

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

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Липецк – 2026

Работа выполнена в ФГБОУ ВО «Липецкий государственный технический университет».

Научный консультант: доктор технических наук, профессор
ЕРОНЬКО Сергей Петрович,
ФГБОУ ВО «Донецкий национальный технический университет» (г. Донецк),
профессор кафедры механического оборудования заводов черной металлургии им. проф. В.Я. Седуша

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
НИКИТИН Александр Григорьевич,
ФГБОУ ВО «Сибирский государственный индустриальный университет» (г. Новокузнецк),
профессор кафедры механики и машиностроения

доктор технических наук, профессор
БОГДАНОВ Василий Степанович,
ФГБОУ ВО «Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова»
(г. Белгород), профессор кафедры механического оборудования

доктор технических наук, профессор
ЛАГУНОВА Юлия Андреевна,
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет» (г. Екатеринбург),
заведующий кафедрой горных машин и комплексов

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Северо-Кавказский горно-металлургический институт (Государственный технологический университет)»

Защита состоится «15» октября 2026 года в 14:00 на заседании диссертационного совета 24.2.324.04 на базе ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова» по адресу: Россия, 455000, г. Магнитогорск, пр. Ленина, 38, ауд. 233 (конференц-зал).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова» и на сайте <http://www.magtu.ru>.

Автореферат разослан «_____» _____ 2026 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета 24.2.324.04



Е.Ю. Звягина

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

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 металлургических 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., Бау-

ман 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 дробильно-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 валька, 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 валька 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 сферической 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 достижений 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 бандаж, 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 материальных 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.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Первая глава посвящена анализу влияния фракционного состава различных сырьевых компонентов на технико-экономические показатели агломерационного процесса, исследованию конструктивных особенностей зубчатых роторных, валковых и молотковых дробилок, методов, методик и зависимостей для определения их основных эксплуатационных, конструктивно-технологических и энергосиловых параметров.

На основании анализа условий реализации дробильно-измельчительных процессов и конструктивно-технологических особенностей дробильных машин усовершенствована их классификация, а также предложена классификация роторных зубчатых дробилок (как отдельного класса), основанные на разделении по конструктивным признакам, как самих дробильно-измельчительных машин, так и их рабочих органов.

Вторая глава посвящена выбору, разработке и описанию методик экспериментальных исследований и верификации результатов математического описания процессов дробления в различных типах дробильно-измельчительных машинах.

Для обоснования неправильной формы кусковых материалов усовершенствован метод определения характерной формы с учетом габаритных и средних размеров граней куска.

С целью верификации аналитического метода определения силы, необходимой для разрушения хрупких анизотропных материалов сфероидной формы, проведено моделирование процесса разрушения твердотельных моделей деформацией одноосного сжатия конечно-элементным методом в программном комплексе Ansys Workbench (рис. 1).

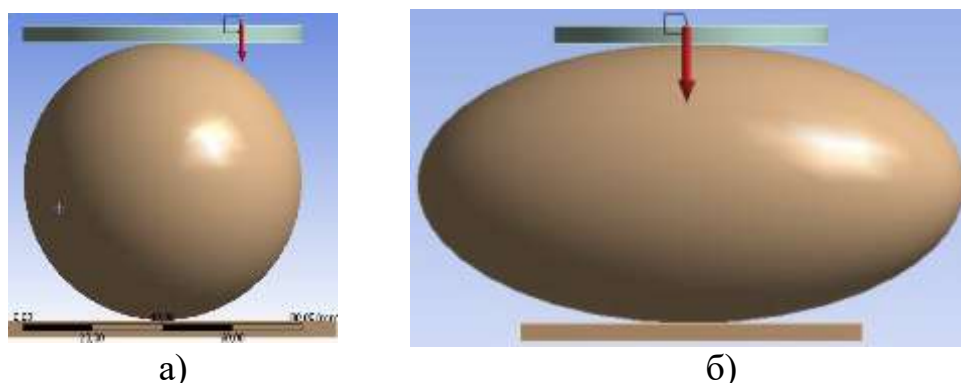


Рисунок 1. Схемы нагружения моделей в Ansys Workbench

При исследовании модель куска материала в форме шара (рис. 1, а) радиусом $0,01...0,05$ м и эллипсоида (рис. 1, б) с коэффициентом сжатия 2,0 и длиной малой полуоси $0,01...0,05$ м нагружались до момента, при котором исследуемое тело разрушалось, при этом фиксировалось распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в «опасном» сечении, продольная деформация образца и значение приложенной силы.

Для подтверждения адекватности математической модели процесса разрушения хрупких анизотропных материалов характерной формы проведен ряд лабораторных исследований процесса разрушения образцов параллелепипедной, цилиндрической и сфероидной формы. При испытании образцов (рис. 2, в) использовался пресс испытательный гидравлический П-10 (рис. 2, а) с самоустанавливающейся сфероидной опорой (рис. 2, б), обеспечивающей приложение нагрузки к образцу 98,1 кН.

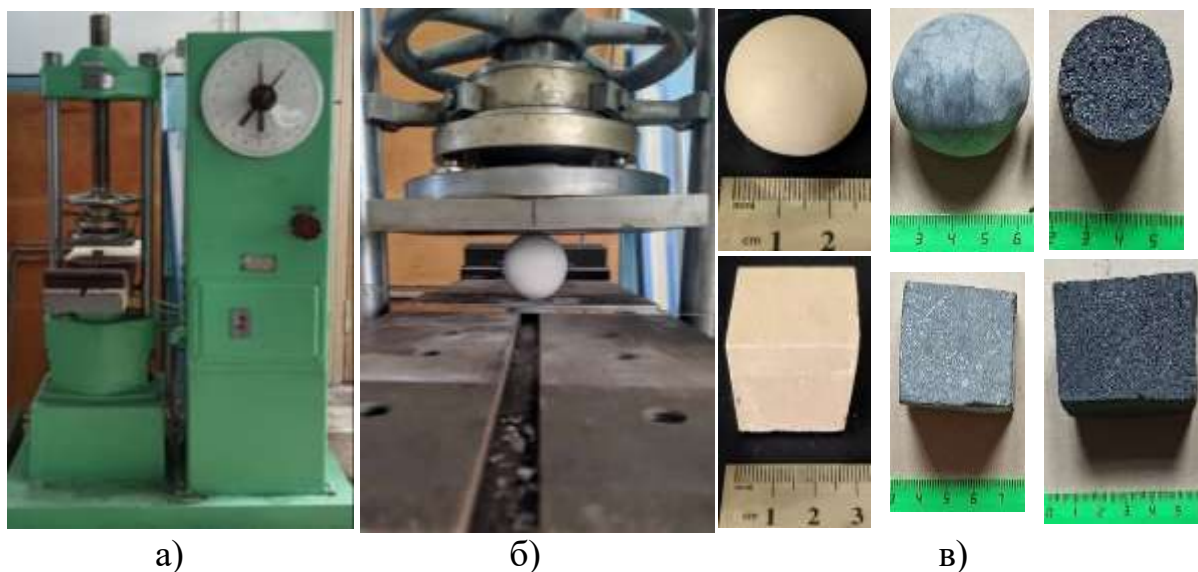


Рисунок 2. Гидравлический пресс П-10 (а), опора и схема размещения (б) образцов (в) для исследований процесса разрушения одноосным сжатием

При определении прочностных характеристик использовались стандартные методы определения пределов прочности горных пород при одноосном сжатии и растяжении, а также пределов прочности бетонов.

Для подтверждения адекватности метода определения энергосиловых параметров роторной зубчатой дробилки применялся лабораторный стенд (рис. 3, а), состоящий из физической модели дробилки (рис. 3, б) с рабочими органами линейного и нелинейного типа и контрольно-измерительного комплекса.

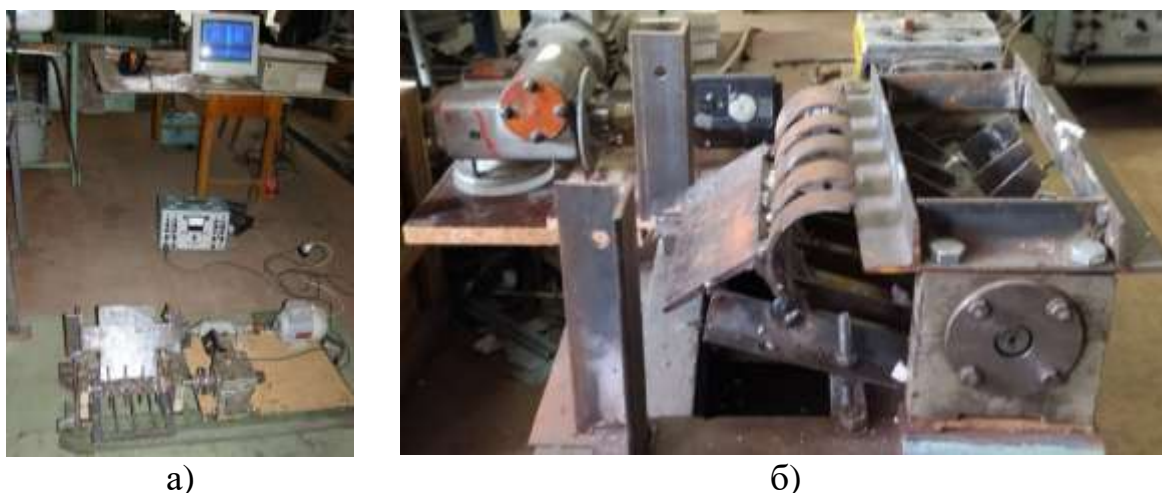


Рисунок 3. Лабораторный стенд (а) и физическая модель (б) для исследования энергосиловых параметров роторной зубчатой дробилки

Для экспериментального исследования захвата материала рифлеными валками использовалась физическая модель дробилки (рис. 4). Планирование эксперимента осуществлялось с помощью центрального композиционного ротатбельного униформпланирования второго порядка.

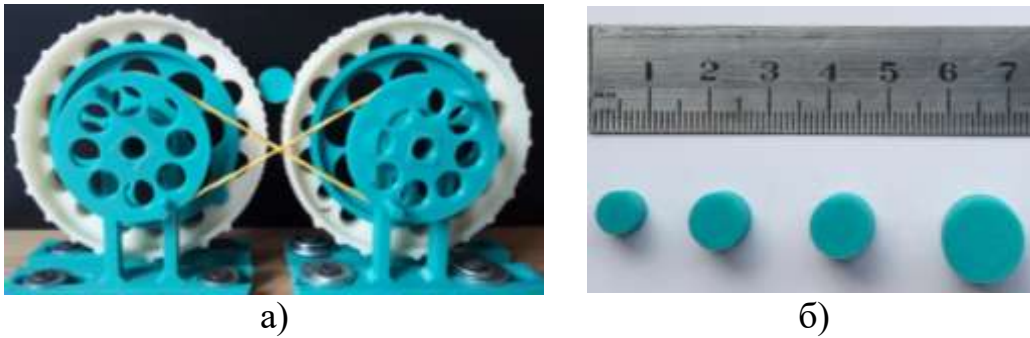


Рисунок 4. Установка (а) для определения условий захвата материала (б) рифлеными валками

При экспериментальных исследованиях в промышленных условиях агломерационного цеха «АМК» ООО «ЮГМК» использовались зубчатая роторная дробилка ДО-1300-2700-61 с линейным и нелинейным типами роторов (рис. 5), четырехвалковая дробилка ДЧГ 900×700 с гладкими и рифлеными валками (рис. 6) и молотковая дробилка ДМРиЭ 14,5×13 с различными способами подвеса молотков на роторе (рис. 7).

