

Казахский национальный исследовательский университет имени
К.И.Сатпаева

УДК 621.926.9

На правах рукописи

АРИНОВА ДИНАРА БАХБЕРОВНА

**Исследование и разработка конструкции центробежно – гирационной
мельницы для перемола руды**

6D071200- Машиностроение

Диссертация на соискание степени
доктора философии (PhD)

Научные консультанты
Аскарлов Е.С.
канд. техн. наук, профессор
КазННТУ им. К.И.Сатпаева
Республика Казахстан
Поветкин В.В.
докт. техн. наук, профессор
КазННТУ им. К.И.Сатпаева
Республика Казахстан
Штэфан Вотс
доктор – инж, профессор
технологический институт
им.Г.Агриколы
Федеративная Республика
Германия

Республика Казахстан

Алматы, 2020

СОДЕРЖАНИЕ

	НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ	4
	ОПРЕДЕЛЕНИЯ	5
	ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ	6
	ВВЕДЕНИЕ	7
1	ПРОБЛЕМА ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНО-ГИРАЦИОННЫХ МЕЛЬНИЦ ДЛЯ ГОРНОРУДНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ	
1.1	Современное состояние измельчительного оборудования.....	13
1.2	Конструктивные особенности мельниц для измельчения рудных материалов.....	16
1.3	Процессы дробления и измельчения рудных материалов в мельницах	23
1.4	Анализ факторов, влияющих на производительность центробежно - гирационной мельницы.....	36
1.5	Цель и задачи исследования.....	40
	Выводы по 1 разделу.....	41
2	ОБОСНОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ КОНСТРУКЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНО-ГИРАЦИОННОЙ МЕЛЬНИЦЫ ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ МИНЕРАЛЬНОГО СЫРЬЯ	
2.1	Оценка параметров конструкции центробежных мельниц для измельчения рудных материалов по патентным материалам.....	42
2.2	Разработка усовершенствованной конструкции центробежно – гирационной мельницы для измельчения рудных материалов ...	50
2.3	Силовой расчет параметров центробежно - гирационной мельницы.....	66
	Выводы по 2 разделу.....	70
3	МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА КРИВОШИПНЫХ ВАЛОВ	
3.1	Основные дефекты кривошипных валов и причины их порождения.....	72
3.2	Влияние напряжений на сопротивление усталости кривошипных валов	74
3.3	Оценка напряженно – деформированного состояния кривошипного вала центробежно – гирационной мельницы под воздействием нагрузок.....	76
	Выводы по 3 разделу.....	85
4	ОБОСНОВАНИЯ РЕСУРСА РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНО - ГИРАЦИОННОЙ МЕЛЬНИЦЫ В УСЛОВИЯХ ИНТЕНСИВНЫХ УДАРНЫХ НАГРУЗОК	

4.1	Расчётное моделирование кривошипного вала центробежно гирационной мельницы ЦГМ 140/320.....	86
4.2	Модель связи составных частей.....	91
4.3	Анализ резонансных частот вала мельницы ЦГМ-140/320.....	96
4.4	Анализ динамической прочности при многоцикловой усталости вал.....	103
4.5	Определение предела выносливости вала при нагружении участков приведенных к симметричному циклу.....	110
4.6	Инновационное развитие процессов измельчения рудных материалов и конструкции центробежно – гирационной мельницы.....	114
4.7	Технико-экономическое обоснование применения усовершенствованной конструкции центробежно – гирационной мельницы в условиях интенсивной нагрузки	120
	Выводы по 4 разделу.....	122
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	124
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	127
	ПРИЛОЖЕНИЯ	136

НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ

В настоящей диссертации использованы ссылки на следующие стандарты:

ГОСО РК 5.04.034-201: Государственный общеобязательный стандарт образования Республики Казахстан. Послевузовское образование. Докторантура. Основные положения (изменения от 23 августа 2012 г. № 1080);

ГОСТ 7.1-2003: Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления.

ГОСТ 7.32-2001: Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления.

ГОСТ 8338-75: Подшипник шариковый радиальный однорядный

ГОСТ 4403-91: Ткани для сит из шелковых и синтетических нитей. Общие технические условия.

ГОСТ 10141-91: «Мельницы стержневые и шаровые» Общие технические требования.

ГОСТ Р 54122-2010: Безопасность машин и оборудования. Требования к обоснованию безопасности.

ОПРЕДЕЛЕНИЯ

В настоящей диссертации применяются следующие термины с соответствующими определениями:

Измельчение - это процесс разрушения кусков полезного ископаемого под воздействием внешних сил в замкнутом объеме с целью достижения требуемой крупности или степени раскрытия минералов.

Дробление - это процесс уменьшения размеров кусков полезных ископаемых путем разрушения их действием внешних сил, преодолевающих внутренние силы сцепления, которые связывают между собой частицы твердого вещества.

Мельница - механизм, предназначенный для измельчения, уменьшения размеров частиц сыпучих материалов.

Полезные ископаемые — минеральные и органические образования земной коры, химический состав и физические свойства которых позволяют эффективно использовать их в сфере материального производства.

Минеральное сырье - горные породы содержащие металлы, которые могут быть экономически выгодно извлечены в технически чистом виде.

Кривошипный вал - деталь сложной формы, имеющая шейки для крепления шатунов, от которых воспринимает усилия и преобразует их в крутящий момент.

Дефект – нарушение однородности и равномерности структуры поверхности или покрытия материала, вызывающие ухудшение его защитных, эксплуатационных и других свойств.

Износостойкость - способность материала сопротивляться износу.

