r - c) \sin \gamma_m + m_{\Sigma m} \omega^2 (R + r_i) \left( \frac{d_o}{2} \mu_c \right) \sin \gamma_m = 0, \quad (6.3)$$

где  $J_m$  – момент инерции молотка, кг×м<sup>2</sup>;

$\ddot{\gamma}_m$  – угловое ускорение вращательного движения молотка относительно его оси подвеса, рад/с<sup>2</sup>;

$\omega$  – угловая скорость вращения ротора дробилки, рад/с;

$\gamma_m$  – угловое положение молотка в процессе ударного контакта, рад;

$d_o$  – диаметр отверстия проушины ножки молотка, м;

$\mu_c$  – коэффициент трения скольжения материала молотка, по материалу оси подвеса и дисков ротора.

Решение данного дифференциального уравнения с помощью метода, представленного в работах [52, 56, 67, 84, 89, 94, 95, 178], имеет следующий вид (при начальных и граничных условиях:  $t = 0$ ,  $\gamma_2 = 0$ ,  $\dot{\gamma}_2 = \frac{v_{m2}}{r - c}$ , где  $v_{m2}$  – скорость молотка после ударного контакта):

$$\gamma_1 = \left( 1 + \frac{R}{r - c + \frac{d_o}{2} \mu_c} \right) \frac{4r_i}{(k_m + 1) \sqrt{\left( r - c + \frac{d_o}{2} \mu_c \right) (R + r_i)}}. \quad (6.4)$$

Для подтверждения и верификации полученных результатов проводилось сравнение значений угла отклонения молотка, рассчитанных с помощью формулы (2.25), со значениями, полученными при моделировании процесса ударного контакта, разработанного на основе конечно-элементного метода в программном комплексе ANSYS Workbench [47, 195], представленного в работе [89], и с использованием ранее разработанных аналитических зависимостей [56, 67, 84, 94, 95, 178, 303, 351].

По результатам исследований в таблице 6.1 представлены значения углов отклонения, полученные с использованием аналитических зависимостей (1.44), (1.45), (6.1) и (6.4), и их соответствия (относительные погрешности) с аналогичными параметрами, полученными с помощью конечно-элементного метода.

Таблица 6.1. Значения угла отклонения молотка при свободном соударении с материалом

Показатели	Диаметр куска материала, м				
	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08
Результаты моделирования конечно-элементным методом, рад	0,037	0,06	0,099	0,151	0,212
По формуле (1.44), рад	0,04	0,076	0,129	0,198	0,284
Относительная погрешность, %	8,1	26,7	30,3	31,1	33,9
По зависимости (1.45), рад	0,004	0,007	0,013	0,02	0,029
Относительная погрешность, %	89,6	87,6	86,9	86,6	86,3
По зависимости (6.1), рад	0,026	0,05	0,086	0,135	0,198
Относительная погрешность, %	29,7	16,7	13,1	10,6	6,6
По зависимости (6.4), рад	0,028	0,054	0,092	0,145	0,212
Относительная погрешность, %	24,3	10,0	7,1	4,0	0,5

Как видно из сравнительного анализа результатов (табл. 2.1), наибольшая точность определения угла отклонения  $\gamma_1$  получена с помощью формулы (6.4) –

средняя относительная погрешность составила 9,2 %, при этом средняя относительная погрешность значений, полученных с помощью аналитических зависимостей (1.44), (1.45) и (6.1), составила 26,0 %, 87,5 % и 15,3 % соответственно.

Таким образом, аналитическая зависимость (6.4) позволит повысить точность определения основных конструктивно-технологических параметров роторных дробильных машин ударного действия, в расчетах которых необходимо использовать значение угла отклонения молотка при ударном соударении с куском дробимого материала.

### **6.1.2 Обоснование зависимости определения угла отклонения молотков при взаимодействии с материалом в зоне колосниковой решетки дробилки**

Для математического моделирования взаимного контакта молотков, материала и колосников в процессе дробления хрупких материалов в зоне колосниковой решетки необходимо дополнительно принять следующие допущения:

- отдельный кусок дробимого материала представляется в виде шара;
- кусок дробимого материала при скольжении по колосниковой решетке не вращается относительно своей условной «оси симметрии»;
- инерционной составляющей материала при его движении пренебрегаем.

При определении основных параметров движения рабочих органов и дробимого материала в зоне колосниковой решетки необходимо исследовать условия контакта молотков с материалом при их движении относительно рабочей поверхности колосниковой решетки, для чего разрабатывается математическая модель на основании второго закона Ньютона (дифференциального закона механического движения) [227].

Расчетная схема для определения параметров движения рабочего органа и куска материала при взаимодействии с колосниковой решеткой в молотковой роторной дробилке представлена на рисунке 6.2.

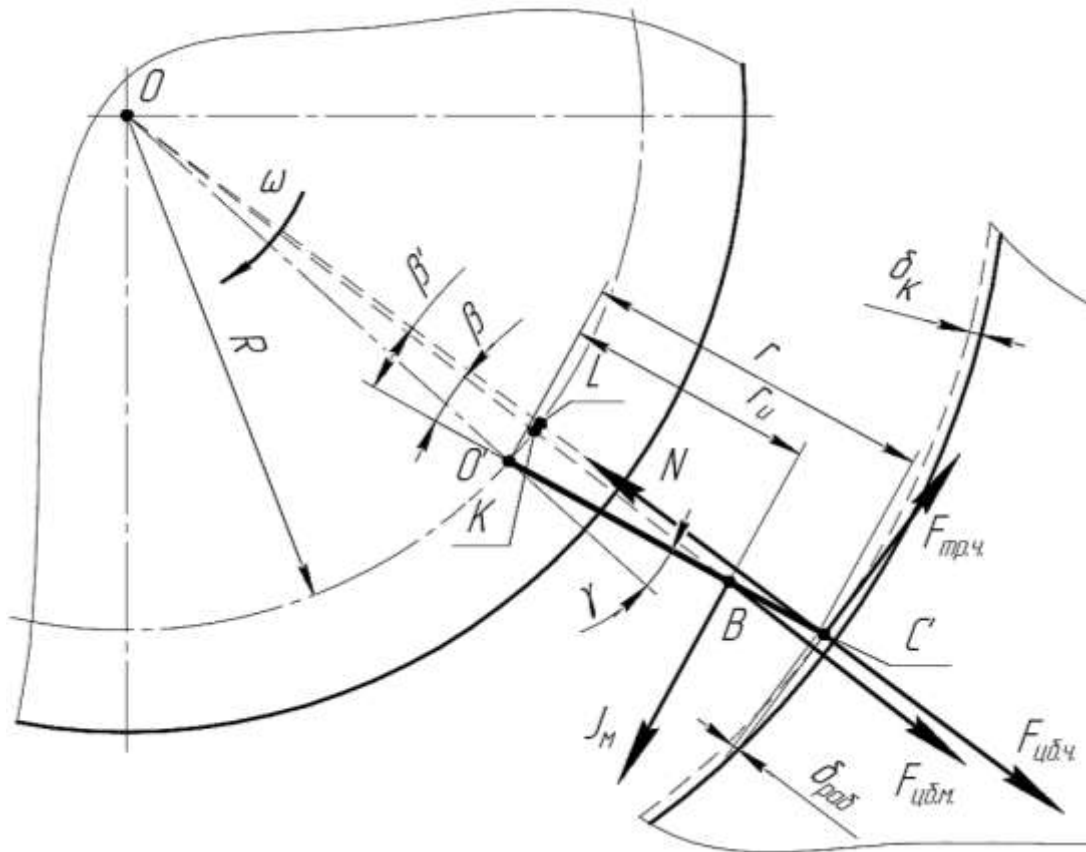


Рисунок 6.2. Расчетная схема для определения параметров движения молотка и материала при взаимодействии с колосниковой решеткой в молотковой дробилке

Представим массив дробимого материала, располагающийся на колосниковой решетке дробилки, в виде условно сосредоточенной частицы массой  $m_q$ , вступающей в контактное взаимодействие с молотками (одним молотком), а молотки в виде условного плоского тела массой  $m_{\Sigma m}$ . В этом случае центр взаимодействия молотков с куском материала на поверхности колосников при их вращательном движении будет расположен в условной точке  $C'$  (рис. 6.2).

Движение системы «молоток–частица» характеризуется следующими параметрами: углом отклонения молотка  $\gamma_2$ , скоростью движения частицы относительно колосниковой решетки  $v_q$  и расстоянием между молотком и колосниковой решеткой (колосниковым зазором)  $\delta_k$ .

Для определения угла отклонения молотка  $\gamma_2$  необходимо рассмотреть его движение в неинерциальной системе отсчета при движении совместно с куском

материала, перемещающегося относительно поверхности колосниковой решетки под воздействием вращательного движения ротора.

В данной системе действуют следующие силы:

– центробежная сила при вращательном движении молотков  $F_{цб.м.}$ , которую с достаточной точностью можно определить по формуле:

$$F_{цб.м.} = m_m \omega^2 (R + r_i), \quad (6.5)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения ротора, рад/с;

$R$  – радиус центров осей подвеса молотков относительно оси ротора, м;

$r_i$  – радиус инерции молотка, м<sup>2</sup>.

– центробежная сила куска материала при вращательном движении определяется как:

$$F_{цб.ч.} = m'_ч \omega^2 (R + r), \quad (6.6)$$

где  $m'_ч$  – масса кусков дробимого материала в слое, взаимодействующем с молотком, кг;

– сила нормальной реакции  $N$  (численно равна центробежной силе куска при его движении относительно поверхности колосников):

$$N = F_{цб.ч.}; \quad (6.7)$$

– сила трения, возникающая при скольжении частицы по поверхности колосниковой решетки, которая в первом приближении равна:

$$F_{тр.ч.} = N \mu_m, \quad (6.8)$$

где  $\mu_m$  – динамический коэффициент трения скольжения дробимого материала по материалу колосниковой решетки.

При этом момент инерции молотков определяется по зависимости:

$$M_u = m_m r_i^2 \ddot{\gamma}_2, \quad (6.9)$$

где  $\ddot{\gamma}_2$  – угловое ускорение молотка относительно центра оси подвеса ротора, рад/с<sup>2</sup>.

С учетом вышесказанного и основываясь на принципе Даламбера [208], молоток представляется как тело, находящееся в равновесии при его вращательном движении относительно центра оси подвеса на роторе (точка  $O'$ , рис. 6.2):

$$\sum M_{O'} = 0; \quad (6.10)$$

$$M_u + F_{цб.м.} O'K - F_{тр.ч.} r \cos \gamma_2 = 0. \quad (6.11)$$

Угол отклонения молотков  $\gamma_2$  может быть определен исходя из дифференциального уравнения движения в процессе взаимодействия куска материала при движении относительно колосниковой решетки:

$$m_m r_i^2 \ddot{\gamma}_2 + m_m \omega^2 R'_u r_i \sin \beta = m'_u \omega^2 (R + r) r \mu_m. \quad (6.12)$$

С учетом того, что угол отклонения молотков  $\gamma_2$  предполагается в достаточной степени малым, то можно предположить, что  $\sin \gamma_2 \approx \gamma_2$ ,  $\cos \gamma_2 = 1$ ;  $R'_u \approx R + r_u$ , а  $\beta = \frac{R}{R + r} \gamma_2$  (в первом приближении).

В этом случае закон движения молотка (зависимость (6.12)) принимает следующий вид:

$$\ddot{\gamma}_2 + \frac{\omega^2 (R + r_i) R}{r_i (R + r)} \gamma_2 = \frac{\omega^2 (R + r) r \mu_m}{k_m r_i^2}, \quad (6.13)$$

где  $k_m$  – отношение (коэффициент) массы молотков к массе материала.

Общее решение дифференциального уравнения (6.13) имеет вид [326]:

$$\gamma_2 = A \sin \sqrt{qt} + B \cos \sqrt{qt} + \frac{w}{q}, \quad (6.14)$$

где:

$$q = \frac{\omega^2 (R + r_i) R}{r_i (R + r)}; \quad (6.15)$$

$$w = \frac{\omega^2 (R + r) r \mu_m}{k_m r_i^2}. \quad (6.16)$$

Постоянные дифференциального уравнения  $A$  и  $B$  определяются из начальных условий вращательного движения системы при  $t = 0$ :

$$\gamma_2 = 0, \dot{\gamma}_2 = 0. \quad (6.17)$$

Исходя из начальных условий, формула (6.14) принимает вид:

$$\gamma_2 = -\frac{w}{q} \cos \sqrt{qt} + \frac{w}{q}. \quad (6.18)$$

Так как косинус угла  $\gamma_2$  принимает максимальное значение при условии равенства  $\sqrt{qt} = \pi$ , тогда угол отклонения молотка ударной дробилки определяется с помощью следующего выражения [83]:

$$\gamma_2 = 2 \frac{w}{q}. \quad (6.19)$$

Подставив значения параметров  $q$  и  $w$  в формулу (6.19), получаем [83]:

$$\gamma_2 = \frac{2(R + r)^2 r \mu_m}{k_m r_i (R + r_i) R}. \quad (6.20)$$

Масса дробимого материала, вступающего в контактное взаимодействие с молотками в рабочей зоне колосниковой решетки, определяется из условий, что весь ряд молотков на роторе контактирует с тем количеством измельчаемого сырья, которое соударяется с этим рядом на этапе загрузки в рабочую зону питателем, и весь массив материала распределен между всеми рабочими органами равномерно [94, 95]:

$$m_q = \frac{60M_{ч.с.}}{nz}, \quad (6.21)$$

где  $M_{ч.с.}$  – масса дробимого материала, загружаемого питателем в рабочее пространство ротора дробильной машины за одну секунду, кг/с;

$n$  – количество оборотов ротора молотковой дробилки в минуту, об/мин;

$z$  – количество ударных элементов, установленных на роторе, шт.

На рисунке 6.3 отображена зависимость угла отклонения рабочего органа в процессе дробления материала в зоне колосниковой решетки ударной дробильной машины от коэффициента масс молотка и куска материала (с использованием геометрических и технических параметров реверсивной молотковой роторной дробилки ДМРиЭ 14,5×13 [319], предоставленных в подразделе 2.6).

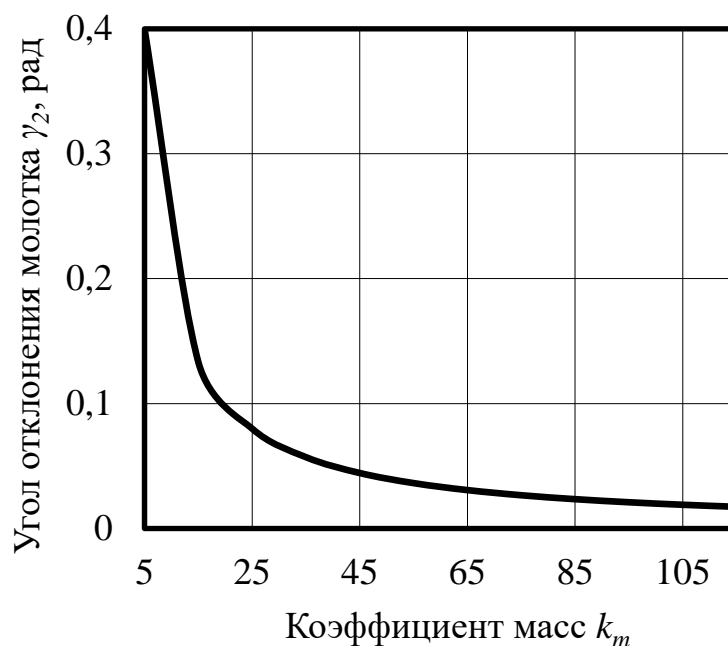


Рисунок 6.3. График зависимости угла отклонения рабочих органов дробилки в зоне колосниковой решетки от коэффициента масс молотков и материала

Для проверки и верификации разработанного метода, а также с целью сопоставления результатов, полученных с использованием аналитической зависимости (6.20), с помощью инженерного математического программного обеспечения MathCAD [193] получено решение линейного неоднородного дифференциального

уравнения второго порядка при решении задачи Коши методом Рунге-Кутты с начальными условиями (6.17) (рис. 6.4) численными методами [308] в виде графических зависимостей для коэффициентов масс ударного рабочего органа и куска дробимого материала: для  $k_m = 18,7$  – графическая зависимость  $\gamma_1(t)$ , для  $k_m = 13,1$  –  $\gamma_2(t)$ , и для  $k_m = 9,5$  –  $\gamma_3(t)$ .

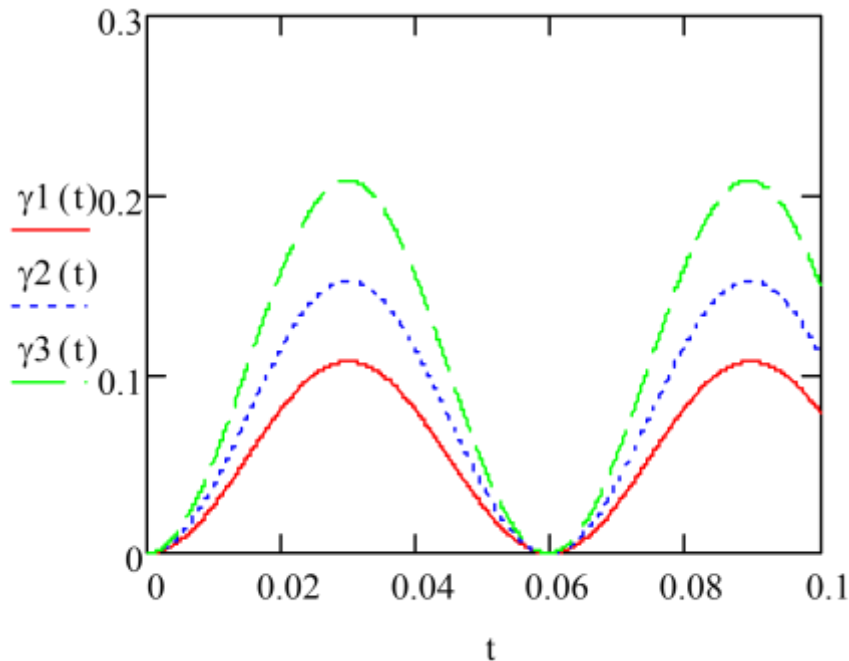


Рисунок 6.4. График зависимостей амплитуд колебаний молотка от времени при численном решении дифференциального уравнения движения в среде MathCAD

Как видно из сопоставительного анализа графических зависимостей, отображенных на рисунках 6.3 и 6.4, результаты определения угла отклонения молотка по уравнению (6.20) соответствуют значениям максимальных амплитуд его колебаний (угла отклонения) относительно радиального положения при численном решении дифференциального уравнения движения ударного элемента относительно оси подвеса на роторе в программной среде MathCAD [193].

Угол отклонения молотка напрямую влияет на расстояние между внешней нерабочей гранью (верхним ребром рабочей поверхности) молотка и колоснико-

вой решеткой (рис. 6.2), которое находится из треугольников  $OLO'$  и  $O'LC'$ , и определяется по зависимости [83]:

$$\delta_k = \delta_{раб} + \frac{r}{\cos \gamma} - \frac{R+r}{\cos\left(\frac{r}{R+r}\gamma\right)}, \quad (6.22)$$

где  $\delta_{раб}$  – predetermined рабочий зазор между внешней рабочей гранью молотка и рабочей поверхностью колосниковой решетки, обеспечивающий устойчивую работу дробилки без ударных контактов молотков о колосники в процессе дробления материала (на практике обычно принимается в пределах 3,0...5,0 мм).

На рисунке 6.5 отображена графическая зависимость расстояния между внешней гранью молотка и рабочей поверхностью колосниковой решетки (колосникового зазора) от угла отклонения  $\gamma_2$ .

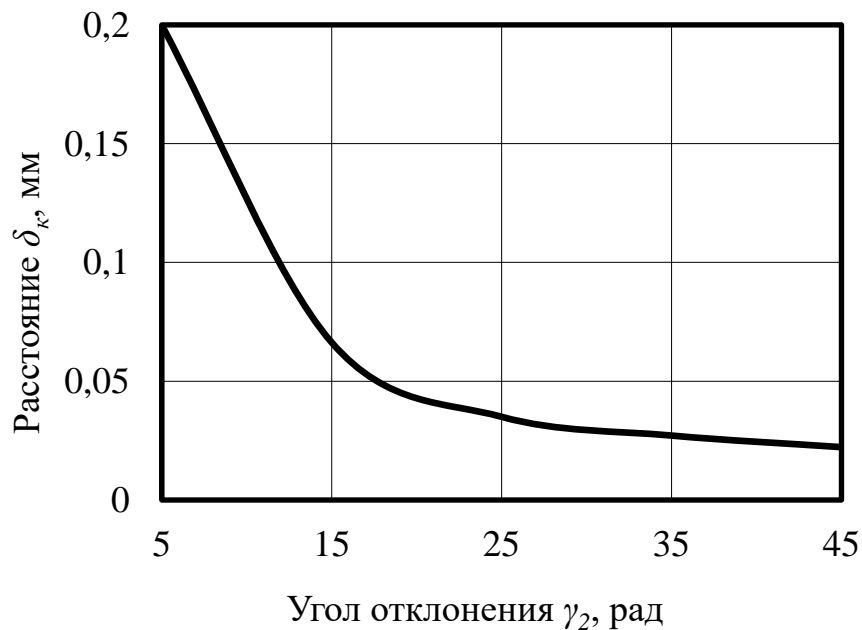


Рисунок 6.5. График зависимости колосникового зазора дробилки  $\delta_k$  от угла отклонения  $\gamma_2$

Как видно из анализа графических зависимостей, представленных на рисунках 6.3–6.5, коэффициент отношения масс молотков и материала в процессе дробления на этапе истирания о поверхность колосниковой решетки в молотковой дробилке существенно влияет на такие параметры контактного взаимодействия ударных рабочих органов и дробимого материала в районе колосниковой решетки, как угол отклонения молотка и колосниковый зазор. В свою очередь, от этих показателей существенно зависит эффективность процесса дробления материала при истирании о колосники: чем больше зазор между молотками и колосниками, тем большее количество материала между ними будет проскальзывать и выгружаться из рабочей зоны только за счет сил инерции, а не контактного воздействия ударных элементов.

Таким образом, необходимо стремиться минимизировать колосниковый зазор и угол отклонения молотков при взаимодействии с материалом на различных этапах дробления в молотковых дробилках за счет повышения коэффициента масс ударного органа и сырья, как это может быть реализовано при комбинированном способе установки молотков на оси подвеса ротора [256, 258, 268].

### **6.1.3 Разработка метода расчета энергосиловых параметров привода молотковых роторных дробилок с колосниковой решеткой**

Технико-экономическая эффективность работы любого технологического оборудования зависит от множества показателей, основными из которых являются его энергосиловые параметры. Для дробильно-измельчительного оборудования это: силы, возникающие в процессе дробления материала, крутящий момент, непосредственно зависящий от момента сопротивления, и требуемая мощность электродвигателя привода дробильной машины, необходимая для обеспечения ее устойчивой работы при пуске, перегрузках и в установившемся режиме.

Исходя из анализа исследований [52, 56, 62, 64, 67, 84, 89, 94, 95, 122, 178, 341, 379, 382, 405], предложенные в данных работах зависимости не позволяют с высокой степенью точности определить энергосиловые параметры процесса дробления материала молотковыми дробилками и их приводов, что в свою оче-

редь не дает возможности рационально использовать конструктивные и технико-технологические параметры отдельных узлов и механизмов дробильной машины данного типа.

Как показывает опыт, при определении энергосиловых параметров дробильно-измельчительных процессов известными способами, мощность двигателей, применяемых в приводах существующих дробилок различных типов, зачастую является избыточной [65, 66, 77, 87]. В этом случае привод будет работать при относительно низкой загрузке (отношении мощности, потребляемой рабочим органом машины, к номинальной мощности двигателя) [352]. Данный режим работы не является целесообразным с точки зрения технико-экономических показателей, так как это обуславливает дополнительные капитальные вложения, увеличение массы, габаритов электродвигателя и самого привода [174], и при этом коэффициент загрузки двигателей значительно сказывается на потреблении ими реактивной мощности [175], что, в свою очередь, напрямую влияет на энергоэффективность дробильной машины.

Так как электропривод молотковой роторной дробилки работает в продолжительных режимах с переменной нагрузкой (так называемый перемежающийся режим S 6 [136]), мощность электродвигателя привода можно определить с достаточной точностью с помощью метода эквивалентных величин [205], значение которой в свою очередь будет зависеть от значения среднеквадратичного (эквивалентного) момента сопротивления на валу ротора [205]:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n M_i^2 t_i}{\sum_{i=1}^n t_i}}, \quad (6.23)$$

где  $t_1, t_2, \dots, t_i$  – промежутки времени, в которые момент сопротивления от сил сопротивления соответственно равен  $M_1, M_2, \dots, M_i$ ;

$n$  – количество временных промежутков.

Для определения моментов сопротивления на валу ротора и, соответственно, необходимых для обеспечения вращательного движения рабочих органов крутящих моментов, создаваемых электродвигателем, необходимо определить условия силового взаимодействия на следующих этапах процесса дробления: при ударном взаимодействии молотков с куском дробимого материала на первой стадии (при свободном соударении в зоне загрузки); при контакте ряда молотков (или нескольких рядов) с массивом дробленого материала в процессе измельчения о внутреннюю поверхность колосниковой решетки и перемещении его к разгрузочному отверстию.

На рисунке 6.6 представлена схема сил, действующих на основные рабочие органы в процессе дробления материала в молотковой дробилке с колосниковой решеткой.

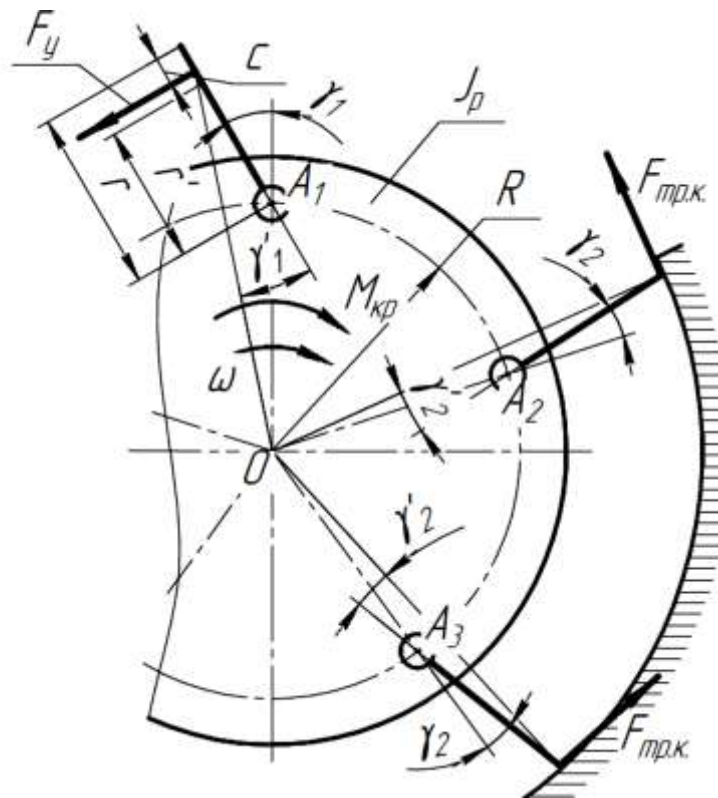


Рисунок 6.6. Расчетная схема сил, действующих в процессе дробления материала в молотковой роторной дробилке с колосниковой решеткой

Для построения нагрузочной диаграммы моментов сопротивления необходимо определить значения моментов сопротивления на каждом промежутке времени процесса дробления материала в рабочем пространстве молотковой дробилки с колосниковой решеткой.

В процессе дробления материала на привод дробилки действуют: момент от силы дробления при свободном ударе молотка по куску материала  $M_y$ ; момент от сил трения, возникающий при движении материала по поверхности колосниковой решетки  $M_{тр.к.}$ ; момент от сил трения в подшипниках ротора  $M_{тр.п.}$ .

Момент от силы дробления при ударе молотка по куску материала:

$$M_y = F_y(R + (r - c)\cos\gamma'_1)\cos\gamma'_1, \quad (6.24)$$

где  $F_y$  – сила дробления, возникающая при свободном ударном контакте рабочего органа (молотка) с куском дробимого материала, Н;

$\gamma'_1$  – угол между осью молотков и радиусом соударения при отклонении молотка в районе колосниковой решетки [56, 67, 84, 94, 95, 178], рад.

Сила дробления  $F_y$ , возникающая при свободном ударе рабочего органа по куску материала, определяется с помощью метода, предложенного в работе [109], и основанного на зависимости (3.12).

В первом приближении угол  $\gamma'_1$  определяется с помощью зависимости [56, 67, 84, 94, 95, 178]:

$$\gamma'_1 \approx \frac{R\gamma_1}{R+r}, \quad (6.25)$$

где  $\gamma_1$  – угол отклонения молотка при соударении с куском материала [56, 67, 84, 94, 95, 178], рад.

Момент сил трения, возникающих при контакте материала с поверхностью колосниковой решетки:

$$M_{тр.к.} = F_{тр.к.}(R+r), \quad (6.26)$$

где  $F_{тр.к.}$  – сила трения, возникающая при контактном взаимодействии дробимого материала с поверхностью колосниковой решетки, Н.

Сила трения, возникающая при взаимодействии дробимого материала с колосниковой решеткой  $F_{тр.к.}$  [83]:

$$F_{тр.к.} = m_m \omega^2 (R + r) \mu_m. \quad (6.27)$$

Момент от сил трения, возникающих в подшипниковых опорах ротора  $M_{тр.п.}$ , зависит от нормальных реакций (в молотковых роторных дробилках рассматриваются только радиальные реакции, так как осевые нагрузки при дроблении практически отсутствуют), для определения которых рассмотрим систему действующих на ротор сил, представленную на расчетной схеме (рис. 6.7, а).

На основании теоремы Пуансо о параллельном переносе сил [105, 314] представим систему (рис. 6.7, а) в виде сил, сосредоточенных в точке  $O$  (ось вращения ротора), и суммарного момента сил  $M_{с.Σ}$  (рис. 6.7, б).

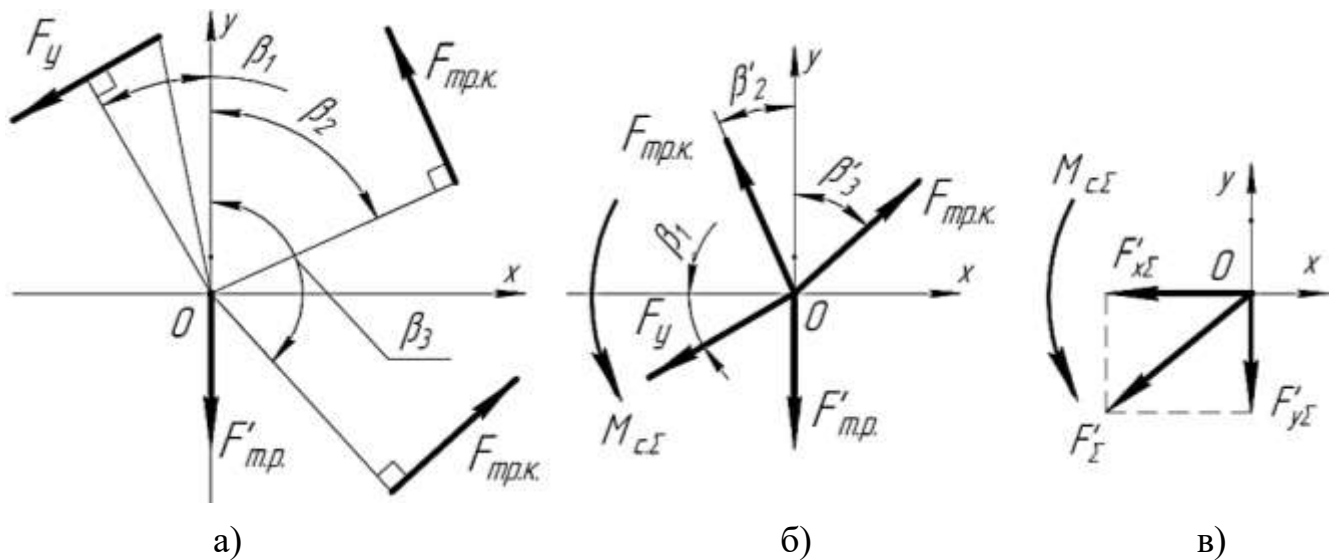


Рисунок 6.7. Расчетные схемы для определения реакции в подшипниковых опорах ротора: а – система действующих сил; б – переноса сил на ось ротора; в – схема для определения результирующей реакции

Суммарный момент действующих в системе сил  $M_{c.\Sigma}$  определяется как (рис. 6.6):

$$M_{c.\Sigma} = F_y \cos \gamma'_1 (R + (r - c) \cos \gamma'_1) + 2 F_{mp.k.} (R + r). \quad (6.28)$$

Затем определяются проекции всех действующих сил на координатные оси  $x$  и  $y$  и результирующая реакция в подшипниковой опоре ротора дробилки  $F_\Sigma$  (рис. 6.7, б, в).

Сумма проекций сил на оси  $x$  и  $y$ :

$$F_{\Sigma x} = -F_y \sin \beta_1 - F_{mp.k.} \cos \beta'_2 + F_{mp.k.} \cos \beta'_3; \quad (6.29)$$

$$F_{\Sigma y} = -F_y \cos \beta_1 + F_{mp.k.} \sin \beta'_2 + F_{mp.k.} \sin \beta'_3 - F'_{m.p.}, \quad (6.30)$$

где  $\beta_1$  – угол между перпендикуляром к вектору силы  $F_y$  в крайнем положении молотков при их отклонении и положительным направлением координатной оси  $y$  (соответствует углу между направлением вектора силы  $F_y$  и отрицательным направлением оси  $x$ ), рад;

$\beta'_2, \beta'_3$  – углы между направлением векторов соответствующих им сил  $F_{mp.k.}$  и положительным направлением координатной оси  $y$ , рад;

$F'_{m.p.}$  – сила тяжести ротора, Н.

Углы между векторами действующих сил и координатными осями  $x$  и  $y$  (рис. 6.6 и рис. 6.7, а, б) определяются по следующим зависимостям:

$$\beta_1 = \gamma_1 + \beta_0, \quad (6.31)$$

где  $\beta_0$  – угол между положительным направлением координатной оси  $y$  и радиус-вектором к точке приложения силы дробления  $F_y$  [56, 67, 84, 94, 95, 178]:

$$\beta'_2 = \frac{\pi}{2} - \beta_2 = \frac{\pi(z-4)}{2z} + \left(1 - \frac{R}{R+r}\right) \gamma_2 + \beta_0, \quad (6.32)$$

где  $\beta_2$  – угол между перпендикуляром к вектору силы  $F_{mp.k.}$ , приложенному в точке  $A2$  на рисунке 6.7, и положительным направлением оси  $y$ , рад;

$$\beta'_3 = \beta_3 - \frac{\pi}{2} = \frac{\pi(8-z)}{2z} - \left(1 - \frac{R}{R+r}\right)\gamma_2 - \beta_0, \quad (6.33)$$

где  $\beta_3$  – угол между плечом силы  $F_{mp.k.}$  (приложенной в точке  $A3$  (рис. 6.6)) и положительным направлением координатной оси  $y$ , рад.

В итоге результирующая радиальная реакция в подшипниковых опорах ротора определяется из параллелограмма проекций сил на координатные оси  $F_{\Sigma x}$  и  $F_{\Sigma y}$  (рис. 6.7, в):

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{\Sigma x}^2 + F_{\Sigma y}^2}. \quad (6.34)$$

Следующим этапом математического моделирования является определение момента сопротивления от сил трения в подшипниковых опорах ротора дробилки по методике, предложенной в исследованиях [77, 239].

Для двухрядных роликовых радиальных сферических самоустанавливающихся подшипников, работающих с незначительными (по сравнению с радиальными) осевыми нагрузками при использовании пластичных смазочных материалов, момент сопротивления определяется по методике [65, 87, 108, 109, 239] с помощью зависимости (4.30).

Рассмотрим цикл нагружения электродвигателя привода молотковой дробилки с колосниковой решеткой.

Действие моментов сил сопротивления, возникающих от действия сил дробления материала за время движения одного ряда молотков в секторе колосниковой решетки, отображено на рисунке 6.8.

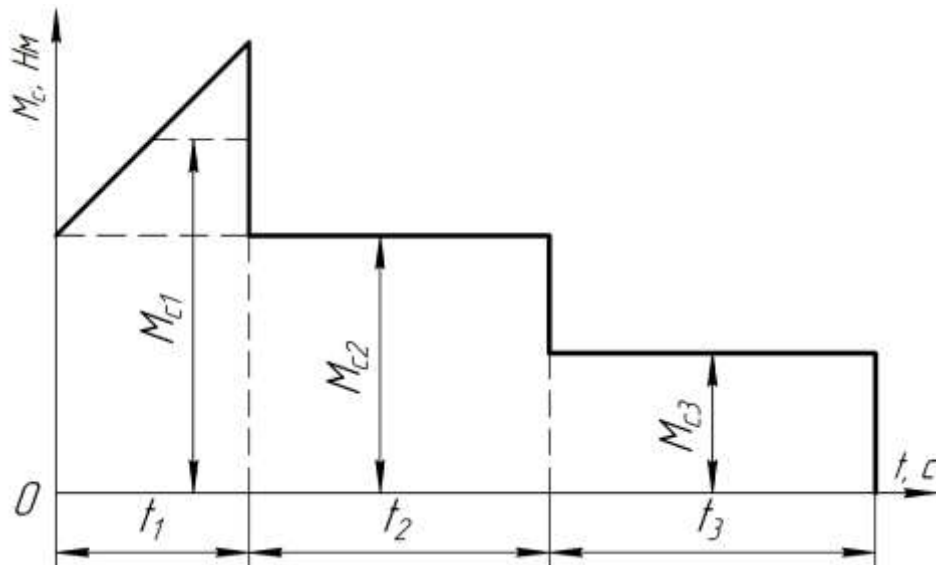


Рисунок 6.8. Диаграмма изменения момента сопротивления на валу ротора

На временном промежутке  $t_1$  момент сопротивления будет равен:

$$M_{c1} = M_y + 2M_{mp.k.} + M_{mp.n.} \quad (6.35)$$

При этом время  $t_1$  можно принять равным времени ударного контакта молотка с куском дробимого материала на первой стадии дробления в молотковой дробилке, определяемому по следующей зависимости [24, 204]:

$$t_1 = 2d_k \sqrt{\frac{\rho_k}{E_k}}, \quad (6.36)$$

где  $d_k$  – диаметр куска дробимого материала, м;

$\rho_k$  – объемная плотность дробимого материала, кг/м<sup>3</sup>;

$E_k$  – модуль Юнга дробимого материала, МПа.

На временном промежутке  $t_2$  момент сопротивления определяется как:

$$M_{c2} = M_{mp.k.} + M_{mp.n.} \quad (6.37)$$

Время  $t_2$  определяется как:

$$t_2 = \frac{2\pi}{z\omega}. \quad (6.38)$$

Момент  $M_{c3}$  численно равен:

$$M_{c3} = 2M_{mp.k.} + M_{mp.n.}. \quad (6.39)$$

Время  $t_3$  определяется как:

$$t_3 = \frac{\alpha_{к.р.}z - 2\pi}{z\omega}, \quad (6.40)$$

где  $\alpha_{к.р.}$  – угол сектора колосниковой решетки в дробилке, рад.

Окончательным этапом математического моделирования является определение мощности двигателя привода дробилки по следующей зависимости:

$$W_{дв} = k_{з.м.} \frac{M_{экв}\omega}{\eta_{пр}}, \quad (6.41)$$

где  $k_{з.м.}$  – коэффициент, учитывающий увеличение мощности в переходных режимах (принимается 1,15...1,25 [174, 205]);

$\eta_{пр}$  – КПД привода.

#### **6.1.4 Разработка метода исследования прочностных характеристик рабочих органов молотковой дробилки**

При усовершенствовании отдельных узлов и механизмов, направленном на повышение эффективности использования технологического оборудования за счет увеличения его производительности, повышения показателей качества готовой продукции, снижения энергозатрат, не уделяют достаточного внимания (а зачастую пренебрегают) определению показателей технологичности машин и агрегатов, а именно – надежности. В то же время данный фактор существенно влияет на совокупность свойств, определяющих приспособленность оборудования к до-

стижению оптимальных затрат при производстве, эксплуатации и ремонте для заданных показателей качества, объема выпуска и выполнения работ [183].