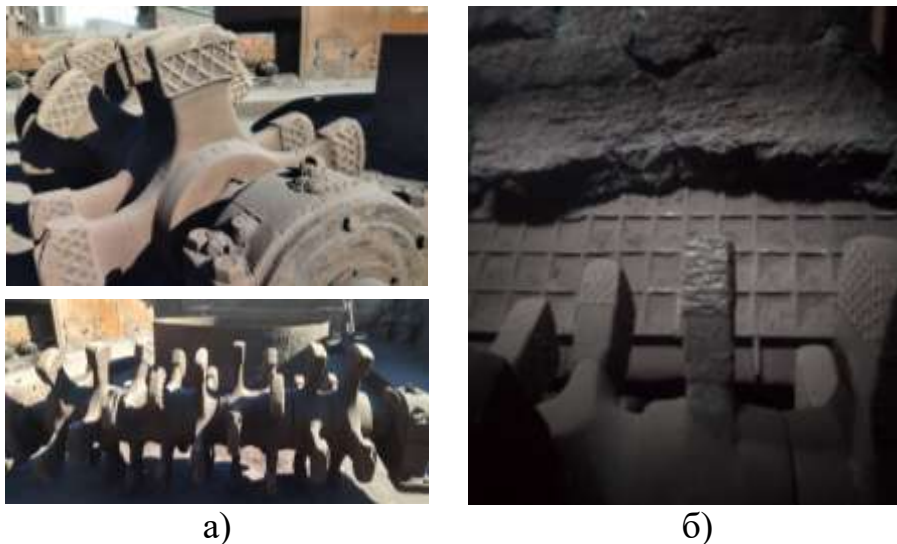


Рисунок 5. Ротор нелинейного типа (а), рабочее пространство (б) дробилки ДО-1300-2700-61

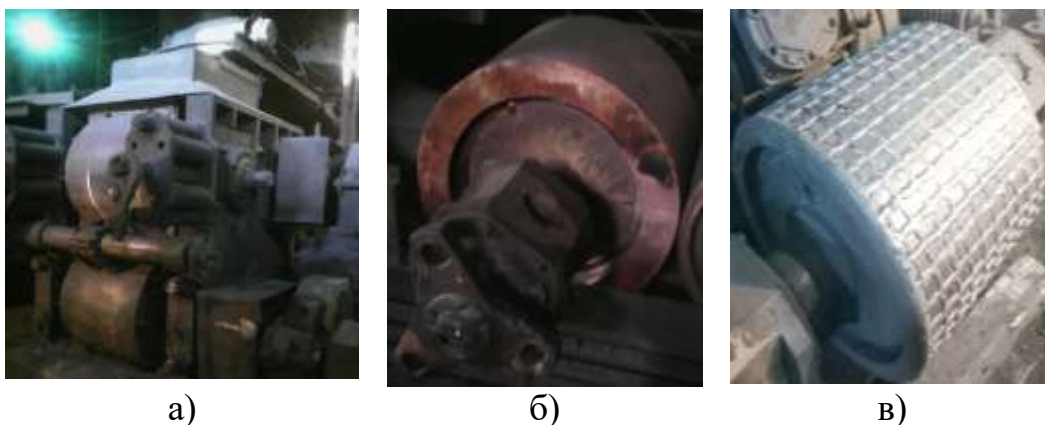


Рисунок 6. Дробилка ДЧГ 900×700 (а) с гладкими (б) и рифлеными (в) валками

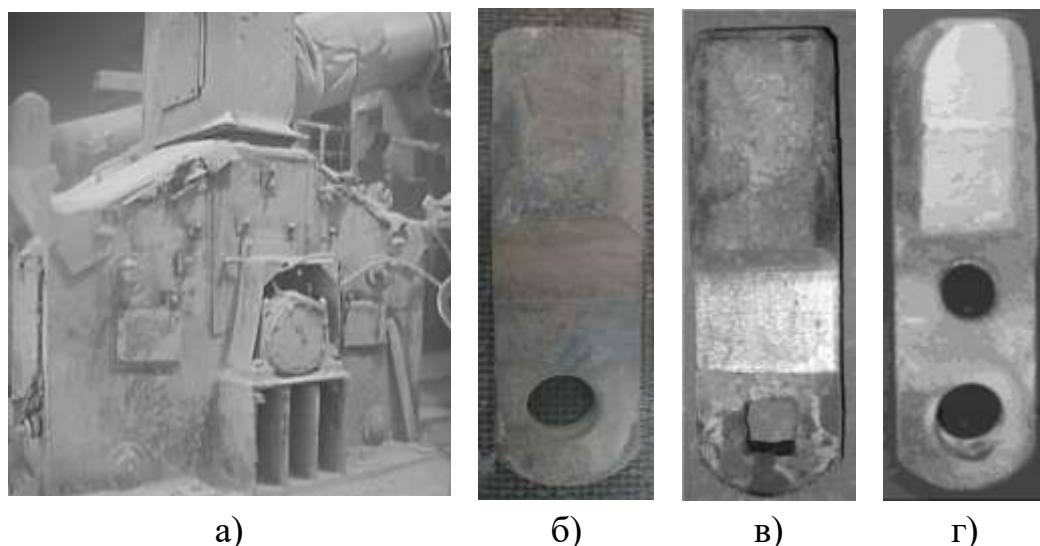


Рисунок 7. Дробилка ДМРиЭ 14,5×13 (а), молотки: без фиксации ряда (б); с фиксацией ряда на оси подвеса (в); с фиксацией ряда за счет дополнительной оси (г)

Относительная производительность дробилки определялась как:

$$Q_{y\partial} = \frac{Q_2}{Q_{np}}, \quad (1)$$

где Q_2 – масса годного, кг; Q_{np} – масса дробимого продукта, кг.

Фракционный состав кокса определялся с помощью сит с отверстиями 0,5...5,0 мм, агломерата – 5,0 и 10,0 мм, известняка – 3,0...13,0 мм.

Степень дробления определялась по зависимости:

$$i_{\partial p} = \frac{D_{cp} M}{\sum_i d_i m_i}, \quad (2)$$

где D_{cp} – средний размер перед дроблением, м; M – общая масса, кг; d_i , m_i – средний размер и масса i -ой фракции, соответственно м, кг.

Показатели надежности рабочих органов определялись из количества отказов до достижения предельного состояния по износу:

$$Q_i(t) = \frac{n_i}{N_i}, \quad (3)$$

где n_i – количество отказов по причине выхода из строя до наступления предельного износа, шт.; N_i – всего отказов, шт.

Предложен косвенный метод определения крутящего момента, основанный на измерении угловой скорости вала двигателя при нагрузке и дальнейшем расчете момента сопротивления с помощью уравнения движения:

$$\frac{2M_{\kappa}(1+S_{\kappa})}{S_{\kappa}\omega_0 + \frac{S_{\kappa}\omega_0}{\omega_0 - \dot{\varphi}} + 2S_{\kappa}} - M_{conp} = J'_{\Sigma}\ddot{\varphi}, \quad (4)$$

где M_k – максимальный крутящий момент двигателя, Нм; S_k – критическое скольжение; ω_0 – синхронная угловая скорость двигателя, рад/с; $\dot{\varphi}$ – угловая скорость вала двигателя, рад/с; $M_{сопр}$ – момент сопротивления, Нм; J'_Σ – приведенный момент инерции, кг×м²; $\ddot{\varphi}$ – угловое ускорение, рад/с².

Численным решением уравнения (4) относительно $\dot{\varphi}$ (при: $\varphi(0) = 0$; $\dot{\varphi}(0) = \omega_0$; $t_0 = 0$; $t = t_i$ (где t_i – время действия силы дробления, с)) является зависимость $M_{сопр}(\dot{\varphi})$.

Для измерения числа оборотов использовался прибор «Кварц 2» (рис. 8, а) с использованием лазерного отметчика КР-020-Л, схемы установки которого показаны на рисунке 8, б, в, г.

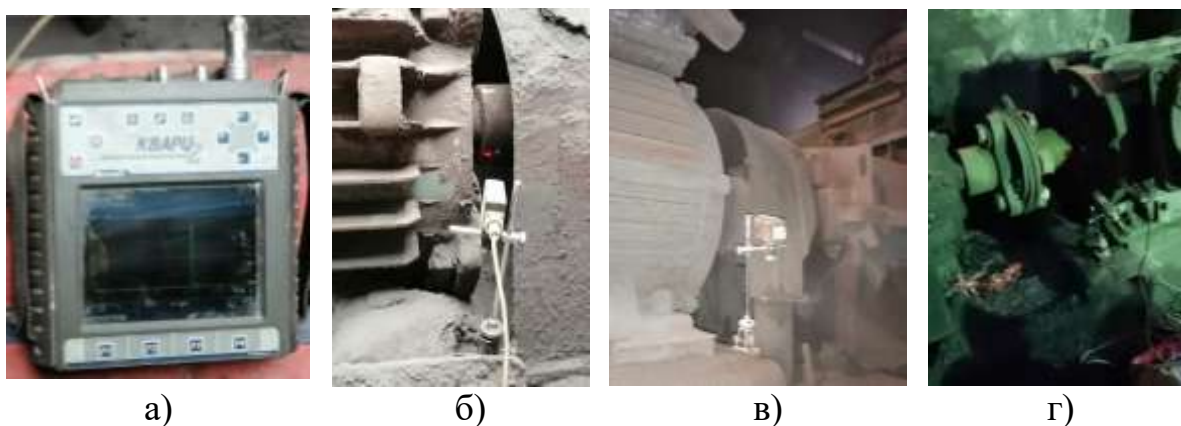


Рисунок 8. Прибор «Кварц 2» (а) и схемы установки отметчика (б, в, г)

Для исследования динамики молотка (рис. 9) конечно-элементным методом применялась программная система Ansys Workbench. Угол отклонения молотка определялся по результатам линейного перемещения точек на роторе и на внешней грани молотка по соответствующим радиусам.

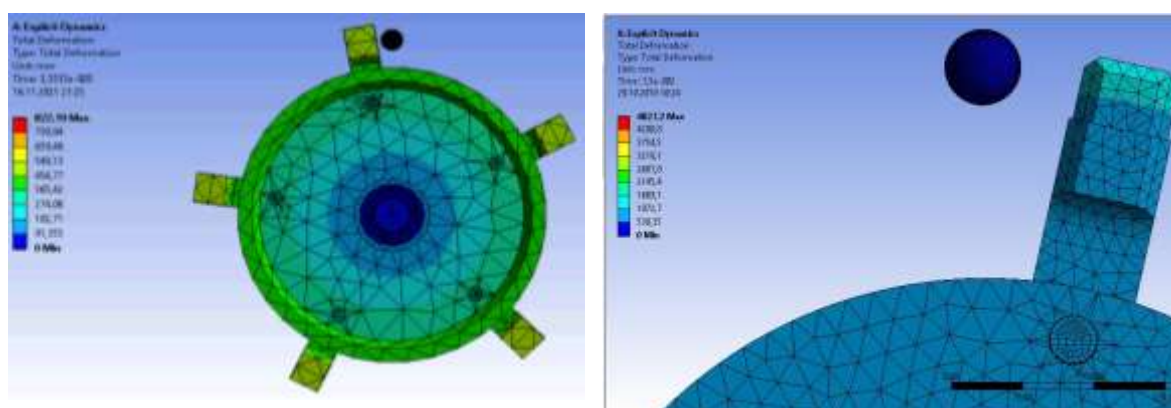


Рисунок 9. Моделирование ударного контакта молотка с материалом в Ansys Workbench

Для экспериментальных исследований динамики валковой дробилки с амортизационным разработана зависимость:

$$F_{др} = \frac{2Xk_{np} + \delta_\epsilon k_{np} + 2\mu_c g m_\epsilon}{2}, \quad (5)$$

где X – предварительный ход пружин, м; k_{np} – жесткость пружин, Н/м; δ_e – затяжка пружин, м; μ_c – коэффициент трения; m_e – масса валка, кг.

Для исследования перемещения валка использовался метод контроля и измерения вибрации на невращающихся частях с использованием прибора «Кварц 2» с датчиками вибрации АС-102-1А (рис. 10).

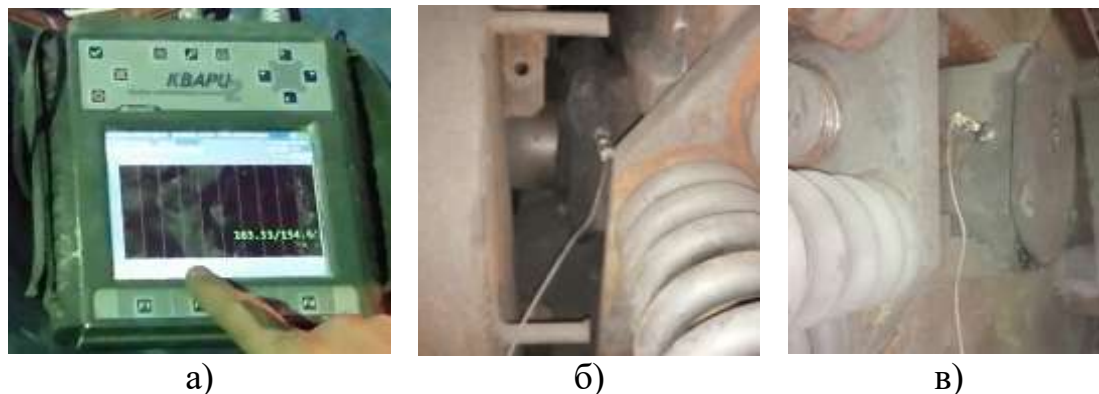


Рисунок 10. Прибор «Кварц 2» (а) и схема установки датчиков на опорах валков дробилки ДЧГ 900×700 (б, в)

В **третьей главе** для математического моделирования процесса разрушения хрупких материалов сфероидной формы, обладающих анизотропией прочностных свойств, деформацией одноосного сжатия проведен комплекс теоретических исследований с использованием закона Гука при ма-

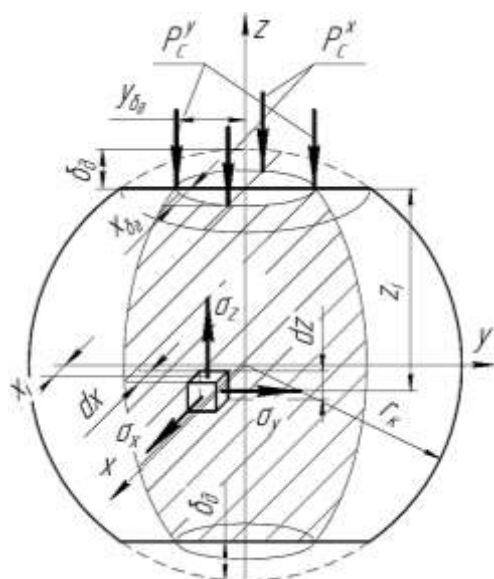


Рисунок 11. Схема нагружения сфероида при одноосном сжатии

рых деформациях; критерия прочности Кулона-Мора в терминах главных напряжений; задачи Буссинеска о распределении напряжений в упругом полупространстве от действия силы на граничной плоскости, а также физического, геометрического смысла и свойств кратных определенных интегралов.

Схема формирования напряжений в «опасном» сечении сфероида при сжатии представлена на рисунке 11.

Предложена закономерность силы, необходимой для разрушения хрупких анизотропных тел сфероидной формы одноосным сжатием:

$$\sigma_{эkv} = \frac{3}{\pi(S_k - S_\delta)} \int_{-r}^r \int_{r-\sqrt{r^2-x^2}}^r \left[\frac{P_p y_{\delta_0} z^2}{\sqrt{x^2 + y_{\delta_0}^2 + z^2}^5} - \frac{\sigma_p}{\sigma_{сж}} \frac{P_p z^3}{\sqrt{(x-x_{\delta_x})^2 + z^2}^5} \right] dz dx \geq \sigma_p, \quad (6)$$

где S_{κ} – площадь «опасного» сечения, м²; S_{δ} – площадь зоны деформации «опасного» сечения, м²; r_{κ} – радиус «опасного» сечения, м; x_{δ_0} , y_{δ_0} – расстояния до центра приложения сосредоточенных сил, м; $\sigma_{сж}$, σ_p – пределы прочности на сжатие и растяжение, соответственно, МПа.

Таблица 1. Зависимости для расчета параметров шара и эллипсоида

Параметр	Зависимости	
	для шара	для эллипсоида
Радиус площадки контакта, м	$r_{\delta} = \sqrt{2r_{\kappa}\delta_0 - \delta_0^2}$	$r_a = \frac{a_3 \sqrt{2a_3\delta_0 - \delta_0^2}}{b_3} *$
		$r_b = \sqrt{2a_3\delta_0 - \delta_0^2} **$
Площадь зоны деформации, м ²	$S_{n.д.ш} = \pi (2r_{\kappa}\delta_0 - \delta_0^2)$	$S_{n.д.э} = \frac{\pi a_3 (2b_3\delta_0 - \delta_0^2)}{b_3} *$
Площадь сектора площадки деформации, м ²	$S'_{n.д.ш} = \frac{\pi r_{\delta}^2}{4}$	$S_{n.д.э} = \frac{\pi a_3 (2b_3\delta_0 - \delta_0^2)}{4b_3} **$
Координаты приложений сил, м	$x_{\delta_0} = y_{\delta_0} = \frac{4\sqrt{2} r_{\delta}}{3\pi}$	$y_{\delta_0} = \frac{\sqrt{2} a_3 b_3^2}{6 \int_0^{\frac{\sqrt{2}}{2} b_3} (\sqrt{b_3 - x} \sqrt{b_3 + x - x}) dx} *$
		$x_{\delta_0} = \frac{\sqrt{2} b_3 a_3^2}{6 \int_0^{\frac{\sqrt{2}}{2} a_3} (\sqrt{a_3 - x} \sqrt{a_3 + x - x}) dx} **$
Площадь «опасного» сечения, м ²	$S_{\kappa} = \pi r_{\kappa}^2$	$S_{\kappa} = \pi b_3^2$
Площадь деформированной зоны «опасного» сечения, м ²	$S_{\delta} = \frac{r_{\kappa}^2}{2} (\alpha_0 - \sin \alpha_0)$	$S_{\delta} = \int_{-a_3}^{a_3} \left(\frac{b_3 \sqrt{a_3 - x} \sqrt{a_3 + x}}{a_3} - b_3 + \delta_0 \right) dx$
Центральный угол сектора площадки деформации, рад	$\alpha_0 = \arccos \left(\frac{r_{\kappa} - \delta_0}{r_{\kappa}} \right)$	$\alpha_0 = \arctg \left(\frac{r_a}{r_{\kappa}} \right)$

δ_0 – деформация тела, м; a_3 , b_3 – длина большой и малой полуоси эллипсоида, соответственно, м; * – для большой полуоси; ** – для малой полуоси.

Выражение (6) решается численными методами относительно параметра P_p . На рисунке 12 представлены зависимости силы P_p для шара 1 и эллипсоида 2 от предела прочности на растяжение при значении предела

прочности материала на сжатие $\sigma_{сжс} = 50,0$ МПа (а) и от предела прочности на растяжение $\sigma_p = 5,0$ МПа (б).

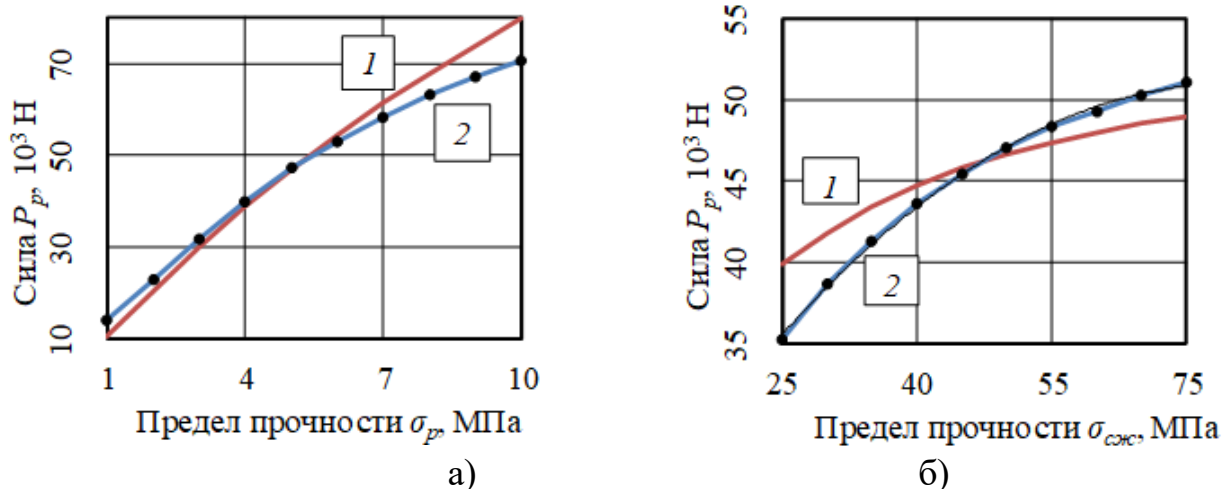


Рисунок 12. Зависимости силы P_p от пределов прочности на растяжение (а) и на сжатие (б)

Установлено, что значения разрушающей силы для шара и эллипсоида (с коэффициентом сжатия 1,0...2,0) для материалов со степенью анизотропии прочности в пределах $S_a = 5,0...25,0$ (что соответствует шихтовым материалам аглодоменного производства) имеют близкие значения – относительная разница не превышает 11,6%. Таким образом, в первом приближении допускается использовать в качестве механизма вычисления силовых параметров аналитическую модель для шарообразного тела.

При моделировании процесса разрушения конечно-элементным методом получены значения эквивалентных напряжений по Мизесу в «опасном» сечении (рис. 13, б), значение деформации и прилагаемой силы при образовании сплошной трещины, проходящей через всю плоскость (рис. 13, а).

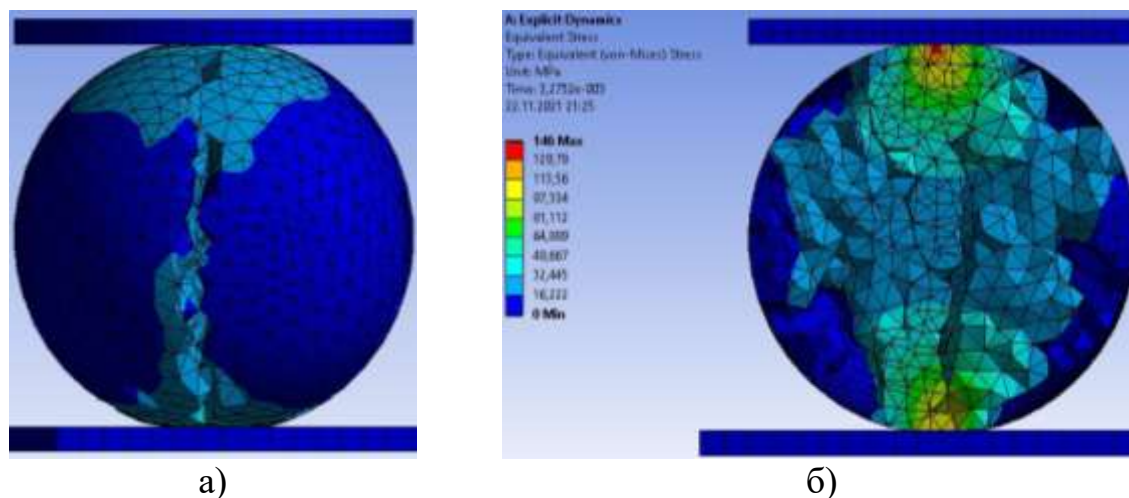


Рисунок 13. Характер разрушения шара при сжатии (а) и распределение эквивалентных напряжений в «опасном» сечении (в)

Для эллипсоида рассматривались продольное и поперечное сечения (рис. 14), при этом значения напряжений снимались в «опасном» сечении его малой полуоси, в котором происходит разрушение (рис. 14, а).

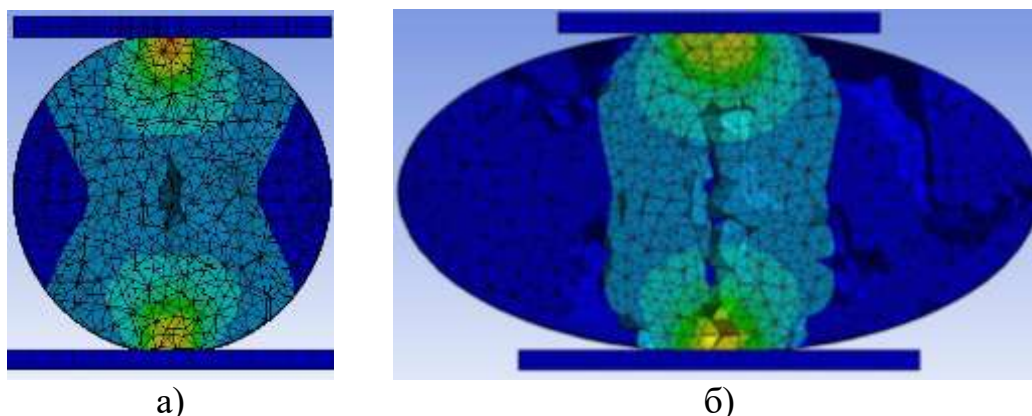


Рисунок 14. Распределение эквивалентных напряжений в плоскости малой (а) и большой (б) полуоси эллипсоида при разрушении одноосным сжатием

На рисунке 15 представлено распределение эквивалентных напряжений в «опасном» сечении куса сфероидной формы перед его разрушением, полученное с помощью аналитического метода.