В случае с дробильным оборудованием надежность исполнительных органов, выполняющих основную технологическую операцию – дробление, значительно сказывается на технико-экономических показателях самого процесса. При эксплуатации основные рабочие органы различных дробильных машин подвергаются существенному износу, что сказывается на качестве помола, содержании различных фракций в дробленом продукте, повышенных энергозатратах [70, 86, 91, 94, 112]. В то же время при дроблении в узлах ударных дробилок постоянно возникают переменные напряжения, которые со временем приводят к переходу объекта из работоспособного состояния к неработоспособному – отказу [27, 183, 196, 321].

В молотковых дробилках основным рабочим органом является молоток, шарнирно или комбинированно закрепленный на оси подвеса ротора. В процессе ударного контакта с дробимым куском материала происходит изнашивание рабочей поверхности бойка, а также возникают значительные напряжения в теле молотка [70, 86, 91, 94, 112].

В основном исследования, связанные с обоснованием надежности и повышением долговечности рабочих узлов и механизмов молотковых дробилок, направлены на изучение процесса изнашивания рабочих органов [238, 275, 278, 410], в которых определены закономерности, описывающие степень износа молотка, а также его ресурс. В работах [238, 275, 278, 410] предложены способы повышения долговечности молотков путем изменения их прочностных характеристик, увеличения износостойкости, а также за счет снижения негативного влияния скольжения материала по их рабочей поверхности.

На сегодняшний день при проектировании молотковых дробилок по существующим методикам рассчитываются на прочность следующие детали машин: вал дробилки, подшипники вала, диски, молотки и их крепления к диску. При этом в работах [170, 310, 338, 368] предложены методы определения прочностных характеристик молотков, отталкивающиеся от условий нагружения, при которых

сечение ножи в месте установки на ось подвеса воспринимает только усилия растяжения от действия центробежных сил самого молотка. Однако в процессе дробления на молоток действуют внешние силы от контактного взаимодействия с куском при свободном соударении и в зоне колосниковой решетки [83], которые существенно сказываются на результатах определения условий нагружения данного рабочего органа. При этом такие нагрузки носят циклический характер, период которых определяется частотой вращения ротора. Таким образом, предел прочности материала (временное сопротивление при растяжении)  $\sigma_e$  не может являться характеристикой прочности материала при переменных напряжениях.

Отталкиваясь от вышесказанного, долговечность рабочего органа (молотка) молотковой дробилки определяется возможностью длительно сохранять работоспособность до наступления предельного состояния двух показателей: износа рабочей поверхности бойка и долговечности ножи в зоне контакта с осью подвеса.

За один оборот ротора (цикл нагружения) происходит свободное соударение с куском, контакт с материалом в зоне колосниковой решетки, а затем молоток начинает восстанавливать свое радиальное положение под действием центробежной силы. Учитывая, что срок службы молотков (по степени износа поверхности бойка) достигает 700...800 часов [238, 275], количество циклов нагружения может составлять  $3...4 \times 10^7$ , при этом оценивать прочность молотка необходимо на усталость при многоцикловом нагружении.

Как известно из многочисленных исследований [170, 238, 275, 278, 310, 338, 368, 410], в процессе эксплуатации молотка наибольшие напряжения возникают в сечении ножи в зоне отверстия проушины для установки на ось подвеса на роторе – в «опасном» сечении.

За период в «опасном» сечении ножи молотка возникают напряжения от действия следующих сил (рис. 6.9):

– постоянно – от действия центробежной силы молотков  $F_y$  при вращении относительно оси ротора;

- на временном участке 0–1 – от центробежной силы молотков  $F_u$  и силы дробления, возникающей при соударении молотков с куском материала  $F_y$ ;
- на временном участке 1–2 – от центробежной силы молотков  $F_u$  и силы трения молотка и куска материала о колосниковую решетку  $F_{тр.кр}$ ;
- на временном участке 2–3 – от действия центробежной силы  $F_u$  и момента от силы инерции рабочих органов дробилки  $F_u$  при их колебательном движении в процессе возврата в радиальное положение.

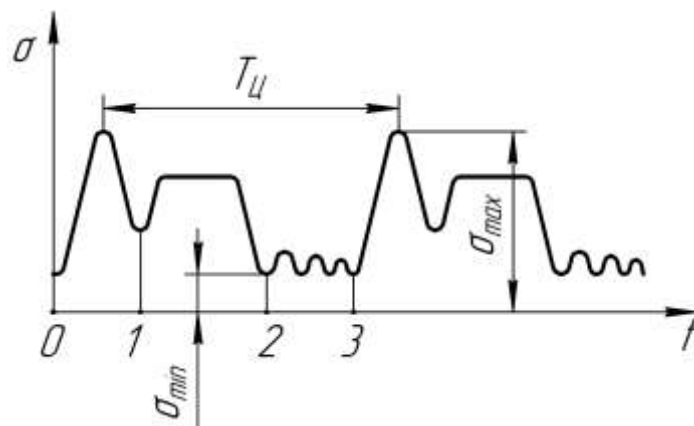


Рисунок 6.9. Циклическое изменение напряжений в «опасном» сечении молотка во времени

При таких условиях нагружения цикл изменения напряжений необходимо классифицировать как асимметричный знакопостоянный с периодом  $T_u$ , равным времени одного оборота ротора дробилки.

Для циклических нагружений усталостная прочность материала зависит от значения и знака максимального  $\sigma_{max}$  и минимального  $\sigma_{min}$  напряжений [27, 160, 196]. На основании исследований процесса дробления в молотковых дробилках [83, 89, 94, 178] известно, что сила дробления, возникающая при соударении с материалом, значительно превышает наибольшее значение силы трения, возникающей при взаимном контакте материала и молотков в зоне колосниковой решетки.

Таким образом, максимальное напряжение в «опасном» сечении будет возникать при ударном контакте молотка с куском материала, минимальное – при действии только центробежной силы  $F_u$ .

Расчет коэффициентов запаса прочности при одноосном напряженном состоянии и асимметричном цикле нагружения с амплитудой  $\sigma_a$  и средним напряжением  $\sigma_m$  для нормальных напряжений проводят на основании зависимости, предложенной в работах [148, 160, 161]:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (6.42)$$

где  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости материала при симметричном знакопеременном цикле нагружения и при базовом числе циклов, МПа [27, 311];

$K_\sigma$  – коэффициент концентрации напряжений ( $K_\sigma = 1 + q(\alpha_\sigma - 1)$ ), где  $q$  – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений при симметричном цикле нагружений;  $\alpha_\sigma$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений) [161];

$\varepsilon_\sigma$  – масштабный фактор (опытные данные свидетельствуют о малом влиянии абсолютных размеров на выносливость при однородном напряженном состоянии – растяжении-сжатии [273], в данном случае можно принять, что  $\varepsilon_\sigma = 1$ );

$\beta_\sigma$  – коэффициент, учитывающий состояние поверхности [27, 161];

$\psi_\sigma$  – коэффициент влияния асимметрии цикла или коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла [161].

Коэффициент влияния асимметрии цикла нагружений (характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла) определяется как [161]:

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1}^2 - 2\sigma_T\sigma_{-1} + \sigma_B^2 - \sigma_B\sqrt{\sigma_B^2 + 4\sigma_{-1}^2 - 4\sigma_T\sigma_{-1}}}{\sigma_B^2 - \sigma_B\sqrt{\sigma_B^2 + 4\sigma_{-1}^2 - 4\sigma_T\sigma_{-1}}}, \quad (6.43)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала рабочего органа, МПа [311];

$\sigma_B$  – временное сопротивление разрыву (предел прочности при растяжении), МПа [311].

Амплитуда цикла  $\sigma_a$  и среднее напряжение  $\sigma_m$  определяются по следующим зависимостям [27, 160, 161, 273]:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \quad (6.44)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}. \quad (6.45)$$

Для определения минимального напряжения в цикле, возникающего только от действия растягивающих центробежных сил, воспользуемся зависимостью:

$$\sigma_{\min} = \frac{F_{ц}}{A_n} = \frac{m_m \omega_p^2 (R_p + r_{ц.м.})}{b_n (S_n - d_{м.о.})}, \quad (6.46)$$

где  $A_n$  – площадь поперечного сечения ножки молотка в «опасном» сечении, м<sup>2</sup>;

$m_m$  – масса молотка, кг;

$\omega_p$  – угловая скорость ротора, с<sup>-1</sup>;

$R_p$  – радиус центров осей подвеса молотков на роторе, м;

$r_{ц.м.}$  – радиус центра масс молотка (радиус инерции), м;

$b_n$  – толщина ножки молотка, м;

$S_n$  – ширина ножки молотка, м;

$d_{о.н.}$  – диаметр отверстия в ножке молотка под установку на оси подвеса, м.

Аналитический аппарат для определения максимальных напряжений, возникающих в сечениях молотка в момент его ударного взаимодействия с куском материала, в достаточной мере сложный. Динамика (неустановленность) самого

процесса дробления, одновременное действие нескольких сил, приложенных в разных точках, затрудненность определения значения силы удара и большое количество взаимосвязей системы «ротор-ось-молоток-кусок» значительно усложняют и без того затруднительные расчеты [75].

В связи с этим для моделирования условий нагружения и определения напряжений использовался конечно-элементный метод расчета напряжений с применением программного комплекса Ansys Workbench [332]. При разработке технического решения [418], направленного на определение динамических параметров молотка при соударении с материалом, конечно-элементным методом, предполагаем, что происходит одиночный упругий центральный удар молотка. Силами тяжести и трения в шарнирах пренебрегали.

В качестве примера на рисунке 6.10 приводится модель узла ротора молотковой дробилки с шарнирной установкой молотков на оси ротора.

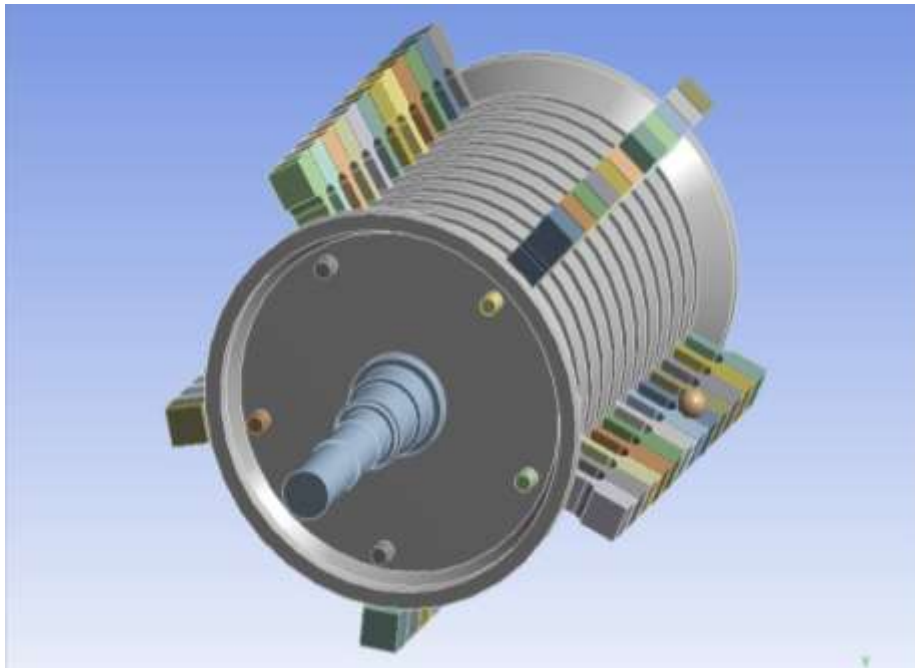


Рисунок 6.10. Модель узла ротора молотковой дробилки

На начальном этапе построена модель ротора молотковой дробилки ДМРиЭ 14,5×13 [319] в масштабе 1:1, состоящая из вала, промежуточных и концевых дисков, а также молотков, установленных на оси подвеса ротора. Также

добавлена модель куска материала, зафиксированная в пространстве до момента соударения с молотком на уровне середины поверхности бойка. В качестве параметров системы принимались следующие исходные данные: угловая скорость вращения ротора –  $78,54 \text{ с}^{-1}$ ; диаметр подвеса молотков –  $0,43 \text{ м}$ ; радиус внешней грани молотка –  $0,295 \text{ м}$ ; расстояние внедрения в рабочую зону –  $0,02 \text{ м}$ ; масса молотка –  $15,06 \text{ кг}$ ; радиус инерции молотка –  $0,168 \text{ м}$ ; диаметр частицы –  $0,04...0,08 \text{ м}$ ; плотность материала частицы –  $2700 \text{ кг/м}^3$ .

В ходе исследований на усталостную прочность проверялись три различные конструкции молотков: шарнирная – с независимой установкой молотков на оси подвеса на роторе [1, 5, 21, 34, 57, 155, 187, 274, 344] и комбинированная [268] – с фиксацией ряда молотков на оси подвеса за счет некруглой формы оси подвеса [256] или с фиксацией ряда молотков за счет дополнительной оси, установленной в ножке [258].

Для подтверждения рациональности принятых конструктивных решений проведены исследования прочностных характеристик молотка в момент соударения с куском и получены следующие максимальные напряжения в «опасных» сечениях для всех трех типов конструкций [418] (рис. 6.11): а) – для шарнирной установки на оси подвеса; б) – с фиксацией всего ряда молотков на оси подвеса; в) – с фиксацией всего ряда за счет дополнительной оси в ножке молотка.

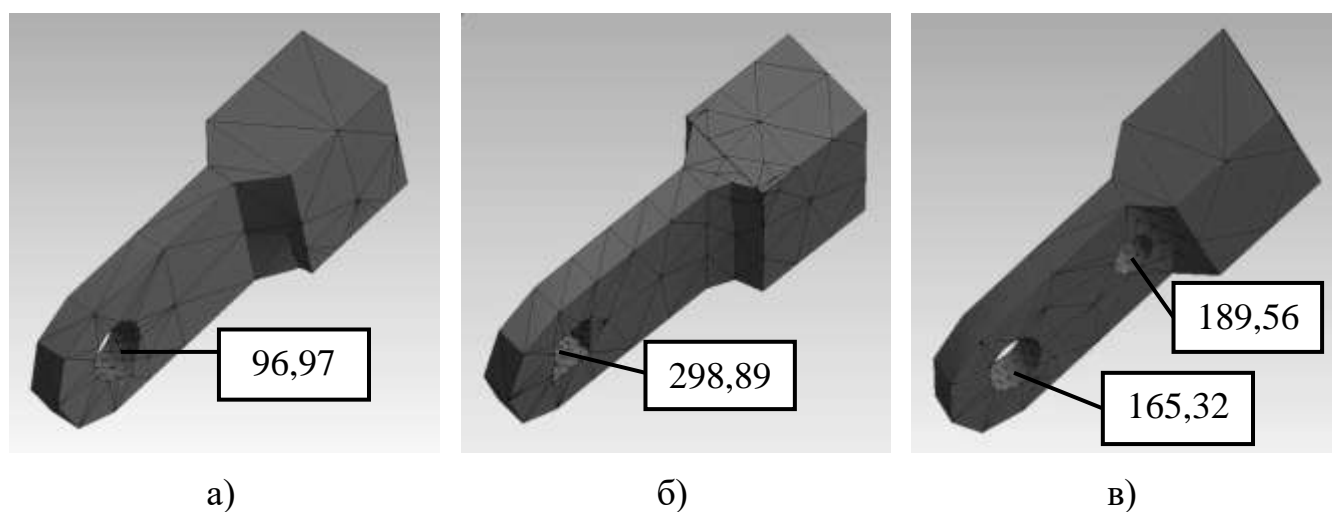


Рисунок 6.11. Результаты моделирования нагружения молотков в «опасном» сечении в момент соударения с куском материала

Для расчета усталостной прочности ножки молотка задавались следующие параметры: пределы прочности и выносливости конструкционной рессорно-пружинной стали 65 Г –  $\sigma_{-1} = 725$  МПа,  $\sigma_T = 1450$  МПа,  $\sigma_B = 1670$  МПа [311]. Коэффициентам, входящим в зависимость (6.42), задавались следующие значения:  $q = 0,7$  [273],  $\alpha_\sigma = 2,15$  – для молотков с отверстием круглой формы,  $\alpha_\sigma = 4,7$  – для молотков с отверстием квадратной формы [27],  $\beta_\sigma = 0,7$  [196].

Для расчета минимального напряжения, возникающего от действия центробежных сил, задавались следующие геометрические параметры ножки, соответствующие твердотельной модели молотка:  $b_n = 0,03$  м;  $S_n = 0,11$  м;  $d_{o.n.} = 0,052$  м,  $m_m = 17,3$  кг – для молотков с отверстием круглой формы;  $d_{o.n.} = 0,04$  м,  $m_m = 18,1$  кг – для молотков с отверстием прямоугольной формы.

На основании моделирования ударного контакта молотков с куском материала получены максимальные напряжения в «опасных» сечениях ножки и проведены расчеты прочностных характеристик для различных типов конструкций ударных рабочих органов (табл. 6.2) [75, 418].

Таблица 6.2. Результаты расчетов прочностных характеристик молотков

Тип молотка	Значения параметров						
	$K_\sigma$	$\psi_\sigma$	$\sigma_{\max}$ , МПа	$\sigma_{\min}$ , МПа	$\sigma_a$ , МПа	$\sigma_m$ , МПа	$n_\sigma$
Шарнирный	1,81	0,25	96,97	40,72	28,12	68,85	8,1
С фиксацией ряда на оси подвеса	3,59		298,89	33,74	132,57	166,32	1,0
С фиксацией ряда на дополнительной оси	1,81		165,32	42,61	61,36	104,0	3,9

В условия эксплуатации молотковой роторной дробилки, характер внешних нагрузок и механические характеристики материалов в недостаточной степени известны, таким образом, коэффициент запаса прочности необходимо принимать не менее 3,0 [148, 161, 273, 418].

Из анализа результатов исследования следует, что условиям сопротивления усталости отвечают рабочие органы молотковой роторной дробилки с шарнирным способом подвеса молотков и с фиксацией ряда рабочих органов на дополнительной оси. Коэффициенты запаса прочности составили: для молотков с шарнирным подвесом – 8,1; для молотков с фиксацией ряда на оси подвеса ротора – 1,0; для молотков с фиксацией ряда на дополнительной оси – 3,9. На основании анализа результатов исследования установлено, что конструкция молотков с фиксацией ряда на оси подвеса ротора [256] не обеспечивает условия надежности. В то же время рабочие органы с фиксацией ряда молотков за счет дополнительной оси, установленной в ножке [258], обеспечивают повышение эффективности процесса дробления при соблюдении условия надежности.

Для проведения статического анализа [57] элементов узла ротора молотковой дробилки с комбинированным способом подвеса молотков на оси подвеса применялся программный комплекс SolidWorks с использованием среды Solidworks Simulation [386]. Твёрдотельная модель узла ротора молотковой дробильной машины собиралась из отдельных элементов, созданных согласно конструкторской документации дробилки ДМРиЭ 14,5×13 в масштабе один к одному с учетом характеристик материалов.

При моделировании задавались следующие граничные условия: элементам сборки задавался глобальный контакт «связанные»; участкам вала для установки подшипниковых опор ротора была задана одна степень свободы (использовался способ крепления «Ролик/ползун»).

В ходе моделирования проводилось статическое исследование узла ротора молотковой дробилки при значениях силы дробления  $F_d = 44651$  Н, действующей на рабочую грань бойка рабочего органа, и центробежной силы, возникающей при

вращении молотков,  $F_{ц} = 66767$  Н, приложенной к торцевой грани каждого молотка (рис. 6.12).

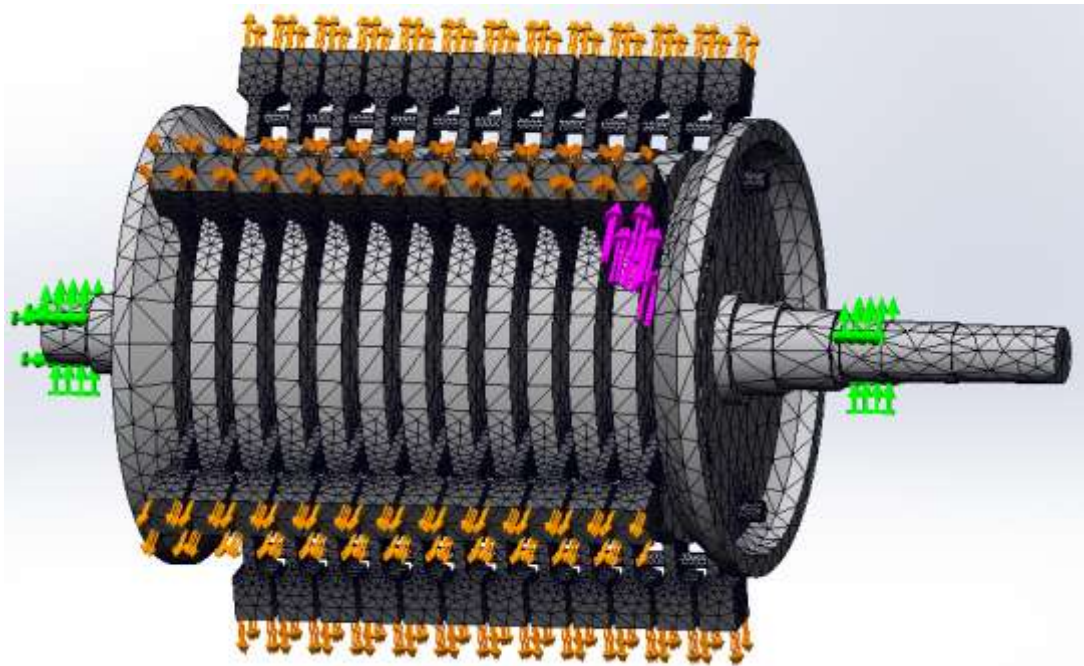


Рисунок 6.12. Твёрдотельная модель узла усовершенствованного ротора молотковой дробилки с наложенной сеткой, креплениями и нагрузками

При этом сила дробления поочередно прикладывалась к молоткам всего ряда от центрального к молотку, располагающемуся возле концевого диска, на основании чего установлено, что наиболее неблагоприятные [422] условия нагружения возникают при условии соударения материала с крайними молотками (рис. 6.12). По результатам статического анализа узла ротора получена эпюра напряжений по Мизесу, представленная на рисунке 6.13, на основании которой установлено, что наибольшее напряжение возникает в сечении оси подвеса молотков на роторе, численное значение которого составило 272,2 МПа (что не превышает предел текучести  $\sigma_T = 360$  МПа для стали 45).

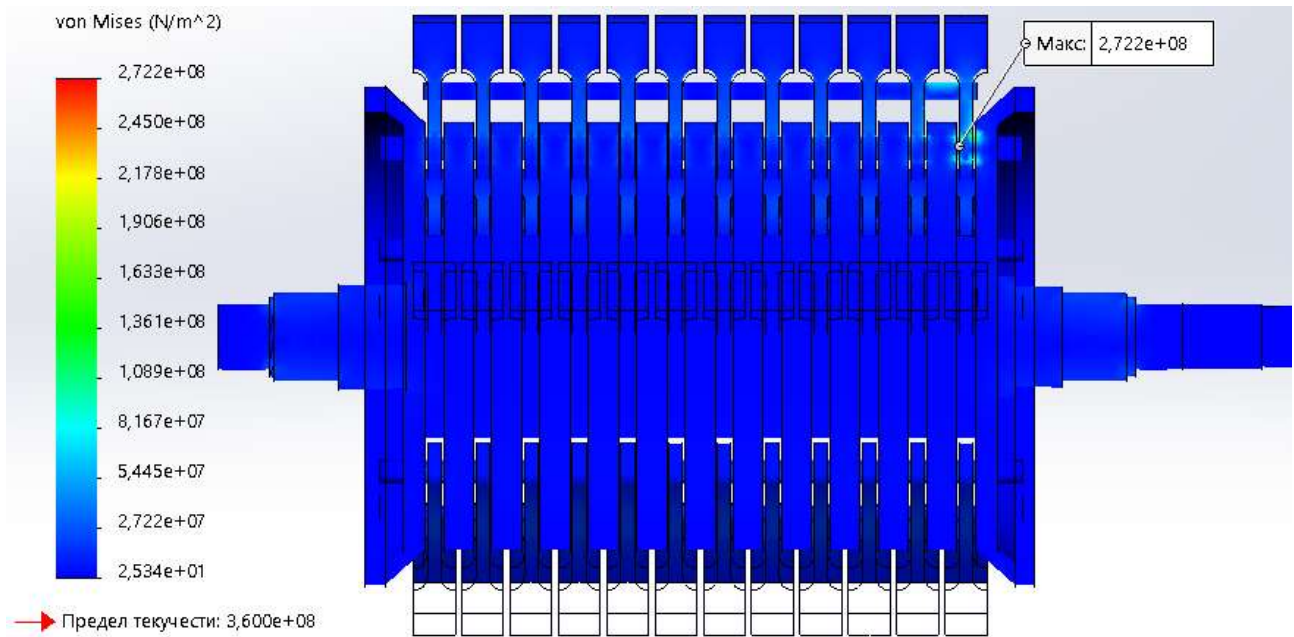


Рисунок 6.13. Эпюра напряжений в узле ротора молотковой дробилки с комбинированным способом подвеса молотков на оси подвеса

Установлено, что напряжения, возникающие в фиксирующем штифте установки молотков в ряду, не превышают значений напряжений в оси подвеса, что указывает на то, что предложенная конструкция узла молотков обеспечивает жесткость всего ряда и статическую уравновешенность ротора дробилки [294] – в процессе дробления центр тяжести вращающихся масс фактически не изменит своего положение от геометрической оси вращения исполнительного органа.

Проверка на усталостную прочность узла ротора при многоцикловых нагрузках также проводилась с помощью программного комплекса SolidWorks с применением среды Solidworks Simulation с использованием полученных результатов статического анализа. Количество циклов нагружения  $N_{ц.н.} = 32,4 \times 10^6$  выбиралось с учетом максимального срока службы одного комплекта молотков до достижения предельного состояния по степени износа поверхности бойка (720 часов наработки). Силы прилагались с асимметрией амплитуды нагрузки  $A_a = 0,6$  [242]. Усталостный ресурс (согласно кривой Веллера,  $S-N$  диаграммы [334]) задавался согласно характеристике усталостной прочности стали 45.

На основании результатов усталостного анализа получена эпюра коэффициентов нагрузки  $k_n$ , вызывающих разрушение в области модели узла ротора (коэффициентов запаса прочности при многоцикловых нагрузках (рис. 6.14)).

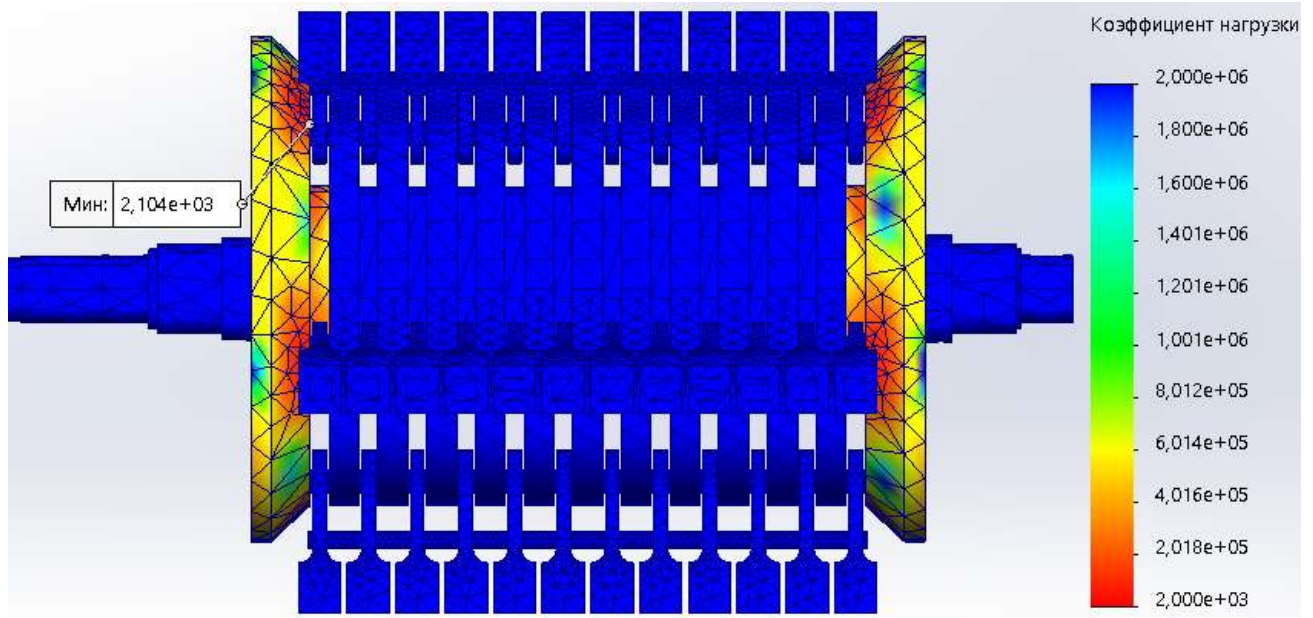


Рисунок 6.14. Результаты определения коэффициентов нагрузки, вызывающих разрушение в области модели узла ротора

По результатам усталостного анализа установлено, что коэффициенты запаса прочности при числе циклов нагружения, соответствующих максимальному сроку службы одного комплекта молотков, значительно превышают допускаемые.

## 6.2 Экспериментальные исследования процессов дробления в молотковых дробилках с шарнирным и комбинированным способом подвеса молотков

Экспериментальные исследования процессов, проходящих в молотковой роторной дробилке, проводились согласно методикам, представленным в подразделах 2.1, 2.2, 2.6–2.8.

## 6.2.1 Обоснование характерной формы и определение силовых параметров разрушения агломерационных флюсов, используемых в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК»

### 6.2.1.1 Обоснование характерной формы известняка флюсового, применяемого в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК»

При анализе сырьевой базы агломерационных флюсов в условиях участка шихтоподготовки агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК» использовался известняк флюсовый [322] (рис. 6.15).



Рисунок 6.15. Характерный вид отдельных кусков известняка флюсового, используемого в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК»

Характерная форма известняка флюсового определялась согласно предложенному методу, разработанному и представленному в работах [108, 109, 114].

Результаты определения характерной формы кусков известняка флюсового, применяемого в условиях агломерационного производства «АМК» ООО «ЮГМК», представлены в таблице 6.3. В качестве образцов исследуемого материала использовались куски материала, выбранные случайным образом из различных партий сырья, поставляемых на аглофабрику, в количестве 12 шт.

Таблица 6.3. Результаты определения характерной формы известняка флюсового

№ п/п	Максимальные размеры куска, мм/мм/мм	Реальный объем, см <sup>3</sup>	Объем соответствующего параллелепипеда, см <sup>3</sup>	Относительное отклонение от реального объема, %	Объем соответствующего эллипсоида, см <sup>3</sup>	Относительное отклонение от реального объема, %
1.	75/66/68	144,1	336,7	133,7	176,3	22,4
2.	63/51/45	68,8	145,2	111,0	76,0	10,5
3.	83/70/61	223,5	356,1	59,4	186,4	16,6
4.	70/70/52	164,4	260,5	58,4	136,4	17,1
5.	66/52/56	92,5	192,5	108,2	100,8	9,0
6.	56/42/56	88,2	134,5	52,4	70,4	20,2
7.	74/65/60	131,2	289,1	120,3	151,4	15,4
8.	80/64/53	126,4	273,8	116,5	143,4	13,4
9.	64/49/40	69,3	126,7	82,8	66,4	4,3
10.	60/51/55	80,7	168,5	108,9	88,2	9,4
11.	84/71/63	216,4	377,1	74,3	197,4	8,8
12.	55/46/40	47,1	101,7	115,8	53,2	13,0

При этом разница результатов при определении «истинных» объемов кусков известняка характерной формы предложенным в исследованиях [108, 109, 114] способом, основанном на определении максимальных и средних размеров граней куска материала по трем взаимно перпендикулярным направлениям, и методом гидростатического взвешивания [126] образцов не превышала 8,5 %, что подтверждает адекватность результатов определения объемов, а соответственно и характерной формы агломерационных флюсов.

Из сравнительного анализа результатов определения реальных объемов кусков и объемов соответствующей характерной формы известняка флюсового очевидно, что наиболее подходящей характерной формой данного шихтового материала является эллипсоид: среднее относительное отклонение от реального «истинного» объема составило: для условного «параллелограмма» – 95,1 %, для условного «эллипсоида» – 13,3 %. Из этого следует, что свойственная кускам форма данного материала существенно отличается от куба или параллелограмма, и в качестве характерной формы эллипсоид наиболее соответствует известняку в условиях агломерационного производства «АМК» ООО «ЮГМК».

#### 6.2.1.2 Экспериментальное исследование силовых параметров процесса разрушения известняка флюсового, используемого в агломерационном производстве «АМК» ООО «ЮГМК»

В ходе проведения экспериментальных исследований образцы известняка флюсового, использовавшиеся при определении соответствующей характерной формы (табл. 6.3), нагружались одноосным сжатием до разрушения в «главном» (имеющем наибольшую площадь) сечении или нескольких, находящихся рядом с «главным», сечениях, расположенных параллельно направлению действия силы.

Для испытаний на прочность использовался пресс испытательный гидравлический П-10 с самоустанавливающейся сфероидной опорой. Испытательный пресс поверялся согласно методам и средствам поверки прессов гидравлических для испытаний строительных материалов [156].

В ходе испытаний образцов известняка флюсового неправильной формы определялось значение силы, необходимой для их разрушения, которая сравнивалась с силой, достаточной для разрушения куска характерной формы в виде параллелепипеда (табл. 6.4).

Таблица 6.4. Результаты определения силовых параметров разрушения образцов известняка флюсового неправильной (характерной) формы и в форме параллелепипеда

Параметр	Номер образца											
	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
Значение разрушаемой силы для параллелепипеда $P_{пар}$ , кН	171,9	103,4	185,9	146,0	121,9	93,8	158,2	160,1	97,4	108,8	192,5	80,9
Значение разрушаемой силы для образца неправильной формы $P_{н.ф.}$ кН	34,4	19,7	36,5	29,4	23,0	19,5	33,6	30,0	18,8	22,1	35,1	16,7
Коэффициент $k_{\phi}$	0,2	0,19	0,2	0,2	0,19	0,21	0,21	0,19	0,19	0,2	0,18	0,21

Статистическая обработка полученных результатов экспериментальных исследований показала, что все значения эмпирических коэффициентов  $k_{\phi}$  (кроме значения № 11) попадают в доверительный интервал (при значении уровня достоверности  $\alpha = 0,99$ ) [35], что с достаточной степенью подтверждает достоверность полученных результатов экспериментальных значений данного коэффициента.

Пределы прочности известняка флюсового определялись с помощью метода определения временного сопротивления раздавливанию горных пород на образцах неправильной формы [355], которые составили: на одноосное сжатие –  $\sigma_p = 34,2$  МПа, на одноосное растяжение –  $\sigma_{сжс} = 4,6$  МПа [109]. При этом значение эмпирического коэффициента, учитывающего влияние формы и степени анизотропии прочностных свойств известняка флюсового сфероидной характерной формы, полученного в ходе экспериментальных исследований (табл. 6.4), составило  $k_{\phi} = 0,2$ , при этом среднее значение коэффициента, определенного с помощью зависимости (3.13) (с учетом пределов прочности  $\sigma_{сжс} = 34,2$  МПа и

$\sigma_p = 4,6$  МПа) равняется  $k_\phi = 0,23$  (относительная погрешность результатов, полученных аналитически, не превысила 17,8 % [109]).

Таким образом, на основании полученных результатов экспериментальных исследований подтверждена адекватность разработанного метода определения силовых параметров процесса разрушения хрупких анизотропных материалов различной характерной формы [109].

### **6.2.2 Экспериментальное исследование энергетических параметров привода молотковой дробилки ДМРиЭ 14,5×13 в условиях «АМК» ООО «ЮГМК»**

В ходе экспериментальных исследований по определению момента сопротивления в процессе дробления материала в молотковой роторной дробилке с колосниковой решеткой в качестве изменяемого фактора выбиралась масса загружаемого в дробилку материала  $M$  (менялся режим загрузки дробилки, регулируемый за счет изменения силы тока, подаваемого на двигатель трубоконвейера).

Изначально определялась угловая скорость (частота) вращения вала электродвигателя привода нижних и верхних валков на холостом ходу – без нагрузки. При нагрузке скорость вращения вала двигателя измерялась в режиме реального времени в течение 1 мин в условиях использования каждой конструкции молотков дробилки. Затем определялись пиковые значения изменения скорости вращения вала двигателя (Прил. Б: рис. Б.1–Б.4). Число повторных измерений в каждом эксперименте и число самих экспериментов принималось равным пяти.

Результаты определения момента сопротивления от возникающих в дробилке сил дробления материала по аналитической зависимости (6.35) и усредненные значения результатов экспериментальных исследований с помощью предложенной методики (зависимость (2.20)) и их сравнительный анализ представлены в таблице 6.5.

Таблица 6.5. Результаты аналитического и экспериментального определения момента сопротивления, возникающего при дроблении известняка флюсового в дробилке ДМРиЭ 14,5×13

Показатель	Масса загружаемого в дробилку материала $M$ , кг/с			
	22,3	45,5	64,1	86,1
Значение момента сопротивления, рассчитанное по зависимости (6.35), кНм	4,58	6,04	7,56	8,37
Экспериментальное значение угловой скорости вращения ротора, рад/с (об/мин)	78,4 (748,7)	78,3 (748,1)	78,29 (747,6)	78,26 (747,3)
Экспериментальное значение момента сопротивления, кНм	5,15	7,1	8,9	10,0
Относительная погрешность, %	11,2	14,9	15,1	13,9

Сравнительный анализ результатов подтверждает достаточно высокую точность определения момента сопротивления с помощью разработанного метода определения энергосиловых параметров. При этом согласно критерию согласия Пирсона [35] при заданном уровне значимости 0,05 значение критерия  $\chi^2$ , равного 0,689, меньше  $\chi_{табл}^2 = 7,815$ , что позволяет признать данный метод адекватным при данном уровне значимости.

С помощью вышеописанной методики установлено, что расчетная мощность привода молотковой дробилки ДМРиЭ 14,5×13 при дроблении известняка флюсового [322] составляет 395 кВт, что в 1,25 раза меньше мощности эксплуатируемого в данный момент электродвигателя ДАЗО 450У-8У1 (500 кВт). Это говорит о том, что энергосиловые параметры привода завышены, что существенно сказывается на технико-экономических показателях всего процесса фракционной подготовки агломерационных флюсов в условиях «АМК» ООО «ЮГМК». Исходя из этого, предлагается использовать электродвигатель из данной серии мощно-

стью порядка 400 кВт, предварительно проверив его на достаточность пускового момента и перегрузочную способность электропривода.

Таким образом, применение электродвигателя дробилки ДМРиЭ 14,5×13 с рациональными энергосиловыми параметрами обеспечит устойчивую работу дробильного комплекса при снижении энергоемкости процесса фракционной подготовки шихтовых материалов в агломерационном процессе.

### **Выводы к главе 6**

1. Получила дальнейшее развитие уточненная математическое описание процесса контактного взаимодействия дробимого материала и молотков при свободном ударе в молотковых роторных дробилках, позволившая повысить в 1,1 раза точность определения угла отклонения молотка при контактном соударении с дробимым куском.

2. Разработано математическое описание движения рабочих органов и материала в зоне колосниковой решетки молотковой роторной дробилки, с помощью которой установлено, что угол отклонения молотка при контактном взаимодействии с дробимым материалом и рабочей поверхностью колосников прямо пропорционален удвоенному произведению квадрата расстояния от центра вращения ротора до внешней грани молотков, длины молотка, коэффициента трения дробимого материала и обратно пропорционален произведению коэффициента масс, расстояния от центра вращения ротора до центра масс, радиуса инерции и радиуса центров осей подвеса молотка.