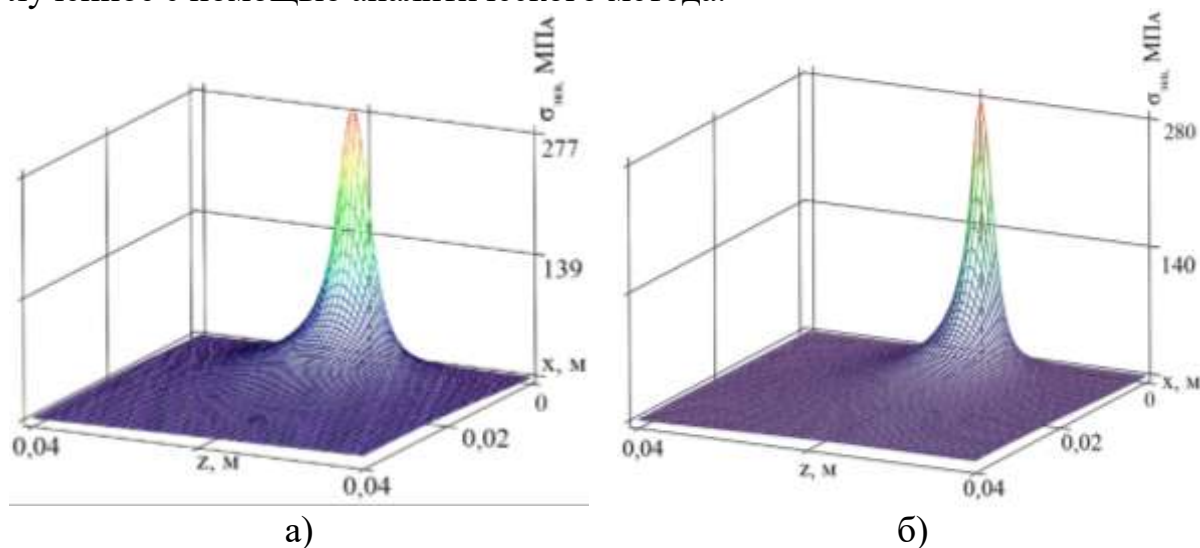


Рисунок 15. Распределения напряжений в «опасном» сечении куса в форме шара (а) и эллипсоида (б), полученные с помощью аналитического метода

Характеристики и модель поведения зависимостей разрушающей силы и деформации, полученных в ходе моделирования, аналогичны, а относительная разность не превышает 13,1% (для силы) и 13,6% (для деформации), что верифицирует разработанную математическую модель. При статистической обработке результатов установлено, что относительная погрешность определения необходимой силы разрушения куса сфероидной формы аналитическим способом по отношению к экспериментальным значениям для гипса строительного составляет 4,5...15,1%, для известняка – 9,7...22,7%, для кокса металлургического – 14,3...30,7%.

На основании результатов предложено при определении энергосиловых параметров процесса дробления учитывать влияние характерной формы и степени анизотропии материала за счет применения коэффициента k_ϕ :

$$k_\phi = \frac{P_\kappa}{P_c}, \quad (7)$$

где P_κ – сила, необходимая для разрушения тела кубической формы, Н; P_c – сила, необходимая для разрушения тела сфероидной формы, Н.

Получены средние значения пределов прочности на сжатие и растяжение известняка – $\sigma_{сж} = 34,2$ МПа, $\sigma_p = 4,6$ МПа; кокса доменного – $\sigma_{сж} = 7,2$ МПа, $\sigma_p = 0,5$ МПа.

Четвертая глава посвящена исследованию процессов дробления в зубчатых роторных дробильных машинах.

Предложена зависимость для определения расстояния проникновения материала в рабочую зону ротора:

$$a = \frac{g(\sin \beta_n - \mu_a \cos \beta_n)t^2}{2}, \quad (8)$$

где β_n – угол наклона приемного стола, рад; μ_a – коэффициент трения материала по стали, t – время движения пирога между зубьями звездочек, с.

Для дробилок с роторами линейного типа время t определяется как:

$$t = \frac{30}{n_p} \left(\frac{2}{n_3} - \frac{b_3}{\pi^2 D_p} \right), \quad (9)$$

где n_p – частота вращения, об/мин; n_3 – количество зубьев на звездочке, шт.; b_3 – длина торцевой части зубьев, м; D_p – диаметр звездочки, м.

Для дробилок с роторами нелинейного типа:

– с нечетным количеством $N_{3\epsilon}$ звездочек:

$$t = \frac{15 \left[(1 - N_{3\epsilon})b_3 + 4\pi^2 D_p \right]}{\pi^2 D_p n_p n_3 (N_{3\epsilon} - 1)}, \quad (10)$$

– с четным количеством звездочек:

$$t = \frac{15 \left[(2 - N_{3\epsilon})b_3 + 4\pi^2 D_p \right]}{\pi^2 D_p n_p n_3 (N_{3\epsilon} - 2)}. \quad (11)$$

Установлено, что при использовании ротора с нелинейным расположением зубьев расстояние a , пройденное пирогом за время свободного движения, составляет 0,021...0,049 м, а для роторов линейного типа – 1,4...3,1 м (при $\mu_a = 0,4...0,5$), и что в данном типе дробилок основная часть процесса дробления происходит в зоне колосников, что не позволяет получить стабильный фракционный состав продукта. В дробилках с нелинейным расположением зубьев дробление происходит в зоне приемного стола на куски определенного размера, не превышающего значение a .

Разработана математическая модель процесса дробления материала в зубчатой роторной дробилке в зоне приемного стола (рис. 16).

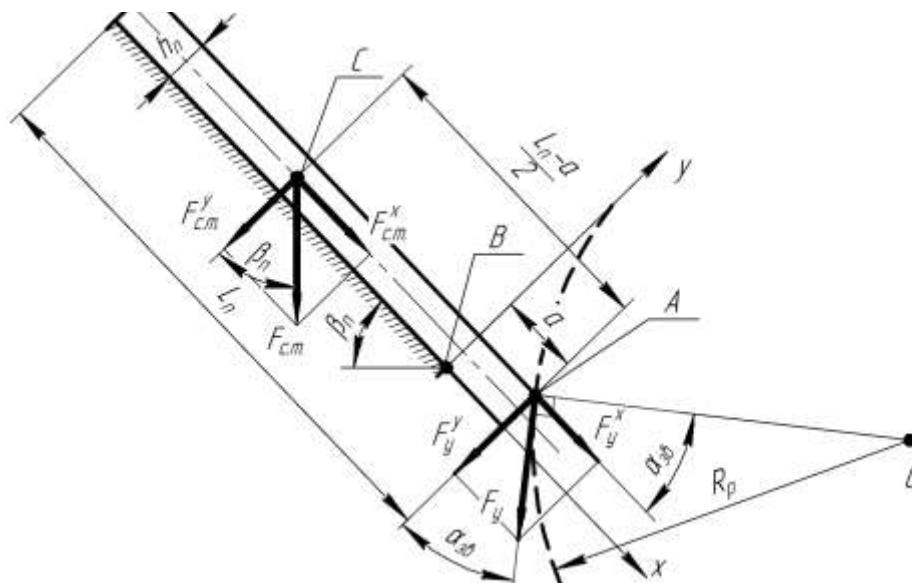


Рисунок 16. Схема контакта зубьев дробилки с материалом

Предложена зависимость силы, действующей на материал в процессе его разрушения о консольную часть приемного стола:

$$F_y = B_n (L_n - a) \rho_a g h_n \frac{[(a - L_n) \cos \beta_n - h_n \sin \beta_n]}{2(a \cos \alpha_{зв} + h_n \sin \alpha_{зв})}, \quad (12)$$

где B_n – ширина пирога, м; L_n – длина пирога, м; a – расстояние от точки контакта зубьев с пирогом до места его излома, м; ρ_a – плотность материала, кг/м³; h_n – высота пирога, м; $\alpha_{зв}$ – угол между зубьями и пирогом.

На рисунке 17 отображены зависимости сил, действующих на пирог.

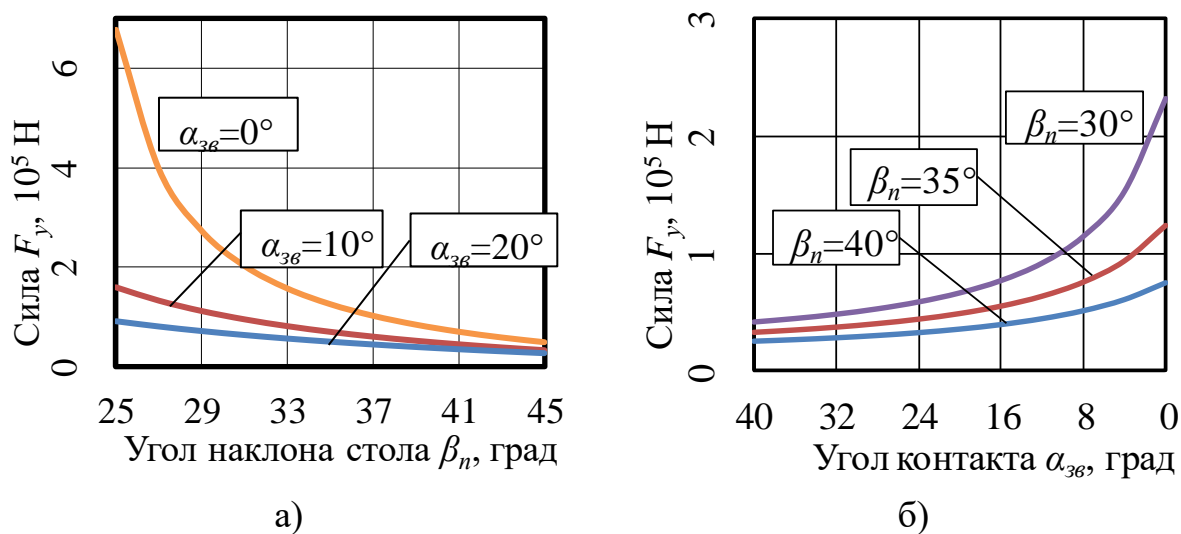


Рисунок 17. Графики зависимостей сил, действующих на пирог, от угла наклона приемного стола (а) и от угла контакта с зубьями ротора (б)

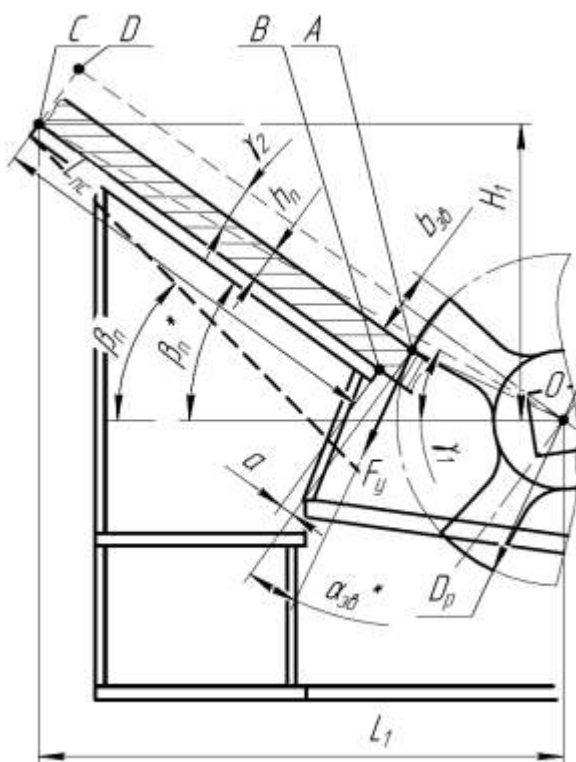


Рисунок 18. Схема контакта зубьев с материалом в зоне приемного стола

Длина приемного стола дробилки:

$$L_{nc} = \sqrt{H_1^2 + L_1^2} - \frac{b_3 + 2h_n}{4} - a - \frac{D_p}{2}. \quad (14)$$

Предложен метод определения энергосиловых параметров процесса дробления в роторной зубчатой дробилке (рис. 19), согласно которому