3. Обоснована зависимость для определения колосникового зазора от угла отклонения молотка в зоне колосниковой решетки, влияющего на эффективность процесса дробления материала и степень износа рабочих органов на данной стадии взаимного контакта материала с рабочими органами дробилки, позволяющая определить расстояние между внешней нерабочей гранью молотка и рабочей поверхностью колосниковой решетки.

4. Предложен метод определения энергосиловых показателей привода молотковой роторной дробильной машины с колосниковой решеткой, позволяющий рассчитать момент сопротивления на валу ротора и требуемую мощность электродвигателя привода в зависимости от углов отклонения молотка и моментов от сил дробления в процессе свободного удара и при контактном взаимодействии с колосниковой решеткой, а также моментов сопротивления в подшипниковых опорах.

5. Разработан метод исследования прочностных характеристик рабочих органов молотковой дробилки, позволяющий обосновать условия надежности ударных рабочих органов молотковой роторной дробилки, работающих в условиях многоциклового нагружения. Установлено, что при комбинированном способе подвеса молотков дробилки ДМРиЭ 14,5×13 с фиксацией ряда на оси подвеса коэффициент запаса прочности в условиях многоциклового нагружения ниже в 3,9 раза в отличие от рабочих органов с фиксацией ряда на дополнительной оси. По результатам усталостного анализа установлено, что коэффициенты запаса прочности элементов ротора при числе циклов нагружения, соответствующих максимальному сроку службы одного комплекта молотков, значительно превышают допускаемые.

6. Проведены исследования по определению характерной формы известняка флюсового, используемого в условиях участка подготовки шихтовых материалов агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК». Установлено, что для данного типа сырья наиболее подходящей характерной формой является эллипсоид: среднее относительное отклонение от реального «истинного» объема составило: для условного «параллелограмма» – 95,1 %, для условного «эллипсоида» – 13,3 %.

7. Экспериментально установлено, что значение эмпирического коэффициента, учитывающего влияние формы и степени анизотропии прочностных свойств известняка флюсового сфероидной характерной формы, составило  $k_{\phi} = 0,2$ , при этом среднее значение данного коэффициента, определенного с помощью ранее разработанного аналитического метода, равняется  $k_{\phi} = 0,23$ , что в достаточной степени точности (относительная погрешность результатов не пре-

высила 17,8 %) подтверждает адекватность предложенного метода определения силовых параметров процесса разрушения хрупких материалов характерной формы, обладающих анизотропией прочностных свойств.

8. На основании эмпирического косвенного метода определения крутящего момента на валу асинхронного электродвигателя при определенной нагрузке проведен производственный эксперимент по определению момента сопротивления. Предложены рациональные энергосиловые параметры привода молотковой дробилки ДМРиЭ 14,5×13 в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК», позволяющие снизить требуемую мощность двигателя в 1,25 раза, что существенно скажется на технико-экономических показателях всего процесса фракционной подготовки агломерационных флюсов. Для данных условий процесса дробления предлагается использовать электродвигатель привода дробилки ДМРиЭ 14,5×13 мощностью порядка 400 кВт, предварительно проверив его на достаточность пускового момента и перегрузочную способность.

Материалы настоящего раздела опубликованы в работах [51, 54, 57, 64, 71, 83, 84, 89, 91, 104, 105, 111, 114–116, 118, 177, 178, 258, 268, 418, 420].

## **ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ВНЕДРЕННЫХ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ И МЕРОПРИЯТИЙ, ПЕРСПЕКТИВЫ ИХ РАЗВИТИЯ**

На основании полученных результатов исследований, представленных в разделах 3–6, обосновывающих целесообразность использования в роторной зубчатой, валковой и молотковой дробилках усовершенствованных рабочих органов и предложенных методов расчета энергосиловых параметров, проведены экспериментальные исследования в производственных условиях и разработаны технические проекты, которые переданы «АМК» ООО «ЮГМК» для промышленного внедрения при фракционной подготовке агломерата и шихтовых материалов в условиях агломерационного цеха.

### **7.1 Промышленное освоение и результаты испытаний усовершенствованной зубчатой роторной дробилки**

#### **7.1.1 Особенности процесса дробления агломерата в усовершенствованной роторной зубчатой дробилке в промышленных условиях и обоснование ее конструктивно-технологических параметров**

Для повышения эффективности процесса дробления в реальных производственных условиях фракционной подготовки агломерата с помощью метода, предложенного в подразделе 4.1 данной работы, разработаны рекомендации по модернизации роторной зубчатой дробильной машины с учетом конструктивных особенностей самой дробилки и хвостовой (разгрузочной) части агломашины.

Для реализации данных усовершенствований в условиях фракционной подготовки агломерата в роторной зубчатой дробилке в агломерационном цехе «АМК» ООО «ЮГМК» предложено изменить значение угла наклона поверхности приемного стола с  $\beta_n = 45^\circ$  на  $\beta'_n = 35^\circ$  (рис. 4.8), при этом его длина (при

$H_1 = 1,15$  м и  $L_1 = 2,02$  м) составит  $L_{nc} = 1,61$  м, а угол контакта  $\alpha_{3\phi}$  (для новой звездочки) уменьшился с  $25^\circ$  до  $10^\circ$ . Значение угла  $\alpha_{3\phi}^* = 10^\circ$  обусловлено тем, что в процессе дробления зубья подвергаются износу и, соответственно, угол  $\alpha_{3\phi}$  будет изменяться, за счет чего можно увеличить срок эксплуатации звездочек при его значениях, близких к нулю.

Коэффициент  $k_{p.n.c.}$ , учитывающий условия разрушения пирога при соударении с поверхностью приемного стола и зубьев ротора, определялся как отношение средней площади отдельных кусков, образовавшихся в результате разрушения при сбрасывании пирога со спекательной тележки и падения его на поверхность приемного стола и зубья звездочек ротора к площади цельного пирога длиной 1,0 м, измерения производились с помощью метода площадей [240] при одновременной остановке агломерационной машины и дробилки:

$$k_{p.n.c.} = \frac{S_1 + S_2 + \dots + S_{n-1} + S_n}{n_{\kappa} S_{nup}}, \quad (7.1)$$

где  $S_i$  – площадь поверхности определенного куска агломерата, м<sup>2</sup>;

$n_{\kappa}$  – количество образовавшихся кусков после разрушения при соударении с поверхностью приемного стола и зубьев звездочек ротора, шт.;

$S_{nup}$  – площадь целого пирога (определяется как площадь спекательной тележки), м<sup>2</sup>.

Коэффициент  $k_{p.n.c.}$  определялся при остановках агломерационных машин в условиях эксплуатации в нештатных ситуациях. Его значение (в зависимости от технологических условий и технического состояния рабочего органа дробилки) составило  $k_{p.n.c.} = 0,3 \dots 0,5$ .

С целью проведения сравнительного анализа технико-технологических характеристик и эффективности работы зубчатой роторной дробильной машины, с учетом ранее используемых и предлагаемых (усовершенствованных) конструктивных особенностей, аналитически определены основные технологические и

энергосиловые параметры процесса дробления железорудного агломерата в дробилке ДО-1300-2700-61, применяемой для фракционной подготовки горячего агломерата в производственных условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК», которые представлены в таблице 7.1.

Таблица 7.1. Техничко-технологические и энергосиловые параметры процесса дробления агломерата в дробилке ДО-1300-2700-61 с линейным и шевронным расположением зубьев звездочек на валу ротора

Наименование параметра	Тип дробилки	
	1*	2*
Максимальная ширина отдельных кусков после первой стадии дробления $a_k$ , м	0,38	0,095
Сила, действующая на звездочку ротора при разрушении материала в районе приемного стола, $F_{н.с.}$ , кН	12,8	11,8
Нагрузка от силы тяжести пирога дробимого материала $F_{м.н.}$ , кН	11,9	11,0
Сила трения от силы тяжести пирога $F_{тр.м.н.}$ , кН	5,9	5,5
Нагрузка от действия силы дробления материала о колосники $F_k$ , кН	62,1	20,7
Сила тяжести ротора дробилки $F_{м.р.}$ , кН	88,3	
Результирующая радиальная реакция в подшипниковой опоре $F_\Sigma$ , кН	21,9	57,9
Суммарный момент сопротивления на валу ротора, кНм	54,3	23,6
Мощность электродвигателя привода дробилки $W_{дв.}$ , кВт	43,1	21,6

\* 1 – с линейным расположением зубьев звездочек на роторе без изменения угла наклона приемного стола; 2 – со спиральным расположением зубьев звездочек на роторе и измененным углом наклона приемного стола.

Предварительные расчеты показали, что при таких условиях контакта агломерационного спека с поверхностью зубьев звездочки ротора спирального типа по сравнению с дробилкой с линейно расположенными зубьями звездочек на роторе, можно обеспечить:

- снижение силы, действующей на зубья звездочек ротора при разрушении дробимого материала в районе приемного стола, в 1,1 раза;
- уменьшение нагрузки от действия силы дробления материала о колосники в 3,0 раза;
- снижение момента сопротивления на валу ротора, а, соответственно, и требуемой мощности электродвигателя привода в установившемся режиме в 2,0 раза.

При этом согласно исследованиям [65, 79, 93] в процессе дробления в дробилке со спиральным расположением зубьев звездочек достигается:

- увеличение силы  $F_y$ , действующей на агломерационный спек, в 2,4 раза;
- повышение напряжений в «опасном» сечении аглопирога  $\sigma_n$  в 1,4 раза;
- увеличение остаточной длины аглопирога  $L_n$ , обеспечивающей реализацию его разрушения за счет изгиба в районе приемного стола, на 20 %.

При этом наблюдается негативное последствие от изменения конструктивных особенностей дробилки усовершенствованной конструкции, заключающееся в том, что в процессе дробления материала реакции от сил дробления в подшипниковом узле вала ротора со спиральным расположением зубьев звездочек возросли более чем в 2,6 раза. В связи с этим проведен расчет роликового радиально-сферического подшипника ротора дробилки 3640 [153] на скорректированную расчетную долговечность по методу [142] при эксплуатации машин в запыленных условиях, непрерывно работающих с высокой нагрузкой (для уровня надежности 95 %), который показал, что расчетный номинальный ресурс снизился с 4,96 до 0,19 млн. часов. Как видно из анализа полученных результатов, долговечность подшипников ротора дробилки с нелинейным расположением зубьев звездочек превышает значение базового расчетного ресурса для данного типа машин и характера эксплуатации [142].

### 7.1.2 Промышленное освоение и результаты испытаний роторной зубчатой дробилки с усовершенствованной конструкцией ротора

Промышленные испытания дробилки с модернизированным ротором [419] показали повышение стабилизации гранулометрического состава дробленого агломерационного пирога, что выразилось в отсутствии крупных кусков в дробленном продукте, превышающих своими размерами верхний предел требуемой фракции в 80 мм [107]. При этом после классификации дробленого продукта на грохоте горячего агломерата (для повышения эффективности процесса грохочения использовались модернизированные сита с перфорированными отверстиями с увеличенным коэффициентом живого сечения просеивающей поверхности и обоснованными конструктивными параметрами [92, 414]) количество возврата увеличилось на 2...4 % по сравнению с условиями использования типовой (с расположением зубьев в один ряд) дробилки, что говорит о повышении эффективности фракционной подготовки за счет повышения доли гарантированно раздробленных кусков с нарушением целостности структуры и их гарантированном отсеивании на вибрационном грохоте возврата [107].

В тоже время одним из главных показателей обеспечения повышения эффективности предложенных мероприятий является снижение количества отсевов при классификации агломерата на тракте подачи шихтовых материалов доменной печи № 1 «АМК» ООО «ЮГМК» на 6...7 %. Это обусловлено тем, что при дроблении агломерационного пирога в дробильной установке с усовершенствованной конструкцией ротора обеспечивается стабилизация гранулометрического состава и снижается наличие хрупких фаз в кусках материала, термических и механических напряжений в отдельных блоках, приводящих к саморазрушению кусков агломерата в вагон-хопрах, бункерах, перегрузочных узлах, конвейерах и скипах скипового подъемника по пути следования к колошниковому устройству доменной печи при транспортировке и перегрузках в условиях «АМК» ООО «ЮГМК».

Также установлено, что при использовании новой конструкции ротора наблюдается снижение или увеличение степени износа отдельных рабочих узлов за счет изменения условий их взаимного контакта с дробимым материалом в ра-

бочем пространстве (табл. 7.2). В этом случае сравнивались основные эксплуатационные показатели в течение 90 суток (средняя продолжительность работы дробилки в сутки – 22,5 часа, производительность дробилки (зависит от производительности агломерационной машины – 90...110 т/час)).

Определение степени износа рабочих узлов дробильной машины в процессе эксплуатации проводилось с помощью метода взвешивания [206]. Так как он требует трудоемкой разборки дробилки, поэтому оценка износа проводилась только после окончания всего периода испытаний.

Таблица 7.2. Степень износа рабочих узлов дробилки в процессе эксплуатации

Наименование рабочего узла дробилки	Единица измерения	Степень износа	
		До внедрения	После внедрения новой конструкции ротора
Зубья звездочек ротора	10 <sup>-4</sup> кг/т	6,2	5,4
Футеровка приемного стола		4,2	6,1
Колосники (среднее значение износа)		4,9	2,6

Изменение степени износа отдельных узлов объясняется тем, что:

- износ зубьев звездочек уменьшился в 1,15 раза, так как при предложенной конструкции суммарный момент сопротивления на валу ротора уменьшился в 2,3 раза (табл. 7.2), а значит и силы дробления, действующие на рабочую поверхность зубьев стали значительно меньше;

- увеличение интенсивности изнашивания футеровочных плит приемного стола в 1,45 раза достигается за счет того, что разрушение фактически всего аглоспека обеспечивается в зоне приемного стола;

– снижение степени износа колосников колосниковой решетки в 1,88 раза обуславливается уменьшением количества материала, раздавливаемого о колосниковую решетку.

## **7.2 Промышленное освоение усовершенствованной четырехвалковой дробилки**

### **7.2.1 Особенности процесса дробления твердого топлива в усовершенствованной четырехвалковой дробилке в промышленных условиях и обоснование ее энергосиловых и конструктивно-технологических параметров**

В условиях производства железорудного агломерата в агломерационном цехе «АМК» ООО «ЮГМК» на участке фракционной подготовки различных шихтовых материалов измельчению подвергаются следующие виды твердого топлива: для применения в агломерационном процессе спекания железорудного сырья – уголь марок АО и АС фракционным составом 0...50 мм и коксовая мелочь (отсевы металлургического кокса доменного производства) размерами 0...25 мм; для обеспечения потребностей участка глиномялки доменного цеха – кокс сухого тушения фракцией –140 мм.

В таблице 7.3 представлены результаты сравнительного анализа основных параметров четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 при реализации процесса измельчения данных видов твердого топлива в условиях агломерационного производства с использованием гладких и рифленых верхних валков, а также рекомендуемые значения конструктивных параметров рифленого верхнего валка дробилки с учетом технологического коэффициента запаса, учитывающего отклонение формы, влажности и запыленности куска материала и т.д., значение которого, задается в пределах 1,1...1,2 [82, 85, 96].

Таблица 7.3. Технологические параметры процесса измельчения твердого топлива в четырехвалковой дробилке и рекомендуемые конструктивные параметры рифленых валков

Наименование параметра	Значение параметра (при измельчении вида и размера фракции (мм) твердого топлива)		
	Угли (-50)	Кокс доменный (-25)	Кокс сухого тушения (-140)
Наименьшее значение коэффициента трения материала по стали $\mu$	0,2	0,3	0,42
Требуемая фракция дробленого материала после помола, мм	0...3	0...3	0...5
Угол $\alpha_1$ , рад	0,31	0,31	0,49
Угол $\alpha_2$ , рад	-0,16	0,272	-0,021
Радиус валика $r_6$ сетки, мм	3,9	0,02	14,0
Угол между центрами окружностей соседних валиков сетки $\beta_2$ , рад	0,064	0,004	0,19
Наибольший размер дробимого куска для гладких валков, м	0,032	0,058	0,086
Наибольший размер дробимого куска для рифленых валков (с максимально возможным размером валика), м	0,16	0,24	0,28
Степень дробления	16,7	8,3	28,0

На основании сравнительного анализа результатов определения основных технологических параметров процесса измельчения твердого топлива в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК», отображенных в таблице 7.3,

обосновано, что при использовании рифленых верхних валков в четырехвалковой дробилке ДЧГ 900×700 с конструктивными параметрами наплавляемой сетки, теоретически рассчитанными с помощью разработанного аналитического метода, реализуется возможность использования в качестве исходного сырья агломерационное твердое топливо с верхним пределом фракционного состава значительно выше, чем при использовании верхних валков с гладкой поверхностью, при этом общая степень измельчения в дробилке в данных условиях процесса измельчения, которая существенно влияет на энергозатраты в процессе дробления различных материалов, возрастает в 3,5...5,3 раза.

С учетом результатов, представленных в таблице 7.3, можно утверждать, что для условий измельчения мелочи кокса доменного наплавка сетки на поверхность бандажа верхнего валка не требуется, так как даже с учетом коэффициента запаса угол захвата гладкими валками фактически равен значению коэффициента трения дробимого материала. При использовании в агломерационном процессе каменных углей при их фракционной подготовке рекомендуется наплавлять на верхний бандаж сетку, состоящую из валиков радиусом 3,9 мм. Для обеспечения требуемого помола кокса сухого тушения для производственных потребностей глиномялки необходима сетка радиусом 14,0 мм. Требуемый угол между центрами соседних поперечных валиков сетки: для обеспечения фракционной подготовки каменных углей – 0,064 рад, при измельчении кокса сухого тушения – 0,191 рад.

Так как сырьевая база, а именно вид и фракционный состав твердого топлива, используемого в агломерационном производстве «АМК» ООО «ЮГМК» постоянно меняются, то конструктивные параметры наплавляемой сетки на бандажи верхних валков необходимо рассчитывать исходя из наиболее неблагоприятных условий (согласно принципу Вальда [36, 422]), которые возникают при измельчении кокса сухого тушения фракцией –140 мм. Согласно методике, описанной в подразделе 3.2.1, для данных условий процесса дробления на валки диаметром 0,96 м наплавлялась сетка шириной 0,03 м и высотой 0,015 м, длина окружности между центрами валиков сетки при этом составила 0,085 м.

На основании результатов экспериментальных исследований можно утверждать, что согласно произведенным расчетам, мощность двигателей приводов дробилки в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК» существенно завышена и применение двигателя с меньшими энергосиловыми параметрами в установившемся режиме обеспечит устойчивую работу дробильного комплекса при снижении энергоемкости самого процесса фракционной подготовки шихтовых материалов в агломерационном процессе. Так согласно расчетам для снижения энергоемкости четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК» рекомендуется использование в приводах двигателей меньшей мощности: для нижних валков – 30 кВт; для верхних – 20 кВт (предварительно произведя проверку на достаточность пускового момента и перегрузочную способность электромашины).

### **7.2.2 Промышленное освоение и результаты испытания четырехвалковой дробилки с рифлеными верхними валками с обоснованными конструктивными параметрами**

По результатам экспериментальных исследований в условиях агломерационного производства четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 с использованием верхних валков с гладкой и рифленой рабочей поверхностью в процессе дробления различных видов кокса металлургического получен следующий гранулометрический состав дробленого продукта (табл. 7.4 и 7.5) [72, 82, 88, 232, 388, 417].

Таблица 7.4. Результаты испытаний дробилки с использованием гладких и рифленых верхних валков по определению гранулометрического состава дробленого кокса сухого тушения

Тип дробилки	Содержание фракций, %						
	0...0,5	0,5...1	1...2	2...3	3...4	4...5	+5
С гладкими верхними валками	23,5	22,2	19,4	15,5	9,9	6,0	3,5
С рифлеными верхними валками	12,9	18,8	26,5	18,2	13,2	8,0	2,4

После проведения исследований процесса дробления кокса сухого тушения дробилка с рифлеными верхними валками опробована в условиях процесса фракционной подготовки отсевов кокса доменного фракцией –25 мм.

Таблица 7.5. Результаты испытаний дробилки с использованием гладких и рифленых верхних валков по определению гранулометрического состава дробленого отсева кокса доменного

Тип дробилки	Содержание фракций, %						
	0...0,5	0,5...1	1...2	2...3	3...4	4...5	+5
С гладкими верхними валками	25,4	20,8	20,4	16,0	7,9	8,3	1,2
С рифлеными верхними валками	21,2	16,0	32,5	20,2	9,0	1,1	-

Как видно из результатов, отображенных в таблице 7.4, применение четырехвалковой дробилки усовершенствованной конструкции в процессе фракционной подготовки твердого топлива позволило снизить в дробленом коксе сухого тушения содержание мелких фракций 0...0,5 и 0,5...1 мм в 1,8 и 1,2 раза соответственно, а при фракционной подготовке отсевов коксовой мелочи (кокса доменного) удалось достичь снижения содержания мелких фракций (0...1 мм) в 1,2...1,3 раза и практически отсутствия крупных фракций (4...5 мм) (табл. 7.5), что положительно скажется на повышении эффективности самого агломерационного процесса [72, 78, 223, 236, 251, 297, 388, 393, 406, 412].

Также установлено, что при использовании валков с рифленой поверхностью в четырехвалковой дробилке ДЧГ 900×700 наблюдается снижение степени износа рабочей поверхности бандажей нижних и верхних валков (табл. 7.6) – сравнивались основные показатели ресурса (наработки) [149] бандажей валков. В то же время необходимо отметить, что с использованием валков с рифленой поверхностью увеличился срок эксплуатации металлоконструкций кожухов и уплотнений нижних валков (табл. 7.6).

Таблица 7.6. Степень износа рабочих узлов дробилки ДЧГ 900×700 в процессе эксплуатации

Наименование рабочего узла дробилки	Ресурс (наработка), часов	
	До внедрения валков с рифленой поверхностью	После внедрения
Верхние валки	6048	7900
Нижние валки	2560	2910
Металлоконструкции кожухов и уплотнений валков	7550	8180

Как видно из результатов, отображенных в таблице 7.6, ресурс нижних (гладких) валков при использовании в дробилке верхних рифленых валков с предложенными конструктивными параметрами сетки, больше чем до усовершенствования в 1,14 раза, верхних – в 1,31 раза, а срок службы металлоконструкций кожухов и уплотнений валков увеличился в 1,08 раза.

Изменение степени износа отдельных узлов и сменного оборудования дробилки объясняется тем, что:

- износ рабочей поверхности бандажей верхних валков уменьшился, так как снизилось влияние эффекта проскальзывания крупных кусков материала относительно их рабочей поверхности, который непосредственно влияет на степень абразивного износа;

- износ рабочей поверхности бандажей нижних валков снизился, так как уменьшилось образование мелкой фракции материала (переизмельченного твердого топлива за счет истирания) на первой стадии дробления верхними валками в дробилке, который выступает в роли абразивного материала при взаимодействии с рабочей поверхностью гладких бандажей;

- металлоконструкции кожухов и уплотнений валков стали менее подвержены абразивному износу вследствие того, что исключаются случаи, при которых не обеспечивается условия захвата кусков дробимого материала, и весь материал

гарантировано попадает в рабочее пространство пары валков без «выдавливания» в зону уплотнений и кожухов дробилки.

### **7.3 Промышленное освоение усовершенствованной молотковой роторной дробилки в условиях «АМК» ООО «ЮГМК»**

#### **7.3.1 Результаты экспериментальных исследований процесса дробления известняка флюсового в молотковой дробилке с комбинированным способом подвеса молотков на оси ротора**

На основании исследований [51, 54, 413] влияния режима загрузки (степени заполнения) рабочего пространства молотковой дробилки ДМРиЭ 14,5×13 при использовании ударных рабочих органов с шарнирным способом подвеса на оси ротора получено распределение фракционного состава дробленых флюсов после фракционной подготовки для различных режимов загрузки в зависимости от силы тока, подаваемого на двигатель трубоконвейера (табл. 7.7), и на основании этих данных были определены графические зависимости (рис. 7.1–7.7).

Таблица 7.7. Распределение фракционного состава агломерационных флюсов после дробления в молотковой дробилке ДМРиЭ 14,5×13 для различных режимов загрузки рабочего пространства

Сила тока, А	Масса фракций дробленого продукта, кг			Общая масса дробленого продукта, кг
	+5 мм	3...5 мм	0...3 мм	
20	5,0	1,6	4,9	11,5
15	4,2	1,4	2,7	9,3
10	2,6	1,2	1,6	5,4
5	1,1	0,2	0,9	2,2

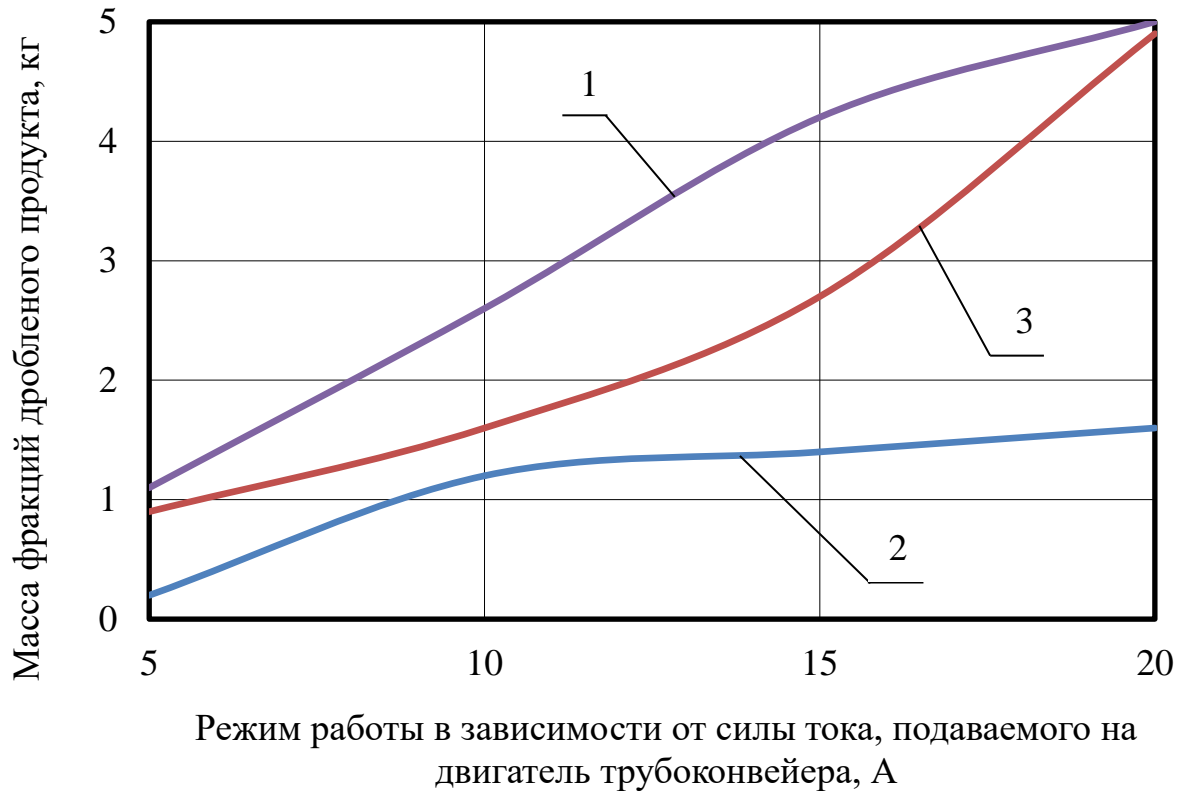


Рисунок 7.1. График зависимости содержания фракций в шихте для различных режимов загрузки дробилки: 1 – фракция +5 мм (возврат); 2 – фракция 3...5 мм; 3 – фракция 0...3 мм

При анализе полученных экспериментальных данных было определено, что в режимах работы с более интенсивной загрузкой рабочего пространства молотковой дробилки наблюдается увеличение содержания кусков фракцией +5 мм по отношению к общей массе загружаемого материала в дробилку и уменьшение массовой доли возврата, а значит, увеличивается относительная производительность (рис. 7.2).

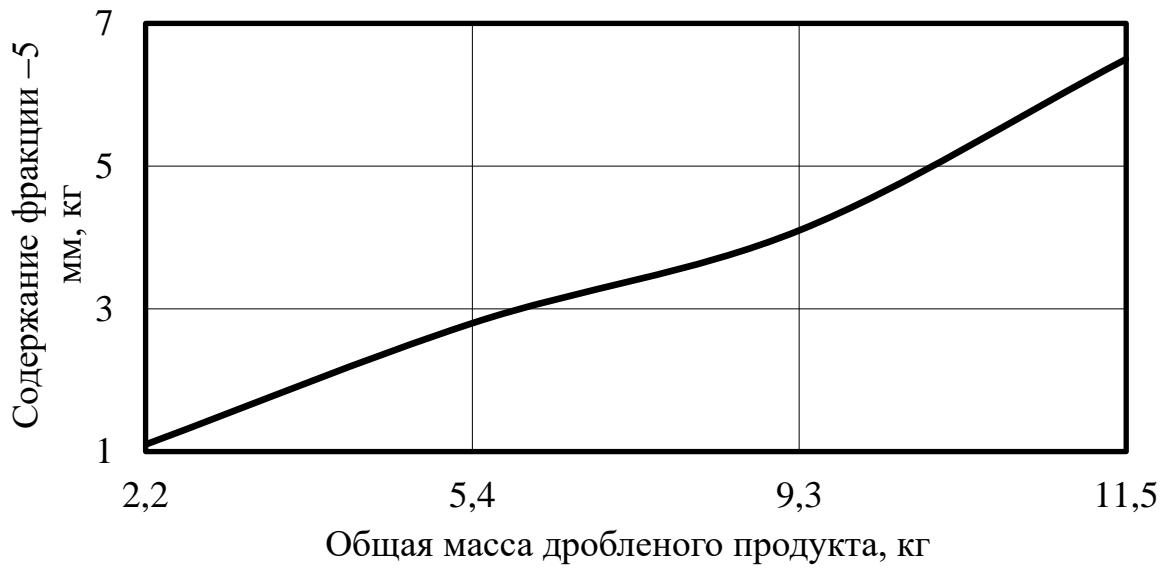


Рисунок 7.2. График содержания фракции  $-5$  мм в общей массе материала

Также наблюдается увеличение содержания фракции  $0...3$  мм в продукте (рис. 7.3, 7.4), которая наиболее отвечает условиям агломерационного процесса.

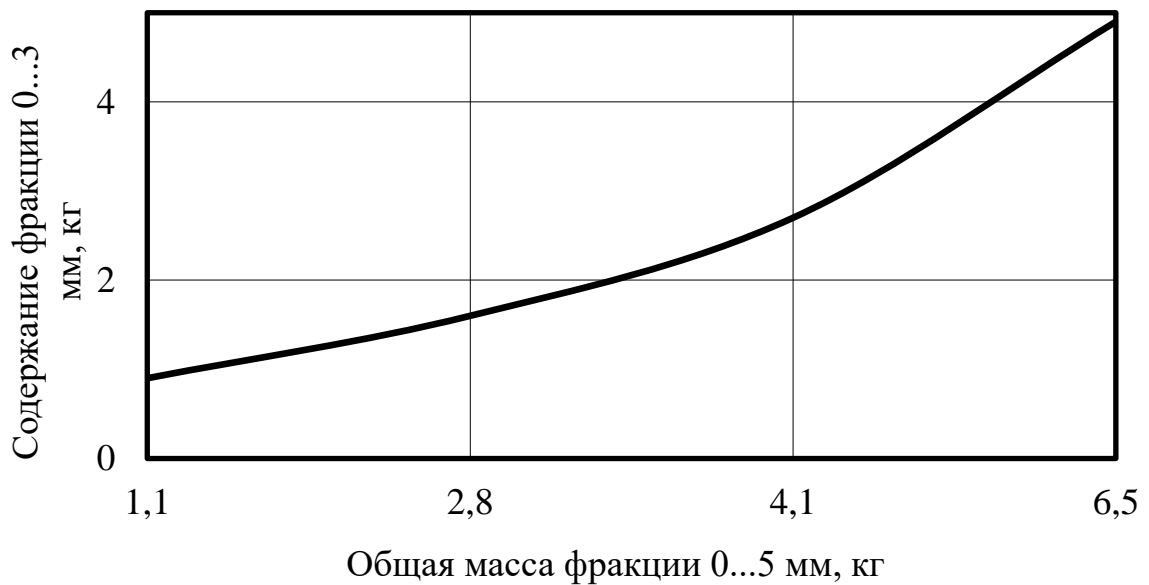


Рисунок 7.3. Содержание фракции  $0...3$  мм в готовом продукте

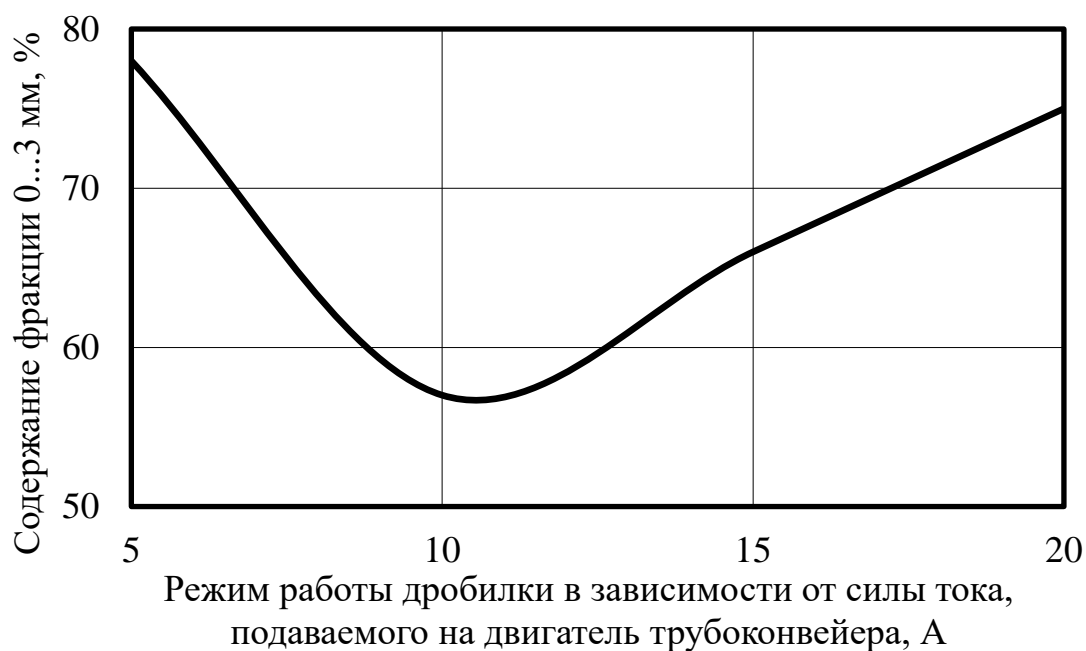


Рисунок 7.4. График содержания фракции материала 0...3,0 мм в дробленом продукте в зависимости от режима загрузки рабочего пространства молотковой дробилки

Из графической зависимости, отображенной на рисунке 7.4, видно, что процентное содержание фракции 0...3 мм при увеличении количества подаваемого материала в дробилку сначала резко уменьшается, а затем начинает расти (в режимах работы свыше 12 А) [54].

Но использование молотковой дробилки с относительно низкой степенью заполнения рабочей камеры дробилки неэффективно с точки зрения экономических показателей из-за слишком малого количества готового продукта на выходе. В настоящее время подача сырья в дробилку осуществляется в режимах загрузки в диапазоне 8...10 А.

График зависимости степени дробления известняка флюсового при различных режимах загрузки дробильного комплекса представлен на рисунке 7.5, из которого видно, что с повышением интенсивности загруженности рабочего пространства дробильной машины увеличивается степень дробления материала, а

значит и растет относительная производительность процесса фракционной подготовки агломерационных флюсов.

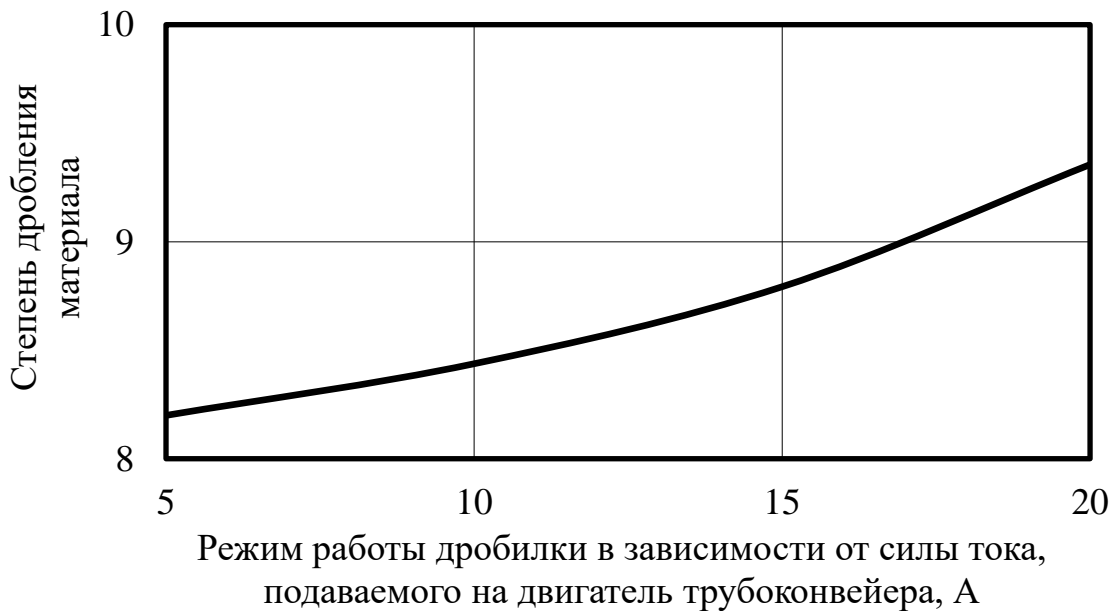


Рисунок 7.5. График зависимости степени дробления материала от режима работы дробилки

В ходе исследований было установлено, что наибольшая относительная производительность дробилки обеспечивается при питании приводов трубоконвейера током силой 15...20 А.

При таких условиях реализации процесса дробления достигаются наилучшие показатели работы дробильного комплекса: количество готового продукта, процентное содержание фракции 0...3,0 мм в дробленом продукте, а также степень дробления материала и производительность в целом.

### 7.3.2 Промышленное освоение и испытания молотковой роторной дробилки с усовершенствованной конструкцией молотков

Испытания модернизированной молотковой дробилки проводились для сравнения показателей относительной производительности и степени дробления материала в дробилках при использовании молотков различных конструкций.

Для этого в период эксплуатации в течение 6 полных сроков службы [149] одного комплекта (навески) молотков в дробилках №№ 2–4 (в одинаковых условиях режима загрузки питателя при силе подаваемого на электродвигатель вибро-трубоконвейера тока 15 А) поочередно устанавливались молотки с фиксацией ряда на оси подвеса ротора [256] (рис. 2.20) и с фиксацией ряда на дополнительной оси [258] (рис. 2.22). Рассевы дробленого продукта брались один раз в 5 суток на протяжении всего срока эксплуатации навески молотков до наступления их предельного состояния [149] по износу бойка. Степень дробления определялась по зависимости (1.6), а относительная производительность дробильной машины по формуле (1.11), усредненные значения (по результатам всех испытаний) [102] которых представлены в таблице 7.8.

В процессе эксплуатации молотковых дробилок одновременно фиксировалось количество отказов молотков по причине разрушения проушины ножки до наступления предельного состояния молотка по износу бойка [102] (табл. 7.8).