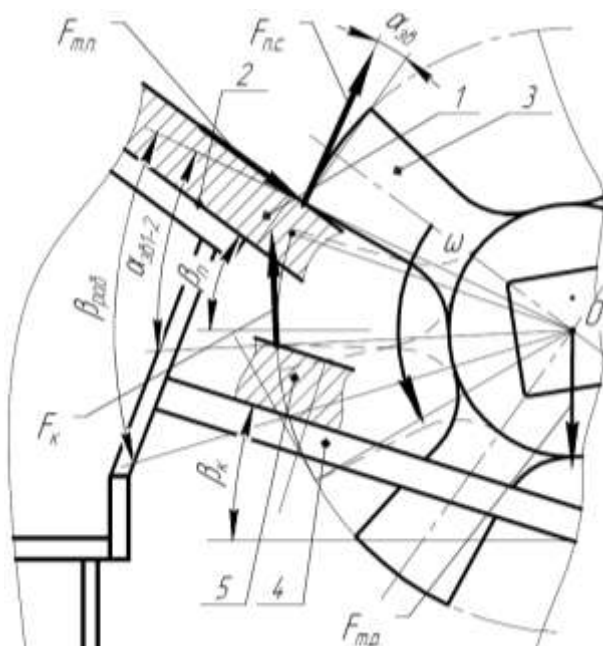


Рисунок 19. Схема действующих сил в роторной зубчатой дробилке

Установлено, что при увеличении угла наклона стола уменьшается сила, действующая на пирог, а при уменьшении угла контакта зубьев аглопирога она возрастает. Для реализации наибольших разрушающих сил необходимо стремиться к значениям угла контакта аглопирога с зубьями, близким к нулю, а угол наклона приемного стола максимально приближать к значению угла трения материала (рис. 18). Предложена зависимость угла наклона приемного стола:

$$\beta_n^* = \arctan \frac{H_1}{L_1} + \arcsin \frac{b_3 + 2h_n}{2\sqrt{H_1^2 + L_1^2}}, \quad (13)$$

где H_1 – расстояние от верхней точки приемного стола до оси ротора по горизонтали, м; L_1 – расстояние от верхней точки стола до оси ротора по вертикали, м.

мощность двигателя:

$$W_{\text{дв}} = k_{\text{з.м.}} \frac{\pi n_{\text{об}} (M_{\text{с.}\Sigma} + M_{\text{м.н.}} + M_{\text{тр}})}{30 \eta_{\text{пр}}}, \quad (15)$$

где $k_{\text{з.м.}}$ – коэффициента запаса мощности привода; $n_{\text{об}}$ – частота вращения, об/мин; $M_{\text{с.}\Sigma}$ – момент сил $F_{\text{тр.м.н.}}$, $F_{\text{н.с.}}$, $F_{\text{к}}$, Нм; $M_{\text{м.н.}}$ – момент силы тяжести пирога, Нм; $M_{\text{тр}}$ – момент сил трения в подшипниках, Нм; $\eta_{\text{пр}}$ – к.п.д. привода.

Момент сил $F_{\text{тр.м.н.}}$, $F_{\text{н.с.}}$, $F_{\text{к}}$ определяется как:

$$M_{\text{с.}\Sigma} = (F_{\text{тр.м.н.}} + F_{\text{н.с.}} + F_{\text{к}}) \frac{D_p}{2}, \quad (16)$$

где $F_{mp.m.n.}$ – сила трения от силы тяжести аглопирога, Нм:

$$F_{mp.n.} = \mu_a F_{m.n.m} \cos \beta_n, \quad (17)$$

где $F_{m.m.}$ – сила тяжести аглопирога, Нм:

$$F_{m.m.} = V_{a.n.} \rho_a, \quad (18)$$

где $V_{a.n.}$ – объем пирога, м³; ρ_a – плотность материала, кг/м³;

$F_{n.c.}$ – сила, действующая на материал в районе приемного стола:

$$F_{n.c.} = \frac{k_{p.n.c.} B_n h_n \sigma_u}{4 \cos \alpha_{3\theta}}, \quad (19)$$

где $k_{p.n.c.}$ – коэффициент длины кусков при разрушении о приемный стол и зубья ротора; σ_u – предел прочности материала на изгиб, МПа;

F_k – силы дробления материала о колосники:

$$F_k = \frac{F_{др.к.}}{\cos \alpha_{3\theta.к.}}, \quad (20)$$

где $F_{др.к.}$ – сила сопротивления материала при его разрушении:

$$F_{др.к.} = \frac{N'_{3\theta} \sigma_u W'_z}{B_k}, \quad (21)$$

где $N'_{3\theta}$ – количество зубьев, одновременно контактирующих с пирогом на колосниковой решетке, шт.; W'_z – осевой момент сопротивления поперечного сечения аглопирога, м³; B_k – колосниковый зазор, м;

$\alpha_{3\theta.к.}$ – угол между зубом и материалом на колосниках, рад.

Момент сопротивления в подшипниках определяется как:

$$M_{mp} = N_n \left(K_{s1} d_s^\beta + F_\Sigma^{0.3} Y_3 d_n^{2.3} (n_p \nu)^{0.6} + S_1 d_n^{0.25} \mu_{sl} F_\Sigma^{1.3} + K_{s2} \right), \quad (22)$$

где N_n – количество подшипников, шт.; K_{s1} , K_{s2} , β – константы, зависящая от типа подшипника и уплотнения; d_s – диаметр уплотнения, мм; F_Σ – радиальная реакция, Н; Y_3 – геометрическая константа моментов трения качения; d_n – диаметр вращения центров тел качения, мм; ν – кинематическая вязкость смазочного материала, мм²/с; S_1 – геометрическая константа момента трения скольжения; μ_{sl} – коэффициент трения скольжения в условиях образования полноценной пленки.

Радиальная реакция в подшипниках определяется как:

$$F_\Sigma = \sqrt{F_{\Sigma x}^2 + F_{\Sigma y}^2}, \quad (23)$$

где $F_{\Sigma x}$ – сумма проекций сил на ось x:

$$F_{\Sigma x} = F_{mp.m.n.} \sin \beta_n + F_{m.n.} \cos \beta_n + F_{n.c.} \sin \beta_{3\theta} - F_k \cos \beta'_k; \quad (24)$$

где β'_k – угол между вектором силы F_k и осью y, рад;

$F_{\Sigma y}$ – сумма проекций сил на ось y:

$$F_{\Sigma y} = F_{mp.m.n.} \cos \beta_n - F_{m.n.} \sin \beta_n + F_{n.c.} \cos \beta_{3\theta} + F_k \sin \beta'_k - F_{m.p.} \quad (25)$$

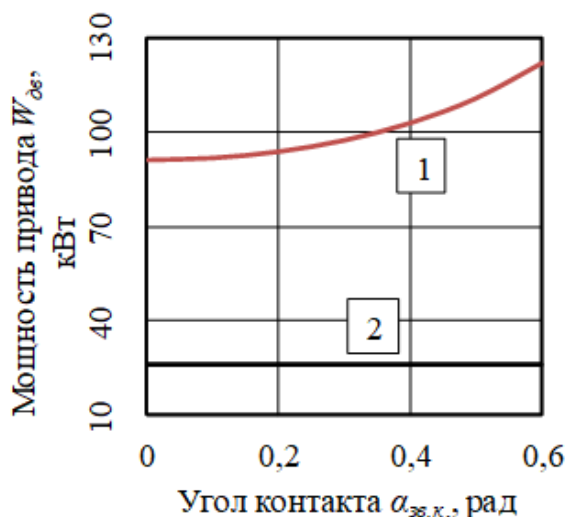


Рисунок 20. Зависимости мощности дробилки с ротором: 1 – линейного типа; 2 – нелинейного типа

Получены значения пределов прочности агломерата: в холодном состоянии при сжатии $\sigma_{сж} = 1,01$ МПа, при растяжении изгибом $\sigma_p = 0,34$ МПа; в горячем состоянии $\sigma_{сж} = 0,32$ МПа, $\sigma_p = 0,095$ МПа.

В ходе проведения экспериментов по дроблению в физической модели установлено, что при использовании линейного типа роторов наблюдаются

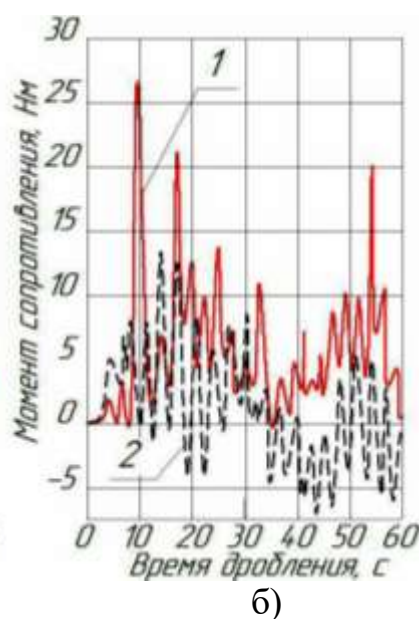
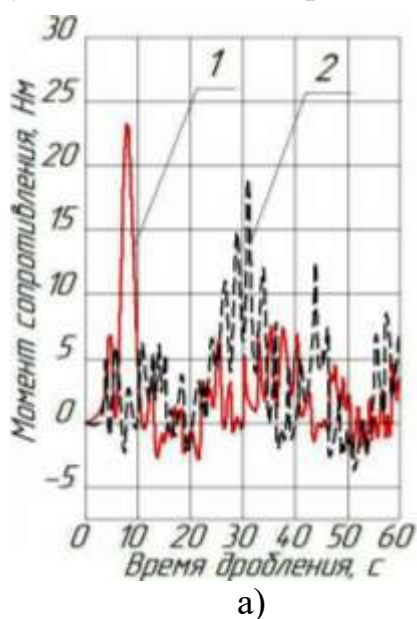


Рисунок 21. Графики моментов сопротивления на валу ротора линейного (1) и нелинейного типа (2) при дроблении различных образцов (а) и (б)

всплески нагрузки при контакте всего ряда зубьев с материалом, а в случае применения роторов нелинейного типа пиковые моменты уменьшились в 2,1...3,5 раза. Статистический анализ данных подтверждает адекватность метода определения момента сопротивления при относительной погрешности $\delta_{отн} = 11,0\%$.

С помощью косвенного метода опре-

деления крутящего момента на валу исполнительного органа в производственных условиях подтверждена адекватность методов определения момента сопротивления и мощности привода зубчатой роторной дробилки на уровне 89%.

В пятой главе представлены результаты исследования процессов дробления в валковых дробильно-измельчительных машинах.

Усовершенствована зависимость силы дробления гладкими валками:

$$F_{др} = \frac{2\sigma_{сж} k_{разр} b B_{\kappa} R_{\theta} \arctg \left(\tg \left(\frac{\mu}{2} \right) \frac{\sqrt{b(4R_{\theta} + b)}}{b} \right)}{\sqrt{b(4R_{\theta} + b)}}, \quad (26)$$

где $\sigma_{сж}$ – предел прочности материала на сжатие, МПа; $k_{разр}$ – коэффициент разрыхленности; b – межвалковый зазор, м; B_{κ} – ширина валков, м; R_{θ} – радиус валков, м; μ – коэффициент трения материала по стали.

Предложен метод определения энергосиловых параметров валковой дробилки с гладкими валками, основанный на зависимости:

$$W_{дв} = \frac{k_{з.м.} \pi n_{об} (M_{с.мп.} + M_{тр.н.})}{30\eta_{пр}}, \quad (27)$$

где $n_{об}$ – число оборотов валков в минуту, об/мин; $M_{с.мп.}$ – момент от тангенциальной составляющей силы дробления $F_{др}^{\tau}$:

$$M_{с.мп.} = F_{др}^{\tau} R_{\theta}, \quad (28)$$

где $F_{др}^{\tau}$ определяется как:

$$F_{др}^{\tau} = F_{др} \sin \alpha_{к.ср.}, \quad (29)$$

где $\alpha_{к.ср.}$ – угол точки приложения силы $F_{др}$:

$$\alpha_{к.ср.} = \frac{\int_0^{\mu} \alpha R_{\theta} B_{\kappa} d\alpha}{\int_0^{\mu} R_{\theta} B_{\kappa} d\alpha}; \quad (30)$$

$M_{тр.н.}$ – момент трения в подшипниках, определяемый по зависимости (22), Нм; $\eta_{пр}$ – к.п.д. привода.

Обоснованы условия захвата материала рифлеными валками (рис. 22).