Таблица 7.8. Техничко-эксплуатационные показатели молотковых дробилок №№ 2–4 в условиях проведения эксперимента

Срок эксплуатации, суток	МД* № 2		МД* № 3		МД* № 4	
	1**	2**	1**	1**	2**	1**
Степень дробления						
0	15,1	14,9	14,8	13,9	15,0	14,5
5	14,6	14,0	13,4	13,1	14,1	13,6
10	13,6	13,2	12,8	12,1	13,0	12,6
15	12,8	11,8	11,5	11,4	12,1	12,0
20	11,2	10,9	10,1	10,0	10,7	10,3
25	9,5	9,9	8,6	8,4	9,1	8,8
30	8,1	8,2	7,0	7,2	7,1	7,4
Среднее значение:	12,1	11,8	11,7	10,9	11,6	11,3

Таблица 7.8. Продолжение

Срок эксплуатации, суток	МД* № 2		МД* № 3		МД* № 4	
	1**	2**	1**	2**	1**	2**
Относительная производительность						
0	0,85	0,8	0,72	0,7	0,78	0,76
5	0,79	0,77	0,7	0,68	0,74	0,73
10	0,74	0,73	0,68	0,65	0,7	0,68
15	0,68	0,68	0,6	0,59	0,64	0,64
20	0,59	0,58	0,5	0,52	0,52	0,56
25	0,43	0,46	0,36	0,39	0,36	0,39
30	0,27	0,29	0,16	0,21	0,19	0,26
Среднее значение:	0,62	0,61	0,53	0,53	0,56	0,57
Количество отказов по причине разрушения проушины молотка						
0	-	-	-	-	-	-
5	10	-	6	-	9	-
10	-	-	-	-	-	-
15	-	2	6	-	-	-
20	6	-	-	-	-	-
25	-	-	3	1	4	-
30	2	-	-	-	1	-
Всего:	18	2	15	1	14	0

\* – МД – молотковая дробилка;

\*\* – при использовании в дробилке молотков: 1 – с фиксацией всего ряда на оси подвеса ротора [256]; 2 – с фиксацией ряда на дополнительной оси [258].

На основании полученных результатов (табл. 7.7) построены графики зависимостей усредненных значений степени дробления известняка флюсового (рис. 7.6) и относительной производительности самого процесса (рис. 7.7) по результатам испытаний трех молотковых дробилок №№ 2–4 в зависимости от срока

эксплуатации для условий использования молотков с фиксацией ряда молотков на оси подвеса ротора (а) и с фиксацией ряда на дополнительной оси (б).

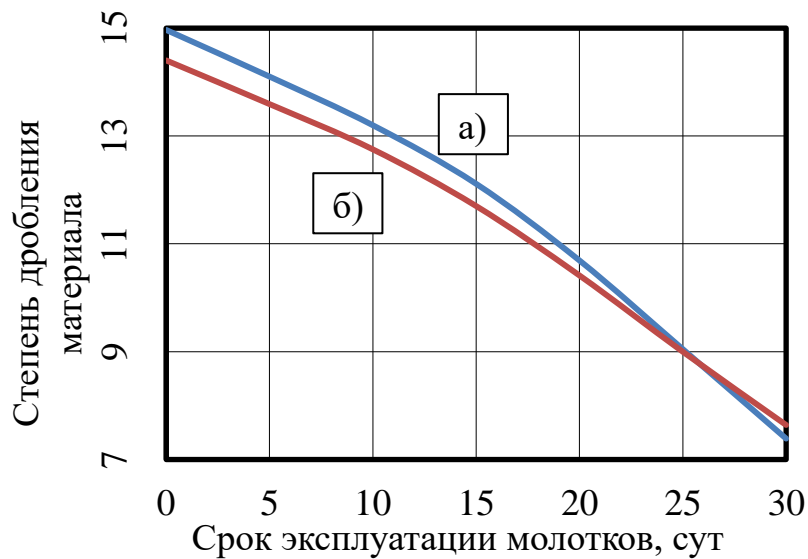


Рисунок 7.6. Графики зависимости степени дробления от срока эксплуатации молотков с фиксацией ряда молотков на оси подвеса ротора (а) и с фиксацией ряда на дополнительной оси (б)

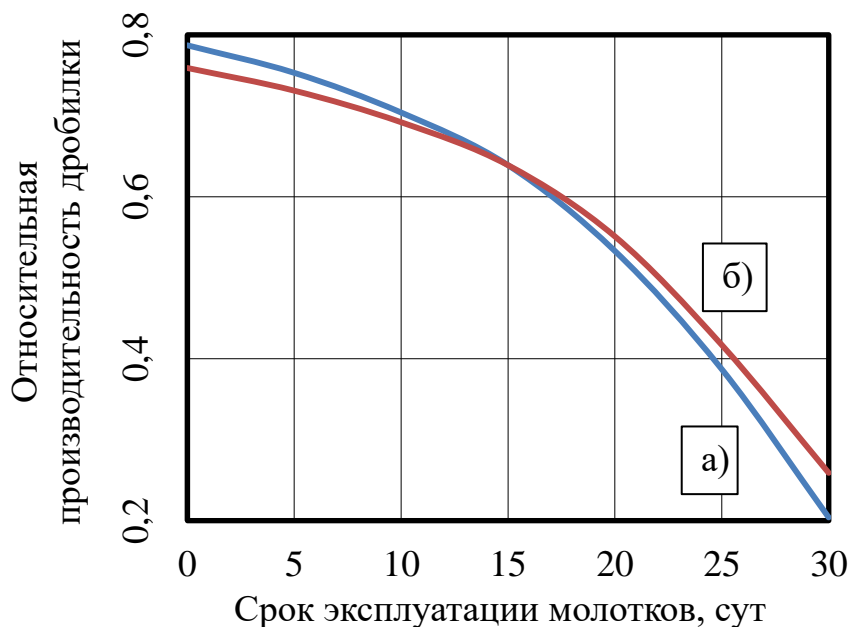


Рисунок 7.7. Графики зависимости относительной производительности дробилки от срока эксплуатации молотков с фиксацией ряда молотков на оси подвеса ротора (а) и с фиксацией ряда на дополнительной оси (б)

Средние значения данных технико-эксплуатационных показателей по всем молотковым роторным дробилкам за весь срок эксплуатации [102, 411] представлены в таблице 7.9.

Таблица 7.9. Средние значения степени дробления известняка и относительной производительности по дробилкам МД №№ 2–4

Показатель	При использовании в дробилке молотков с фиксацией ряда	
	на оси подвеса ротора	за счет дополнительной оси
Степень дробления	11,7	11,3
Относительная производительность	0,57	0,58

Как видно из сравнительного анализа полученных результатов исследования технико-эксплуатационных показателей молотковой дробилки использование усовершенствованной конструкции молотков с фиксацией четырех центральных молотков на дополнительной оси фактически не сказалось на эффективности процесса дробления. Средняя степень дробления известняка уменьшилась на 2,5 % с 11,7 до 11,3, при этом средняя относительная производительность дробилок осталась на том же уровне.

При этом наблюдается тенденция более интенсивного снижения данных показателей при использовании в дробилках молотков с фиксацией ряда на оси подвеса в процессе эксплуатации по сравнению с условиями применения в дробильных машинах ударных рабочих органов с фиксацией ряда за счет дополнительной оси. Связано это с тем, что при изнашивании рабочей поверхности бойка молотка с использованием способа подвеса [256, 427], радиус его инерции уменьшается более стремительно по сравнению с усовершенствованными молотками [258], у которых масса отдельных частей перераспределена за счет использования в конструкции подвеса рабочих органов на роторе дробилки дополнительной оси.

В условиях проведения эксперимента установлено, что за весь период исследования общее количество вышедших из строя по причине разрушения ножки усовершенствованных молотков уменьшилось с 47 до 3 по сравнению с молотками с фиксацией ряда на оси подвеса ротора, средняя наработка на отказ которых представлена в таблице 3.8 (при средней наработке на отказ по причине достижения предельного состояния (износа) рабочей поверхности бойка – 32 суток).

Также отмечено, что при использовании модернизированных рабочих органов в дробилке ДМРиЭ 14,5×13 наблюдается снижение степени износа промежуточных дисков ротора в 1,1 раза, а именно рабочей поверхности отверстий в месте установки осей подвеса ряда молотков, существенно влияющий на ресурс всей дробильной машины (табл. 7.10).

Таблица 7.10. Техничко-эксплуатационные показатели основных рабочих органов дробилки ДМРиЭ 14,5×13 в процессе эксплуатации

Наименование рабочего узла дробилки	Ресурс (наработка на отказ), часов*	
	До внедрения молотков усовершенствованной конструкции	После внедрения
Молоток	29,9	31,9
Ротор	17840	20260

\* – при работе одной дробилки по 18,5 часов в сутки (средняя загруженность дробилок в зависимости от расхода аглофлюса в производстве агломерата и с учетом плановых простоев [354] за период 2008...2013 гг.).

При этом относительное количество отказов в процессе эксплуатации дробилки до достижения предельного состояния молотков по степени износа бойка для ранее используемой конструкции подвеса рабочих органов на оси подвеса ротора, определяемое согласно зависимости (2.15), составило  $Q_1(t) = 0,087$ , для молотков усовершенствованной конструкции повеса –  $Q_2(t) = 0,006$ .

## Выводы к главе 7

1. Предложены основные технико-технологические и энергосиловые параметры дробилки ДО-1300-2700-61 в условиях процесса дробления агломерата в агломерационном цехе «АМК» ООО «ЮГМК», на основании которых установлено, что в дробилке с ротором спирального типа по сравнению с дробилкой с линейно расположенными зубьями звездочек на роторе можно обеспечить: снижение силы, действующей на зубья звездочек ротора при разрушении материала в районе приемного стола, в 1,1 раза; уменьшение нагрузки от действия силы дробления материала о колосники в 3,0 раза; снижение момента сопротивления на валу ротора в процессе дробления, а, соответственно, и требуемой мощности электродвигателя привода в установившемся режиме в 2,0 раза. При этом в процессе дробления в дробилке со спиральным расположением зубьев звездочек на валу достигается: увеличение полезной силы, действующей на агломерационный спек, в 2,4 раза; повышение напряжений в «опасном» сечении аглоспека в 1,4 раза; увеличение остаточной длины агломерационного пирога, обеспечивающей реализацию разрушения аглопирога за счет изгиба в районе приемного стола, на 20 %.

2. Промышленные испытания роторной зубчатой дробилки с шевронным ротором показали, что в процессе дробления агломерата отсутствуют крупные куски в дробленом продукте, превышающие своими размерами верхний предел требуемой фракции; за счет внедрения предлагаемых мероприятий количество возврата увеличилось на 2...4 %; обеспечивается снижение количества отсевов при классификации агломерата на тракте подачи шихтовых материалов доменной печи № 1 «АМК» ООО «ЮГМК» на 6...7 %. При этом установлено, что при использовании новой конструкции ротора наблюдается снижение износа зубьев звездочек в 1,2 раза, снижение степени износа колосников в 1,9 раза. На основании полученных результатов обосновано использование в приводе дробилки ДО-1300-2700-61 электродвигателя мощностью порядка 30 кВт.

3. Технический проект усовершенствования конструкции ротора и способа дробления агломерата в роторной зубчатой дробилке, разработанный на основа-

нии полученных в данной работе методов определения технологических параметров роторных зубчатых дробильных машин, реализован в условиях «АМК» ООО «ЮГМК». Технический проект и метод определения энергосиловых параметров привода роторной зубчатой дробилки передан агломерационному цеху «АМК» ООО «ЮГМК» для внедрения в технологический процесс с целью обеспечения снижения энергоемкости фракционной подготовки агломерата.

4. Предложены основные конструктивные, технико-технологические и энергосиловые параметры четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700, позволяющие повысить эффективность и технико-экономические показатели процесса фракционной подготовки различных видов твердого топлива в условиях агломерационного производства «АМК» ООО «ЮГМК».

5. Производственные испытания показали, что использование четырехвалковой дробилки усовершенствованной конструкции в процессе фракционной подготовки твердого топлива позволило снизить в дробленом коксе сухого тушения содержание мелких (пылевидных) фракций 0...0,5 и 0,5...1 мм в 1,8 и 1,2 раза соответственно, а при фракционной подготовке отсевов кокса доменного удалось достичь снижения содержания мелких фракций 0...1 мм в 1,2...1,3 раза и практически отсутствия крупных фракций 4...5 мм, увеличить ресурс нижних валков в 1,14 раза, верхних – в 1,31 раза, металлоконструкций кожухов и уплотнений валков – в 1,08 раза по сравнению со сроком службы при использовании в дробильной машине верхних гладких валков.

6. Для снижения энергоемкости четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 в условиях фракционной подготовки различных видов твердого топлива в агломерационном цехе «АМК» ООО «ЮГМК» рекомендуется использование в приводах электродвигателей с меньшими показателями мощности: для нижних валков порядка 30 кВт; для верхних – 20 кВт (предварительно произведя проверку на достаточность пускового момента и перегрузочную способность электромашины).

7. Технический проект усовершенствования конструкции верхних валков и способа дробления твердого топлива в четырехвалковой дробилке, разработанный на основании полученных в данной работе методов определения технологических

параметров валковых дробильных машин различного типа, реализован в условиях «АМК» ООО «ЮГМК». Технический проект и метод определения энергосиловых параметров привода валковых дробилок с гладкими и рифлеными валками передан агломерационному цеху «АМК» ООО «ЮГМК» для внедрения в технологический процесс с целью обеспечения снижения энергоемкости процесса фракционной подготовки твердого топлива в агломерационном производстве.

8. Установлено, что для известняка флюсового, используемого в условиях участка подготовки шихты агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК», наиболее подходящей характерной формой является эллипсоид.

9. В результате промышленных испытаний усовершенствованной молотковой дробилки ДМРиЭ 14,5×13 установлено, что использование в качестве ударного рабочего органа усовершенствованной конструкции молотков с фиксацией четырех центральных молотков в ряду ротора с помощью дополнительной оси не сказалось на эффективности процесса дробления и технико-эксплуатационных показателях дробильной машины. Установлено, что средняя степень дробления известняка флюсового в условиях использования в усовершенствованной дробилке молотков с фиксацией ряда с помощью дополнительной оси снизилась на 2,5 % с 11,7 до 11,3, однако это не сказалось на средней относительной производительности процесса дробления, которая осталась на том же уровне по сравнению с использованием ранее применяемого способа подвеса рабочих органов на оси подвеса ротора.

10. В результате промышленных испытаний усовершенствованной молотковой дробилки ДМРиЭ 14,5×13 обосновано, что использование в качестве ударного рабочего органа с фиксацией четырех центральных молотков в ряду ротора с помощью дополнительной оси фактически не сказалось на относительной производительности процесса дробления и технико-эксплуатационных показателях дробильной машины. При этом относительное количество отказов молотков в процессе эксплуатации молотковых дробилок до достижения предельного состояния рабочих органов по степени износа бойка для ранее используемой конструкции подвеса рабочих органов на оси подвеса ротора составило  $Q_1(t) = 0,087$ , для

молотков усовершенствованной конструкции подвеса –  $Q_2(t) = 0,0006$ . Также отмечено, что при использовании модернизированных рабочих органов при дроблении известняка флюсового в дробилке ДМРиЭ 14,5×13 наблюдается снижение степени износа рабочей поверхности отверстий для установки осей подвеса молотков в промежуточных и концевых дисках ротора в 1,1 раза. На основании полученных результатов обосновано использование в приводе дробилки ДМРиЭ 14,5×13 электродвигателя мощностью порядка 400 кВт.

11. Технический проект усовершенствования конструкции молотков и способа дробления материала в молотковой дробилке ДМРиЭ 14,5×13, разработанный на основании полученных в данной работе методов определения технологических параметров молотковых дробилок, реализован в условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК». Метод определения энергосиловых параметров привода молотковой роторной дробилки с колосниковой решеткой передан агломерационному цеху «АМК» ООО «ЮГМК» для внедрения в технологический процесс с целью обеспечения снижения энергоемкости дробильных машин.

12. Суммарный экономический эффект от внедрения усовершенствованных дробилок ДО-1300-2700-61, ДЧГ 900×700 и ДМРиЭ 14,5×13 составил 98,7 млн. руб. в год. (по состоянию на 2022 г.).

13. Основные мероприятия по модернизации дробильно-измельчительных машин для фракционной подготовки шихтовых материалов и агломерата приняты к внедрению, и их технические проекты (ротор роторной зубчатой дробилки с нелинейным расположением зубьев, рифленые валки четырехвалковой дробилки с обоснованными конструктивными параметрами сетки, молотки молотковой дробилки с фиксацией ряда на дополнительной оси) переданы агломерационному цеху АО «Тулачермет». Ожидаемый экономический эффект от принятых к внедрению мероприятий составит 67,5 млн. руб.

Материалы настоящего раздела опубликованы в работах [51, 72, 79, 82, 88, 92, 93, 96, 102, 106–109, 114, 388, 411–413, 416, 417, 419, 427].

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе решена **актуальная научно-техническая проблема** повышения эффективности процессов дробления металлургического сырья и их практическая реализация, включая обоснование конструктивно-технологических, режимных и энергосиловых параметров дробильно-измельчительных машин, направленная на увеличение производительности и энергоэффективности, повышение качества продукции и надежности рабочих органов.

Основные научные и практические результаты работы заключаются в следующем:

1. Проведен анализ влияния фракционного состава шихтовых компонентов на эффективность аглодоменного процесса. Установлено, что использование фракции твердого топлива, исключая мелкие частицы ( $-0,5$  мм), и флюсов крупностью не более  $3,0$  мм положительно сказывается на эффективности агломерационного процесса и качестве агломерата. Проведен анализ методов определения конструктивно-технологических и энергосиловых параметров зубчатых роторных, валковых и молотковых дробилок, на основании которого установлен их эмпирический характер, что указывает на целесообразность разработки новых или усовершенствование существующих методов расчета данных параметров.

2. Усовершенствована классификация дробильно-измельчительных машин, на основании которой роторные зубчатые дробилки выделяются как отдельный класс за счет разделения по принципу действия и конструктивным признакам дробилок, а также конструкции их рабочих органов.

3. Усовершенствован метод определения характерной формы кусковых материалов с учетом габаритных и средних значений размеров граней куска, позволивший обосновать сфероидную характерную форму шихтовых материалов, подвергаемых дроблению в условиях агломерационного цеха.

4. Разработана математическая модель процесса разрушения хрупких материалов сфероидной формы одноосным сжатием и обосновано значение силы,

необходимой для разрушения куска характерной формы, обладающего анизотропией прочностных свойств, с помощью которой обоснован коэффициент характерной формы и степени анизотропии материала, позволяющий повысить точность определения силы дробления, основанного на разрушении материала сжатием. Значение коэффициента  $k_f$  составило: для кокса доменного – 0,083, для кокса сухого тушения – 0,193, для известняка – 0,23. Проведено моделирование процесса разрушения одноосным сжатием хрупких анизотропных материалов сферической формы с помощью конечно-элементного метода. Установлено, что относительная разница при определении значений разрушающей силы составляет не более 13,1%, деформации – 13,6%, что верифицирует разработанную математическую модель. В лабораторных условиях экспериментально подтверждена адекватность математической модели процесса разрушения хрупких анизотропных материалов характерной формы, при этом ее средняя относительная погрешность составила 16,1%.

5. Разработан косвенный метод определения момента сопротивления, действующего на валу рабочего органа и двигателя в процессе дробления, позволяющий экспериментально исследовать энергосиловые параметры привода дробильных машин в установившемся режиме, при этом, не внося какие-либо изменения в его конструкцию.

6. Разработан комплекс научно-технических решений по повышению эффективности роторной зубчатой дробилки. Обоснованы условия контакта зубьев звездочек с материалом, позволившие установить, что при использовании ротора с нелинейным расположением зубьев расстояние, пройденное пирогами за время движения в рабочем пространстве, составляет  $a = 0,021 \dots 0,049$  м, а для роторов с линейным расположением зубьев – 1,4...3,1 м. На основании чего установлено, что в дробилках с нелинейным типом роторов материал подвергается разрушению в зоне приемного стола, что обеспечивает стабилизацию фракционного состава готового продукта. Предложен метод определения энергосиловых параметров привода, обосновывающий снижение мощности дробилок с нелинейными роторами в 3,5...4,6 раза по сравнению с условиями использования роторов с линей-

ным расположением зубьев. Проведено исследование процесса дробления материала в физической модели зубчатой дробилки, при котором обоснована эффективность использования рабочих органов с нелинейным расположением зубьев, позволяющих снизить момент сопротивления на валу ротора в 1,5...1,8 раза. В производственных условиях экспериментально подтверждена адекватность разработанных аналитических методов – относительная погрешность результатов не превысила 14,0%.

7. Усовершенствовано теоретическое описание процессов дробления в валковых дробилках. Получил дальнейшее развитие метод определения энергосиловых параметров привода валковой дробилки с гладкими валками, позволяющий повысить степень точности определения силы дробления материала, момента сопротивления на валу вала и требуемой мощности двигателя в 1,1...3,5 раза. Установлены зависимости размера и угла между центрами соседних рифлей сетки рифленых валков от фракции и коэффициента трения дробимого материала, позволяющие обосновать конструктивные параметры сетки бандажей для обеспечения захвата куска с определенными физико-механическими свойствами. Установлено, что максимальный размер фракции, загружаемый в дробилку ДЧГ 900×700 с верхними рифлеными валками, при коэффициенте трения материала по стали  $\mu = 0,2$  составляет 0,18 м, при  $\mu = 0,3$  – 0,26 м, а при  $\mu = 0,4$  достигает 0,28 м. Разработан метод определения силы дробления, на основании которого предложен способ расчета энергосиловых показателей привода валковой дробилки с рифлеными валками, позволяющий обосновать его мощность. С помощью физической модели валковой дробилки в лабораторных условиях проведен многофакторный эксперимент по определению условий контакта куска с рифленой поверхностью бандажей при внедрении в рабочее пространство, показавший сходимость с математической моделью на уровне 95%. В производственных условиях проведены экспериментальные исследования процессов дробления в валковой дробилке, с помощью которых подтверждена адекватность разработанного метода определения силы дробления в валковых дробилках при сходимости расчетных и эмпирических данных на уровне 70%, а также методов определения момента сопротив-

ления на валу валка и расчета мощности привода валковой дробилки с различными типами рабочих органов – средняя относительная погрешность составила 18,1%.

8. Разработан комплекс научно-технических решений по усовершенствованию молотковых дробилок. Получило дальнейшее развитие математическое описание процесса свободного ударного контакта материала и молотков, позволившая повысить в 1,1 раза точность определения угла отклонения молотка при соударении с куском, и разработано математическое описание движения молотков и материала в зоне колосниковой решетки, с помощью которых разработан метод определения энергосиловых показателей привода, позволяющий аналитически определить требуемую мощность двигателя. Разработан метод исследования прочностных характеристик молотков, позволяющий обосновать критерии надежности рабочих органов, работающих в условиях многоциклового нагружения. Установлено, что коэффициент запаса прочности усовершенствованных молотков выше, чем у молотков с фиксацией ряда на оси подвеса в 3,9 раза. В производственных условиях проведен эксперимент, подтверждающий адекватность разработанного метода определения мощности дробилки на уровне 84,9...88,8%.

9. Выполнено испытание и внедрение усовершенствованных роторной зубчатой, валковой и молотковой дробилок в условиях аглофабрики ООО «ЮГМК» Филиал № 1 «АМК». Установлено, что при дроблении агломерата в дробилке ДО 1300-2700-61 с ротором нелинейного типа отсутствуют куски размерами, превышающими верхний предел требуемой фракции, при этом количество возврата увеличилось на 2...4%, что обеспечило снижение отсевов на 6...7%, при этом износ зубьев звездочек снизился в 1,2 раза, колосников – в 1,9 раза. Рекомендовано использование в приводе дробилки двигателя мощностью 30 кВт. В процессе испытаний дробилки ДЧГ 900×700 при дроблении кокса сухого тушения установлено снижение содержания фракций –0,5 и 0,5...1 мм в 1,8 и 1,2 раза соответственно, при дроблении отсевов кокса доменного – 0...1 мм в 1,2...1,3 раза и отсутствие фракций 4...5 мм. При эксплуатации установлено, что ресурс нижних валков вырос в 1,14 раза, верхних – в 1,31 раза, корпуса – в 1,08 раза. Рекомендо-

вано использование в приводах дробилки двигателей с мощностью: для нижних валков – 30 кВт, для верхних – 20 кВт. Применение в дробилке ДМРиЭ 14,5×13 модернизированных молотков позволило снизить относительное количество отказов  $Q_1(t)$  с 0,087 до 0,0006. Также установлено снижение степени износа дисков ротора в 1,1 раза. Установлено, что требуемая мощность привода составляет 400 кВт. Экономический эффект от внедрения предлагаемых мероприятий составил 98,7 млн. руб. в год. Основные мероприятия по модернизации дробильно-измельчительных машин для фракционной подготовки шихтовых материалов и агломерата приняты к внедрению, и их технические проекты (ротор роторной зубчатой дробилки с нелинейным расположением зубьев, рифленые валки четырехвалковой дробилки с обоснованными конструктивными параметрами сетки, молотки молотковой дробилки с фиксацией ряда на дополнительной оси) переданы агломерационному цеху АО «Тулачермет». Ожидаемый экономический эффект от принятых к внедрению мероприятий составит 67,5 млн. руб.

10. Направлениями дальнейших исследований по проблематике исследований являются вопросы совершенствования роторных зубчатых, валковых и молотковых дробильных машин на основе развития разработанных моделей, зависимостей и методов определения конструктивно-технологических, энергосиловых параметров, а также критериев надежности за счет учета влияния различных физико-механических свойств дробимого материала, таких как трещиноватость, дробимость, влажность и т.д., а также их адаптация для условий дробильно-измельчительных процессов в различных типах дробилок и измельчителей, используемых для фракционной подготовки хрупких анизотропных материалов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авдохин, В.М. Основы обогащения полезных ископаемых / В.М. Авдохин. – М.: Издательство МГГУ, 2006. – 310 с.
2. Азаров, Б.Ф. Геодезическая практика: учебное пособие / Б.Ф. Азаров, И.В. Карелина, Г.И. Мурадова [и др.]. – СПб.: Лань, 2015. – 288 с.
3. Аксенова, Е.Н. Методы оценки погрешностей результатов прямых и косвенных измерений в лабораториях физического практикума: учебно-методическое пособие / Е.Н. Аксенов, Н.К. Гасников, Н.П. Калашников. – М.: МИФИ, 2009. – 24 с.
4. Александров, И.К. Исследование КПД в подшипниках качения автомобилей / И.К. Александров, В.А. Раков // Научно-технические аспекты развития автотранспортного комплекса: Материалы V международной научно-практической конференции, Горловка, 22 мая 2019 г. – Горловка: АДИ ДОННТУ, 2019. – С. 8–12.
5. Андреев, С.Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых / С.Е. Андреев, В.А. Перов, В.В. Зверевич. – М.: Недра, 1980. – 415 с.
6. Анистратов, Ю.И. Технология открытых горных работ: учебник для вузов / Ю.И. Анистратов. – М.: Недра, 1995. – 216 с.
7. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. / Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – Т. 2. – 912 с.
8. А. с. 1014581 СССР, МПК<sup>7</sup> В02С 4/28. Валковая дробилка / В.Е. Аврамов. – № 3374612/29-33; заявл. 30.12.81; опубл. 30.12.83, Бюл. № 16. – 3 с.: ил.
9. А. с. 1037947 СССР, МПК<sup>7</sup> В02С 4/02. Валок валковой дробилки / А.Е. Тарасенко. – № 3418321/29-33; заявл. 06.04.82; опубл. 30.08.83, Бюл. № 32. – 3 с.: ил.
10. А. с. 1304868 СССР, МПК<sup>7</sup> В02С 4/02. Валок дробилки / Б.М. Кочергин. – № 3983241/29-33; заявл. 02.12.85; опубл. 23.04.87, Бюл. № 15. – 2 с.
11. А. с. 1369793 СССР, МКИ В02С13/28. Молоток дробилки / В.В. Пилюшенко, А.М. Зборщик, Ю.С. Шаповалов, Г.А. Петелин, А.В. Бурочкин,

В.П. Моисеев, Ю.И. Митьковский (СССР). – № 4102857/31-33; заявл. 05.08.1986; опубл. 30.01.88, Бюл. № 4. – 3 с.: ил.

12. А. с. 1426633 СССР, МПК<sup>7</sup> В02С 4/30. Валок дробилки / В.И. Тараканов. – № 4094966/29-33; заявл. 26.05.86; опубл. 30.09.88, Бюл. № 36. – 4 с.: ил.

13. А. с. 1763009 СССР, МКИ В02С13/28. Молоток дробилки / В.И. Глазунов, Ю.Ф. Костин, Н.И. Любченко (СССР). – № 4890852/33; заявл. 13.12.90; опубл. 23.09.92, Бюл. № 35. – 2 с.

14. А. с. 1772321 СССР, МКИ В 02 С 13/26. Ротор молотковой дробилки / А.А. Хитов, Н.В. Хитова, Л.В. Ефимова (СССР). – № 4868075/33; заявл. 27.06.90; опубл. 30.10.90, Бюл. № 40. – 3 с.: ил.

15. А. с. 278395 СССР, МПК<sup>7</sup> В02С 4/02. Валковая дробилка / И.Ф. Дун. – № 1306770/29-33; заявл. 20.11.69; опубл. 05.08.70, Бюл. № 25. – 4 с.: ил.

16. А. с. 391851 СССР, МПК<sup>7</sup> В02С 4/02. Четырехвалковая дробилка / В.Д. Бакай; заявитель и патентообладатель Камыш-Бурунский железорудный комбинат и Опытное-промышленное предприятие «Укрчерметтруда». – № 1698071/29-33; заявл. 13.09.71; опубл. 27.07.73, Бюл. № 32. – 3 с.

17. А. с. 912268 СССР, МПК<sup>7</sup> В02С 4/02. Валок дробилки / Н.Я. Сотонин. – № 2742148/29-33; заявл. 28.03.79; опубл. 15.03.82, Бюл. № 10. – 2 с.: ил.

18. А. с. 925385 СССР, МПК<sup>7</sup> В02С 13/04. Валковая дробилка / М.В. Крестинин. – № 2868494/29-33; заявл. 10.01.80; опубл. 07.05.82, Бюл. № 17. – 3 с.: ил.

19. Бабарыкин, Н.Н. Теория и технология доменного процесса: Учебное пособие / Н.Н. Бабарыкин. – Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2009. – 257 с.

20. Балданов, М.Б. О выборе рациональных параметров молотковой дробилки с монолитным молотком / М.Б. Балданов, Ю.А. Сергеев, В.И. Коновалов [и др.] // Вестник ВСГУТУ. – Улан-Удэ: «Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления», 2020. – № 1 (76). – С. 55–60.

21. Барабашкин, В.П. Молотковые и роторные дробилки. 2-е изд., доп. и перераб. / В.П. Барабашкин. – М.: Наука, 1973. – 143 с.

22. Баранов, Н.Ф. Исследование взаимодействия частиц с рабочими органами молотковой дробилки / Н.Ф. Баранов, В.Г. Фарафонов, Л.А. Лопатин // Пермский аграрный вестник. – Пермь: Учредители: ПГАТУ им. акад. Д.Н. Прянишникова, 2018. – № 3 (23). – С. 4–11.

23. Белай, Г.Е. Организация металлургического эксперимента: учебное пособие для вузов / Г.Е. Белай, В.В. Дембовский, О.В. Соценко; под ред. В.В. Дембовского. – М.: Металлургия, 1993. – 256 с.

24. Беляев, А.К. Динамика стержня при продольном ударе телом / А.К. Беляев [и др.] // Вестник СПбГУ. Математика. Механика. Астрономия. – СПб.: Изд-во СПбГУ, 2017. – Т. 4 (62); Вып. 3. – с. 506–515.

25. Берон, А.И. Методика определения прочности горных пород на образцах полуправильной формы / А.И. Берон [и др.]. – М.: Институт горного дела им. А.А. Сковородина, 1976. – 39 с.

26. Билимович, Б.Ф. Законы механики в технике / Б.Ф. Билимович. – М.: Просвещение, 1975. – 58 с.

27. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. – 4-е изд., перераб. и доп. / И.А. Бригер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.

28. Богданди, Л. Восстановление железных руд / Л. Богданди, Г.Ю. Энгель. – М.: Металлургия, 1971. – 520 с.

29. Богданов, В.С. Оборудование технологических комплексов для производства строительных материалов и изделий: атлас схем: учебное пособие / В.С. Богданов, Г.Д. Федоров, С.И. Ханин [и др.]. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2017. – 104 с.

30. Богдасаров, М.А. Геология / М.А. Богдасаров, Д.П. Плакс. – Минск: Высшая Школа, 2016 г. – 431 с.

31. Большаков, В.И. Оптимизация состава и режима загрузки шихтовых материалов с целью повышения эффективности доменной плавки / В.И. Большаков, Н.А. Гладков, Ф.М. Шутылев [и др.] // Сталь. – М.: ООО «Интермет Инжиниринг», 2001. – № 4. – С. 6–10.

32. Большаков, В.И. Теория и практика загрузки доменных печей / В.И. Большаков. – М.: Metallurgia, 1990. – 256 с.
33. Борискин, И.К. Интенсивная механическая обработка агломерата. Теория, оборудование, технология / И.К. Борискин, Г.А. Арыков, А.Н. Пыриков – М.: МИСИС, 1998. – 248 с.
34. Борщев, В.Я. Оборудование для измельчения материалов: дробилки и мельницы / В.Я. Борщев. – Тамбов: издательство ТГТУ, 2004. – 75 с.
35. Браунли, К.А. Статистическая теория и методология в науке и технике / К.А. Браунли. Под ред. Л.Н. Большева. – М.: Наука, 1977. – 407 с.
36. Бродецкий Г.Л. Системный анализ в логистике. Выбор в условиях неопределенности / Г.Л. Бродецкий. – М.: Academia, 2010. – 336 стр.
37. Бруйка, В.А. Инженерный анализ в ANSYS Workbench: учебное пособие / В.А. Бруйка, В.Г. Фокин, Е.А. Солдусова. – Самара: СГТУ, 2010. – 271 с.
38. Букаль, М. Новые тенденции в развитии агломерационного производства / М. Букаль [и др.] // «Stahl und Eisen». – 1990, т. 11. – № 2. – С. 32–36.
39. Буянов, Ю.В. Разработка месторождений нерудных полезных ископаемых. Изд. 2-е, перераб. и доп. / Ю.В. Буянов, А.А. Краснопольский – М.: Недра, 1980. – 431 с.
40. Вайсберг, В.М. Эксплуатация дробильных и измельчительных установок / В.М. Вайсберг. – М.: Недра, 1989. – 196 с.
41. Варданян, Г.С. Сопротивление материалов с основами теории упругости и пластичности / Г.С. Варданян [и др.]. – М.: Изд-во АСВ, 1995. – 573 с.
42. Вегман, Е.Ф. Доменное производство: справочное издание: Т. 3. Подготовка руд и доменный процесс / Под ред. Е.Ф. Вегмана. – М.: Metallurgia, 1989. – 486 с.
43. Вегман, Е.Ф. Краткий справочник доменщика / Е.Ф. Вегман. – М.: «Metallurgia», 1981. – 240 с.
44. Вегман, Е.Ф. Metallurgia чугуна. Учебник для вузов / Е.Ф. Вегман [и др.]. – М.: «Академкнига», 2004. – 774 с.

45. Вегман, Е.Ф. Теория и технология агломерации / Е.Ф. Вегман. – М.: Металлургия, 1974. – 288 с.
46. Вейц, В.Л. Динамика машинных агрегатов / В.Л. Вейц. – Л.: Машиностроение, 1969. – 370 с.
47. Веников, В.А. Теория подобия и моделирования: учебное пособие для вузов. 2-е изд., доп. и перераб. / В.А. Веников. – М.: Наука, 1976. – 479 с.
48. Вешеневский, С.Н. Характеристики двигателей в электроприводе / С.Н. Вешеневский. – М.: Энергия, 1977. – 432 с.
49. Визгин, В.П. Развитие взаимосвязи принципов инвариантности с законами сохранения в классической физике / В.П. Визгин. – М.: Наука, 2009. – 240 с.
50. Витькина, Г.Ю. Исследование влияния металлургических характеристик железорудного сырья и кокса на эффективность доменной плавки / Г.Ю. Витькина, А.Н. Дмитриев, Ю.А. Чесноков // Теплотехника и информатика в образовании, науке и производстве: сборник докладов II Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных (ТИМ'2013) с международным участием (Екатеринбург, 28–29 марта 2013 г.). – Екатеринбург: УрФУ, 2013. – С. 28–34.
51. Власенко, Д.А. Анализ влияния износа рабочих органов на эффективность процесса дробления в молотковой дробилке / Д.А. Власенко, А.А. Харитonenko, А.В. Бочаров [и др.] // Черные металлы. – М.: ИД «Руда и Металлы», 2024. – № 1. – С. 26–31.
52. Власенко, Д.А. Анализ влияния количества молотков в ударной дробилке при жесткой заделке в ряду на угол их отклонения / Д.А. Власенко // Будущее науки-2016: Сборник научных статей 4-й Международной молодежной научной конференции: в 4-х томах, Курск, 14–15 апреля 2016 года / Ответственный редактор Горохов А.А. – Курск: Закрытое акционерное общество «Университетская книга», 2016. – С. 55–59.
53. Власенко, Д.А. Анализ влияния отклонения молотков на скольжение материала по рабочей поверхности в процессе ударного контакта в молотковой дробилке / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко // Четвертый междисциплинарный науч-

ный форум с международным участием «Новые материалы и перспективные технологии», Москва, 27–30 ноября 2018 года. – М.: ООО «Буки Веди», 2018. – С. 569–572.

54. Власенко, Д.А. Анализ влияния режима загрузки молотковой дробилки при дроблении флюсов на производительность и степень дробления шихтовых компонентов в агломерационном производстве / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета. – 2017. – № 6(49). – С. 114–119.

55. Власенко, Д.А. Анализ влияния фракционной подготовки флюсов на аглодоменное производство / Д.А. Власенко, В.Д. Белоус // Сборник материалов научно-технической конференции «Донбасс будущего глазами молодых ученых», г. Донецк, 19 ноября 2019 г. – Донецк: ДонНТУ, 2019. – С. 176–179.

56. Власенко, Д.А. Анализ отклонения молотков с комбинированным креплением бил в дробилках ударного действия / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко // Сборник научных трудов ДонГТУ. Вып. 46. – Алчевск: ДонГТУ, 2016. – С. 156–160.

57. Власенко, Д.А. Анализ показателей надежности узла ротора молотковой дробилки при помощи численного моделирования / Д.А. Власенко // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2025. – № 12. – С. 275–283.

58. Власенко, Д.А. Анализ процесса загрузки и движения материала в рабочей зоне молотковой дробилки / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко, Р.С. Мележик // Фундаментальные и прикладные исследования: проблемы и результаты: статьи, тезисы докладов Международной научно-исследовательской конференции, Трехгорный, 17 марта 2017 года. – Трехгорный: Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ», 2017. – С. 68–71.

59. Власенко, Д.А. Анализ системы приготовления флюсов рациональной крупности в агломерационном производстве / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко // Инновационные перспективы Донбасса: Материалы 3-й Международной научно-

практической конференции, Донецк, 24–25 мая 2017 года. – Донецк: Донецкий национальный технический университет, 2017. – С. 64–67.

60. Власенко, Д.А. Анализ условий дробления железорудного агломерата при реализации различных видов деформаций / Д.А. Власенко, М.В. Сеницин // Донбасс будущего глазами молодых ученых: Сборник материалов научно-технической конференции. – Донецк: ДонНТУ, 2021. – С. 26–31.

61. Власенко, Д.А. Анализ условий нагружения и напряженно-деформированного состояния вала рифленого валька валковой дробилки / Д.А. Власенко, А.В. Фесенко, Г.А. Билан // Научный вестник государственного образовательного учреждения Луганской Народной Республики «Луганский национальный аграрный университет». – Луганск: «ЛНАУ», 2020. – № 8-3. – С. 8–15.

62. Власенко, Д.А. Анализ энергетических показателей процесса измельчения / Д.А. Власенко, А.П. Жильцов, Г.А. Билан // Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства: Сб. тез. докл. III Междунар. науч.-тех. конф. – Алчевск: ДонГТУ, 2018. – С. 26–27.

63. Власенко, Д.А. Анализ эффективности молотковой дробилки при использовании молотков с комбинированными способами подвеса на оси ротора / Д.А. Власенко // Инновационные перспективы Донбасса: материалы 10-й Международной научно-практической конференции, Донецк, 28–30 мая 2024 года. – Донецк: Донецкий национальный технический университет, 2024. – С. 93–97.

64. Власенко, Д.А. Аналитический метод определения параметров процесса свободного ударного контакта / Д.А. Власенко // Современная металлургия нового тысячелетия, посвящается 10-летию Металлургического института ЛГТУ: сборник научных трудов III Всероссийской (с международным участием) научно-практической конференции. – Липецк: Липецкий государственный технический университет, 2020. – С. 226–232.

65. Власенко, Д.А. Аналитический способ определения мощности привода зубчатой роторной дробилки / Д.А. Власенко // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического института. – 2021. – № 22(65). – С. 90–99.

66. Власенко, Д.А. Аналитический способ определения энергосиловых параметров процесса измельчения в валковых дробилках с рифленой поверхностью бандажей / Д.А. Власенко // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического института. – 2020. – № 20(63). – С. 93–101.

67. Власенко, Д.А. Влияние крупности сырья на кинематику рабочих органов и материала в молотковой дробилке / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко // Вестник Донецкого национального технического университета. – Донецк: ДОННТУ, 2018. – № 3 (13). – С. 9–16.

68. Власенко, Д.А. Влияние параметров подачи материала в рабочую зону молотковой дробилки на условия процесса соударения / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета. – Алчевск: ДонГТУ, 2017. – № 8(51). – С. 140–144.

69. Власенко, Д.А. Влияние способа крепления молотков на оси ротора на скорость движения известняка к отбойной плите в ударной дробилке / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко, Н.А. Бондарь // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета. – Алчевск: ДонГТУ, 2017. – № 5 (48). – С. 180–184.

70. Власенко, Д.А. Влияние степени износа молотков на эксплуатационные параметры молотковой дробилки / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко // Инновационные перспективы Донбасса: Материалы 4-й Международной научно-практической конференции, Донецк, 22–25 мая 2018 года. Том 3. – Донецк: ДОННТУ, 2018. – С. 127–129.

71. Власенко, Д.А. Дробильное оборудование предприятий черной металлургии. Конструкция и расчет: Учебное пособие для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки: 15.03.02, 15.04.02 – «Технологические машины и оборудование» / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко, А.П. Жильцов [и др.]. – Липецк: ЛГТУ, 2023. – 140 с.

72. Власенко, Д.А. Исследование влияния режимных параметров валковой дробилки на качество готовой продукции / Д.А. Власенко, А.А. Харитоненко,

А.Л. Челядина // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2025. – № 9. – С. 31–38.

73. Власенко, Д.А. Исследование процесса дробления агломерата и промышленное освоение усовершенствованной роторной зубчатой дробилки / Д.А. Власенко // *Металлург*. – М.: «Металлургиздат», 2024. – № 3. – С. 16–20.

74. Власенко, Д.А. Исследование процесса разрушения хрупких тел деформацией сжатия в валковых дробилках / Д.А. Власенко, В.П. Долгих // *Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство*. – 2023. – № 20. – С. 46–52.

75. Власенко, Д.А. Исследование прочностных характеристик рабочих органов роторной молотковой дробилки / Д.А. Власенко, В.П. Долгих // *Сталь*. – М.: ООО «Интермет Инжиниринг», 2021. – № 10. – С. 35–39.

76. Власенко, Д.А. Исследование технологических параметров процесса дробления свободным ударом в молотковой дробилке / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко // *Новые материалы и перспективные технологии: Сборник материалов Пятого междисциплинарного научного форума с международным участием, Москва, 30 октября – 01 декабря 2019 года*. – М.: Интеллектуальные системы, 2019. – С. 424–429.

77. Власенко, Д.А. Исследование энергосиловых параметров процесса дробления в молотковых дробилках / Д.А. Власенко // *Сталь*. – М.: ООО «Интермет Инжиниринг», 2022. – № 10. – С. 35–41.

78. Власенко, Д.А. К вопросу влияния качества фракционной подготовки твердого топлива на эффективность агломерационного процесса / Д.А. Власенко, А.О. Диментьев, В.С. Савенчук // *Актуальные проблемы современной науки: взгляд молодых ученых: сборник тезисов докладов II международной научно-практической конференции*. – Алчевск: ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ», 2021. – С. 23–25.

79. Власенко, Д.А. К вопросу повышения энергоэффективности дробильно-измельчительного оборудования в агломерационном производстве АМК ООО «ЮГМК» / Д.А. Власенко // *Инновационные перспективы Донбасса: Сборник*

научных трудов 11-й Международной научно-практической конференции, Донецк, 27–29 мая 2025 года. – Донецк: Донецкий национальный технический университет, 2025. – С. 22–27.

80. Власенко, Д.А. К вопросу уточнения систематизации валковых и роторных зубчатых дробилок / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко // Инновационные перспективы Донбасса: Материалы 7-й Международной научно-практической конференции, Донецк, 24–26 мая 2021 года. Том 3. – Донецк: Донецкий национальный технический университет, 2021. – С. 100–103.

81. Власенко, Д.А. Комплексный анализ особенностей эксплуатации дробильно-измельчительного оборудования в агломерационном производстве / Д.А. Власенко // Инновационные перспективы Донбасса: Материалы 5-й Международной научно-практической конференции, Донецк, 21–23 мая 2019 года. Том 3. – Донецк: Донецкий национальный технический университет, 2019. – С. 150–154.

82. Власенко, Д.А. Комплексный подход к улучшению качества твердого топлива в агломерационном производстве за счет усовершенствования четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 / Д.А. Власенко, А.П. Жильцов, Р.С. Мележик [и др.] // Черные металлы. – М.: ИД «Руда и Металлы», 2024. – № 1. – С. 32–37.

83. Власенко, Д.А. Математическое моделирование взаимодействия молотков с материалом в зоне колосниковой решётки молотковой дробилки / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета. – 2019. – № 17(60). – С. 119–124.

84. Власенко, Д.А. Математическое моделирование и повышение эффективности ударных роторных дробилок с комбинированным подвесом молотков / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко. – Алчевск: Донбасский государственный технический университет, 2020. – 143 с.

85. Власенко, Д.А. Математическое моделирование процесса захвата материала рифлёными валками валковой дробилки / Д.А. Власенко // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета. – 2020. – № 18(61). – С. 122–130.

86. Власенко, Д.А. Математическое моделирование процесса изнашивания молотков при дроблении материала свободным ударом / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко, Г.А. Билан // Вестник Донецкого национального технического университета. – Донецк: ДОННТУ, 2019. – № 1 (15). – С. 8–16.

87. Власенко, Д.А. Методика определения энергосиловых параметров процесса дробления агломерата изломом в одновалковой дробилке / Д.А. Власенко // Новые материалы и перспективные технологии: Шестой междисциплинарный научный форум с международным участием, Москва, 23–27 ноября 2020 года. Том 2. – М.: Центр научно-технических решений (АНО ЦНТР), 2020. – С. 377–381.

88. Власенко, Д.А. Моделирование и промышленное освоение процессов измельчения в валковых дробилках с рифлеными валками / Д.А. Власенко // Сталь. – М.: ООО «Интермет Инжиниринг», 2022. – № 4. – С. 21–26.

89. Власенко, Д.А. Моделирование ударного взаимодействия рабочих органов с дробимым материалом в молотковой дробилке / Д.А. Власенко, В.П. Долгих // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета. – Алчевск: ГОУ ВПО ЛНР «ДонГТУ», 2019. – № 13 (56). – С. 124–129.

90. Власенко, Д.А. Модернизация роторной зубчатой дробилки в условиях агломерационного производства АМК ООО «ЮГМК» / Д.А. Власенко // Машиностроение: инновационные аспекты развития: Материалы международной научно-практической конференции, Санкт-Петербург, 29 марта 2024 года. – СПб.: Индивидуальный предприниматель Жукова Елена Валерьевна, 2024. – С. 25–28.

91. Власенко, Д.А. Некоторые способы повышения эффективности процессов фракционной подготовки шихтовых материалов в агломерационном производстве / Д.А. Власенко // Современные материалы, техника и технология: Сборник научных статей 9-й Международной научно-практической конференции. В 2-х томах, Курск, 28 декабря 2019 года / Ответственный редактор А.А. Горохов. – Курск: Юго-Западный государственный университет, 2019. – С. 94–98.

92. Власенко, Д.А. Обоснование и исследование конструкции перфорированных сит вибрационных грохотов с использованием среды Solidworks Simulation / Д.А. Власенко, В.Д. Белоус // Вестник машиностроения. – 2025. – Т. 104, № 10. – С. 833–836.

93. Власенко, Д.А. Обоснование конструктивно-технологических параметров одновалковой дробилки железорудного агломерата с шевронным расположением зубьев звёздочек ротора / Д.А. Власенко // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета. – 2020. – № 19(62). – С. 69–79.

94. Власенко, Д.А. Обоснование конструктивно-технологических параметров процесса дробления материалов в молотковых дробилках: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.13 / Власенко Дмитрий Алексеевич. – Алчевск: ГОУ ВПО ЛНР «ДонГТУ», 2019. – 23 с.

95. Власенко, Д.А. Обоснование конструктивно-технологических параметров процесса дробления материалов в молотковых дробилках: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.13 / Власенко Дмитрий Алексеевич. – Алчевск: ГОУ ВПО ЛНР «ДонГТУ», 2019. – 23 с.

96. Власенко, Д.А. Обоснование конструктивных параметров и перспективы использования рифленых валков в четырехвалковых дробилках / Д.А. Власенко // Вестник Донецкого национального технического университета. – 2020. – № 1(19). – С. 15–22.

97. Власенко, Д.А. Обоснование межвалкового зазора валковых дробилок с рифлеными рабочими органами / Д.А. Власенко // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2025. – № 3. – С. 239–248.

98. Власенко, Д.А. Обоснование мощности привода роторных зубчатых дробилок с нелинейным расположением зубьев звездочек на роторе / Д.А. Власенко // Сталь. – М.: ООО «Интермет Инжиниринг», 2025. – № 1. – С. 28–33.

99. Власенко, Д.А. Обоснование рациональных энергосиловых параметров привода валковых дробилок / Д.А. Власенко // Сталь. – М.: ООО «Интермет Инжиниринг», 2023. – № 6. – С. 16–23.

100. Власенко, Д.А. Особенности измельчения кусковой извести в дробилках ударного действия при различных вариантах подвеса бил / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета. – Алчевск: ДонГТУ, 2015. – № 2 (45). – С. 130–135.

101. Власенко, Д.А. Особенности математического моделирования и повышение энергоэффективности приводов валковых дробилок с рифлеными валками / Д.А. Власенко // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. – 2025. – № 11. – С. 134–143.

102. Власенко, Д.А. Оценка эффективности молотковой дробилки с комбинированными способами подвеса молотков на роторе / Д.А. Власенко // Сталь – М.: ООО «Интермет Инжиниринг», 2023. – № 8. – С. 41–45.

103. Власенко, Д.А. Повышение качества агломерата путем улучшения дисперсного состава сырьевых компонентов / Д.А. Власенко, Д.А. Вишневский, Э.П. Левченко // Материалы 3-й Международной заочной научно-практической конференции «Современные проблемы теории машин». – Новокузнецк: изд-во Сибирского гос. индустр. ун-та, 2015. – № 3. – С. 281–282.

104. Власенко, Д.А. Повышение эффективности процесса дробления кубовидного щебня в роторной дробилке на основе аналитической оценки параметров свободного ударного контакта / Д.А. Власенко // Вестник Луганского национального университета имени Владимира Даля. – Луганск: ЛНУ им. В. Даля, 2020. – № 7 (37). – С. 39–45.

105. Власенко, Д.А. Практическое применение теоремы Пуансо при определении нагрузок на опоры рабочих органов дробильных машин / Д.А. Власенко // Актуальные проблемы современной науки: взгляд молодых ученых: сборник тезисов докладов VI международной научно-практической конференции. – Алчевск: ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ», 2021. – С. 20–22.

106. Власенко, Д.А. Промышленное освоение валковых дробилок с рифлеными валками в условиях агломерационного производства / Д.А. Власенко // Инновационные перспективы Донбасса: Материалы 8-й Международной научно-

практической конференции, Донецк, 24–26 мая 2022 года. Том 3. – Донецк: Донецкий национальный технический университет, 2022. – С. 103–107.

107. Власенко, Д.А. Промышленное освоение усовершенствованной роторной зубчатой дробилки в агломерационном производстве / Д.А. Власенко // Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства: Сб. тез. докл. VI Междунар. науч.-тех. конф. – Алчевск: ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ», 2021. – С. 98–101.

108. Власенко, Д.А. Развитие научных основ и практика повышения эффективности процессов дробления в роторных зубчатых дробилках / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко. – Курск: Закрытое акционерное общество «Университетская книга», 2022. – 143 с.

109. Власенко, Д.А. Развитие теории процессов дробления и практика совершенствования валковых дробилок с гладкими и рифлеными валками / Д.А. Власенко. – Вологда; Москва: ООО «Инфра-Инженерия», 2026. – 140 с.

110. Власенко, Д.А. Способ определения мощности привода валковых дробилок с гладкими валками / Д.А. Власенко // Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства: Сборник материалов V международной научно-технической конференции, Алчевск, 15 октября 2020 года. – Алчевск: Донбасский государственный технический институт, 2020. – С. 28–30.

111. Власенко, Д.А. Способ повышения эффективности ударных дробильных машин для производства строительного щебня / Д.А. Власенко // Сборник тезисов докладов международной научно-практической конференции приуроченной 100-летию Луганского национального университета им. В. Даля. Луганск: ЛНУ им. В. Даля, 2020. – С. 59–61.

112. Власенко, Д.А. Способы снижения износа молотков дробилок ударного действия / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко, Д.А. Вишневский [и др.] // Современные материалы, техника и технологии. – Курск: ЮЗГУ, 2016. – № 2 (5). – С. 63–68.

113. Власенко, Д.А. Структурный анализ процесса диспергирования известняка в агломерационном производстве / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко // Сборник

научных трудов Донбасского государственного технического университета. – Алчевск: ДонГТУ, 2015. – № 1 (44). – С. 82-86

114. Власенко, Д.А. Теоретические аспекты моделирования и практика совершенствования молотковых дробилок с комбинированным подвесом молотков / Д.А. Власенко. – Курск: Закрытое акционерное общество «Университетская книга», 2023. – 142 с.

115. Власенко, Д.А. Технические решения в области проектирования и повышения эффективности дробильно-измельчительных машин / Д.А. Власенко // Инновационные перспективы Донбасса: Материалы 6-й Международной научно-практической конференции, Донецк, 26–28 мая 2020 года. Том 3. – Донецк: Донецкий национальный технический университет, 2020. – С. 88–91.

116. Власенко, Д.А. Уточненная классификация отдельных типов дробильного оборудования предприятий черной металлургии / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко // Вестник Луганского государственного университета имени Владимира Даля. – 2021. – № 6(48). – С. 43–50.

117. Власенко, Д.А. Уточненная методика определения энергосиловых параметров процесса измельчения в валковых дробилках / Д.А. Власенко // Вестник Донецкого национального технического университета. – 2020. – № 3(21). – С. 3–9.

118. Власенко, Д.А. Уточненный расчет угла отклонения молотков при свободном ударе в молотковой дробилке / Д.А. Власенко // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2025. – № 32. – С. 70–76.

119. Власенко, Д.А. Экспериментальное исследование энергосиловых параметров процесса дробления материалов в роторной зубчатой дробилке / Д.А. Власенко // Вестник Донецкого национального технического университета. – 2022. – № 1(27). – С. 3–11.

120. Власенко, Д.А. Экспериментальное обоснование методики определения конструктивных параметров валков валковой дробилки с рифленой поверхностью бандажей / Д.А. Власенко // Вестник Донецкого национального технического университета. – 2021. – № 1(23). – С. 3–10.

121. Власенко, Д.А. Экспериментальное определение основных параметров физического процесса удара в молотковой дробилке / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко, Д.А. Вишневикий // Современная металлургия нового тысячелетия: сборник научных трудов II международной научно-практической конференции, Липецк, 25 ноября 2016 года. – Липецк: Липецкий государственный технический университет, 2016. – С. 254–257.

122. Власенко, Д.А. Энергозатраты ударных дробилок с жестким и шарнирным креплением бил к ротору / Д.А. Власенко, О.И. Павлиненко, Э.П. Левченко // Вестник Донецкого национального технического университета. – Донецк: ДОННТУ, 2016. – № 3 (3). – С. 21–26.

123. Власенко, Д.А. Эффективность дробления известняка в дробилках с вращающимся ротором при реализации различных способов воздействия на материал ударом / Д.А. Власенко // Молодежь и XXI век – 2016: Материалы VI Международной молодежной научной конференции: в 4-х томах, Курск, 25–26 февраля 2016 года / Ответственный редактор Горохов А.А. – Курск: Закрытое акционерное общество «Университетская книга», 2016. – С. 94–98.

124. Волошин, А.И. Моделирование процесса разрушения горных пород по параметру повреждаемости / А.И. Волошин, О.В. Рябцев, Ю.А. Морозов // Уголь Украины. – К.: Министерство топлива и энергетики Украины, 2017. – С. 61–66.

125. Гатапова, Н.Ц. Основы теории и техники физического моделирования и эксперимента: учебное пособие / Н.Ц. Гатапова [и др.]. – Тамбов, 2014. – 77 с.

126. Гаузнер, С.И. Измерение массы, объема и плотности / С.И. Гаузнер, С.С. Кивилис, А.П. Осокина [и др.]. – М.: Изд-во Стандартов, 1972. – 623 с.

127. Гахов, П.Ф. Оборудование фабрик окускования: учебное пособие / П.Ф. Гахов, А.А. Харитоненко. – Липецк: ЛГТУ, ЭБС АСВ, 2014. – 131 с.

128. Гельд, П.В. Процессы высокотемпературного восстановления / П.В. Гельд, О.А. Есин. – Свердловск: Металлургиздат, 1957. – 646 с.

129. Гернет, М.М. Исследования в области динамики мукомольных машин: автореф. дисс. ... докт. техн. наук / М.М. Гернет; М-во культуры СССР. МТИПШ. – М.: [б. и.], 1953. – 20 с.

130. Гернет, М.М. Определение моментов инерции / М.М. Гернет, В.Ф. Ратобыльский. – М.: «Машиностроение», 1969. – 246 с.

131. Гималтдинов, И.Х. Моделирование динамики ротора молотковой дробилки в среде ANSYS Workbench 16.2 / И.Х. Гималтдинов, Н.Р. Адигамов, К.А. Хафизов // Техника и оборудование для села. – Правдинский: ФГБНУ «Российский научно-исследовательский институт информации и технико-экономических исследований по инженерно-техническому обеспечению агропромышленного комплекса», 2017. – № 4. – С. 34–37.

132. Гольденблат, И.И. Критерии прочности и пластичности конструкционных материалов / И.И. Гольденблат, В.А. Копнов. – М.: Машиностроение, 1968 – 192 с.

133. Гончаров, С.А. Перемещение и складирование горной массы: учебное пособие для вузов / С.А. Гончаров. – М.: Недра, 1988. – 198 с.

134. Горохов, П.К. Справочник по надежности / П.К. Горохов, Б.Е. Бердичевский; под ред. Б.Е. Бердичевского. – М.: Мир, 1970. – Т. 2. – 304 с.

135. ГОСТ ИСО 10816-1-97 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 1. Общие требования. Введ. 01-07-1999. М.: Издательство стандартов, 1998. – 16 с.

136. ГОСТ Р 52776-2007 Машины электрические вращающиеся. Номинальные данные и характеристики. Введ. 2007-10-31. – М.: Стандартиформ. 2008. – 74 с.

137. ГОСТ 10180-2012 Бетоны. Методы определения прочности по контрольным образцам. Введ. 01-07-2013. – М.: Изд-во стандартов, 2018. – 31 с.

138. ГОСТ 125-2018 Вяжущие гипсовые. Технические условия. – Введ. 01-05-2019. – М.: Стандартиформ, 2018. – 9 с.

139. ГОСТ 15137-77. Руды железные и марганцевые, агломераты и окатыши. Метод определения прочности во вращающемся барабане. – Введ. 25-05-1977. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 7 с.

140. ГОСТ 15588-70 Плиты теплоизоляционные из пенопласта полистирольного. – Введ. 01-10-1970. – М.: Изд-во стандартов, 1970. – 8 с.

141. ГОСТ 15588-86 Плиты пенополистирольные. Технические условия. – Введ. 01-07-1986. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 8 с.

142. ГОСТ 18855-2013 Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс. – Введ. 01-07-2015. – М.: Стандартиформ, 2014. – 50 с.

143. ГОСТ 2093-82 Топливо твердое. Ситовый метод определения гранулометрического состава. Введ. – 1983-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 20 с.

144. ГОСТ 21153.2-84 Породы горные. Методы определения предела прочности при одноосном сжатии. – Введ. 01-07-1986. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 14 с.

145. ГОСТ 21153.3-85 Породы горные. Методы определения предела прочности при одноосном растяжении. – Введ. 01-01-1987. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 14 с.

146. ГОСТ 23510-79 Смазка УНИОЛ-2. Технические условия. Введ. 01-07-1980. – М.: Издательство стандартов, 1980. – 3 с.

147. ГОСТ 25471-82. Руды железные, агломераты и окатыши. Метод определения прочности на сбрасывание. – Введ. 1983-07-01. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 5 с.

148. ГОСТ 25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. – Введ. 1983-07-01. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 132 с.

149. ГОСТ 27.002-2009. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения. – Введ. 2009-12-09. – М.: Стандартиформ, 2011. – 32 с.

150. ГОСТ 29329-92 Весы для статического взвешивания. Общие технические требования. – Введ. 01-01-1994. – М.: Изд-во стандартов, 1994. – 15 с.

151. ГОСТ 5.1261-72 Кокс доменный из углей Донецкого и Кузнецкого бассейнов и шихты Череповецкого металлургического завода. Требования к качеству аттестованной продукции. – Введ. 15-02-1972. – М.: Изд-во стандартов, 1974. – 2 с.

152. ГОСТ 520-2011 Подшипники качения. Общие технические условия. – Введ. 01-07-2012. – М.: Стандартиформ, 2012. – 71 с.

153. ГОСТ 5721-75 Подшипники роликовые радиальные сферические двухрядные. Типы и основные размеры. – Введ. 01-07-1977. – М.: Изд-во стандартов, 1977. – 16 с.

154. ГОСТ 6266-97 Листы гипсокартонные. Технические условия. Введ. 04-01-1999. – М.: МНТКС, 1999. – 30 с.

155. ГОСТ 7090-72. Дробилки молотковые роторные. Технические условия. Введ. 01-01-1973. Переизд. 01-01-1995. – М.: Изд-во стандартов, 1995. – 14 с.

156. ГОСТ 8.136-74. Прессы гидравлические для испытаний строительных материалов. Методы и средства поверки. – Введ. 01-01-1976. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 8 с.

157. ГОСТ 8.520-84 Государственная система обеспечения единства измерений (ГСИ). Весы лабораторные образцовые и общего назначения. Методика поверки (с поправкой). – Введ. 25-12-1984. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 30 с.

158. ГОСТ 9479-84 Блоки из природного камня для производства облицовочных изделий. Технические условия. – Введ. 01-07-1985. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 44 с.

159. Готлиб, А.Д. Доменный процесс / А.Д. Готлиб. – М.: Metallurgia, 1966. – 504 с.

160. Гоц, А.Н. Определение коэффициентов влияния асимметрии цикла напряжений при расчете деталей машин на выносливость / А.Н. Гоц // Фундаментальные исследования. – 2015. – № 8–1. – С. 60–63. – URL: <https://fundamental-research.ru/ru/article/view?id=38846> (дата обращения: 09.06.2025).

161. Гоц, А.Н. Расчеты на прочность при переменных напряжениях: монография / А.Н. Гоц. – Владим. гос. ун-т имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых. – Владимир: Изд-во ВлГУ, 2012. – 138 с.

162. Гребеник, В.М. Механическое оборудование металлургических заводов. Механическое оборудование фабрик окускования и доменных цехов: учеб. для вузов / В.М. Гребеник, Д.А. Сторожик, Л.А. Демьянец [и др.] – К.: Выща школа, 1985. – 312 с.

163. Григорьев, С.Н. Перспективы развития инновационного аддитивного производства в России и за рубежом / С.Н. Григорьев, И.Ю. Смуров // СПб.: Инновации, 2013. – Т. 10, № 180. – С. 76–82.

164. Григорьевых, Д.П. Расчет динамического разрушения в твердых деформируемых телах / Д.П. Григорьев, Н.И. Хохлов, И.Б. Петров // Математическое моделирование. – М.: РАН, 2017. – Т. 29, № 4. – С. 45–58.

165. Гурьянов, Г.А. Прикладная модель измельчения шарообразной твердой частицы прямым ударом о недеформируемую плоскую поверхность / Г.А. Гурьянов, Б.М. Абдеев // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. – Пермь: ПНИПУ, 2020. – № 1. – С. 32–42.

166. Гухман, А. А. Введение в теорию подобия / А.А. Гухман. – М.: Машиностроение, 1973. – 296 с.

167. Дарков, А.В. Сопrotивление материалов / А.В. Дарков, Г.С. Шапиро. – М.: Высшая школа, 1975. – 624 с.

168. Дворниченко, В.Д. Сравнительная характеристика металлургических свойств агломерата и окатышей разных предприятий / И.Ф. Дворниченко, Ф.М. Журавлев, В.Д. Астафьев [и др.] // Сталь. – 1986. – № 10, С. 21–23.

169. Дементьев, А.Г. Структура и свойства пенопластов / А.Г. Дементьев, О.Г. Тараканов. – М.: Химия, 1983. – 176 с.

170. Демьянушко, И.В. Расчет на прочность вращающихся дисков / И.В. Демьянушко, И.А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 247с.

171. Денисов, Д.Г. Моделирование процесса измельчения в дробилках ударного действия / Д.Г. Денисов // Вестник ИГЭУ. – Ижевск: ИГЭУ, 2006. – Вып. 2. – С. 17–20.

172. Долгова, М.О. Распределение и корреляция показателей физических свойств горных пород: Справочное пособие / М.О. Долгова [и др.]. – М.: Недра, 1981. – 192 с.

173. Друккер, Д. Об единственности решений в теории пластичности / Д. Друккер // Сб. пер. и обз. иностр. период. лит. Механика. – 1957. – №4. – С. 72–80.

174. Дьячков, В.Н. Двигатель для электропривода – выбор мощности, вида, типа и метода управления / В.Н. Дьячков, М.А. Иванов // Силовая электроника. – СПб.: ООО «Медиа КиТ», 2008. – № 3. – С. 42–46.

175. Ефременко, В.М. О влиянии параметров асинхронных двигателей на потребление реактивной мощности и потери электрической энергии / В.М. Ефременко, Р.В. Беляевский // Вестник Кузбасского гос. техн. ун-та. – Кемерово: КГТУ им. Т.Ф. Горбачева, 2011. – № 1 (83). – С. 76–79.

176. Жилкин, В.П. Производство агломерата, оборудование, автоматизация / В.П. Жилкин, Д.Н. Доронин. – Екатеринбург: Уральский центр ПР и рекламы, 2004. – 292 с.

177. Жильцов, А.П. Анализ и совершенствование конструктивно-технологических параметров дробилок агломерационной шихты и агломерата / А.П. Жильцов, Д.А. Власенко, А.А. Харитоненко [и др.] // Вестник Липецкого государственного технического университета. – Липецк: ФГБОУ ВО «ЛГТУ», 2021. – № 3 (46). – С. 86–92.

178. Жильцов, А.П. Исследование и обоснование конструктивно-технологических параметров процесса измельчения агломерационных флюсов в молотковой дробилке / А.П. Жильцов, Д.А. Власенко, Э.П. Левченко // Черные металлы. – 2019. – № 10. – С. 4–10.

179. Жильцов, А.П. Совершенствование конструктивных параметров валков четырехвалковой дробилки шихтовых материалов в металлургическом производстве / А.П. Жильцов, Д.А. Власенко, А.Л. Челядина [и др.] // Вестник Липецкого государственного технического университета. – Липецк: ФГБОУ ВО «ЛГТУ», 2022. – № 2(48). – С. 48–54.

180. Жуловян, В.В. Электрические машины: электромеханическое преобразование энергии: учебное пособие для среднего профессионального образования / В.В. Жуловян. – М.: Издательство Юрайт, 2021. – 424 с.

181. Звонарев, С.В. Основы математического моделирования: учебное пособие / С.В. Звонарев. – Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2019. – 112 с.

182. Зубарев, Д.Н. Физическая энциклопедия / Д.Н. Зубарев; под ред. А.М. Прохорова. – М.: Советская энциклопедия, 1990. – Т. 2. – 704 с.

183. Зубарев, Ю.М. Основы надежности машин и сложных систем: учебник / Ю.М. Зубарев. – 2-е изд., стер. – СПб.: Лань, 2020. – 180 с.

184. Ивлев, Д.Д. К теории идеальной пластической анизотропии / Д.Д. Ивлев // Прикладная математика и механика. – М.: РАН, 1959. – № 6. С. 1107–1114.

185. Ивченко, Г.И. Введение в математическую статистику / Г.И. Ивченко, Ю.И. Медведев. – М.: Издательство ЛКИ, 2010. – 600 с.

186. Измерения в промышленности. Справочник. Изд. В 3-х книгах. Кн. 2. Способы измерения и аппаратура: пер. с нем. / Под ред. П. Профоса. – М.: Металлургия, 1990. – 384 с.

187. Илькун, В.И. Механическое оборудование для переработки горнорудных, строительных материалов и установок воздухо-газоочистки / В.И. Илькун, М.Р. Каленов, К.А. Криво. – Караганда: Арко, 2010. – 131 с.

188. Ильюшин, А.А. Пластичность / А.А. Ильюшин // М.: Изд-во АН СССР, 1963. – 272 с.

189. Ипатов, А.Г. Некоторые параметры работоспособности модифицированных молотков молотковых дробилок / А.Г. Ипатов, В.И. Ширококов, С.Н. Шмыков [и др.] // Вестник Ижевской государственной сельскохозяйственной академии. – Ижевск: ИГСУ, 2014. – №1 (38). – С. 6–10.

190. Ипатова, В.М. Дифференциальные уравнения. Методы решений: учеб. пособие / В.М. Ипатова, О.А. Пыркова, В.Н. Седов. – М.: МФТИ, 2012. – 140 с.

191. Капунцов, Ю.Д. Электрооборудование и электропривод промышленных установок. Ю.Д. Капунцов, В.А. Елисеев, Л.А. Ильяшенко. – М.: Высшая школа, 1979. – 392 с.

192. Керженцев, В.А. Анализ процесса измельчения сыпучего продукта в молотковой дробилке / В.А. Керженцев, Т.Г. Мартынова, А.И. Тертова // Актуальные проблемы в машиностроении. – Новосибирск: 2017. – Том 4. № 2. – С. 78–84.

193. Кирьянов, Д.В. Mathcad 15 / Mathcad Prime 1.0 / Д.В. Кирьянов. – СПб.: БХВ-Петербург, 2012. – 432 с.: ил.

194. Клушанцев, Б.В. Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации / Б.В. Клушанцев, А.И. Косарев, Ю.А. Муйземнек. – М.: Машиностроение, 1990. – 320 с.

195. Ковалев, Р.В. Моделирование динамики механических систем / Р.В. Ковалев, А.Л. Сотников. // Вибрация машин, измерение, снижение, защита. – 2012. – № 3 (30). – С. 44–49.

196. Когаев, В.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник / В.П. Когаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенков. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.

197. Козловский, М.З. Динамика машин / М.З. Козловский. – Л.: Машиностроение, 1989. – 264 с.

198. Коношин, И.В. Повышение эффективности рабочего процесса молотковых дробилок закрытого типа / И.В. Коношин, А.В. Звекон // Агротехника и энергообеспечение. – Орел: ФГБОУ ВО «Орловский государственный аграрный университет имени Н.В. Парахина», 2014. – № 1 (1). – С. 165–174.

199. Королюк, В.С. Справочник по теории вероятностей и математической статистике / В.С. Королюк [и др.]. – М.: Наука, 1985. – 640 с.

200. Коротич, В.И. Агломерация рудных материалов. Научное издание / В.И. Коротич, Ю.А. Фролов, Т.Н. Бездежский. – Екатеринбург: ГОУ ВПО «УГТУ-УПИ», 2003. – 400 с.

201. Коротич, В.И. Основы теории и технологии подготовки сырья к доменной плавке / В.И. Коротич. – М.: Metallurgia, 1978. – 207 с.

202. Корохов, В.Г. Молотковая дробилка для получения сыпучих стройматериалов и обоснование конструктивных характеристик ее рабочих органов / В.Г. Корохов, И.В. Бурова // Строительство и техногенная безопасность. – Симферополь: ФГАОУ ВО «Крымский федеральный университет имени В.И. Вернадского», 2018. – № 10 (62) – С. 109–116.

203. Косарев, А.И. Молотковые дробилки для промышленности строительных материалов / А.И. Косарев, Д.С. Силенок. – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1979. – 40 с.

204. Кочетков, А.В. Некоторые вопросы теории удара / А.В. Кочетков, П.В. Федотов // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ». – 2013. – № 5. Режим доступа: <https://naukovedenie.ru/PDF/110tvn513.pdf> (27.07.2024).

205. Кузнецов, Б.В. Выбор электродвигателей к производственным механизмам / Б.В. Кузнецов. – Минск, 1984. – 80 с.

206. Куксенова, Л.И. Методы испытаний на трение и износ: Справочное пособие / Л.И. Куксенова [и др.]. – М.: Интермет инжиниринг, 2001. – 152 с.

207. Курендаш, Р.С. Конструирование пружин / Р.С. Курендаш. – М.: МАШГИЗ, 1958. – 110 с.

208. Курс теоретической механики / под ред. К.С. Колесникова. – М.: изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – Т. 1. – 735 с.

209. Ландау, Л.Д. Теоретическая физика. Том VII. Теория упругости / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. – М.: Наука, 1987 – 248 с.

210. Левенсон, Л.Б. Дробильно-сортировочные машины и установки для переработки каменных материалов / Л.Б. Левенсон. – М.: Гос. изд-во лит. по строительству и архитектуре, 1952. – 428 с.

211. Левитан, Ю.Ф. Червячные редукторы. Справочник / Ю.Ф. Левитан, В.П. Обморнов, В.И. Васильев. – Л.: Машиностроение, 1985. – 168 с.

212. Левченко, О.А. Повышение эффективности дробления агломерата путем усовершенствования конструктивных параметров одновалковой зубчатой дробилки: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.08 / Левченко Оксана Александровна. – Донецк, 2009. – 176 с.

213. Левченко, О.А. Состояние и основные направления развития технического уровня конструкций одновалковых зубчатых дробилок / О.А. Левченко, Э.П. Левченко, А. М. Зинченко // Донецк: Metallurgical processes and equipment, 2011. – № 1. – С. 24–29.

214. Левченко, Э.П. Диспергирование сыпучих материалов в разгонно-ударных дробильно-измельчительных машинах / Э.П. Левченко, О.А. Левченко, А.М. Зинченко [и др.]. – Алчевск: Донбасский государственный технический университет, 2016. – 225 с.

215. Левченко, Э.П. Особенности математического моделирования механических процессов металлургических машин / Э.П. Левченко [и др.]. // Modern problems of theory of machines. – North Charleston: CreateSpace, 2016. – №4 (1). – С. 14–16.

216. Линч, А.Д. Циклы дробления и измельчения / А.Д. Линч. – М.: Недра, 1981. – 343 с.

217. Литвинский, Г.Г. Развитие единой теории прочности и закономерности разрушения / Г.Г. Литвинский // Сб. науч. трудов ДонГТУ. – Алчевск: ГОУ ВПО ЛНР «ДонГТУ», 2019. – Вып. 13 (56). – С. 5–18.

218. Ллойд, Д. Надежность: Организация исследований, методы, математический аппарат: [пер. с англ.] / Д. Ллойд. – М.: Сов. радио, 1980. – 686 с.

219. Логинов, В.И, Об оптимальной и предельной крупности шихтовых материалов / В.И. Логинов, С.М. Соломатин // Metallurg. – М.: 1968. – №4. – С. 6–8.

220. Локощенко, А.М. Определение анизотропии при исследовании длительной прочности в условиях плоского напряженного состояния / А.М. Локощенко // Проблемы прочности. – К.: Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАК Украины, 1983. – № 9. – С. 71–73.

221. Лялюк, В.П. Опыт использования высококачественного окучкованного железорудного сырья в доменной плавке / В.П. Лялюк, В.А. Шеремет, А.В. Кекух [и др.] // Metallургическая и горнорудная промышленность. – 2010. – № 6. – С. 6–9.

222. Макаров, К.К. Аглодробилки с консольно расположенными колосниками / К.К. Макаров // Вестник машиностроения. – 2000. – № 7. – С. 69–70.

223. Малыгин, А.В. Научные основы и практика совершенствования процесса получения железорудного агломерата с высокими потребительскими свойствами: дис. ... докт. техн. наук: 05.16.02 / Малыгин Александр Викторович. – Екатеринбург, 1999. – 453 с.

224. Мансурова, Н.Р. Влияние генезиса и основности шихты на минералогический состав и металлургические свойства агломерата: автореф. дис. .... канд. техн. наук: 05.16.02 / Мансурова Наталья Рамилевна. – М.: МГИСИС, 2007. – 26 с.

225. Мартыненко, В.А. Производство агломерата (технология, организация рабочего места) / Мартыненко В.А., Кухарь А.С. – М.: Металлургия, 1985. – 72 с.

226. Масленников, В.А. Дробилки, разрушающие материал сжатием / В.А. Масленников // Известия вузов. Горный журнал. – Екатеринбург: ФГБОУ ВО «УГГУ», 1996. – №10-11. – С. 124–138.

227. Медведев, Б.В. Начала теоретической физики. Механика, теория поля, элементы квантовой механики / Б.В. Медведев – М.: Физматлит, 2007. – 38 с.

228. Мележик, Р.С. Анализ динамики и усовершенствование конструкции привода четырехвалковой дробилки / Р.С. Мележик, Д.А. Власенко // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – М.: «МГТУ им. Н.Э. Баумана», 2023. – № 12 (765). – С. 28–37.

229. Мележик, Р.С. Исследование динамики валковой дробилки в процессе дробления материала / Р.С. Мележик, Д.А. Власенко // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического института. – Алчевск: ДонГТИ, 2020. – № 21 (64). – С. 94–100.

230. Мележик, Р.С. Исследование надежности и анализ повышения эффективности дробилки ДЧГ 900×700 с усовершенствованным приводом в условиях агломерационного цеха АМК ООО «ЮГМК» / Р.С. Мележик, Д.А. Власенко // Черные металлы. – 2025. – № 4. – С. 4–10.

231. Мележик, Р.С. Исследование напряженно-деформированного состояния валков валковых дробильных машин с подвижными рабочими органами / Р.С. Мележик, Д.А. Власенко // Научно-технические технологии и оборудование в промышленности и строительстве. – 2025. – № 10 (84). – С. 121–128.

232. Мележик, Р.С. Исследование режимных параметров загрузки рабочего пространства четырехвалковой дробилки / Р.С. Мележик, Д.А. Власенко // Инновационные перспективы Донбасса: материалы 10-й Международной научно-практической конференции, Донецк, 28–30 мая 2024 года. – Донецк: Донецкий национальный технический университет, 2024. – С. 135–139.

233. Металлургия чугуна: учебник для вузов / Е.Ф. Вегман [и др.]. – М.: Академкнига, 2004. – 774 с.

234. Микляев, П.Г. Анизотропия механических свойств материалов / П.Г. Микляев, Л.Б. Фридман. – М.: Metallurgy, 1969. – 269 с.

235. Милованов, А.В. Топливо и смазочные материалы: Учеб. пособие / А.В. Милованов, С.М. Ведищев. – Тамбов: Изд-во ТГТУ, 2003. – 80 с.

236. Мищенко, И.М. Совершенствование технологии и оборудования агломерационного производства / И.М. Мищенко // *Металлургические процессы и оборудование*. – Донецк: Изд-во ассоциация механиков «Ассом» Технопарк ДонНТУ, 2011. – С. 35–44.

237. Можаренко, Н.М. К вопросу о качестве железорудных материалов / Н.М. Можаренко [и др.] // *Сталь*. – 1997. – № 8. – С. 3–5.

238. Моисеев, О.Н. Прогнозирование ресурса молотков дробилок для повышения эффективности их функционирования: автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.20.03 / Моисеев Олег Николаевич. – зерноград: АЧГА, – 1998. – 20 с.