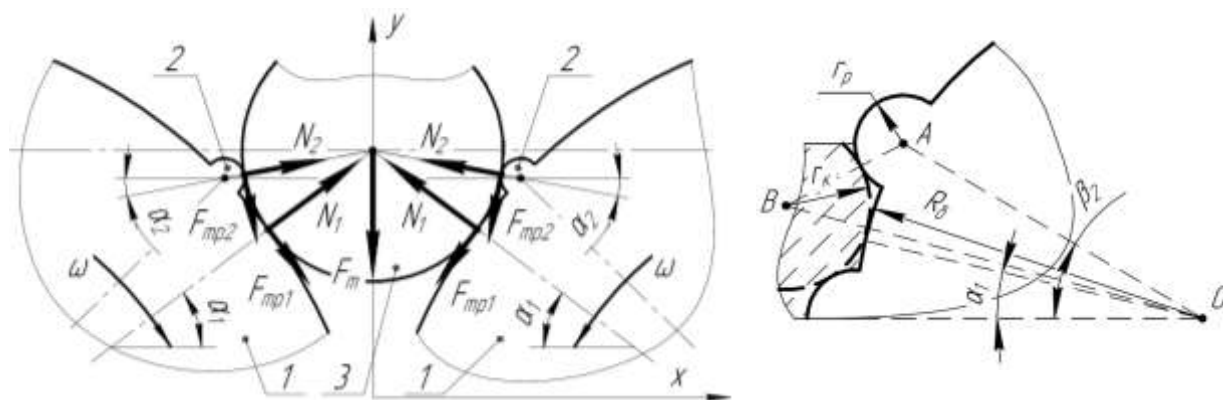


Рисунок 22. Схемы захвата материала рифлеными валками

Предложена зависимость размера рифлей сетки:

$$r_{\delta} = (R_{\delta} + r_k) \cos \left(\alpha_2 - \arccos \left(\frac{R_{\delta} + 0,5b}{R_{\delta} + r_k} \right) \right) - r_k -$$

$$- 0,5 \sqrt{2R_{\delta}^2 - 2r_k^2 + \cos 2\alpha_2 (2R_{\delta}^2 + 4R_{\delta}(b - r_k) + b^2) - 4R_{\delta}r_k + (2R_{\delta} + b) \sqrt{(2r_k - b)(4R_{\delta} + b + 2r_k)} \sin 2\alpha_2}, \quad (31)$$

где R_{δ} – радиус бандажа, м; r_k – радиус куска, м; α_2 – угол между вектором силы N_2 и перпендикуляром к вектору силы F_m :

$$\alpha_2 = \mu - \frac{\sin \alpha_1 - \sin \mu + \mu(\cos \mu - \cos \alpha_1)}{\sin \alpha_1}, \quad (32)$$

где α_1 – угол контакта материала с поверхностью валков:

$$\alpha_1 = \arccos \left(\frac{R_{\delta} + 0,5b}{R_{\delta} + r_k} \right). \quad (33)$$

Установлена зависимость угла между центрами рифлей сетки:

$$\beta_2 = 2 \arccos \left[\frac{R_{\delta}^2 - 0,5r_{\delta}^2 + r_k(R_{\delta} - r_{\delta})}{R_{\delta}(R_{\delta} + r_k)} \right]. \quad (34)$$

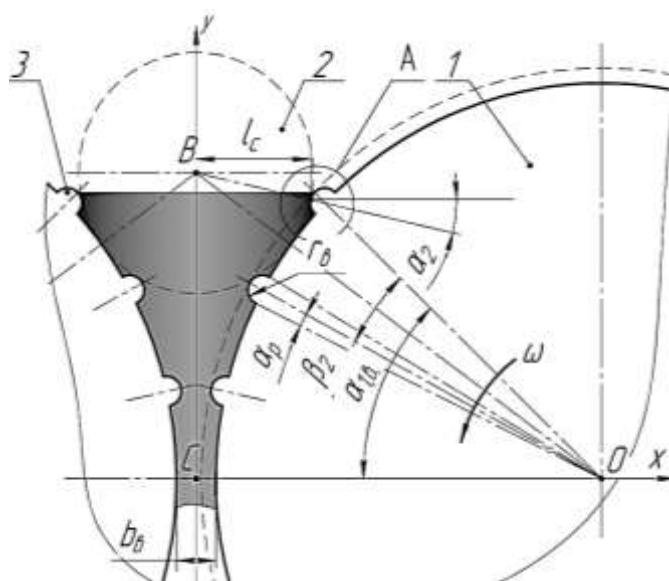


Рисунок 23. Схема контактного взаимодействия материала с рифленным валком

составляющая $F_{dp.b.}$, Н; $\alpha_{p.x}$ – угол положения F_{τ} , рад; $F_{dp.b.}$ – сила дробления о поверхность бандажа, Н; $\alpha_{k.cp.}$ – угол приложения силы $F_{dp.b.}$, рад:

$$\alpha_{k.cp.} = \frac{\int_0^{\mu} \alpha R_{\delta} B_k da}{S_{k.b.}}. \quad (37)$$

Разработана математическая модель контакта материала с рифлеными валками (рис. 23) и метод определения мощности дробилки:

$$W_{об} = \frac{k_{з.м.} \pi n_{об} (M_{\tau} + M_{tp.n.})}{30 \eta_{np}}, \quad (35)$$

где M_{τ} – момент тангенциальной силы дробления, Нм; $M_{tp.n.}$ – момент трения в подшипниках, Нм.

Момент M_{τ} :

$$M_{\tau} = F_{\tau} (R_{\delta} + r_{\delta} \cos \alpha_{p.x}) + F_{dp.b.} \sin \alpha_{k.cp.} R_{\delta}, \quad (36)$$

где F_{τ} – тангенциальная

где $S_{к.б.}$ – площадь контакта материала с рифлеными бандажами:

$$S_{к.б.} = \frac{2k_B b R_\delta B_{раб} \operatorname{arctg} \left(\operatorname{tg} \left(\frac{\alpha_{1.б.}}{2} \right) \frac{\sqrt{b_\delta (4R_\delta + b)}}{b} \right)}{\sqrt{b(4R_\delta + b)}}, \quad (38)$$

где k_B – отношение ширин площадок контакта материала с верхними и нижними валками:

$$k_B = \frac{b_n n_n \alpha_{к.ср.н.}}{b_\delta n_\delta \alpha_{к.ср.в.}}, \quad (39)$$

где b_n – межвалковый зазор нижней пары, м; n_n – скорость вращения нижней пары, об/мин; $\alpha_{к.ср.н.}$ – угол приложения силы для нижних валков, рад; b_δ – зазор между верхними валками, м; n_δ – скорость вращения верхних валков, об/мин; $\alpha_{к.ср.в.}$ – угол приложения силы для верхних валков, рад;

$\alpha_{1.б.}$ – угол сектора деформации рифлеными валками:

$$\alpha_{1.б.} = \alpha_1 + \frac{\beta_2}{2}; \quad (40)$$

сила дробления о бандаж:

$$F_{др.б.} = \sigma_{сж} \left(S_{к.б.} - \sum_1^N S_{p_i} \right), \quad (41)$$

S_{p_i} – площадь контакта рифли сетки с определенным номером в секторе очага деформации на угле $\alpha_{1.б.}$ в точке приложения силы (рис. 24):

$$S_{p_i} = \frac{2\nu_\delta k_B R_\delta B_{раб} \left(\operatorname{arctg} \left(\lambda_\kappa \operatorname{tg} \left(\frac{-(\alpha_p + \beta_{N_i})}{2} \right) \right) + \operatorname{arctg} \left(\lambda_\kappa \operatorname{tg} \left(\frac{\beta_{N_i}}{2} \right) \right) \right)}{\lambda_\kappa}, \quad (42)$$

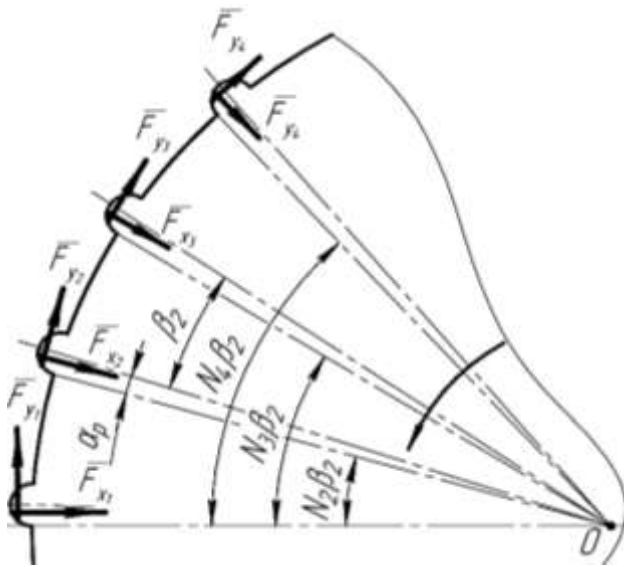


Рисунок 24. Схема сил при контакте материала с рифлями

где ν_δ – отношение длин рифлей и бандажа в секторе β_2 :

$$\nu_\delta = \frac{r_\delta \pi}{2R_\delta \alpha_p}, \quad (43)$$

λ_κ – конструктивно-технологический коэффициент:

$$\lambda_\kappa = \frac{\sqrt{b(4R_\delta + b)}}{b}; \quad (44)$$

α_p – половина угла сектора, занимаемого одной рифлей:

$$\alpha_p = \arccos \left(1 - \frac{r_\delta^2}{2R_\delta^2} \right), \quad (45)$$

β_{N_i} – угол между осями нижней рифли и рифли под номером N_{ϵ_i} :

$$\beta_{N_i} = (N_{\epsilon_i} - 1)\beta_2. \quad (46)$$

Суммарная реакция от сил, действующих в подшипниках опор валка:

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{\partial p. \delta} [F_{\partial p. \delta} + 2(F_{\tau} \sin \alpha_{к.ср.} + F_r \cos \alpha_{к.ср.})] + gm_{\epsilon} [2(F_r \sin \alpha_{к.ср.} - F_{\tau} \cos \alpha_{к.ср.}) + gm_{\epsilon}] + F_r^2 + F_{\tau}^2}. \quad (47)$$

где F_r – нормальная составляющая силы дробления о рифлю:

$$F_r = \sum_{i=1}^{N_{\epsilon}} \frac{2\sigma_m S_{p_i} (1 + \mu_m)}{\pi}; \quad (48)$$

F_{τ} – окружная составляющая силы дробления о рифлю:

$$F_{\tau} = \sum_{i=1}^{N_{\epsilon}} \frac{2\sigma_m S_{p_i} (1 - \mu_m)}{\pi}. \quad (49)$$

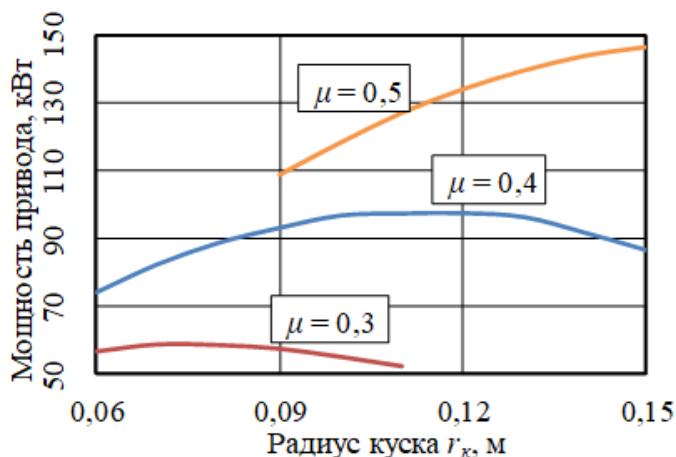


Рисунок 25. Зависимости мощности привода валковой дробилки от фракции материала в пределах 52,2...146,6 кВт.

Разработана динамическая модель валковой дробилки, состоящей из валков и амортизирующего устройства (рис. 26).

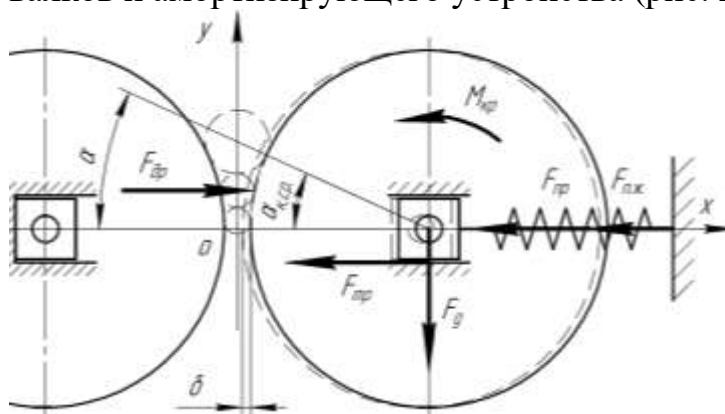


Рисунок 26. Динамическая модель валковой дробилки

где k_{np} – жесткость пружин амортизатора, Н/м; X – предварительное сжатие пружин, м; η_c – коэффициент трения; m_{ϵ} – масса валка, кг.