239. Момент трения, потери мощности и пусковой момент подшипника [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.skf.com/ru/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/operating-temperature-and-speed/friction-powerloss-startingtorque/index.html>. (03.02.2025).

240. Морозов, В.В. Обработка результатов эксперимента. Учебное пособие / В.В. Морозов, Б.Е. Сobotковский, И.Л. Шейнман. – СПб.: СПГЭУ, 2004. – 63 с.

241. Мучник, Д.А. Возможность улучшения качества кокса вне печной камеры [Электронный ресурс] / Д.А. Мучник, В.И. Бабанин. – М.: Инфра-Инженерия, 2014. – 368 с. – ISBN.978-5-9729-0071-8. <https://znanium.com/catalog/product/519906> (18.08.2024).

242. Мыльников, В.В. Циклическая прочность и долговечность конструкционных материалов: монография / В.В. Мыльников, О.Б. Кондрашкин, Д.И. Шетулов. – Нижний Новгород: ННГАСУ, 2018. – 177 с.

243. Неволин, А.П. Инженерная геология. Горные породы (термины и определения): учеб. пособие / А.П. Неволин, Е.Н. Сычкина. – Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2019. – 510 с.

244. Некрасов, З.И. Metallургическая и экономическая оценка применения агломерата и окатышей в доменном производстве / З.И. Некрасов, А.В. Емельянов, Н.А. Гладков [и др.] // *Metallургия чугуна: Тематический отраслевой сборник*. – М.: Metallургия, 1973. – №1. – С. 5–17.

245. Нескромных, В.В. Разрушение горных пород при проведении геолого-разведочных работ: учеб. пособие / В.В. Нескромных. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2015. – 396 с.

246. Никеров, В.А. Физика для вузов. Механика и молекулярная физика / В.А. Никеров. – М.: ИТК «Дашков и Ко», 2012. – 136 с.

247. Никитин, А.Г. Перспективы развития энергосберегающих способов дробления хрупких материалов / А.Г. Никитин, А.Р. Фастыковский, М.Е. Шабунов [и др.] // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. – М.: ФГАОУ ВО «НИТУ «МИСиС», 2021. – Т. 64. – № 6. – С. 442–446.

248. Никитин, А.Г. Устройство и принцип действия одновалковой дробилки, работающей на сдвиг / А.Г. Никитин [и др.] // Фундаментальные основы механики. – Кемерово: Изд-во «ИП Жукова Е.В.», 2019. – № 4. – С. 164–166.

249. Никонов, В.В. КОМПАС-3D: создание моделей и 3D-печать / В.В. Никонов. – СПб.: Питер, 2020. – 208 с.

250. Новый справочник химика и технолога. Процессы и аппараты химических технологий. Ч. I / под ред. Г.М. Островского. – СПб.: АНО НПО «Профессионал», 2004. – 848 с., ил.

251. Одинцов, А.А. Повышение качества железорудного агломерата на основе разработки ресурсосберегающей технологии подготовки твердого топлива: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.16.02 / Одинцов Антон Александрович. – Новокузнецк: ФГБОУ ВПО «Сибирский государственный индустриальный университет», 2015. – 23 с.

252. Пановко, Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я.Г. Пановко. – Л.: Политехника, 1990. – 272 с.

253. Партон, В.З. Механика разрушения: от теории к практике / В.З. Партон // М.: Издательство ЛКИ, 2007. – 95 с.

254. Парфенов, А.Н. Основы агломерации железных руд / А.Н. Парфенов. – М. Металлургиздат, 1961. – 319 с.

255. Пат. 122591 РФ, МПК В02С13. Молоток молотковой дробилки / Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С., Бруслова О.М.; Комиссаров А.П.;

заявитель и патентообладатель Комиссаров А.П. – № 2012122266; заявл. 29.05.2012; опубл. 10.12.2012.

256. Пат. 179695 РФ, МПК В02С 13/16 Ротор молотковой дробилки / Власенко Д.А., Карпов А.В.; заявитель и патентообладатель Липецкий государственный технический ун-т. – № 2018106733; заявл. 22.02.2018; опубл. 22.05.2018, Бюл. 15.

257. Патент № 188107 Российская Федерация, МПК В02С 4/30 Валок четырехвалковой дробилки: № 2018134232: заявл. 27.09.2018: опубл. 28.03.2019 / А.П. Жильцов, Г.А. Билан, Д.А. Власенко [и др.]; заявитель ФГБОУ ВО «ЛГТУ». – 5 с.

258. Патент № 189059 Российская Федерация, МПК В02С 13/16. Ротор молотковой дробилки: № 2018143765: заявл. 10.12.2018: опубл. 07.05.2019 / Д.А. Власенко, А.П. Жильцов, Э.П. Левченко; заявитель ФГБОУ ВО «ЛГТУ». – 6 с.

259. Патент № 196194 Российская Федерация, МПК В02С 4/00, В02С 4/28, В02С 4/30. Ротор одновалковой зубчатой дробилки: № 2019137708: заявл. 21.11.2019: опубл. 19.02.2020 / Д.А. Власенко, А.П. Жильцов, Э.П. Левченко [и др.]; заявитель ФГБОУ ВО «ЛГТУ». – 6 с.

260. Патент № 206594 Российская Федерация, МПК В02С 4/00. Одновалковая зубчатая дробилка: № 2021112848: заявл. 04.05.2021: опубл. 17.09.2021 / Д.А. Власенко, Э.П. Левченко, А.В. Карпов [и др.]; заявитель ФГБОУ ВО «ЛГТУ». – 5 с.

261. Патент № 210365 Российская Федерация, МПК В02С 4/30. Валок четырехвалковой дробилки: № 2021136873: заявл. 13.12.2021: опубл. 14.04.2022 / Д.А. Власенко, А.П. Жильцов, Д.А. Москалев; заявитель ФГБОУ ВО «ЛГТУ». – 7 с.

262. Патент № 210515 Российская Федерация, МПК В02С 4/30. Валок четырехвалковой дробилки: № 2022100504: заявл. 12.01.2022: опубл. 19.04.2022 / Д.А. Власенко, А.В. Карпов, Д.С. Шмарин; заявитель ФГБОУ ВО «ЛГТУ». – 5 с.

263. Пат. 2157733 РФ, МПК В02С13/28. Молоток дробилки / Сысуев В.А., Савиных П.А., Алешкин А.В., Халтурин В.С.; заявитель и патентообладатель Научно-исследовательский институт сельского хозяйства Северо-Востока им. Н.В. Рудницкого (RU). – № 98119006; заявл. 19.10.1998; опубл. 20.10.2000.

264. Пат. № 2200625 РФ, МПК В02С13/28. Молоток молотковой дробилки / Филатов М.И., Хлынин П.П., Терновая Т.А.; заявитель и патентообладатель Оренбургский государственный аграрный университет. № 2001113950; заявл. 21.05.2001; опубл. 20.03.2003.

265. Патент № 226890 Российская Федерация, МПК В02С 4/00. Ротор одно-валковой зубчатой дробилки: № 2023130557: заявл. 21.11.2023: опубл. 27.06.2024 / Д.А. Власенко, А.Н. Бондаренко, Э.П. Левченко [и др.]; заявитель ФГБОУ ВО «ЛГТУ». – 4 с.

266. Пат. 2296010 РФ, МПК В02С13/04. Ротор измельчителя материалов: / Стяжкин В.И.; заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью Научно-технический центр «Ферммаш» (RU). – № 2005127451/28; заявл. 01.09.2005; опубл. 03.27.2007. – 5 с.: ил.

267. Пат. 2567512 РФ, МПК В02С13/28. Молоток молотковой дробилки / Зайцев Д.О., Веригин Ю.А.; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова» (RU). – № 2014127961; заявл. 08.07.2014; опубл. 10.11.2015.

268. Патент № 2683547 Российская Федерация, МПК В02С 13/16. Способ ударного дробления материалов в молотковой дробилке: № 2018116102: заявл. 27.04.2018: опубл. 28.03.2019 / А.П. Жильцов, Д.А. Власенко, Э.П. Левченко [и др.]; заявитель ФГБОУ ВО «ЛГТУ». – 5 с.

269. Патент № 2797434 Российская Федерация, МПК С22В 1/16. Способ стабилизации гранулометрического состава материала в одновалковой зубчатой дробилке: № 2021112843: заявл. 04.05.2021: опубл. 05.06.2023 / Д.А. Власенко, А.В. Карпов, А.О. Диментьев, Р.В. Орлов; заявитель ФГБОУ ВО «ЛГТУ». – 6 с.

270. Пат. 31676 Украина, МПК<sup>7</sup> В02С 4/00. Валковая дробилка / Ю.С. Мостыка; заявитель и патентообладатель Мостыка Ю.С., Свистельник О.А., Шутов В.Ю., Мостыка А.Ю. – № 200708415; заявл. 23.07.07; опубл. 25.04.08, Бюл. №8. – 3 с.: ил.

271. Пат. 51247 Украина, МПК<sup>7</sup> В02С 4/00. Валковая дробилка / Котречко А.А.; заявитель и патентообладатель Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины. – № 200913897; заявл. 29.12.09; опубл. 12.07.10, Бюл. №13. – 2 с.: ил.

272. Пат. 8806 Украина, МПК<sup>7</sup> В02С 4/08. Двухвалковая зубчатая дробилка / Бобух И.А.; заявитель и патентообладатель ЗАО «Новоукраинский машиностроительный завод». – № 200501865; заявл. 28.02.05; опубл. 15.08.05, Бюл. № 8. – 5 с.

273. Пекельный, Н.И. Расчет на прочность при действии повторно-переменных нагрузок: учеб. пособие / Н.И. Пекельный, А.Г. Дибир. – Харьков: НАУ «ХАИ», 2004. – 74 с.

274. Перов, В.А. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых / В.А. Перов, С.Е. Андреев, Л.Ф. Биленко. – М.: Недра, 1990. – 301 с.

275. Петров, А.А. Повышение надежности рабочих органов кормодробилок молоткового типа: автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.20.03 / Петров Алексей Анатольевич. – Оренбург: ОГАУ, 2007. – 17 с.

276. Плановский, А.Н. Процессы и аппараты химической технологии / А.Н. Плановский, В.Н. Рам, С.З. Каган. – М.: Химия, 1967. – 848 с.

277. Пожидаев, Ю.А. Повышение эффективности эксплуатации валковых дробилок: дис. ... к-та. техн. наук: 05.05.06 / Пожидаев Юрий Александрович; УГГУ. – Екатеринбург: 2017. – 180 с.

278. Поздняков, В.Д. Улучшение работы молотковой дробилки за счёт совершенствования её конструктивной схемы / В.Д. Поздняков, А.С. Куспаков // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. Выпуск № 31–1. Том 3. – 2011. С. 76–78.

279. Пономарев, С.Д. Расчет упругих элементов машин и приборов / С.Д. Пономарев, Л.Е. Андреева. – М.: Машиностроение, 1980. – 326 с.

280. Попов, В.Л. Механика контактного взаимодействия и физика трения. От нанотрибологии до динамики землетрясений / В.Л. Попов. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2013. – 352 с.

281. Потапов, В.В. Технология разработки месторождений угля с предварительным его обогащением в подземных условиях: дис. ... канд. техн. наук: 25.00.22; 25.00.13 / Владимир Валентинович Потапов. – Екатеринбург: ГОУ ВПО «УГГУ», 2007. – 158 с.

282. Потапов, В.Я. Использование фрикционных характеристик сыпучих материалов для их разделения / В.Я. Потапов [и др.] // Материалы научного симпозиума (Неделя горняка – 2005 г.): Горный информационно-аналитический бюллетень. – М.: 2005. – № 11. – С. 326–328.

283. Прагер, В. Проблемы теории пластичности / В. Прагер. – М.: Физматгиз, 1958. – 136 с.

284. Прасолов, П.Ф. Деформационное условие пластичности анизотропных материалов / П.Ф. Прасолов // Проблемы прочности. – К.: Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАК Украины, 1993. – №1. – 35–40с.

285. Прокофьев, И.А. Работа доменной печи с использованием освобожденного от мелочи высокоосновного агломерата / И.А. Прокофьев, И.Г. Товаровский, В.И. Бондаренко [и др.] // Сталь. – 1979. – № 5. – С. 332–333.

286. ПТИМ 229-ОА-030-7-2018. Техническое обслуживание и ремонт дробильного оборудования участка шихтоподготовки агломерационного цеха. – Введ. 2018-29-01. – Алчевск: Филиал № 12 ЗАО «ВНЕШТОРГСЕРВИС», 2018. – 29 с.

287. Работнов, Ю.Н. Сопротивление материалов / Ю.Н. Работнов. – М.: Физматгиз, 1962. – 456 с.

288. Радченко, А.В. Поведение хрупких анизотропных материалов и конструкций из них при динамических нагрузках: дисс. ... д-ра физ.-мат. наук: 01.02.04 / Радченко Андрей Васильевич. – Томск: Томский государственный университет, 2002. – 242 с.

289. Радченко, А.В. Численное моделирование поведения хрупких анизотропных материалов и конструкций из них при динамических нагрузках /

А.В. Радченко, П.А. Радченко, Г.Я. Полевщиков // Известия Алтайского государственного университета. – 2014. – № 1–1(81). – С. 114–117.

290. РД 14-16-4-90. Методические указания по определению гранулометрического состава известняков флюсовых методом ситового анализа. Введ. 01-01-1991. – М.: ОКСТУ, 1990 – 9 с.

291. Редзько, В.В. Затворы для сыпучих материалов. Конструкции и расчеты / В.В. Редзько. – М.: Машиностроение, 1964. – 167 с.

292. Реутова, Я.И. Совершенствование конструкции роторной дробилки / Я.И. Реутова // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. – Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова, 2016. – № 4. – С. 136–139.

293. Ростовцев, С.Т. Некоторые вопросы кинетики и механизма восстановления окислов железа в железорудных материалах газами / С.Т. Ростовцев // Физико-химические основы металлургических процессов. – М.: Наука, 1969. – С. 5–12.

294. Роторные дробилки: Исследование, конструирование, расчет и эксплуатация / Под общ. ред. В.А. Баумана. – М.: Машиностроение, 1973. – 271 с.

295. Русских, В.П. Анализ влияния восстановимости железорудной шихты на показатели доменной плавки / В.П. Русских, В.В. Семаков // Вестник ПГТУ – Мариуполь: ГВУЗ «ПГТУ», 2012. – Вып. 25. – С. 27–34.

296. Рынок железорудного агломерата в РФ в 2021, 2020 г. (Анализ Рынка) [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://alto-group.ru/otchet/rossija/3332-rynok-zhelezorudnogo-aglomerata-v-rossii-ekuschaja-situacija-i-prognoz-2020-2024-gg.html> (22.08.2021).

297. Рябчиков, М.Ю. Модель разрушения металлургического агломерата / М. Ю. Рябчиков // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. – Магнитогорск: Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, 2016. – С. 159–166.

298. Садов, В.В. Теоретические предпосылки обоснования разрушения зернового материала разгонным диском в молотковой дробилке / В.В. Садов,

С.А. Сорокин // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – Барнаул: АГАУ, 2019. – № 2 (172). – С. 156–161.

299. Саламато, Л.Г. Основные технические направления развития доменного производства / Л.Г. Саламато // Сталь. – М.: 1971. – № 6. – С. 492–493.

300. Самойлов, В.Н. Сила трения. Трение скольжения на атомном уровне и «вакуумное» (бесконечное) трение / В.Н. Самойлов. – М.: ООП Физического факта МГУ, 2006. – 25 с.

301. Сахаров, Д.Ф. Анализ процесса дробления хрупких материалов в одно-валковой дробилке с целью повышения энергоэффективности: дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.13 / Сахаров Дмитрий Федорович. – Новокузнецк: СГИУ, 2011. – 17 с.

302. Свириденко, Ж.В. Управление процессом окускования и качеством железорудного сырья / Ж.В. Свириденко, В.Н. Захарченко, К.В. Шмат [и др.] // Проблемы доменного и смежных производств в современных условиях. Технологии использования разных видов топлива и сырья. – Сб. науч. Труд. VI Международного Конгресса по агло-кокс-доменному производству, Ялта, 20–24 мая. 2013. – С. 26–31.

303. Сидашенко, А.И. Теоретическое и экспериментальное определение угла отклонения молотка в момент удара о материал / А.И. Сидашенко // Прогрессивные технологические способы и процессы восстановления деталей сельскохозяйственной техники. – 1984. – № 14. – С. 37–42.

304. Седов, Л.И. Методы подобия и размерности в механике / Л.И. Седов. – М.: Наука, 1987. – 423 с.

305. Серго, Е.Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых / Е.Е. Серго. – М.: Недра, 1985. – 285 с.

306. Сиваченко, Л.А. Валковые дробилки и их развитие / Л.А. Сиваченко, Н.В. Гречко, Л.Л. Сотник // Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов: Межвузовский сборник статей. – Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова, 2016. – С. 213–217.

307. Сивухин, Д.В. Общий курс физики. Т. 1. Механика. 5-е изд. / Д.В. Сивухин. – М.: Физматлит, 2006. – 560 с.

308. Слабнов, В.Д. Численные методы: учебник для вузов / В.Д. Слабнов. 2-е изд., стер. – С.-П.б.: Лань, 2022. – 392 с.
309. Сладков, А.С. Подготовка флюсов к доменной плавке / А.С. Сладков. – М.: Metallurgy, 1966. – 301 с.
310. Соколов, В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств / В.И. Соколов. – М.: Машиностроение, 1983. – 447 с.
311. Сорокин, В.Г. Стали и сплавы. Марочник. / под ред. В.Г. Сорокина, М.А. Гервасьева. – М.: «Интермет инжиниринг», 2001. – 608 с.
312. Справочник по обогащению руд. Подготовительные процессы: учебник для студентов / под ред.: О.С. Богданова, В.А. Олевского. – М.: Недра, 1998. – 366 с.
313. Степаненко, А.И. Дробилки шнекозубчатые / А.И. Степаненко, С.М. Мальков. – Новосибирск: Гормашэкспорт, 2020. – 50 с.
314. Тарасов, В.Н. Теоретическая механика / В.Н. Тарасов [и др.]. – М.: ТрансЛит, 2012. – 560 с.
315. Тарасов, В.П. Газодинамика доменного процесса / В.П. Тарасов. – М.: Metallurgy, 1982. – 224 с.
316. Тарасов, В.П. Определение газовых потоков потерь их напора по радиусу доменной печи / В.П. Тарасов, П.В. Тарасов // Известия вузов. – М.: Черная металлургия, 2006. – №1. – С. 10–18.
317. Тарг, С.М. Краткий курс теоретической механики / С.М. Тарг. – М.: Высшая школа, 1995. – 416 с.
318. Тер-Крикоров, А.М. Курс математического анализа: Учеб. пособие для вузов. 3-е издание / А.М. Тер-Киров, М.И. Шабунин. – М.: Бином. Лаборатория знаний, 2015. – 672 с.
319. Техническое обслуживание и ремонт дробильного оборудования участка шихтоподготовки агломерационного цеха: ПТИМ 229-ОА-030-7-2018. – Введ. 2018-01-29. – Алчевск: Филиал № 12 ЗАО «ВНЕШТОРГСЕРВИС», 2018. – 29 с.
320. Ткачев, В.С. Оборудование коксохимических заводов / В.С. Ткачев, М.А. Остапенко. – М.: Metallurgy, 1983. – 243 с.

321. Труханов, В.М. Методы обеспечения надежности изделий машиностроения / В.М. Труханов. – М.: Машиностроение, 1995. – 304 с.

322. ТУ У 14.1-00191856-008:2007 Известняк флюсовый. Введ. 16.02.2007. – Докучаевск: 2007. – 12 с.

323. ТУ 4277-076-54981193-15 Прибор виброизмерительный «Кварц 2». Серийный выпуск. – Введ. 2016-04-21. – М.: ООО «ДИАМЕХ 2000», 2016. – 136 с.

324. Улахович, В.А. Формирование свойств насыпной массы доменного железорудного сырья / В.А. Улахович, А.П. Котов, В.И. Нетронин [и др.] // Сталь. – М.: 1986. – № 7. – С 13–18.

325. Умнов, А.Е. Аналитическая геометрия и линейная алгебра: Учебное пособие / А.Е. Умнов. – М.: МФТИ, 2011. – 544 с.

326. Умнов, А.Е. Основы теории обыкновенных дифференциальных уравнений: учебное пособие / А.Е. Умнов, Е.А. Умнов. – Москва: МФТИ, 2022. – 326 с.

327. Усольцев, А.А. Электрический привод: Учебное пособие / А.А. Усольцев. – СПб.: НИУ ИТМО, 2012. – 238 с.

328. Усольцев, А.А. Электрические машины / А.А. Усольцев. – СПб.: НИУ ИТМО, 2013. – 416 с.

329. Утков, В.А. Высокоосновный агломерат / В.А. Утков. – М.: Metallurgia.1977. – 157 с.

330. Федоренко, И.Я. Влияние параметров ротора молотковой дробилки на энергетику процесса измельчения / И.Я. Федоренко // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – Барнаул: АГАУ, 2018. – № 5 (163). – С. 178–183.

331. Федоренко, И.Я. Динамические свойства молотковой зернодробилки с вертикальным расположением барабана / И.Я. Федоренко // Вестник Алтайского государственного аграрного университета – Барнаул: АГАУ, 2021. – № 1 (195). – С. 89–95.

332. Федорова, Н.Н. Основы работы в ANSYS 17 / Н.Н. Федорова [и др.]. – М.: ДМК Пресс, 2017. – 210 с.

333. Федосеев, А.П. Выбор рациональных параметров ударного инструмента для дробления негабаритов: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Федосеев Алексей Петрович. – Екатеринбург: УГГУ, 2014. – 171 с.

334. Феодосьев, В.И. Сопротивление материалов / В.И. Феодосьев. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 512 с.

335. Федотов, П.К. Теория и практика дезинтеграции руды в слое частиц под давлением: дисс. ... докт. техн. наук: 05.05.06 / Федотов Павел Константинович. – Иркутск: ИГТУ, 2014. – 311 с.

336. Фещенко, В.Н. Справочник конструктора. Книга 1. Машины и механизмы / В.Н. Фещенко. – М.: Инфра-Инженерия, 2016. – 400 с.

337. Фролов, Ю.А. Агломерация: технология, теплотехника, управление, экология: монография / Ю.А. Фролов. – Москва: Металлургиздат, 2016. – 672 с.

338. Харламов, С.В. Практикум по расчету и конструированию машин и аппаратов пищевых производств / С.В. Харламов. – Л.: Агропромиздат, 1991. – 256 с.

339. Хартман, К. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов / К. Хартман [и др.]; Пер. с нем. Г.А. Фомина и Н.С. Лецкой; под общ. ред. Э.К. Лецкого. – М.: Мир, 1977. – 552 с.

340. Хлапонин, Н.С. Влияние перепада давления газа в верхней части доменной печи на расход кокса / Н.С. Хлапонин, С.Л. Ярошевский, А.В. Кузин [и др.] // Наукові праці Донецького нац. техн. ун-ту. Серія: Металургія. – Вип. 73. – Донецк: ДонНТУ, 2004. – С. 90–94.

341. Хлынин, П.П. Совершенствование конструктивно-режимных параметров дробилки молоткового типа: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Хлынин Петр Петрович. – Оренбург: ОГАУ, 2003. – 19 с.

342. Хруцкий, А.А. Аналитические исследования динамики двухвалковой дробилки с качающимся валком / А. А. Хруцкий, К. В. Федоренко // Качество минерального сырья – Кривой Рог: Криворожский техн. ун-т, 2011. – С. 366–370.

343. Ху, Л.В. Анизотропные функции нагружения при сложном нагружении в пластической области / Л.В. Ху, Д. Марин // «Механика» Сборник переводов. – 1956. – № 2.

344. Целиков, А.И. Машины и агрегаты металлургических заводов: учебник для вузов / А.И. Целиков [и др.]. – М.: Металлургия, 1987. – 440 с.
345. Цытович, Н.А. Механика грунтов: учеб. пособие. Изд. 4-е перераб. доп. / Н.А. Цытович. – М.: Стройиздат, 1963. – 638с.
346. Что нужно знать о сопротивлении материалов: учебное пособие / Под редакцией В.С. Жернакова. – М.: Машиностроение, 2001. – 276 с.
347. Чуфаров, Г.И. Адсорбционно-каталитическая теория восстановления окислов металлов / Г.И. Чуфаров, Е.П. Татиевская // Проблемы металлургии. – М.: Изд-во АН СССР, 1953. – С. 15–32.
348. Чуфаров, Г.И. Механизм и кинетика восстановления окислов металлов / Г.И. Чуфаров, Е.П. Татиевская // Физико-химические основы доменного процесса и современная практика производства чугуна. – Свердловск: Металлургия, 1956. – С. 21–64.
349. Шварцман, А.А. Начала физической химии для металлургов / А.А. Шварцман, А.А. Жуховицуй. – М.: Металлургия, 1991. – 208 с.
350. Шепетовский, Э.А. Рациональное формирование столба шихты в доменной печи / Э.А. Шепетовский // Сталь. – М.: 2003. – № 5. – С. 11–15.
351. Шестопалов, А.А. Строительные и дорожные машины и оборудование. Машины для переработки каменных материалов: учебное пособие для вузов / А.А. Шестопалов, В.В. Бадалов. – М.: Издательство Юрайт, 2018. – 115 с.
352. Шумов, Ю.Н. Энергоэффективные электрические машины (обзор зарубежных разработок) / Ю.Н. Шумов, А.С. Сафонов // Электричество – М.: ФГО БОУВО «НИУ "МЭИ"», 2015. – № 4. – С. 45–47.
353. Юсфин, Ю.С. Металлургия железа / Ю.С. Юсфин, Н.Ф. Пашков. – М.: Академкнига, 2007. – 464 с.
354. Ящура, А.И. Система технического обслуживания и ремонта оборудования предприятий черной и цветной металлургии: справочник / А.И. Ящура. – М.: ЭНАС, 2012. – 192 с.
355. Механіка гірських порід. Т.1 / Під загальн. ред. С.С. Гребьонкіна і М.М. Гавриша. – Донецьк: ДонНТУ, 2004. – 169 с.

356. Пат. 58860 Україна, МПК В02С13/28. Молоток молоткової дробарки / Сагінон А.Г., Рафальський П.Н., Сова В.Г., Пьянков В.В., Шликов Н.Е., Романюк И.В; заявитель и патентообладатель Науково-впроваджувальна фірма «СТС». № 2002118987; заявл. 12.11.2002; опубл. 15.08.2003. Бюл. № 8. – 2 с.

357. Пат. 82363 Україна, МПК В 02 С 4/10. Спосіб дроблення агломерату в одновалковій зубчастій дробарці / Левченко О.О., Алтухов В.М., Левченко Е.П., Галич В.А.; заявники і патентовласники Левченко О.О., Алтухов В.М., Левченко Е.П., Галич В.А. – № 200511819; заявл. 12.12.05; опубл. 10.04.08, Бюл. № 7. – 2 с.

358. Пат. 83966 Україна, МПК В 02 С 4/10. Спосіб дроблення агломерату в одновалковій зубчастій дробарці / Левченко Е.П., Левченко О.О., Ульяницький В.Н., Сілаєв Д.О.; заявник і патентовласник Донбас. держ. техн. ун-т. – № u201303381; заявл. 19.03.13; опубл. 10.10.13, Бюл. № 19. – 8 с.

359. Пат. 84057 Україна, МПК В 02 С 4/10. Багатоступенева одновалкова зубчаста дробарка / Левченко Е.П., Ульяницький В.Н., Левченко О.О., Сілаєв Д.О.; заявник і патентовласник Донбас. держ. техн. ун-т. – № u201304235; заявл. 05.04.13; опубл. 10.10.13, Бюл. № 19. – 5 с.: іл.

360. Пат. 95086 Україна, МПК В 02 С 4/10. Спосіб багатоступеневого дроблення агломерату в одновалковій зубчастій дробарці / Левченко Е.П., Зинченко А.М., Левченко О.О.; заявник і патентовласник Левченко Е.П., Зинченко А.М., Левченко О.О. – № 200805475; заявл. 25.04.08; опубл. 11.07.11, Бюл. № 13. – 2 с.

361. Сілаєв, Д.О. Підвищення ефективності агловиробництва шляхом модернізації устаткування подрібнення агломерату / Д.О. Сілаєв, В.Н. Ульяницький, Е.П. Левченко, В.А. Галич // Сборник научных трудов ДонГТУ. – Вып. 35. – Алчевськ: ДонГТУ, 2011. – С 221–227.

362. Anticoi, N. An Improved High-Pressure Roll Crusher Model for Tungsten and Tantalum Ores / N. Anticoi [and etc.] // Minerals. 2018. – № 8 (483). Режим доступа: [https://www.researchgate.net/publication/328534011\\_An\\_Improved\\_High-Pressure\\_Roll\\_Crusher\\_Model\\_for\\_Tungsten\\_and\\_Tantalum\\_Ores](https://www.researchgate.net/publication/328534011_An_Improved_High-Pressure_Roll_Crusher_Model_for_Tungsten_and_Tantalum_Ores) (24.08.2022).

363. Baker, B.R. Dynamic stresses created by moving crack / B.R. Baker // Trans. ASME. J. Appl. Mech. – 1962. – №3 – P. 449–458.

364. Beer, F.P. Mechanics of Materials / F.P. Beer, E.R. Johnston Jr., J.T. DeWolf [and etc.]. – 6th ed. McGraw-Hill; 2012. – 838 p.

365. Berman, I. A general theory of piecewise linear plasticity for initially anisotropic materials / I. Berman, P.G. Hodge, Jr. // Arch. Mech. Stosow. – 1959. – № 5. P. 513–540.

366. Broberg, K.B. The propagation of a brittle crack / K.B. Broberg // Arkiv fys. – 1960. – № 2. – P. 159–192.

367. Chițoiu, M. Energy consumption of a hammer mill when chopping miscanthus stalks / M. Chițoiu, Gh. Voicu, G. Paraschiv [et al.] // Proceedings of the 44 international symposium on agricultural engineering «Actual Tasks on Agricultural Engineering». – Opatija.: Croatia Volume, 2016. – P. 215–223.

368. Devin, V. Use the method finit element for design calculation of hammer crushers / V. Devin, V. Tkachuk // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – 2015. Vol.17. No.5. – P. 11–14.

369. Djokoto, S.S. Modeling and simulation of a high pressure roller crusher for silicon carbide production / S.S. Djokoto, H.R. Karimi // 11th International Conference on Electrical Power Quality and Utilisation. – 2011. – P. 1–6.

370. Drucker, D.C. Soil mechanics and plastic analysis or limit design / D.C. Drucker, W. Prager // Quaterly of Applied Mathematics. – 1952. – Vol.10. – P. 157–165.

371. Egbe, E.A.P. Design, Fabrication and Testing of a Double Roll Crusher / E.A.P. Egbe, O.A. Olugboji // International Journal of Engineering Trends and Technology. – Seventh Sense Research Group, 2016. – Vol. 35, № 11. – P. 511–515.

372. Hammer for hammer crushers and hammer mills: pat. 0590114 European Patent Office, IPC B02C13/28. / Krupp Fördertechnik GmbH (Germany). – № 19930906596; filed 24.03.1993; published 28.08.1996.

373. Hammer for use in hammer mill: pat. 5114085 USA, IPC, BO2C13/28. / Yasuo Inui; Kurimoto Ltd., Osaka, Japan. – № 07724502; fil. 28.06.1991; publ. 19.05.1992.

374. Hammermill hammer with pin-hole insert: pat. 0250539 USA, IPC B02C13/00, B23K31/00. / John C. Stek; Riverside Products, Inc., Bettendorf, IA (US). – № 20090250539; filed 04.04.2008; published 08.10.2010.

375. Hertz, H.R. Die Prinzipien der Mechanik / H.R. Hertz. – Leipzig, J.A. Barth, 1894. – 312 p.

376. Holmberg, K. Global energy consumption due to friction and wear in the mining industry / K. Holmberg [and etc.] // Global energy consumption due to friction and wear in the mining industry. Tribology International, 2017. – № 115. – pp. 116–139. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.05.010>.

377. Hong, S. Analysis of simulation result by digital filtering technique and improvement of hammer crusher / S. Hong, S. Kim // International Journal of Mineral Processing. – Elsevier, 2017. – Vol. 169. – P. 168–175.

378. Hughes, A. Electric Motors and Drives: Fundamentals, Types and Applications / A. Hughes, B. Drury. – Newnes, 2019. – 511 p.

379. Ibrahim, M.M. Design and evaluation of crushing hammer mill / M.M. Ibrahim, M.S. Omran, E.N. Abd El-rhman // Misr Journal of Agricultural Engineering. – Misr J. Ag. Eng., 2019. – 36 (1). – P. 1–24.

380. Johansson, M.A Time Dynamic Model of a High Pressure Grinding Rolls Crusher / M.A. Johansson, M. Evertsson // Minerals Engineering. – № 132. – P. 27–38.

381. Kanoussis, D.P. Multiple integrals and vector analysis: for engineers and scientists (vectors and applications) / D.P. Kanoussis – Kindle Edition, 2020. – 425 p.

382. Kavi, N. Design and analysis of a horizontal shaft impact crusher / N. Kavi. – Rourkela (India): National Institute of Technology, 2006. – 45 p.

383. Lakshmi Shamvardhini Sydanna, T.R. Manufacturing with design and analysis of rotor shaft of hammer mill crusher / T.R. Lakshmi Shamvardhini Sydanna // International Journal of Science. Engineering and Technology Research (IJSETR). – 2017. – No. 5. – P. 877–881.

384. Lei, L. Comparison of grinding characteristics in high-pressure grinding roller (HPGR) and cone crusher (CC) / Lei Liu, Qi Tan, Lu Liu, Wenjun Li, Liang Lv // Physicochemical Problems of Mineral Processing, 2017. – 53 (№ 2). – P. 1009–1022.

385. Lieberwirth, H. Dynamics in double roll crushers / H. Lieberwirth, Ph. Hillmann, M. Hesse // Minerals Engineering – Elsevier Ltd., 2016. – P. 60–66.

386. Martyushev, S.G. Three-dimensional modelling of external mechanical effects on devices and machinery in SolidWorks Simulation / S.G. Martyushev, A.A. Dement'ev // Siberian Journal of Science and Technology. – 2018. – Vol. 19, No. 1. – Pp. 82–97.

387. Matos, U. Sinter screening rate control in blast furnace / U. Matos [et al.] // Proceedings 6th International Congress on the Science and Technology of Ironmaking, 14–18.10.2012, Rio de Janeiro (Brazil). – Rio de Janeiro: [б.и.], 2012. – P. 2025–2030.

388. Melezhik, R.S. Study of reliability and analysis of increasing efficiency of the 900×700 DChG crusher with an improved drive in conditions of the YuGMK AMC's agglomeration shop / R.S. Melezhik, D.A. Vlasenko // Chernye Metally. – 2025. – Iss. 4. – Pp. 4–10. <https://doi.org/10.17580/chm.2025.04.01>

389. Method of breaking compressed acetylene black: pat. US 2833481A. United States, B02C19/0056. / Robert L. Perks. Filed 15.09.1955; published 06.05.1958.

390. Mohs, F. Grundriss der Mineralogie. / F. Mohs – Dresden. 1822.

391. Mulheims, K. Review of ECSC Research Work in Ironmaking / K. Mulheims, M. Peters, H.-B. Luengen // Steel Research international. – 2004. – Vol. 75. – № 2. – P. 84–92.

392. Nasir, A. Development and Testing of a Hammer Mill / A. Nasir // AU J.T., 2005. – 8 (3). – P. 124–130.

393. Ni, Wenjie. Effects of Fuel Type and Operation Parameters on Combustion and NO<sub>x</sub> Emission of the Iron Ore Sintering Process / Wenjie Ni, Hai-feng Li, Yingyi Zhang, Zongshu Zou // Energies. – 2019. – № 12.

394. Oluyemisi, O.A. Development of a Hammer Mill with Double Sieving Screens / Ojomo A. Oluyemisi, Fawohunre A. Jerome // European Journal of Engineering Research and Science. – EJERS, 2020. – pp. 617–621.

395. Paraschiv, G. Optimization Issues of a Hammer Mill Working Process Using Statistical Modelling / G. Paraschiv, G. Moiceanu, G. Voicu // Sustainability. – Basel, Switzerland: 2021. – 13, 973. <https://doi.org/10.3390/su13020973>

396. Pawar, A.S. Design and Analysis of Rotor Assembly of Hammer Mill Machine / A.S. Pawar // International Journal of Engineering and Management Research. – 2021. – Vol. 11, Issue 2. – pp. 28–37. <https://doi.org/10.31033/ijemr.11.2.4>

397. Popolov, D. Experimental studies of preparation of coal charge for cooking using vibrating impact equipment / D. Popolov, G. Zaitsev, V. Zasel'skiy [et al.] // III International Scientific Congress Society of Ambient Intelligence, 2020. – Vol. № 129 – P. 110–115.

398. Qin, R. Study on Physical and Contact Parameters of Limestone by DEM / R. Qin, H. Fang, F. Liu // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2019. – Vol. 252 (Issue 5). <https://doi.org/10.1088/1755-1315/252/5/052110>.

399. Rashidi, S. A Review of the Modeling of High Pressure Grinding Rolls / S. Rashidi, R.K. Rajamani, D.W. Fuerstenau // Powder and Particle Journal – KONA, 2017. – Vol. 34. – P. 125–140.

400. Raygan, Sh. Influence of talc additive on cold strength and reducibility of iron ore sinters compared to bentonite / Sh. Raygan, H. Abdizaden, A. Dabbagh, M. Pourabdoli // Ironmaking & Steelmaking. – 2009. – Vol. 36. №. 4. – P. 273–278.

401. Roll mill: pat. US-5312056-A. United States, B02C 4/30. / Kaesting-schaefer G., Peterwerth B., Schroeder H. Filed 30.03.1992; published 17.05.1994.

402. Roller: pat. US-5984846-A. United States, D21G 1/0206. / S. Hirschberg, A. Geiger. Filed 06.06.1994; published 16.11.1999.

403. Savov, S. Crushing force theoretical examination in one cone inertial crusher / S. Savov, P. Nedyalkov, I. Minin // Journal of Multidisciplinary Engineering Science and Technology (JMEST), 2015. – Vol. 2 Issue 3. – P. 430–437.

404. Sawczuk, A. Linear theory of plasticity of anisotropic bodies and its applications to problems of limit analysis / A. Sawczuk // Arch. Mech. Stosow. – 1959. – P. 541–557.

405. Shi, F. An energy-based model for swing hammer mills / F. Shi, T. Kojovic, J. S. Esterle, D. David // International Journal of Mineral Processing – Elsevier, 2003. – Volume 71, Issues 1–4, P. 147–166.

406. Subba Rao, D.V. Minerals and Coal Process Calculations / D.V. Subba Rao. – London: Taylor & Francis Group, 2016. – 354 p.

407. Sugimoto, M., Igari H., Saito K. Equivalent stress (rate) and equivalent strain rate for work-hardening materials / M. Sugimoto, H. Igari, K. Saito // Bull. JSME. – 1973. – №2. – P. 1857–1866.

408. Tesfaye, O. Design of Impact Stone crusher machine / O. Tesfaye, G. Gemechu, T. Tsega // Lambert Academic Publishing, 2017. – 176 p.

409. Treatise on Process Metallurgy, Vol. 3: Industrial Processes / Editor-in-Chief S. Seetharaman. – Elsevier, 2014. – 1751 p.

410. Vaculík, P. Disintegration process in disc crushers / P. Vaculík, J. Maloun, L. Chládek, M. Poikryl // Research in Agricultural Engineering. – 2013. Vol. 59. Issue 3. – P. 98–104.

411. Vlasenko, D.A. Analysis of the influence of wear of working parts on the efficiency of crushing process in a hammer crusher / D.A. Vlasenko, A.A. Kharitonenko, A.V. Bocharov [et al.] // Chernye Metally. – 2024. – Iss. 1. – Pp. 26–31. <https://doi.org/10.17580/chm.2024.01.04>

412. Vlasenko, D.A. An integrated approach to improve the quality of solid fuel in sintering production by improving the DChG 900.700 four-roll crusher / D.A. Vlasenko, A.P. Zhiltsov, R.S. Melezhik [et al.] // Chernye Metally. – 2024. – Iss. 1. – Pp. 32–37. <https://doi.org/10.17580/chm.2024.01.05>

413. Vlasenko, D.A. Estimating the Efficiency of a Hammer Mill with Combined Methods for Suspending Hammers by a Rotor / D.A. Vlasenko // Steel in Translation. – 2023. – Vol. 53, No. 9. – P. 805–809. <https://doi.org/10.3103/s0967091223090188>.

414. Vlasenko, D.A. Justification and Research of the Design of Perforated Sieves of Vibrating Screens Using the Solidworks Simulation Environment / D.A. Vlasenko, V.D. Belous // Russian Engineering Research. – 2025. – Vol. 45, No. 12. – pp. 1670–1675. <https://doi.org/10.3103/S1068798X25703101>.

415. Vlasenko, D.A. Justification of Rational Energy-Power Parameters of the Drive of Roll Crushers / D.A. Vlasenko // Steel in Translation. – 2023. – Vol. 53, No. 7. – P. 640–647. <https://doi.org/10.3103/s0967091223070124>.

416. Vlasenko, D.A. Justification of the Drive Power of Rotary Toothed Crushers with a Nonlinear Arrangement of Sprocket Teeth on the Rotor / D.A. Vlasenko // *Steel in Translation*. – 2025. – Vol. 55, No. 2. – P. 134–140. – <https://doi.org/10.3103/S0967091225700366>.

417. Vlasenko, D.A. Modeling and Industrial Development of Grinding Processes in Roller Mills with Corrugated Rolls / D.A. Vlasenko // *Steel in Translation*, 2022. – Vol. 52, No. 4. – P. 445–450. <https://doi.org/10.3103/s0967091222040179>.

418. Vlasenko, D.A. Studying the Strength Characteristics of Work Tools of a Hammermill / D.A. Vlasenko, V.P. Dolgikh // *Steel in Translation*. – 2021. – Vol. 51, No. 10. – P. 739–744. <https://doi.org/10.3103/S0967091221100132>.

419. Vlasenko, D.A. Study of the agglomerate crushing process and industrial development of an advanced rotary crusher / D.A. Vlasenko // *Metallurgist*. – 2024. – Vol. 68, No. 3. – P. 313–321. <https://doi.org/10.1007/s11015-024-01731-4>.

420. Vlasenko, D.A. Study of the Energy-Power Parameters of the Crushing Process in Hammer Crushers / D.A. Vlasenko // *Steel in Translation*, 2022. – Vol. 52 (10). – P. 979–986. <https://doi.org/10.3103/s0967091222100151>.

421. Vulfson, I. Dynamics of cyclic machines. (Expanded edition of the monograph translation) / I. Vulfson. – Heidelberg, New York, Dordrecht, London: Springer, 2015. – 410 p.

422. Wald, A. Sequential analysis / A. Wald. – J. Wiley & sons, Incorporated, 1947. – 212 p.

423. Werren, F. Mechanical properties of glass-cloth plastic laminates as related to direction of stress and construction of laminate / F. Werren // *Trans. ASME*. 75. – 1953. – № 4.

424. Wolfgang, B. Pietsch. Agglomeration Processes: Phenomena, Technologies, Equipment / B. Pietsch Wolfgang. – GmbH.: Wiley-VCH Verlag, 2008. – 622 p.

425. Xiaolin, C. Finite Element Modeling and Simulation with ANSYS Workbench / C. Xiaolin, L. Yijun. – Boca Raton, 2018. – 471 p.

426. Zhao, L.L. Multi-object optimization design for differential and grading toothed roll crusher using a genetic algorithm / L.L Zhao, F. Zang, Z.B. Wang // Journal of China University of Mining and Technology. 2008. – Vol. 18. №. 2. – P. 316–320.

427. Zhiltsov, A.P. Research and substantiation of structural and technological parameters of the process of grinding agglomeration fluxes in a hammer mill / A.P Zhiltsov, D.A. Vlasenko, E.P. Levchenko // Chernye Metally. – 2019. – Iss. 10. – Pp. 4–10.

428. Zhou, Xiao-Ping. State-of-the-Art Review on the Progressive Failure Characteristics of Geomaterials in Peridynamic Theory / Xiao-Ping Zhou, Yunteng Wang // Journal of Engineering Mechanics. – J. Eng. Mech, 2021, 147 (1).

429. Hertz, H. Über die Berührung fester elastischer Körper / H. Hertz // Journal für die reine und angewandte Mathematik. – Vol. 1882. – Iss. 92. – 2009. – P. 156–171.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

УТОЧНЕННАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ ДРОБИЛЬНЫХ МАШИН

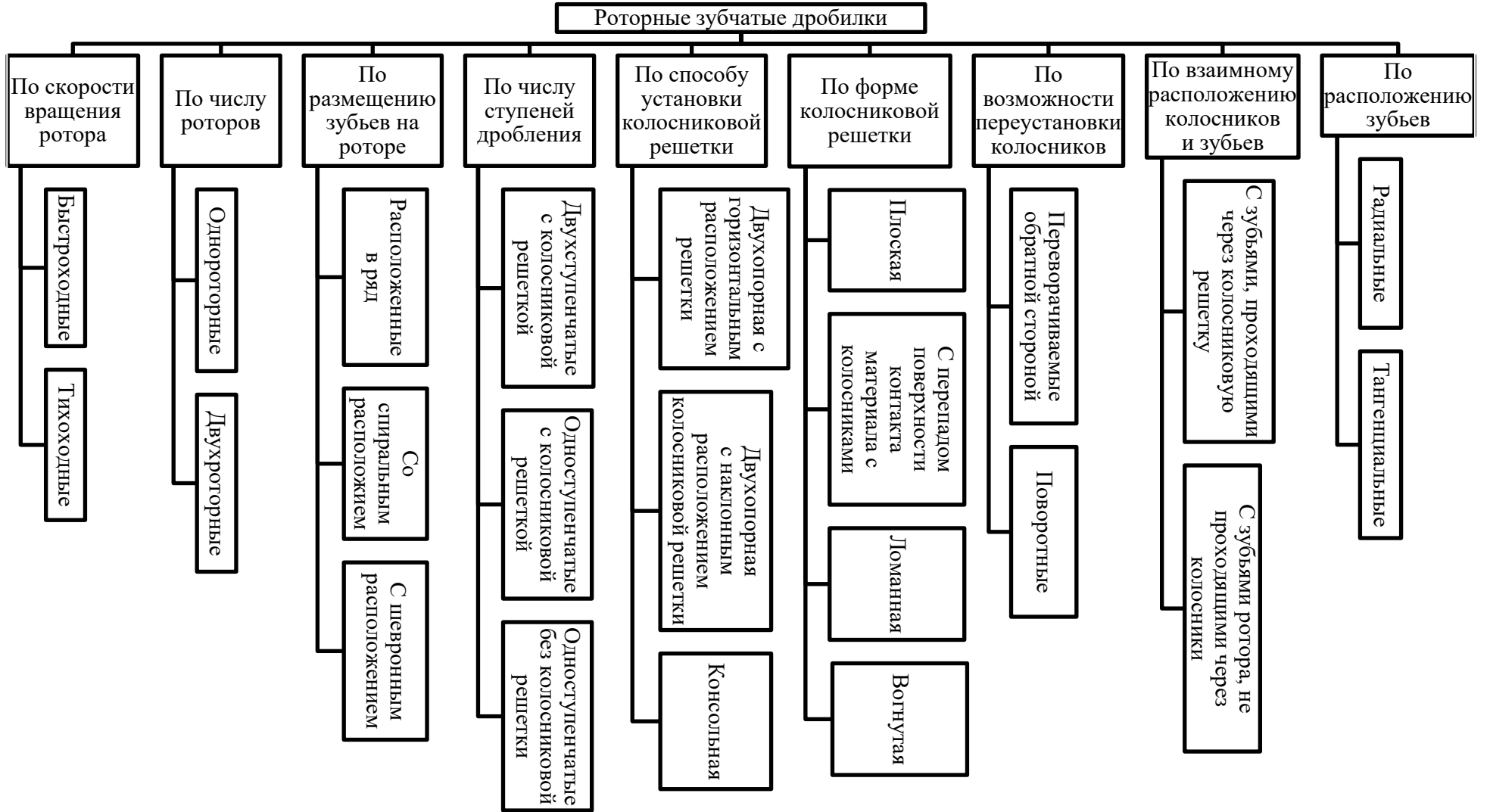


Рисунок А.1. Классификация роторных зубчатых дробилок

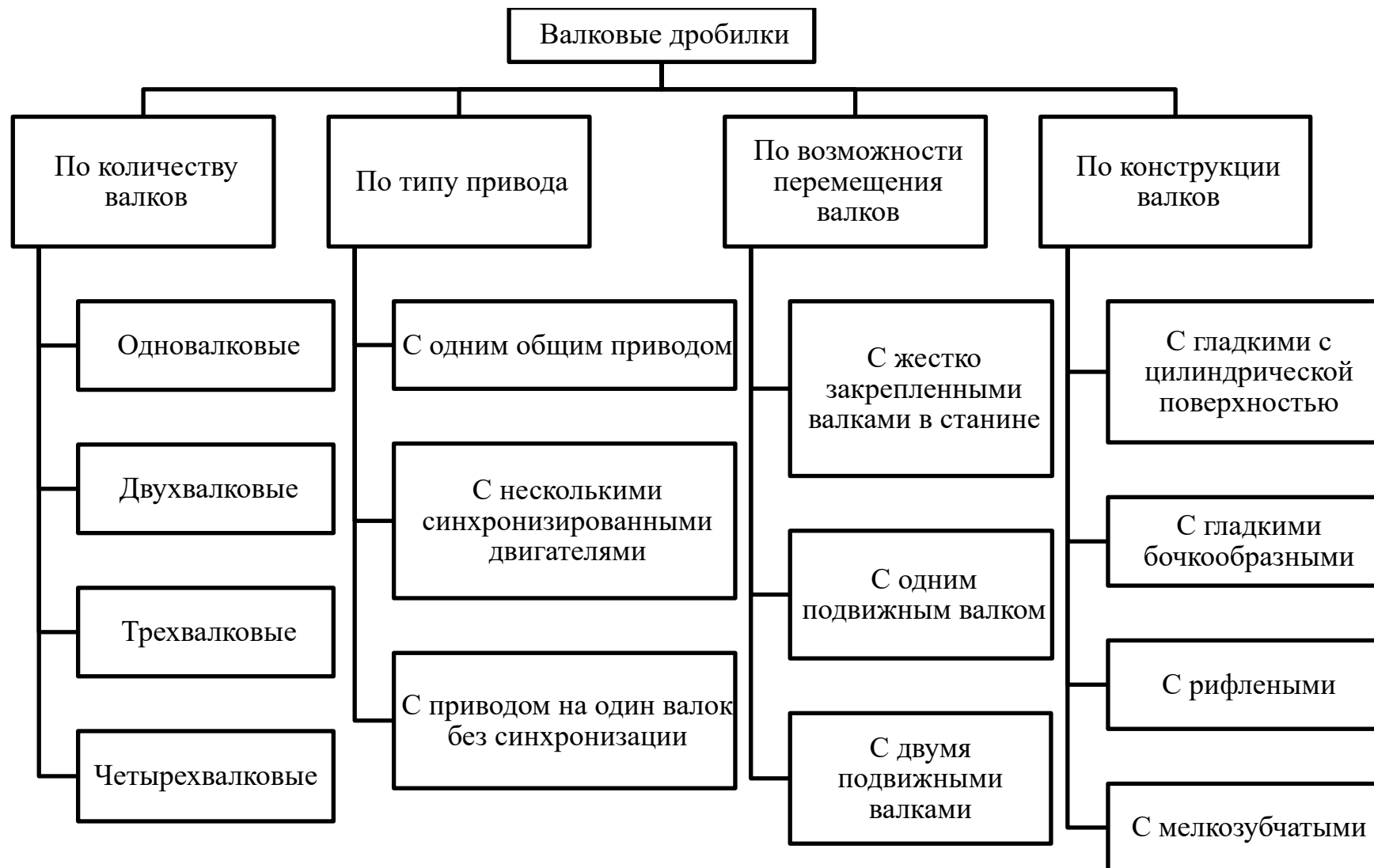


Рисунок А.2. Уточненная классификация валковых дробилок

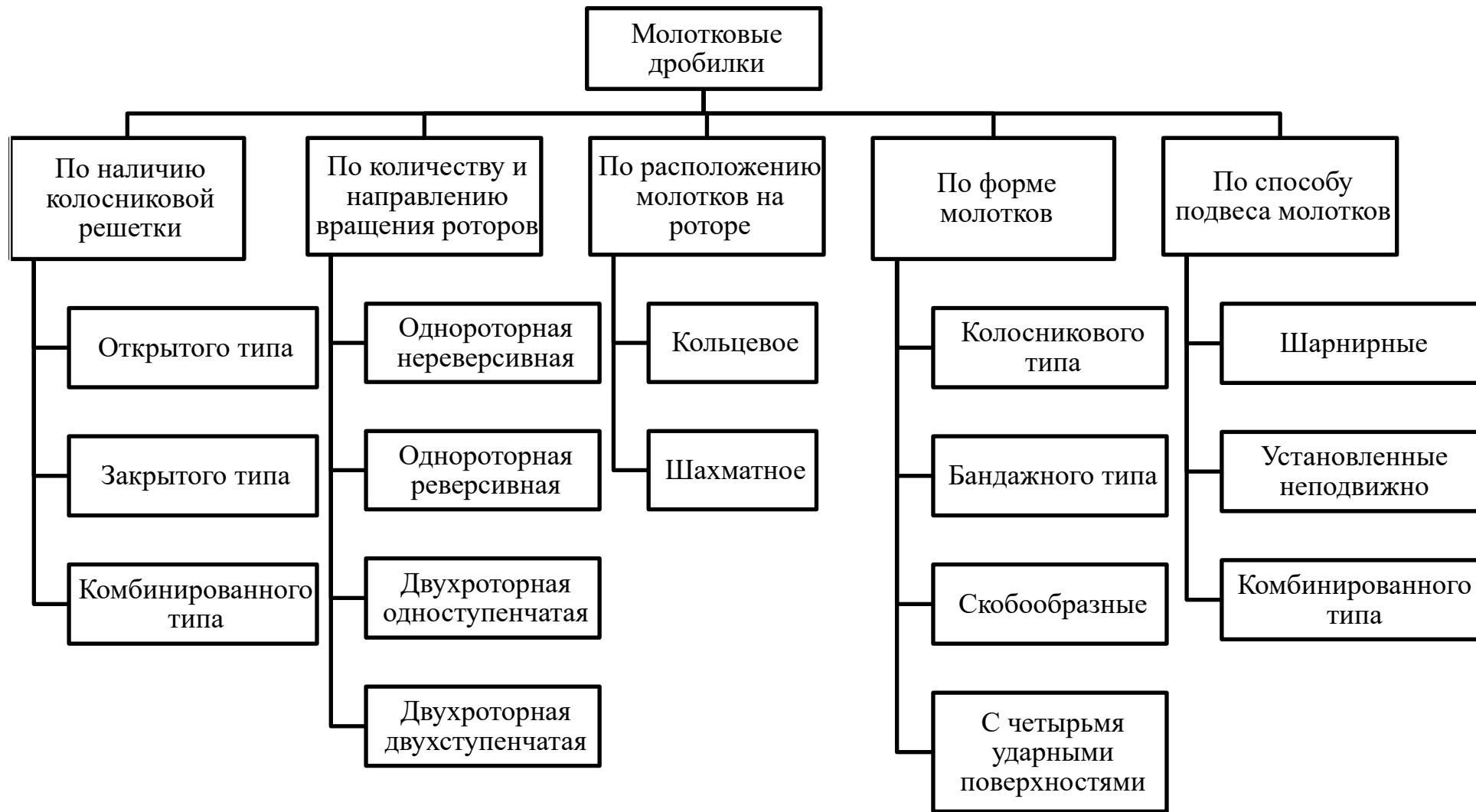


Рисунок А.3. Уточненная классификация молотковых дробилок

**РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРОЦЕССОВ ДРОБЛЕНИЯ  
В ФИЗИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЗУБЧАТОЙ РОТОРНОЙ ДРОБИЛКИ**



Рисунок Б.1. График значений цифрового выхода сигнала АЦП при тарировке тензорезисторного преобразователя

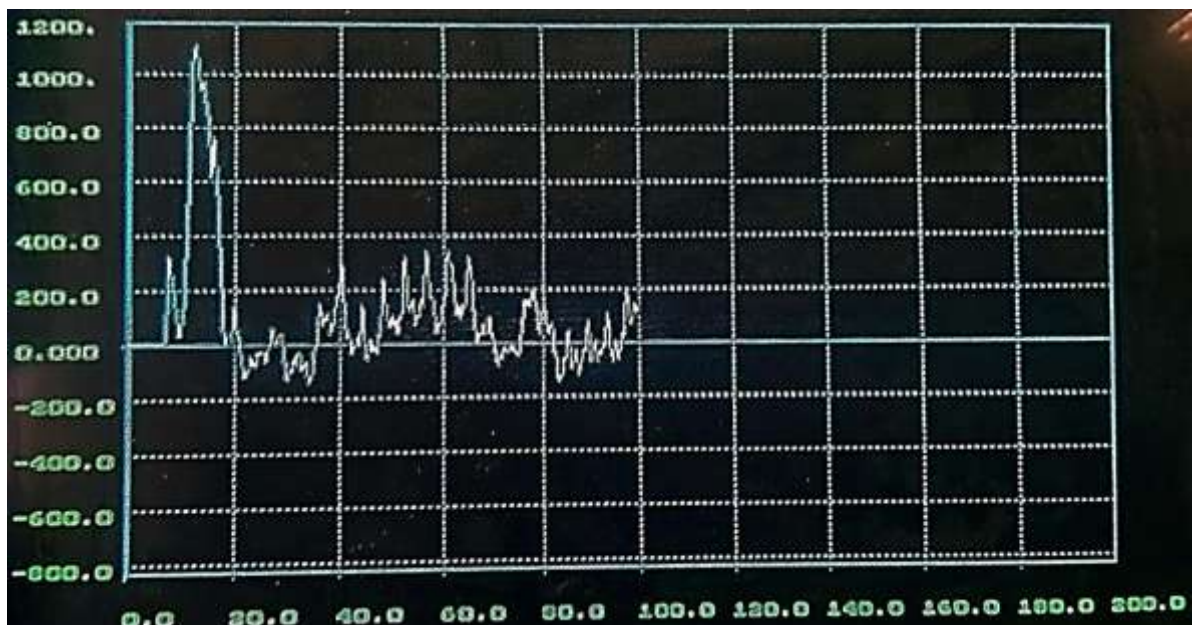


Рисунок Б.2. График значений цифрового выхода сигнала АЦП при дроблении образца пенопласта длиной 0,1 м в дробилке с ротором линейного типа



Рисунок Б.3. График значений цифрового выхода сигнала АЦП при дроблении образца пенопласта длиной 0,11 м в дробилке с ротором линейного типа

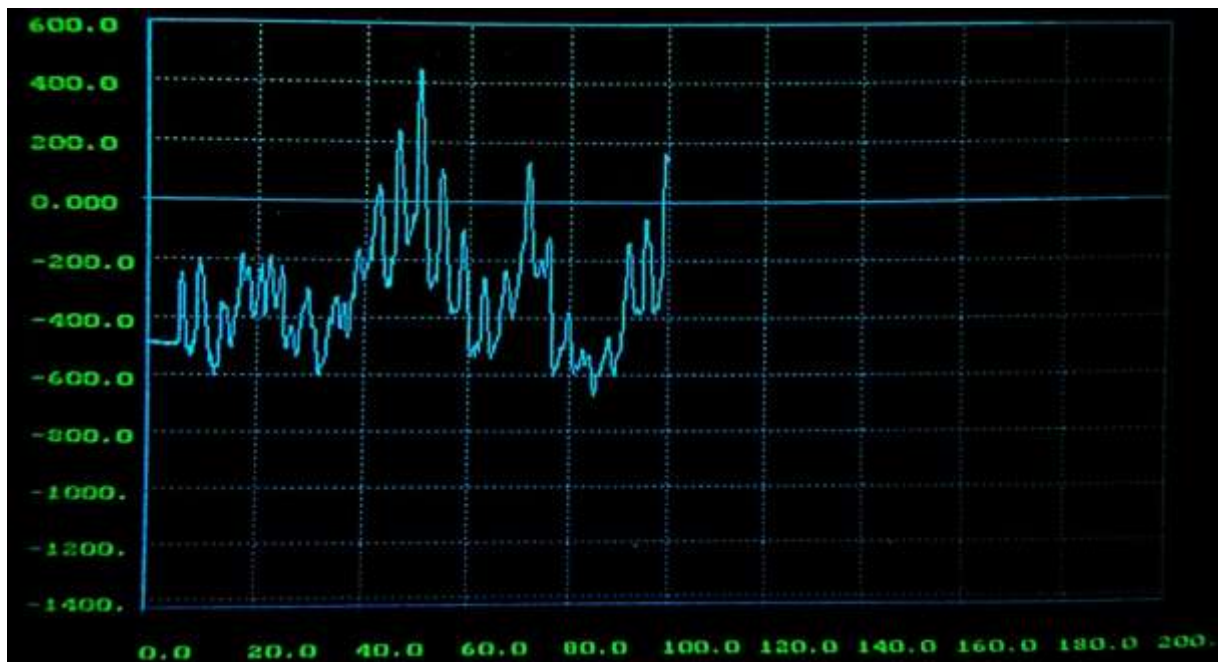


Рисунок Б.4. График значений цифрового выхода сигнала АЦП при дроблении образца пенопласта длиной 0,1 м в дробилке с ротором спирального типа



Рисунок Б.5. График значений цифрового выхода сигнала АЦП при дроблении образца пенопласта длиной 0,11 м в дробилке с ротором спирального типа



Рисунок Б.6. График значений цифрового выхода сигнала АЦП при дроблении образца гипсокартонной плиты в дробилке с ротором спирального типа

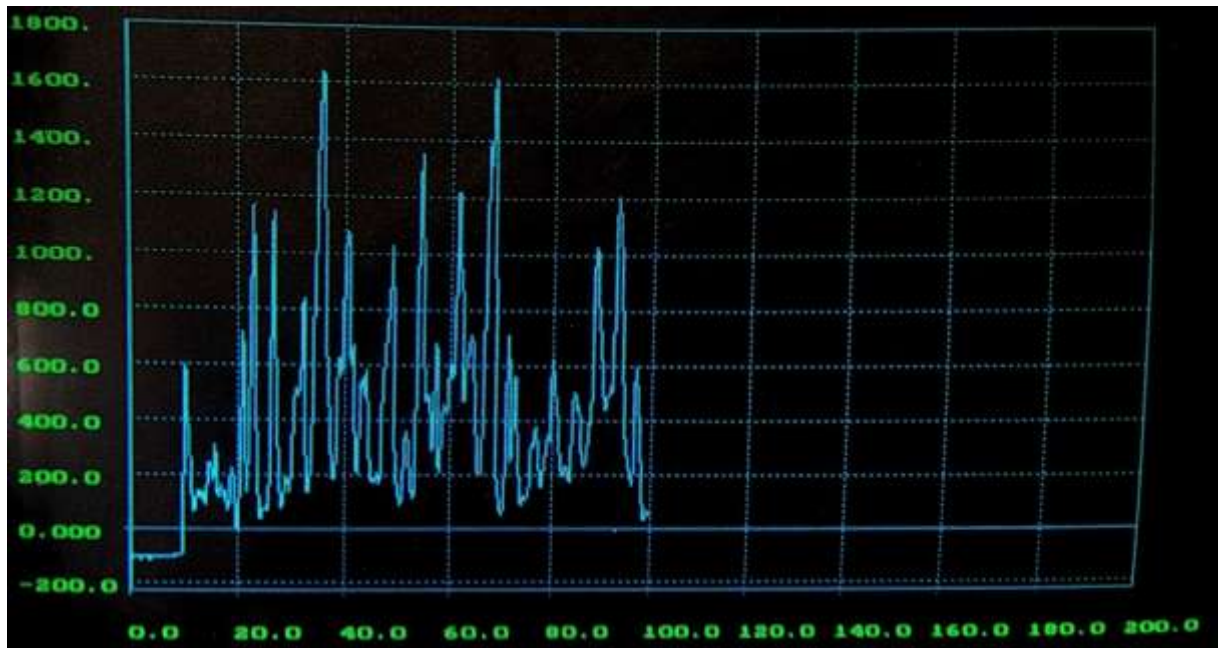
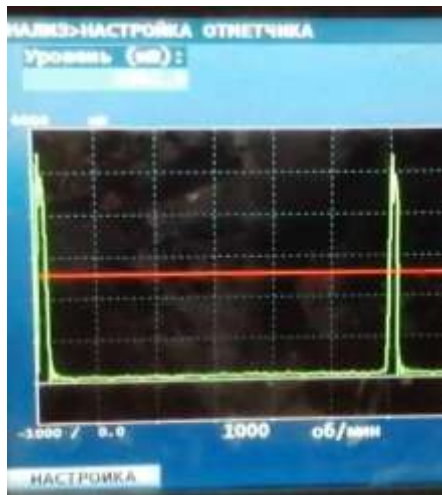
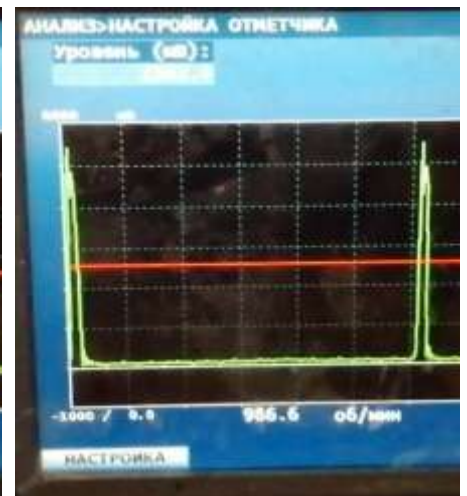


Рисунок Б.7. График значений цифрового выхода сигнала АЦП при дроблении образца гипсокартонной плиты в дробилке с ротором спирального типа

**РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ  
ДИНАМИКИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ПРИВОДА ДРОБИЛЬНЫХ  
МАШИН**

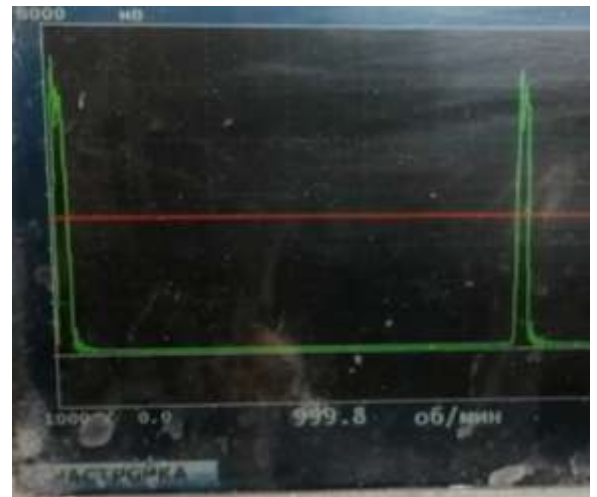
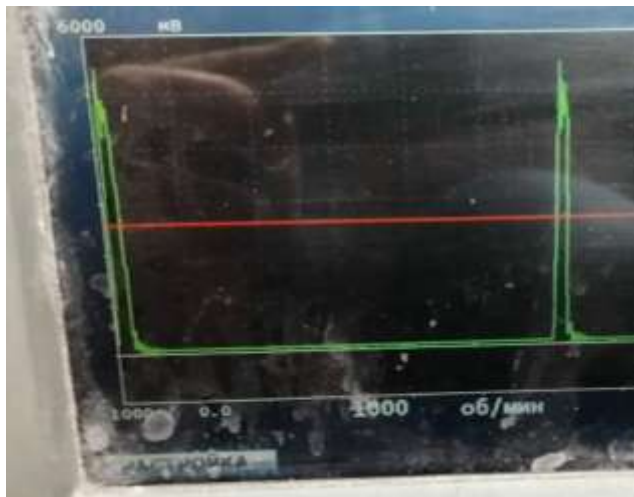


а)

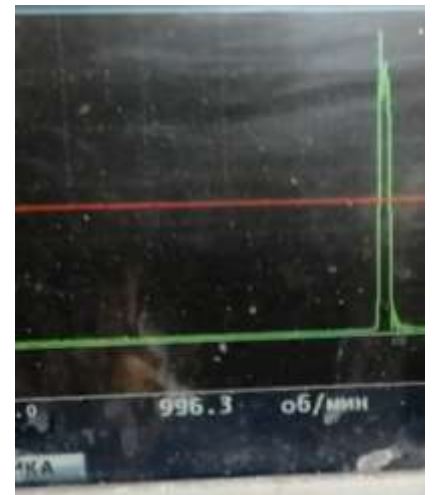
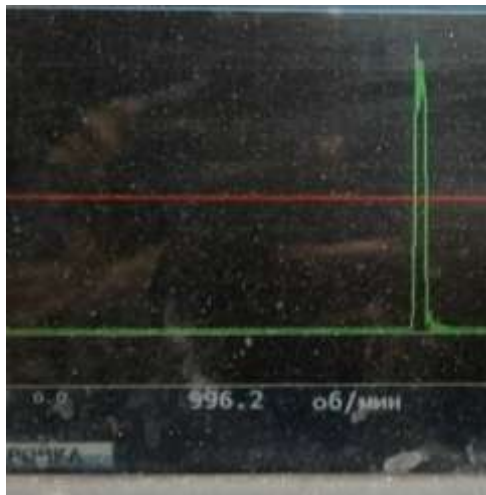
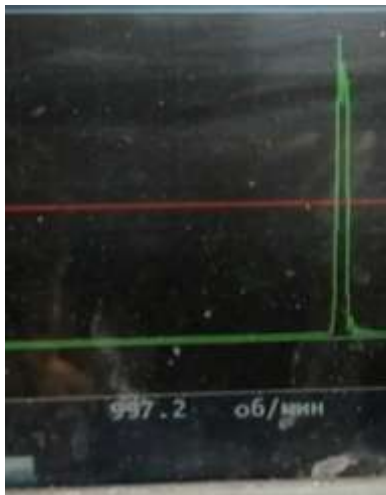


б)

Рисунок В.1. Пиковые значения изменения скорости вращения вала двигателя зубчатой роторной дробилки ДО-1300-2700-61 с линейным расположением зубьев на роторе в режиме холостого хода (а) и под нагрузкой (б)

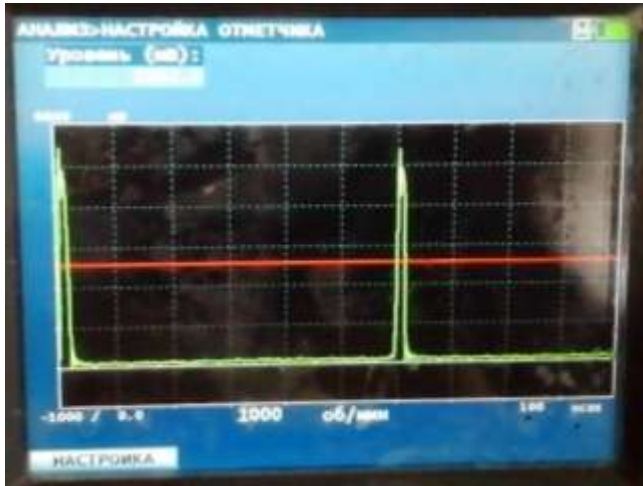


а)

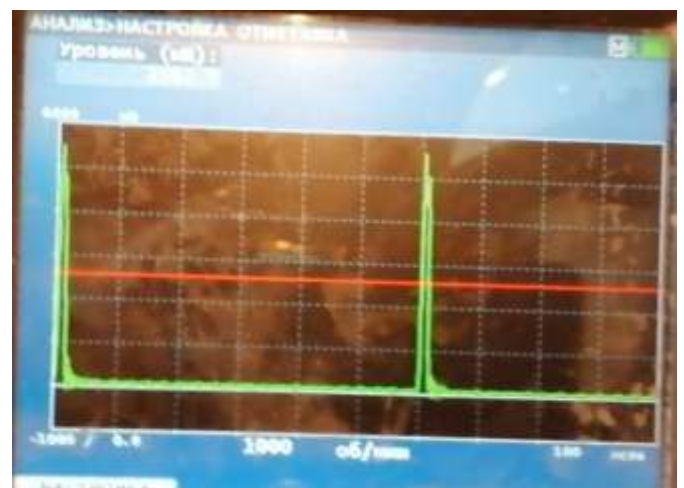
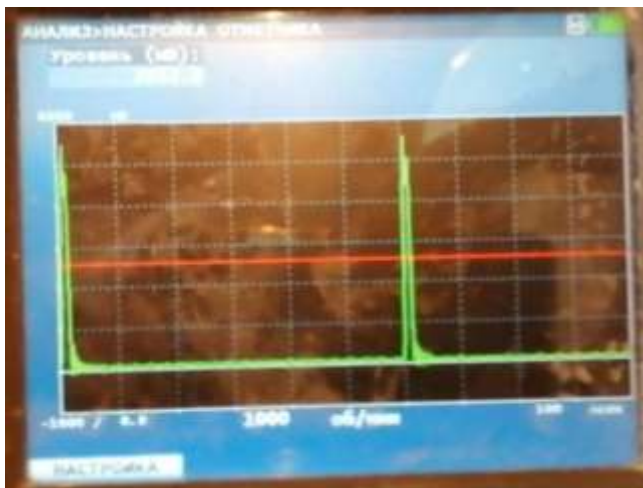


б)

Рисунок В.2. Пиковые значения изменения скорости вращения вала двигателя зубчатой роторной дробилки ДО-1300-2700-61 со спиральным расположением зубьев на роторе в режиме холостого хода (а) и под нагрузкой (б)



а)



б)

Рисунок В.3. Пиковые значения изменения скорости вращения вала двигателя привода нижних (а) и верхних (б) валков дробилки ДЧГ 900×700 в режиме холостого хода (без нагрузки)

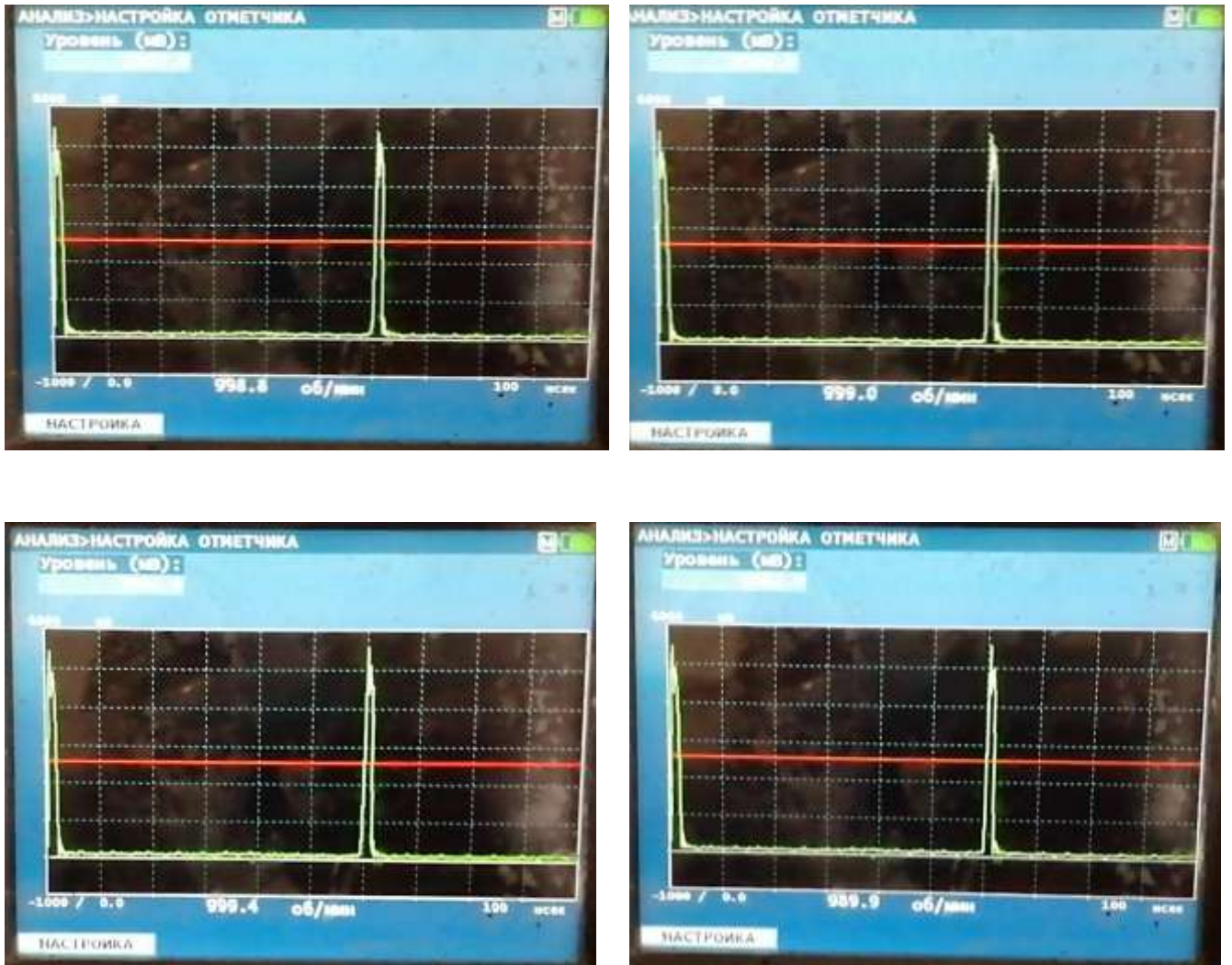


Рисунок В.4. Пиковые значения изменения скорости вращения вала двигателя привода нижних (гладких) валков дробилки ДЧГ 900×700 в процессе дробления отсевов кокса доменного

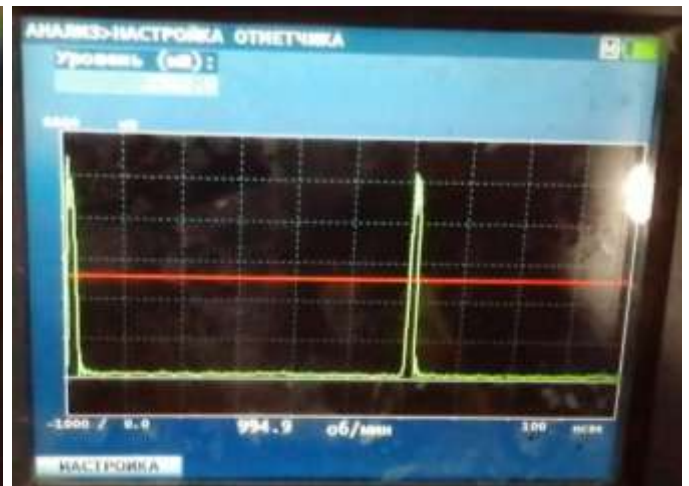
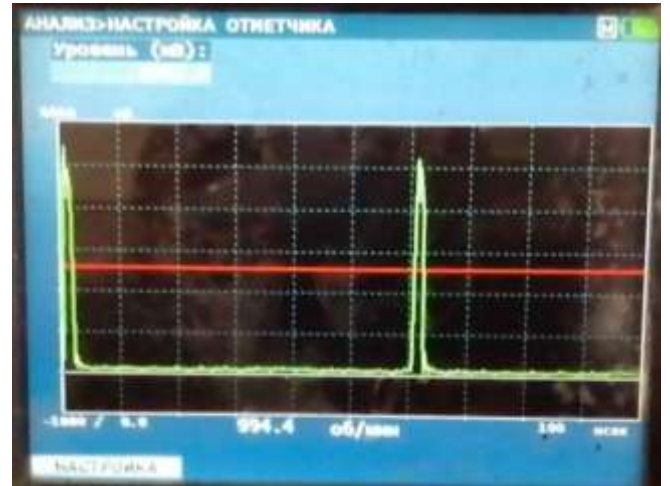
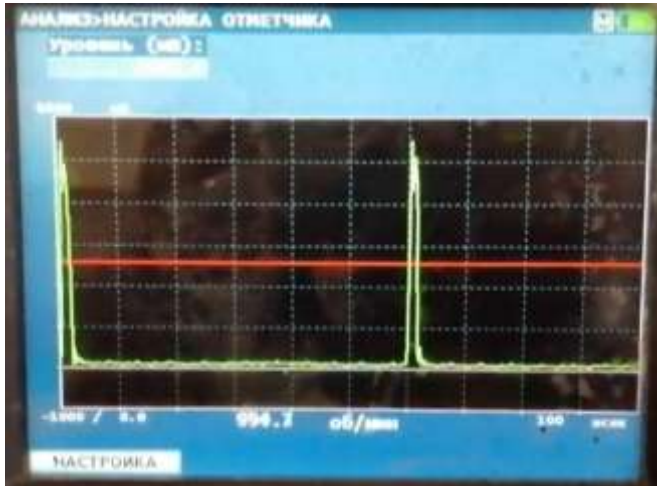