На рисунке 25 представлены зависимости мощности дробилки с рифлеными валками при дроблении материала с пределом прочности на сжатие 10 МПа и коэффициентами трения $\mu = 0,3$, $\mu = 0,4$ и $\mu = 0,5$. Установлено, что при значениях $\mu = 0,3...0,5$ мощность дробилки ДЧГ 900×700 с рифлеными валками варьируется в пре-

Предложена зависимость требуемого предварительного хода пружин амортизатора в процессе дробления материала:

$$X = \frac{2F_{\partial p} - 2\eta_c gm_{\epsilon} + \delta_{\epsilon} k_{np}}{2k_{np}}, \quad (50)$$

где k_{np} – жесткость пружин амортизатора, Н/м; X – предварительное сжатие пружин, м; η_c – коэффициент трения; m_{ϵ} – масса валка, кг.

Обоснована эллипсоидная характерная форма твердого топлива в условиях агломерационного производства ООО «ЮГМК» Филиал № 1 «АМК». Относительные отклонения от реального объема составили 14,5% и 17,5% (для кокса доменного и кокса сухого тушения соответственно).

В ходе экспериментальных исследований процесса разрушения куска материала определены коэффициенты влияния формы и степени анизотропии прочностных свойств кокса доменного $k_\phi = 0,073$ и кокса сухого тушения $k_\phi = 0,186$, значения которых при аналитическом решении составляют $k_\phi = 0,083$ и $k_\phi = 0,193$ ($\delta_{отн}$ не превысила 15%), а также пределы прочности кокса сухого тушения на сжатие $\sigma_{сж} = 22,2$ МПа и растяжение $\sigma_p = 4,8$ МПа.

На основании результатов экспериментальных исследований процесса захвата куска материала рифлеными валками получена регрессионная зависимость:

$$r_g = 0,93b - 0,61r_k + 0,26r_k^2 - 0,24br_k - 1,5. \quad (51)$$

На рисунке 27 представлены графики поверхностей регрессионной и аналитической зависимостей необходимого радиуса рифли для условий захвата материала.

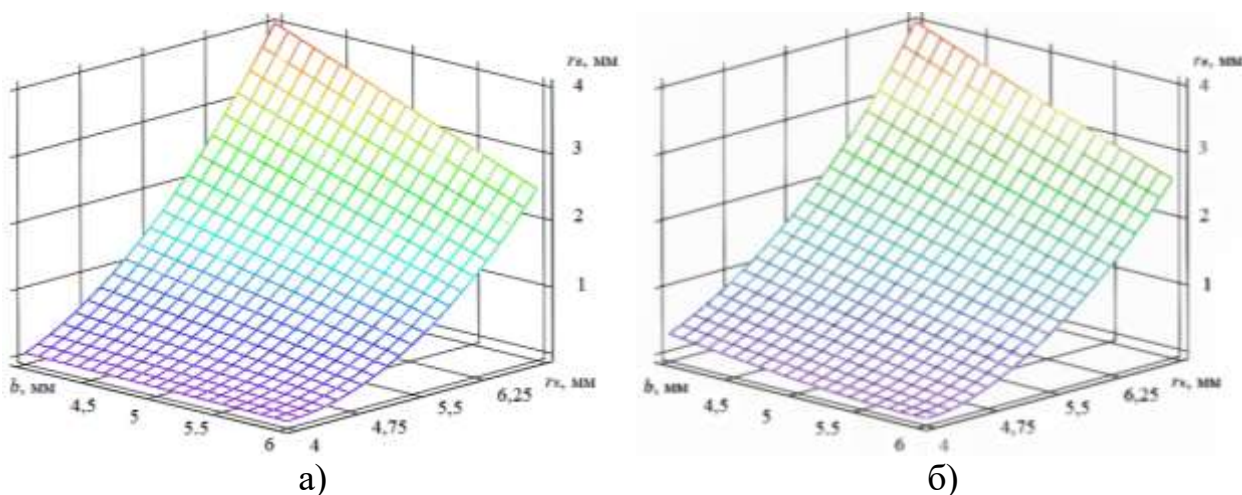


Рисунок 27. Графики поверхностей регрессионной (а) и аналитической (б) зависимостей r_g

Среднее относительное отклонение полученных значений составило 5,1% (при размерах рифли более 3,0 мм), что подтверждает адекватность предложенных теоретических методов.

В процессе экспериментального определения в промышленных условиях силы дробления материала в валковой дробилке с гладкими валками использовалась зависимость:

$$F'_{op} = \frac{2Xk_{np} + \delta_g k_{np} + 2\eta_c g m_g}{2}. \quad (52)$$

Результаты определения силы дробления представлены в таблице 1.

Таблица 1. Сравнительные результаты определения силы дробления

$X, 10^{-3},$ м	$\delta_o, 10^{-3},$ м	$b, 10^{-3},$ м	Экспериментальное значение $F'_{dp},$ кН	Аналитическое значение $F'_{dp},$ кН	Относительная погрешность, %
При дроблении 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
При дроблении 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
При дроблении 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

Статистическая обработка результатов экспериментальных исследований подтверждает адекватность аналитического метода определения момента сопротивления и мощности привода (средняя относительная погрешность $\delta_{отн}$ составила 18,1%).

Шестая глава посвящена исследованию процессов дробления в молотковых дробильно-измельчительных машинах.

Предложена математическая модель процесса дробления материала в молотковых дробилках с колосниковой решеткой. Уточнена зависимость угла отклонения молотка при свободном соударении с дробимым материалом:

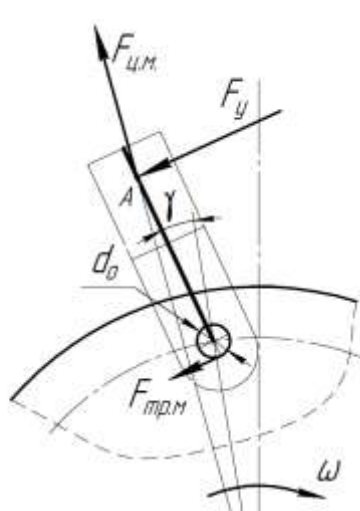


Рисунок 28. Схема соударения молотка с материалом

$$\gamma_1 = \left(1 + \frac{R}{r - c + \frac{d_o}{2} \mu_c} \right) \frac{4r_i}{(k_m + 1) \sqrt{\left(r - c + \frac{d_o}{2} \mu_c \right) (R + r_i)}}, \quad (53)$$

где R – радиус осей подвеса молотков, м; r – расстояние от оси подвеса до внешней грани молотка, м; c – расстояние проникновения материала, м; r_i – радиус инерции молотка, м; k_m – коэффициент масс молотков и материала; d_o – диаметр отверстия проушины, м; μ_c – коэффициент трения.

Коэффициент отношения масс молотков и материала определяется как:

$$k_m = \frac{m_{\Sigma M}}{m_q}, \quad (54)$$

где $m_{\Sigma M}$ – суммарная масса молотков с комбинированным способом подвеса на оси подвеса ротора, м; m_q – масса дробимого материала при соударении с молотками, кг.

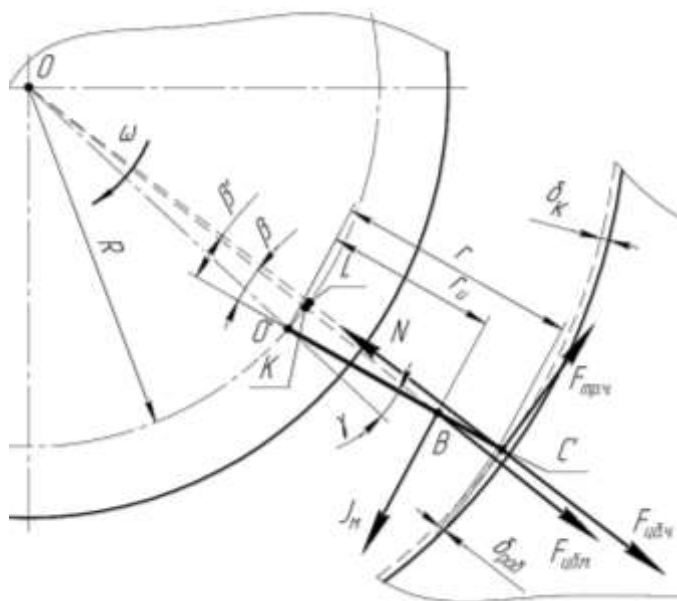


Рисунок 29. Схема контакта молотков с материалом и колосниковой решеткой

Предложена аналитическая зависимость угла отклонения молотка при контакте с дробимым материалом в зоне колосниковой решетки (рис. 29):

$$\gamma_2 = \frac{2(R+r)^2 r \mu_m}{k_m r_i (R+r_i) R}, \quad (55)$$

где μ_m – коэффициент трения дробимого материала по материалу колосника.

Расстояние (колосниковый зазор) между внешней нерабочей гранью молотка и рабочей поверхностью колосниковой решетки определяется по зависимости:

$$\delta_k = \delta_{раб} + \frac{r}{\cos \gamma_2} - \frac{R+r}{\cos \left(\frac{r}{R+r} \gamma_2 \right)}, \quad (56)$$

где $\delta_{раб}$ – рабочий зазор между внешней гранью молотка и рабочей поверхностью колосниковой решетки, м.

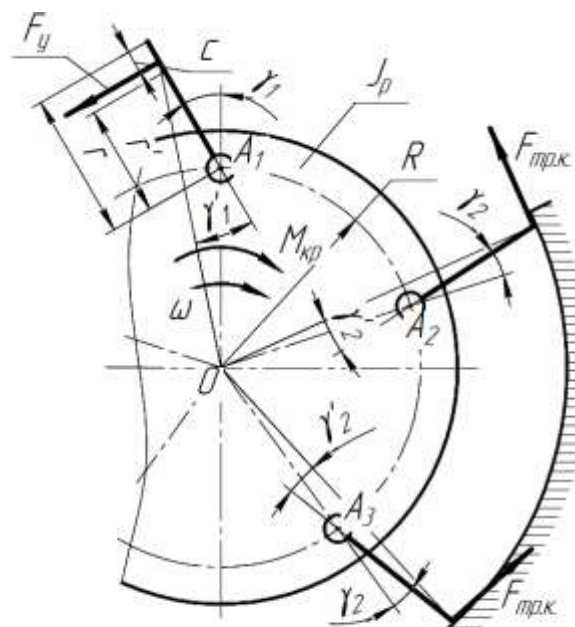


Рисунок 30. Схема сил, действующих в молотковой роторной дробилке

Предложен аналитический метод расчета требуемой мощности привода молотковой роторной дробильной машины, основанный на определении эквивалентного момента сил сопротивления, действующего в процессе дробления материала (рис. 30):

$$M_{экр} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n M_i^2 t_i}{\sum_{i=1}^n t_i}}, \quad (57)$$

где t_1, t_2, \dots, t_i – время действия моментов сопротивления на валу ротора M_1, M_2, \dots, M_i , с; n – количество временных промежутков, шт.

Цикл нагружения электродвигателя привода молотковой роторной дробильно-измельчительной машины с колосниковой решеткой представлен на рисунке 31.