Рисунок В.5. Пиковые значения изменения скорости вращения вала двигателя привода нижних (гладких) валков дробилки ДЧГ 900×700 в процессе дробления кокса сухого тушения

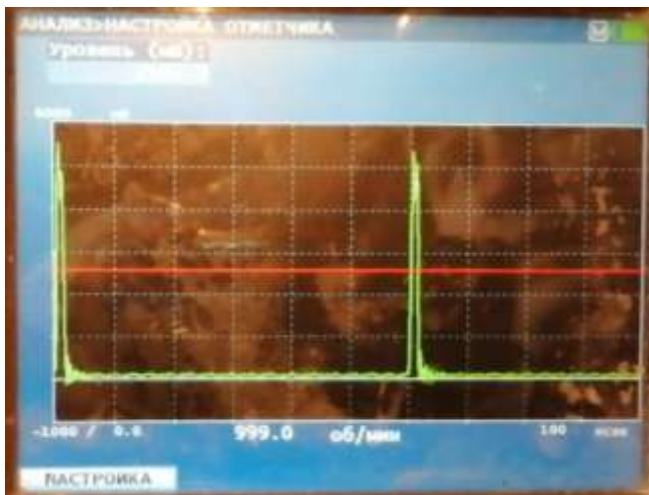
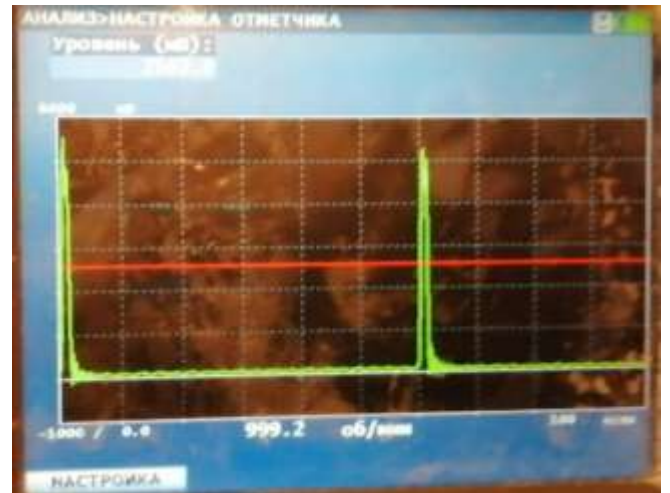
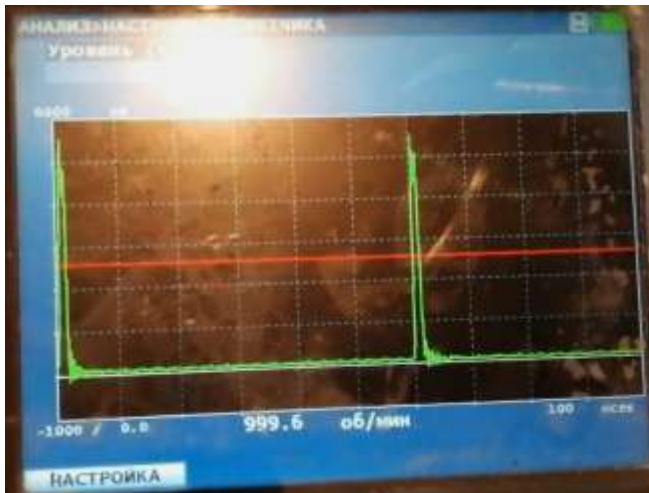


Рисунок В.6. Пиковые значения изменения скорости вращения вала двигателя привода верхних (рифленых) валков дробилки ДЧГ 900×700 в процессе дробления отсевов кокса доменного

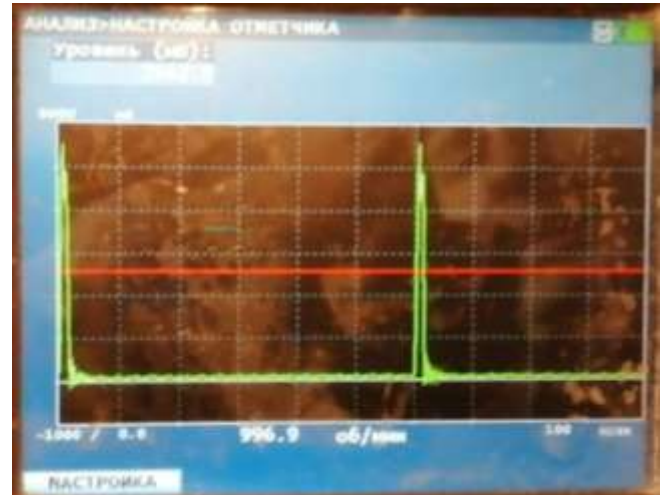
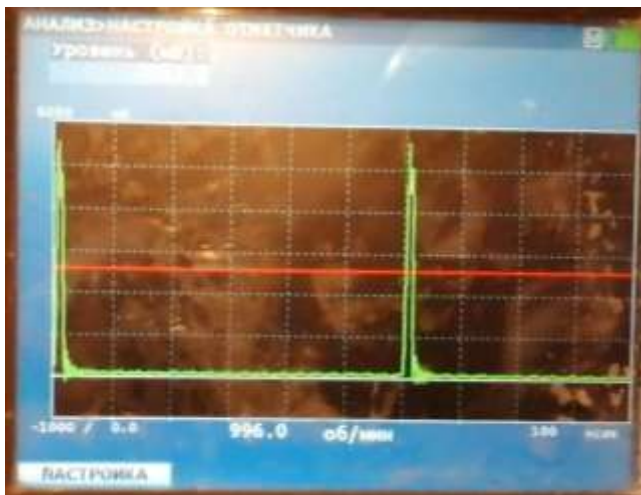
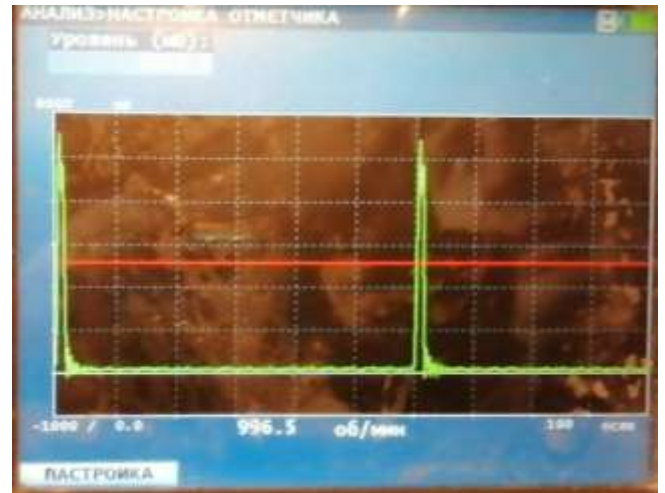
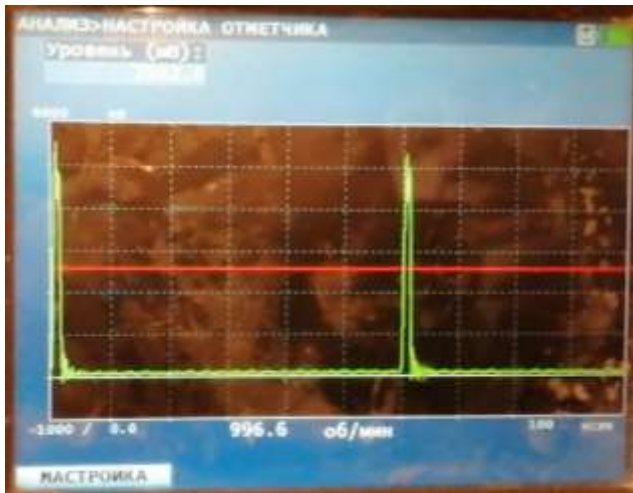
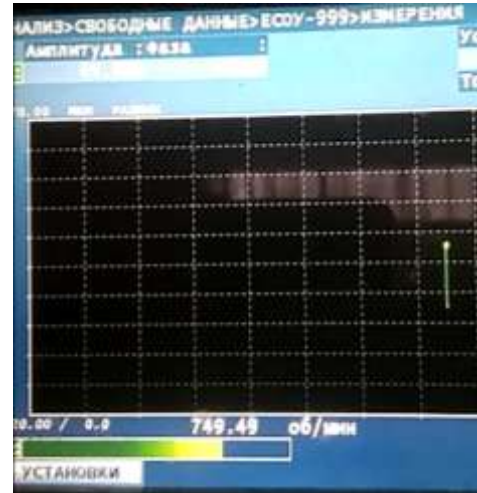
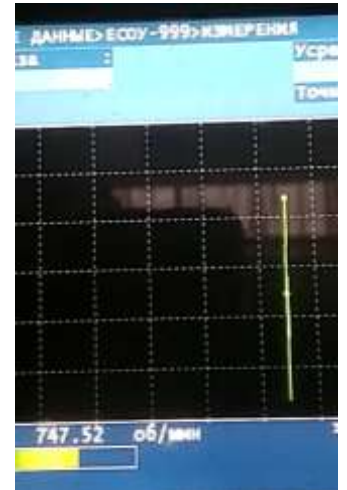
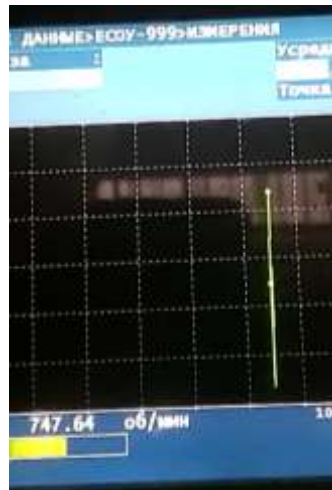
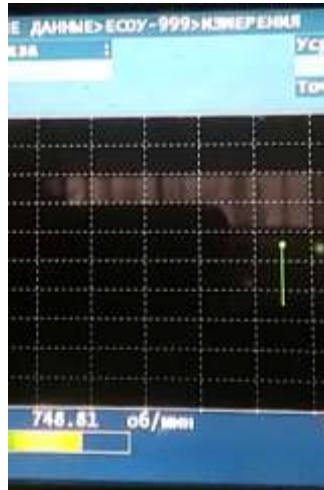


Рисунок В.7. Пиковые значения изменения скорости вращения вала двигателя привода верхних (рифленых) валков дробилки ДЧГ 900×700 в процессе дробления кокса сухого тушения



а)



б)

Рисунок В.8. Пиковые значения изменения скорости вращения вала двигателя молотковой дробилки ДМРиЭ 14,5×13 в режиме холостого хода (а) и под нагрузкой (б)

## ПРИЛОЖЕНИЕ Г

**РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ  
ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ВАЛКОВОЙ ДРОБИЛКЕ С  
АМОРТИЗАЦИОННЫМ УСТРОЙСТВОМ ПРУЖИННОГО ТИПА**

Рисунок Г.1. Перемещение нижнего неприводного валка при дроблении кокса сухого тушения (предварительная затяжка пружин амортизаторов  $X = 0,001$  м)

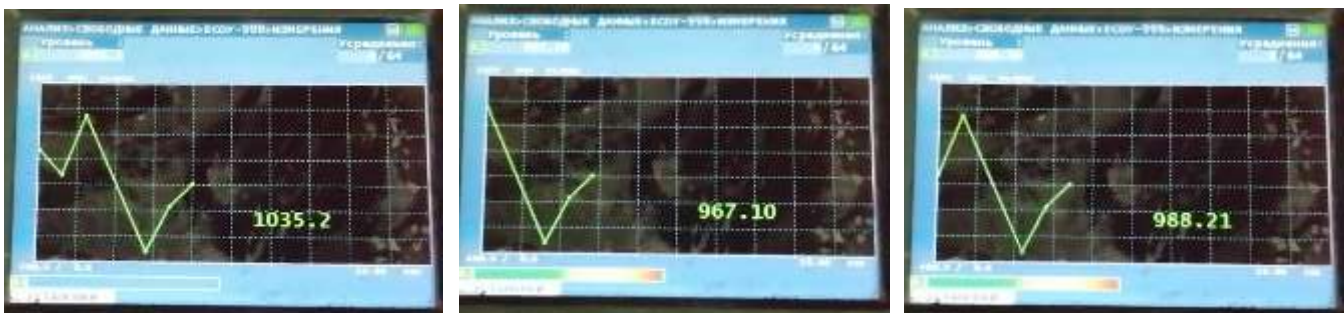


Рисунок Г.2. Перемещение нижнего неприводного валка при дроблении кокса сухого тушения (предварительная затяжка пружин амортизаторов  $X = 0,002$  м)



Рисунок Г.3. Перемещение нижнего неприводного валка при дроблении кокса сухого тушения (предварительная затяжка пружин амортизаторов  $X = 0,02$  м)



Рисунок Г.4. Перемещение нижнего неприводного валка при дроблении кокса сухого тушения (предварительная затяжка пружин амортизаторов  $X = 0,025$  м)



Рисунок Г.5. Перемещение верхнего неприводного валка при дроблении кокса сухого тушения (предварительная затяжка пружин амортизаторов  $X = 0,005$  м)



Рисунок Г.6. Перемещение верхнего неприводного валка при дроблении кокса сухого тушения (предварительная затяжка пружин амортизаторов  $X = 0,004$  м)

## ПРИЛОЖЕНИЕ Д

**АКТЫ ВНЕДРЕНИЯ, ИСПЫТАНИЙ И ОБОСНОВАНИЯ  
ЭКОНОМИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА ОТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ  
ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ В ПРОИЗВОДСТВЕ**



**ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ  
«ЮЖНЫЙ ГОРНО-МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС»  
ФИЛИАЛ № 1 «АЛЧЕВСКИЙ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ КОМБИНАТ»**

Утверждаю  
первый заместитель  
управляющего филиалом  
главный инженер  
**С. А. СБИТНЕВ**



"29" 12 2022 г.

**АКТ**

внедрения результатов исследований диссертационной работы  
Власенко Дмитрия Алексеевича на тему «Развитие научных основ и практика  
совершенствования конструкций дробильных машин и повышения  
эффективности процессов дробления хрупких материалов», представленной  
на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности  
05.02.13 – «Машины, агрегаты и процессы (по отраслям)»

Филиалу №1 ООО «Южный горно-металлургический комплекс» «Алчевский металлургический комбинат» переданы технические проекты усовершенствования зубчатых роторных, валковых и молотковых дробилок, разработанные на основании полученных в диссертационной работе Д. А. Власенко методов определения конструктивно-технологических и энергосиловых параметров, в том числе оценки надежности самих дробильных машин, а также их рабочих органов.

Результаты исследований в виде усовершенствованных конструкций рабочих органов, а именно: ротора дробилки ДО 1300-2700-61 шевронного типа, верхних рифленых валков дробилки ДЧГ 900×700 с обоснованными конструктивными параметрами сетки, молотков дробилки ДМРиЭ 14,5×13 с фиксацией ряда на дополнительной оси, а также методов расчета конструктивных параметров рабочих органов и энергосиловых характеристик привода

дробильных машин данного типа прошли промышленные испытания и внедрены в условиях агломерационного производства.

Промышленное использование рабочих органов дробилок новой конструкции, а также новых и усовершенствованных методов расчета дробильных машин, позволит повысить производительность дробления шихтовых материалов и агломерата, увеличить срок службы рабочих органов и снизить энергоемкость процессов дробления.

Экономический эффект от внедрения предложенных в диссертации Д. А. Власенко проектно-конструкторских решений по усовершенствованию дробильного оборудования в условиях агломерационного цеха Филиала № 1 АМК ООО «ЮГМК» составил 98,7 млн. руб.

И. о. начальника  
агломерационного цеха  
Филиала № 1 ООО «ЮГМК» «АМК»



С. В. Пьянков

Экономист  
агломерационного цеха  
Филиала № 1 ООО «ЮГМК» «АМК»



С. П. Михайленко



**ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ  
«ЮЖНЫЙ ГОРНО-МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС»  
ФИЛИАЛ № 1 «АЛЧЕВСКИЙ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ КОМБИНАТ»**

Утверждаю  
первый заместитель  
управляющего филиалом-  
главный инженер  
**С. А. СБИТНЕВ**



2022 г.

**АКТ**

**О проведении производственных испытаний**

Комиссия в составе начальника агломерационного цеха С. В. Пьянкова, заместителя начальника агломерационного цеха по технологии и подготовке шихты В. А. Брехунова, соискателя ученой степени д-ра техн. наук Д. А. Власенко составила настоящий акт о проведении производственных испытаний усовершенствованных дробилок ДО 1300-2700-61, ДЧГ 900×700, ДМРиЭ 14,5×13.

Установлено, что:

- 1) В процессе дробления агломерата в дробилке ДО 1300-2700-61 с ротором нелинейного типа в дробленном продукте отсутствуют крупные куски, превышающие своими размерами верхний предел требуемой фракции; количество возврата увеличилось на 2...4 %; обеспечивается снижение количества отсевов при классификации агломерата на тракте подачи шихтовых материалов доменной печи № 1 Филиала № 1 «АМК» ООО «ЮГМК» на 6...7 %. При этом установлено, что при использовании новой конструкции ротора наблюдается снижение износа зубьев звездочек в 1,2 раза и колосников в 1,9 раза. На основании исследований энергосиловых параметров дробилки обосновано использование в приводе электродвигателя мощностью порядка 30 кВт.
- 2) Использование четырехвалковой дробилки ДЧГ 900×700 с усовершенствованной конструкцией верхних валков в процессе фракционной подготовки твердого топлива позволило снизить в дробленном коксе сухого тушения содер-

жание мелких фракций 0...0,5 и 0,5...1 мм в 1,8 и 1,2 раза соответственно, а при фракционной подготовке отсевов кокса доменного удалось достичь снижения содержания мелких фракций 0...1 мм в 1,2...1,3 раза и практически отсутствия крупных фракций 4...5 мм, увеличить ресурс нижних валков в 1,14 раза, верхних – в 1,31 раза, металлоконструкций кожухов и уплотнений валков – в 1,08 раза. На основании исследований энергосиловых параметров дробилки обосновано использование в приводах электродвигателей с меньшими показателями мощности: для нижних валков порядка 30 кВт; для верхних – 20 кВт.

3) В результате промышленных испытаний усовершенствованной молотковой дробилки ДМРиЭ 14,5×13 установлено, что использование в качестве ударного рабочего органа усовершенствованной конструкции молотков с фиксацией четырех центральных молотков в ряду ротора с помощью дополнительной оси фактически не сказалось на эффективности процесса дробления и технико-эксплуатационных показателях дробильной машины. Установлено, что средняя степень дробления известняка флюсового при использовании в дробилке молотков с фиксацией ряда с помощью дополнительной оси снизилась на 2,5 %, однако это не отобразилось на средней относительной производительности дробильной машины. Относительное количество отказов молотков в процессе эксплуатации молотковых дробилок до достижения предельного состояния рабочих органов по степени износа бойка для ранее используемой конструкции подвеса рабочих органов на оси подвеса ротора составило  $Q_1(t) = 0,087$ , для молотков усовершенствованной конструкции –  $Q_2(t) = 0,0006$ . Также установлено, что при использовании модернизированных рабочих органов при дроблении известняка флюсового в дробилке ДМРиЭ 14,5×13 наблюдается снижение степени износа рабочей поверхности отверстий для установки осей подвеса молотков в промежуточных и концевых дисках ротора в 1,1 раза. На основании исследований энергосиловых параметров дробилки установлено, что для условий процесса дробления известняка флюсового рекомендуется использовать двигатель привода мощностью порядка 400 кВт.

И. о. начальника  
агломерационного цеха



С. В. Пьянков

Заместитель начальника  
агломерационного цеха  
по технологии и подготовке шихты



В. А. Брехунов

Соискатель ученой степени  
д-ра техн. наук



Д. А. Власенко



**ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ  
«ЮЖНЫЙ ГОРНО-МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС»  
ФИЛИАЛ № 1 «АЛЧЕВСКИЙ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ КОМБИНАТ»**

Утверждаю  
первый заместитель  
управляющего филиалом-  
главный инженер  
С. А. СБИТНЕВ



12 2022 г.

### РАСЧЁТ

экономического эффекта от внедрения результатов исследований диссертационной работы Власенко Дмитрия Алексеевича на тему «Развитие научных основ и практика совершенствования конструкций дробильных машин и повышения эффективности процессов дробления хрупких материалов», представленной на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.02.13 – «Машины, агрегаты и процессы (по отраслям)»

Экономическая эффективность при внедрении новой конструкции ротора в дробилке ДО-1300-2700-61 получена за счет снижения капитальных вложений и удельных энергозатрат в процессе подготовки агломерата дроблением и увеличением срока службы сменного оборудования дробилки.

Определение годового экономического эффекта от реализации мероприятий рассчитывается по формуле:

$$Э_r = N_{ам} (C_1 - C_2),$$

где  $N_{ам}$  – количество агломерационных машин, шт.;

$C_1$  – годовые затраты на процесс фракционной подготовки агломерата для одной агломерационной машины до проведения мероприятий, руб.;

$C_2$  – годовые затраты на процесс дробления агломерата в дробилке с использованием новой конструкции ротора (для одной агломашин), руб.

Годовые затраты на процесс дробления агломерата в дробилке при внесении конструктивных изменений:

$$C_i = C_{Oi} + C_{Эi},$$

где  $C_{Oi}$  – годовые затраты на изготовление и приобретение оборудования дробилки, срок эксплуатации которого зависит от конструкции ротора:

$$C_{Oi} = C_{OPI} + C_{OФi} + C_{OKi},$$

где  $C_{OPi}$  – годовые затраты на изготовление звездочек и ремонт ротора, руб.;

$C_{Э0i}$  – годовые затраты на ремонт, техническое обслуживание и приобретение электрооборудования дробилки, руб.;

$C_{OFi}$  – годовые затраты на изготовление и приобретение футеровки приемного стола, руб.;

$C_{OKi}$  – годовые затраты на изготовление и приобретение колосников, руб.;

$C_{Эi}$  – годовые затраты электроэнергии, руб.:

$$C_{Эi} = P_{\phi} N_{\text{дв}i} E_{Э},$$

где  $P_{\phi}$  – фактическое время работы дробилки в год, дробилка×час;

$N_{\text{дв}i}$  – потребляемая электродвигателем привода дробилки ДО-1300-2700-61 мощность, кВт;

$E_{Э}$  – стоимость электроэнергии, руб./кВт.

Основные эксплуатационно-экономические показатели дробилки ДО-1300-2700-61 в процессе дробления агломерата до и после ее модернизации в условиях агломерационного цеха Филиала № 1 АМК ООО «ЮГМК» представлены в таблице 1.

Таблица 1. Эксплуатационно-экономические показатели работы дробилки ДО-1300-2700-61 (для одной агломашины)

Наименование показателей	Показатели до внедрения	Показатели после внедрения новой конструкции ротора
Производство агломерата в год $Q_{Г}$ , тыс. т.	5000,0*	
Мощность двигателя дробилки $N_{E}$ , кВт	45,0	30,0
Стоимость эл. энергии $E_{Э}$ , руб/кВт×час	4,91	
Фактическое время работы дробилки в год (с учетом установленной нормы простоев) $P_{\phi}$ , час	7884,1	
Годовая стоимость потребляемой дробилкой электроэнергии $C_{Эi}$ , млн. руб.	$C_{Э1}$	$C_{Э2}$
	1,742	1,161
Годовые затраты на изготовление и приобретение:		
электрооборудования $C_{ЭПi}$ , млн. руб.	$C_{Э01}$	$C_{Э02}$
	0,051	0,041
ротора $C_{OP}$ , млн. руб.	$C_{OP1}$	$C_{OP2}$
	6,022	5,245
футеровки приемного стола $C_{OF}$ , млн. руб.	$C_{OF1}$	$C_{OF2}$
	0,622	0,903
колосников $C_{OK}$ , млн. руб.	$C_{OK1}$	$C_{OK2}$
	9,257	4,912
итого $C_{O}$ , млн. руб.	$C_{O1}$	$C_{O2}$

	15,952	11,1
Годовые затраты по изменившимся статьям затрат $C_i$ , млн. руб.	$C_1$	$C_2$
	17,694	12,263

\* – проектная мощность агломерационного цеха.

Годовой экономический эффект от внедрения усовершенствованных роторных дробилок ДО-1300-2700-61 составил:

$$\mathcal{E}_r = 6(17,694 - 12,263) = 32,587 \text{ млн. руб.}$$

Экономическая эффективность внедрения усовершенствованной дробилки ДЧГ 900×700 получена за счет снижения расходов на приобретение оборудования, удельных энергозатрат в процессе фракционной подготовки твердого топлива дроблением и увеличения срока службы рабочих узлов и механизмов дробилки.

Определение годового экономического эффекта от реализации мероприятий по усовершенствованию четырехвалковых дробилок рассчитывалась по формуле:

$$\mathcal{E}_r = N_{в.др} (C_1 - C_2),$$

где  $N_{в.др}$  – количество четырехвалковых дробилок, шт.;

$C_1$  – годовые затраты на фракционную подготовку твердого топлива в производстве агломерата до проведения мероприятий по усовершенствованию конструкции четырехвалковой дробилки (в расчете учитывались только изменившиеся статьи затрат), руб.;

$C_2$  – годовые затраты на фракционную подготовку твердого топлива в условиях агломерационного производства после усовершенствования четырехвалковой дробилки (в расчете учитывались только изменившиеся статьи затрат), руб.

Годовые затраты на процесс фракционной подготовки твердого топлива в дробилке, зависящие от конструкции верхних валков дробилки, определялись как:

$$C_i = C_{ЭОi} + C_{Оi} + C_{Эi},$$

где  $C_{ЭОi}$  – годовые затраты на ремонт и приобретение электрооборудования оборудования дробилки, руб.;

$C_{Оi}$  – годовые затраты на изготовление и приобретение оборудования дробилки, срок эксплуатации которого зависит от конструкции ротора:

$$C_{Оi} = C_{ОВVi} + C_{ОНVi} + C_{ОМi},$$

где  $C_{ОВVi}$  – годовые затраты на ремонт верхних валков дробилки с учетом приобретения и изготовления сменного оборудования (бандажей, подшипников, муфт), руб.;

$C_{ОНVi}$  – годовые затраты на ремонт нижних валков с учетом приобретения и изготовления сменного оборудования (бандажей, подшипников, муфт), руб.;

$C_{ОМi}$  – годовые затраты на изготовление и приобретение металлоконструкций кожухов и уплотнений верхних и нижних валков дробилки, руб.;

$C_{Э}$  – годовые затраты электроэнергии на процесс дробления твердого топлива, руб.:

$$C_{Э} = P_{\phi}(N_{Нл} + N_{Вл})E_{Э},$$

где  $P_{\phi}$  – фактическое время работы дробилки в год, дробилка×час;

$N_{Нл}$ ,  $N_{Вл}$  – потребляемая электродвигателями приводов нижних и верхних валков четырехвалковой дробилки мощность, соответственно, кВт;

$E_{Э}$  – стоимость электроэнергии, руб./кВт.

Основные эксплуатационно-экономические показатели дробилки ДЧГ 900×700 в процессе фракционной подготовки твердого топлива в условиях агломерационного цеха Филиала № 1 АМК ООО «ЮГМК» представлены в таблице 2.

Таблица 2. Техничко-экономические показатели дробилки ДЧГ 900×700 при фракционной подготовке твердого топлива

Наименование показателей	Показатели до внедрения	Показатели после внедрения новой конструкции верхних валков
Мощность электродвигателей приводов нижних валков дробилок $N_{Нл}$ , кВт	45,0	30,0
Мощность электродвигателей приводов верхних валков дробилок $N_{Вл}$ , кВт	45,0	20,0
Стоимость электроэнергии $E_{Э}$ , руб/кВт×час	4,91	
Фактическое время работы одной дробилки в год (при проектной мощности агломерационного цеха с учетом нормы простоев) $P_{\phi}$ , дробилка×час	4927,5	
Стоимость потребляемой электроэнергии в год одной дробилкой $C_{Э}$ , млн. руб.	$C_{Э1}$	$C_{Э2}$
	2,661	1,479
Годовые затраты на ремонт, изготовление и приобретение:		
электрооборудования $C_{ЭП}$ , млн. руб.	$C_{ЭП1}$	$C_{ЭП2}$
	0,163	0,079
верхних валков $C_{ОВВ}$ , млн. руб.	$C_{ОВВ1}$	$C_{ОВВ2}$
	10,117	3,903
нижних валков $C_{ОНВ}$ , млн. руб.	$C_{ОНВ1}$	$C_{ОНВ2}$
	9,316	8,196
металлоконструкций кожухов и уплотнений $C_{ОМ}$ , млн. руб.	$C_{ОМ1}$	$C_{ОМ2}$
	0,306	0,283
итого $C_{О}$ , млн. руб.	$C_{О1}$	$C_{О2}$
	19,901	12,46
Годовые затраты по изменившимся статьям затрат $C_i$ , млн. руб.	$C_1$	$C_2$
	22,563	13,939

Годовой экономический эффект от внедрения усовершенствованных четырехвалковых дробилок ДЧГ 900×700 составил:

$$\mathcal{E}_Г = 5(22,563 - 13,939) = 43,119 \text{ млн. руб.}$$

где  $N_{др}$  – количество дробилок, находящихся в постоянной эксплуатации при производстве агломерационного цеха согласно проектным показателям, шт.

Экономический эффект от внедрения усовершенствованной конструкции молотков в молотковой дробилке ДМРиЭ 14,5×13 получен за счет снижения расходов на приобретение сменного оборудования, удельных энергозатрат в процессе фракционной подготовки агломерационных флюсов дроблением и увеличением срока службы рабочих узлов дробильной машины.

Определение годового экономического эффекта от реализации мероприятий по усовершенствованию молотковых дробилок рассчитывался по формуле:

$$\mathcal{E}_Г = N_{м.др} (C_1 - C_2),$$

где  $N_{м.др}$  – количество молотковых дробилок, шт.;

$C_1$  – годовые затраты на фракционную подготовку известняка флюсового в производстве агломерата, зависящие от конструктивных особенностей молотков, до проведения мероприятий по усовершенствованию конструкции дробилки, руб. (в расчете учитывались только изменившиеся статьи затрат);

$C_2$  – годовые затраты на фракционную подготовку известняка флюсового в условиях агломерационного производства, зависящие от конструкции молотков, с использованием новой конструкции рабочих органов дробилки, руб. (в расчете учитывались только изменившиеся статьи затрат).

Годовые затраты на процесс дробления известняка флюсового в молотковой дробилке, зависящие от конструкции молотков, определялись как:

$$C_i = C_{ЭОi} + C_{Оi} + C_{Эi},$$

где  $C_{ЭОi}$  – годовые затраты на ремонт и приобретение электрооборудования оборудования дробилки, руб.;

$C_{Оi}$  – годовые затраты на изготовление и приобретение оборудования дробилки, срок эксплуатации которого зависит от конструкции молотков:

$$C_{Оi} = C_{ОМi} + C_{ОРi},$$

где  $C_{ОМi}$  – годовые затраты на изготовление молотков, руб.;

$C_{ОРi}$  – годовые затраты на ремонт и изготовление роторов, руб.;

$C_{Эi}$  – годовые затраты электроэнергии на процесс фракционной подготовки агломерационных флюсов, руб.:

$$C_{Эi} = P_{ф} N_{двi} E_{Э},$$

где  $P_{ф}$  – фактическое время работы дробилки в год, дробилка×час;

$N_{двi}$  – потребляемая электродвигателем молотковой дробилки мощность, кВт;

$E_{Э}$  – стоимость электроэнергии, руб./кВт.

Основные эксплуатационно-экономические показатели молотковой дробилки ДМРиЭ 14,5×13 в процессе фракционной подготовки известняка флюсового в

условиях агломерационного цеха Филиала № 1 АМК ООО «ЮГМК» представлены в таблице 3.

Таблица 3. Техничко-экономические показатели дробилки ДМРиЭ 14,5×13 при фракционной подготовке известняка флюсового

Наименование показателей	Показатели до внедрения	Показатели после внедрения новой конструкции молотков
Мощность электродвигателей приводов молотковой дробилки $N_{EI}$ , кВт	500,0	400,0
Стоимость электроэнергии $E_3$ , руб/кВт×час	4,91	
Фактическое время работы одной дробилки в год (при проектной мощности агломерационного цеха с учетом нормы простоев) $P_{\Phi}$ , дробилка×час	8030	
Стоимость потребляемой электроэнергии в год одной дробилкой $C_{Э1}$ , млн. руб.	$C_{Э1}$	$C_{Э2}$
	98,568	78,855
Годовые затраты на изготовление и приобретение:		
электрооборудования $C_{ЭП}$ , млн. руб.	$C_{ЭП1}$	$C_{ЭП2}$
	2,166	1,756
молотков $C_{OM}$ , млн. руб.	$C_{OM1}$	$C_{OM2}$
	40,322	37,763
роторов $C_{OP}$ , млн. руб.	$C_{OP1}$	$C_{OP2}$
	2,813	2,477
итого $C_{OI}$ , млн. руб.	$C_{OI1}$	$C_{OI2}$
	45,301	41,996
Годовые затраты по изменившимся статьям затрат $C_I$ , млн. руб.	$C_1$	$C_2$
	143,859	120,851

Годовой экономический эффект от внедрения усовершенствованных молотковых дробилок ДМРиЭ 14,5×13 в условиях агломерационного цеха составил:

$$Э_r = 5(143,859 - 120,851) = 23,018 \text{ млн. руб.}$$

Суммарный годовой экономический эффект от внедрения усовершенствованных дробилок ДО-1300-2700-61, ДЧГ 900×700 и ДМРиЭ 14,5×13 в условиях агломерационного цеха Филиала № 1 АМК ООО «ЮГМК» составил 98,724 млн. руб.

Начальник  
агломерационного цеха



С. В. Пьянков

Экономист  
агломерационного цеха



С. П. Михайленко



### ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАКЛЮЧЕНИЕ

результатов диссертационной работы Власенко Дмитрия Алексеевича, представленной на соискание ученой степени доктора технических наук

Комиссия в составе: Главный инженер Федоренко Д.В., Начальник ПТО Федоренко А.В., начальник агломерационного цеха Голиков С.Э. составила настоящее заключение о том, что результаты диссертационной работы Власенко Дмитрия Алексеевича «Разработка комплекса научно-технических решений по повышению эффективности процессов дробления хрупких материалов в дробильно-измельчительных машинах», представленной на соискание ученой степени доктора технических наук, рекомендованы к внедрению в условиях агломерационного цеха АО «Тулачермет».

Агломерационному цеху АО «Тулачермет» переданы технические проекты по усовершенствованию конструкций дробильно-измельчительных машин, используемых при фракционной подготовке шихтовых материалов и готовой продукции в агломерационном производстве, разработанные на основании результатов, полученных в диссертационной работе Д.А. Власенко, а именно:

- ротора роторной зубчатой дробилки агломерата с нелинейным расположением зубьев звездочек;
- верхних рифленых валков четырехвалковой дробилки с обоснованными конструктивными параметрами сетки на рабочей поверхности валков;
- молотков молотковой роторной дробилки с фиксацией их ряда на дополнительной оси.

Производственно-техническому отделу АО «Тулачермет» переданы методы расчета энергосиловых параметров приводов роторных зубчатых, валковых и молотковых дробильных машин, представленные в диссертационной работе Власенко Д.А.

Вышеуказанные мероприятия по усовершенствованию конструкций дробильно-измельчительных машин и предложенные методы расчета их конструктивно-технологических и энергосиловых параметров в совокупности позволяют:

- снизить количество отсевов агломерата при его классификации в доменном производстве, повысить ресурс зубьев звездочек и колосников, а также обосновать использование электродвигателей в приводах зубчатых роторных дробилок агломерата меньшей мощности;
- уменьшить в дробленом твердом топливе содержание мелких фракций 0...1,0 мм, увеличить срок службы нижних и верхних валков, а также использовать в приводах четырехвалковых дробилок электродвигатели с меньшей требуемой мощностью;
- повысить удельную производительность и выход годного при дроблении агломерационных флюсов, а также снизить номинальную мощность электродвигателя привода молотковых роторных дробилок.

Ожидаемый экономический эффект мероприятий, представленных в диссертационной работе Власенко Дмитрия Алексеевича, составит 67,5 млн. руб.

Начальник ПТО

А.В. Федоренко

## ПРИЛОЖЕНИЕ Е

**СПРАВКИ ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ В УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ И НАУЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ**

Диссертационный совет  
24.2.324.04 при МГТУ  
им. Г.И. Носова

**СПРАВКА**

о внедрении в учебный процесс результатов исследований диссертационной работы Власенко Дмитрия Алексеевича «Разработка комплекса научно-технических решений по повышению эффективности процессов дробления хрупких материалов в дробильно-измельчительных машинах», представленной на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 2.5.21 – «Машины, агрегаты и технологические процессы»

Результатом исследований стали разработанные автором расчетные алгоритмы, методы и математические модели для определения энергосиловых параметров процесса дробления материала, а также конструктивно-технологических параметров различных типов дробилок и измельчителей. Разработанные мероприятия направлены на снижение энергоемкости, улучшение качества готовой продукции, повышение производительности дробильно-измельчительных машин и надежности их рабочих органов, узлов и механизмов. Теоретические и практические разработки диссертационной работы Власенко Д.А. используются в учебном процессе в материалах лекций, лабораторных и практических работ по дисциплинам «Аглодомное оборудование», «Современные металлургические производства», при выполнении научно-исследовательских и выпускных квалификационных работ в процессе подготовки обучающихся по направлениям 15.03.02 и 15.04.02 «Технологические машины и оборудование», на кафедре «Металлургическое оборудование». На основании разработанного в диссертации Власенко Д.А. комплекса научно-технических решений в ФГБОУ ВО «ЛГТУ» издано учебное пособие «Дробильное оборудование предприятий черной металлургии. Конструкция и расчет», предназначенное для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки: 15.03.02, 15.04.02.

Проректор по учебной работе  
ФГБОУ ВО «ЛГТУ»,  
д-р филос. наук, доцент

Заведующий кафедрой  
«Металлургическое оборудование»,  
канд. физ.-мат. наук, доцент



Полякова И.П.

Харитоненко А.А.



Диссертационный совет  
24.2.324.04 при МГТУ  
им. Г.И. Носова

### СПРАВКА

о внедрении в учебный процесс

результатов исследований диссертационной работы Власенко Дмитрия Алексеевича на тему «Разработка комплекса научно-технических решений по повышению эффективности процессов дробления хрупких материалов в дробильно-измельчительных машинах», представленной на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 2.5.21 – «Машины, агрегаты и технологические процессы»

Результаты диссертационного исследования Власенко Дмитрия Алексеевича, а именно разработанные расчетные алгоритмы, методы и математические модели направлены на повышение эффективности дробильно-измельчительных машин. Отдельные положения диссертации, представленной на соискание ученой степени доктора технических наук, внедрены в учебный процесс в качестве методического материала по дисциплинам «Расчет и конструирование технологического оборудования», «Надежность и долговечность технологического оборудования», «Моделирование технологических процессов», «Исследование и испытания машин и оборудования», «Технология современного технологического оборудования». Научно-технические решения диссертационной работы Власенко Д.А. используются обучающимся при выполнении курсовых, научно-исследовательских, выпускных квалификационных и магистерских работ по направлениям подготовки 15.03.01 и 15.04.01 «Машиностроение».

Врио директора Северодонецкого  
технологического института, филиала  
ФГБОУ ВО «ЛГУ им. В. Даля»  
канд. техн. наук, доцент



Заведующий кафедрой  
«Машиностроения и строительства»  
канд. техн. наук

Ткачев Р.Ю.

Шабрацкий С.В.