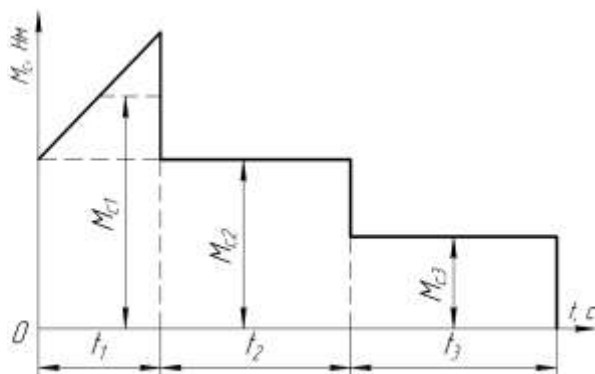


Рисунок 31. Цикл нагружения двигателя привода дробилки

Значения моментов сопротивления определяются по зависимостям:

$$M_{c1} = M_y + 2M_{mp.k.} + M_{mp.n.}; \quad (58)$$

$$M_{c2} = M_{mp.k.} + M_{mp.n.}; \quad (59)$$

$$M_{c3} = 2M_{mp.k.} + M_{mp.n.}, \quad (60)$$

где M_y – момент силы дробления при соударении молотка и материала:

$$M_y = F_y (R + (r - c) \cos \gamma'_1) \cos \gamma'_1, \quad (61)$$

где F_y – сила, возникающая при разрушении материала (определяется из закономерности (6)), Н; γ'_1 – угол между осью молотков и радиусом соударения в районе колосниковой решетки:

$$\gamma'_1 \approx \frac{R \gamma_1}{R + r}; \quad (62)$$

$M_{mp.k.}$ – момент трения при контакте материала с колосниками:

$$M_{mp.k.} = F_{mp.k.} (R + r), \quad (63)$$

где $F_{mp.k.}$ – сила трения при контакте материала с колосниками:

$$F_{mp.k.} = m_m \omega^2 (R + r) \mu_m. \quad (64)$$

где ω – угловая скорость вращения ротора, рад/с;

M_{mp} – момент трения в подшипниках, определяемый по формуле (22), где:

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{\Sigma x}^2 + F_{\Sigma y}^2}, \quad (65)$$

где $F_{\Sigma x}, F_{\Sigma y}$ – сумма проекций сил на оси x и y :

$$F_{\Sigma x} = -F_y \sin \beta_1 - F_{mp.k.} \cos \beta'_2 + F_{mp.k.} \cos \beta'_3; \quad (66)$$

$$F_{\Sigma y} = -F_y \cos \beta_1 + F_{mp.k.} \sin \beta'_2 + F_{mp.k.} \sin \beta'_3 - F'_{m.p.}, \quad (67)$$

где β_1 – угол между перпендикуляром к вектору F_y и осью y , рад; β'_2, β'_3 – углы между векторами сил $F_{mp.k.}$ и осью y , рад; $F'_{m.p.}$ – сила тяжести ротора, Н.

Углы между векторами сил и осями x и y :

$$\beta_1 = \gamma_1 + \beta_0, \quad (68)$$

где β_0 – угол между осью y и радиус-вектором силы F_y , рад;

$$\beta'_2 = \frac{\pi(z-4)}{2z} + \left(1 - \frac{R}{R+r}\right) \gamma_2 + \beta_0, \quad (69)$$

где z – количество рядов молотков на роторе, шт.;

$$\beta'_3 = \frac{\pi(8-z)}{2z} - \left(1 - \frac{R}{R+r}\right) \gamma_2 - \beta_0. \quad (70)$$

Время t_1, t_2, t_3 определяется по зависимостям:

$$t_1 = 2d_k \sqrt{\frac{\rho_k}{E_k}}, \quad (71)$$

где d_k – диаметр куска, м; ρ_k – плотность материала, кг/м³; E_k – модуль Юнга материала, МПа;

$$t_2 = \frac{2\pi}{z\omega}; \quad (72)$$

$$t_3 = \frac{\alpha_{к.р.}z - 2\pi}{z\omega}, \quad (73)$$

где $\alpha_{к.р.}$ – угол сектора колосниковой решетки, рад.

Показатели надежности молотка оценивались с помощью коэффициента запаса прочности при многоцикловом нагружении с амплитудой σ_a и средним напряжением σ_m :

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (74)$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала молотка, МПа; K_σ – коэффициент концентрации напряжений ($K_\sigma = 1 + q(\alpha_\sigma - 1)$, где q – коэффициент чувствительности к концентрации напряжений при симметричном цикле; α_σ – коэффициент концентрации напряжений); ε_σ – масштабный фактор; β_σ – коэффициент состояния поверхности; ψ_σ – коэффициент асимметрии цикла нагружения:

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1}^2 - 2\sigma_T \sigma_{-1} + \sigma_B^2 - \sigma_B \sqrt{\sigma_B^2 + 4\sigma_{-1}^2 - 4\sigma_T \sigma_{-1}}}{\sigma_B^2 - \sigma_B \sqrt{\sigma_B^2 + 4\sigma_{-1}^2 - 4\sigma_T \sigma_{-1}}}, \quad (75)$$

где σ_T – предел текучести материала, МПа; σ_B – временный предел прочности, МПа.

Минимальное напряжение, возникающее в ножке от действия центробежных сил, определяется как:

$$\sigma_{\min} = \frac{m_m \omega^2 (R + r_i)}{b_n (S_n - d_o)}, \quad (76)$$

где b_n – толщина ножки молотка, м; S_n – ширина ножки молотка, м.

Максимальные напряжения в молотке определялись с помощью конечно-элементного моделирования ударного нагружения молотков в программном комплексе Ansys Workbench. При этом определялись значения напряжений в «опасных» сечениях молотков: а – шарнирного типа; б – с фиксацией ряда на оси подвеса; в – с фиксацией ряда за счет дополнительной оси (рис. 32).

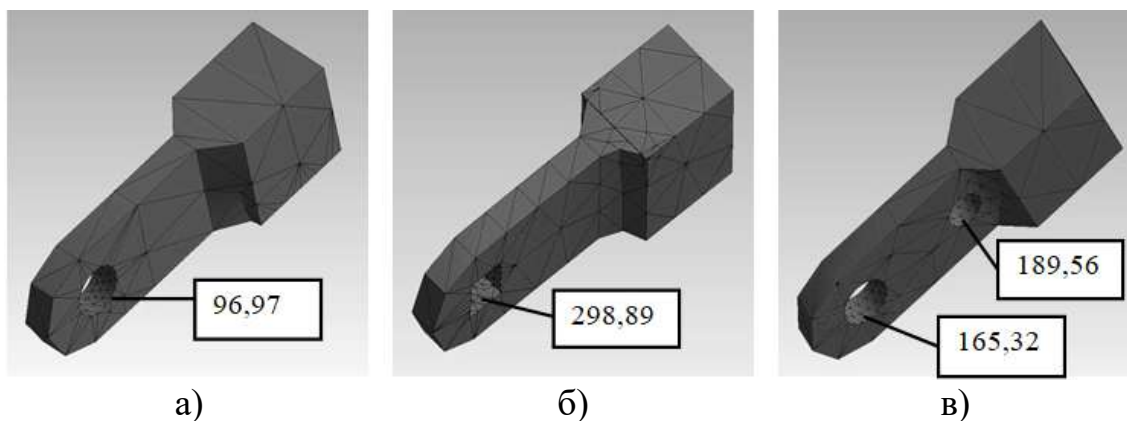


Рисунок 32. Значения напряжений в «опасных» сечениях молотков

В результате коэффициенты запаса прочности молотков при многоцикловом нагружении составили: для шарнирного типа – 8,07; с фиксацией ряда на оси подвеса – 1,0; с фиксацией на дополнительной оси – 3,9.

Обоснована эллипсоидная характерная форма известняка, применяемого в условиях ООО «ЮГМК» Филиал № 1 «АМК». Относительное отклонение от реального объема составило 13,3%.

При экспериментальных исследованиях процесса разрушения известняка определен коэффициент влияния формы и степени анизотропии, значение которого составило $k_f = 0,23$ ($\delta_{отн}$ не превысила 17,8%) и пределы прочности на сжатие $\sigma_{сж} = 34,2$ МПа и растяжение $\sigma_p = 4,6$ МПа.

Статистическая обработка результатов экспериментальных исследований энергосиловых параметров процесса дробления в молотковых дробилках подтверждает адекватность аналитического метода определения момента сопротивления и мощности привода на уровне соответствия 84,9%.

В **седьмой главе** описаны результаты испытаний и внедрения усовершенствованных роторной зубчатой, валковой и молотковой дробилок на аглофабрике ООО «ЮГМК» Филиал № 1 «АМК». Установлено, что при дроблении агломерата в дробилке ДО 1300-2700-61 с ротором нелинейного типа в дробленном продукте отсутствуют куски размерами, превышающими верхний предел требуемой фракции; количество возврата агломерата увеличилось на 2...4%, при этом обеспечивается снижение отсевов на 6...7%, степени износа зубьев ротора в 1,2 раза и колосников в 1,9 раза, при этом обосновано использование в приводе двигателя мощностью 30 кВт. Модернизация дробилки ДЧГ 900×700 позволила снизить содержание фракций дробленого кокса сухого тушения 0...0,5 мм в 1,8, а 0,5...1,0 мм в 1,2 раза, фракции кокса доменного –1,0 мм в 1,2...1,3 раза и обеспечить отсутствие фракции 4,0...5,0 мм, увеличить ресурс нижних валков в 1,14 раза, верхних – в 1,31 раза, при этом обосновано использование в приводах дробилки двигателей мощностью: для нижних валков – 30 кВт, для верхних – 20 кВт. В результате внедрения усовершенствованной дробилки ДМРиЭ 14,5×13 установлено, что относительное количество отказов молотков до достижения предельного состояния по степени износа для шарнирных молотков со-

ставило $Q_1(t) = 0,087$, для молотков усовершенствованной конструкции подвеса – $Q_2(t) = 0,0006$, при этом срок службы ротора увеличился в 1,1 раза, а необходимая мощность привода при дроблении известняка составила 395 кВт. Экономический эффект от внедрения предложенных мероприятий составил 98,7 млн. руб. в год.

Основные мероприятия по модернизации дробильно-измельчительных машин приняты к внедрению и их технические проекты (рабочий орган роторной зубчатой дробилки с нелинейным расположением зубьев на роторе, рифленые валки четырехвалковой дробилки с обоснованными конструктивными параметрами сетки бандажа; молотки молотковой дробилки с фиксацией ряда на дополнительной оси) переданы АО «Тулачермет». Ожидаемый экономический эффект составил 67,5 млн. руб.

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, исключаящей 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_{ϕ} 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 линейным 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 дви-

гателя 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 сопротивления 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. Рекомендовано 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.

Основные материалы диссертации опубликованы в следующих работах:

Статьи 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:

1. 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.

2. **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.

3. **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.

4. **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, No. 10. – P. 979–986.

5. **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.

6. **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.

7. **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.

8. **Власенко, Д.А.** Анализ влияния износа рабочих органов на эффективность процесса дробления в молотковой дробилке / Д.А. Власенко, А.А. Харитоненко, А.В. Бочаров [и др.] // *Черные металлы*. – 2024. – № 1. – С. 26–31.

9. **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*. – 2024. – № 1. – С. 32–37.

10. **Vlasenko, D.A.** Study of the agglomerate crushing process and industrial development of an advanced rotary crusher / D.A. Vlasenko // *Metallurgist*. – 2024. – Vol. 68 (3). – P. 313–321.

11. **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.

12. **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.

13. 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.

14. **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.

15. **Власенко, Д.А.** Исследование влияния режимных параметров валковой дробилки на качество готовой продукции / Д.А. Власенко, А.А. Хари-

тоненко, А.Л. Челябинна // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2025. – № 9. – С. 31–38.

16. **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.

17. **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.

18. Мележик, Р.С. Исследование напряженно-деформированного состояния валков валковых дробильных машин с подвижными рабочими органами / Р.С. Мележик, **Д.А. Власенко** // Научные технологии и оборудование в промышленности и строительстве. – 2025. – № 10 (84). – С. 121–128.

19. **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.

Изобретения, программы, защищенные охранными документами РФ:

20. 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.

21. 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.

22. 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.

23. 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.

24. 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.

25. 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.

26. 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.

27. 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.

28. Патент № 226890 Российская Федерация, МПК В02С 4/00. Ротор одновалковой 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.

Научные работы в виде монографий:

29. **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.

30. **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.

31. **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.

32. **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.

Публикации в других изданиях:

33. **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.

34. **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.

35. **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.

36. **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.

37. **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.

38. **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.

39. **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.

40. **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.

41. **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.

42. **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.

43. **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.

44. **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.

45. **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.

46. **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.

47. **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.

48. **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.

49. **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.

50. **Власенко, Д.А.** Промышленное освоение усовершенствованной однороторной зубчатой дробилки в агломерационном производстве / Д.А. Власенко // Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства: сборник тезисов докладов VI международной научно-технической конференции, Алчевск, 14–15 октября 2021 года. – Алчевск: Донбасский государственный технический институт, 2021. – С. 104–106.

51. **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.

52. **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.

53. **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.

54. **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.

55. **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.