Усталостное разрушение - разрушение материала под действием повторно-переменных (часто циклических) напряжений.

Усталостная прочность – свойство материала не разрушаться с течением времени под действием изменяющихся рабочих нагрузок.

Собственные частоты - это частота характеристики, с которой твердый предмет свободно вибрирует при воздействии возмущения.

Резонансные частоты – явление резкого возрастания амплитуды вынужденных колебаний, которое наступает при приближении частоты внешнего воздействия к некоторым значениям, определяемыми свойствами системы.

Предел выносливости - называют наибольшую величину циклического напряжения, при котором материал может работать неограниченно долго без разрушения.

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

ВТО – Всемирная торговая организация
ГОК – Горно - обогатительный комбинат
КПД – Коэффициент полезного действия
ПЦМ - Планетарно – центробежная мельница
ИГД имени А.А.Скочинского – Институт горного дела имени
А.А.Скочинского
НДС – Напряженно – деформированное состояние
КВ – Кривошипный вал
ДВС – Двигатель внутреннего сгорания
КШ – Кривошипный шатун

ВВЕДЕНИЕ

Оценка современного состояния решаемой научной или научно-технологической проблемы

В послании Президента Республики Казахстан Н.Назарбаева, сказано: «На сегодняшний день я ставлю задачу обеспечить реализацию Третьей модернизации Казахстана. Необходимо создать новую модель экономического роста, которая обеспечит глобальную конкурентоспособность страны.

Основным приоритетом является ускоренная технологическая модернизация экономики, которая ставит комплексные задачи, параллельно созданием новых индустрий нам следует придать импульс развитию традиционных базовых отраслей. Необходимо продолжить индустриализацию с упором на развитие конкурентоспособных экспортных производств в приоритетных отраслях. Горно – металлургический и нефтегазовый комплексы страны должны сохранить свое стратегическое значение для устойчивости экономического роста. В условиях замедления мирового спроса нужно выходить на новые рынки и расширять географию поставок. Большое внимание должно быть уделено расширению минерально – сырьевой базы. Дальнейшее развитие этих отраслей должно быть жестко увязано с углублением комплексной переработки сырья» [1].

Примечательно, что среди 14 приоритетных секторов промышленности 6 относятся к машиностроению. Это отражает тот факт, что оно становится опорой промышленности и драйвером роста экономики Казахстана [2].

Развитие казахстанского машиностроения активно поддерживается растущим внутренним спросом на оборудование для добывающей промышленности, металлургии и строительства. Низкая стоимость электроэнергии является преимущественным фактором для развития машиностроения в Казахстане с учетом его энергоёмкости.

Среди ряда операций и технологических процессов при переработке полезных ископаемых одним из наименее эффективных считается процесс измельчения. В то же время в последние годы значение измельчения увеличивается, более часто становясь главной операцией [3]. Особое место в структуре капитальных затрат современных обогатительных фабрик также занимают операции измельчения, по одним источникам 27 – 30% по другим 30-35% [4, 5].

Несмотря на четырехкратную за последние 100 лет смену технологии рудоподготовки и очевидный прогресс в данной области, затраты на этот передел возрастают, их доля в общих затратах на обогащение увеличивается. Измельчительная техника, установленная на предприятиях Казахстана, устарела не только морально, но и физически. В условиях нашего промышленного сектора положение осложняется тем, что ряд даже этих недостаточно совершенных машин отечественным машиностроением не выпускается и их приходится закупать за рубежом.

Недостаточные объемы производства и низкое изготовление оборудования, медленные темпы технического переоснащения действующих предприятий, длительные сроки реализации проектов их реконструкции, недостаточный уровень механизации и автоматизации остаются основными причинами низкой производительности труда на предприятии [3].

В настоящее время существует множество агрегатов, предназначенных для среднего и тонкого измельчения. Центробежные мельницы представляют собой разновидность вибрационных мельниц. Отличительной особенностью центробежных мельниц является высокоэффективное измельчение за счет интенсивного движения мелющих тел при сложном плоскопараллельном перемещении помольных камер.

Тем самым, становится актуальным направление конструктивно – технологического совершенствования центробежно – гирационных мельниц – организация измельчения материалов за счет изменения характера динамического воздействия мелющих среды на измельчаемый материал.

Вместе с тем, столь стремительный рост спроса на измельчительное оборудование отнюдь не означает аналогичных темпов развития отечественной горнодобывающей промышленности. Чтобы устоять конкуренции импортных производителей измельчительного оборудования необходимо внедрить в отечественную промышленность высокоэффективное оборудование, машины и технологические линии, не уступающих своим зарубежным аналогам.

Основание и исходные данные для разработки темы

Основанием для разработки темы диссертационной работы является исследование и разработка конструкции центробежно – гирационной мельницы для перемола руды, особенностью высокоэффективного измельчения за счет интенсивного движения мелющих тел при сложном плоскопараллельном перемещении помольных камер.

Обоснование необходимости проведения научно-исследовательской работы

В работе рассмотрены вопросы конструктивно – технологического совершенствования центробежно – гирационной мельницы, в результате которого обоснован ресурс работы центробежно – гирационной мельницы в условиях интенсивных ударных нагрузок.

Основание необходимости проведения научно – исследовательской работы заключается в высокой экономической эффективности за счет низкого удельного расхода энергии и металлоемкости, высокой удельной производительности, относительно малых габаритов мельницы и простоты конструкций.

Сведения о планируемом научно-техническом уровне разработки, о патентных исследованиях и выводы из них

В планируемую научно-техническую разработку входило теоретическое обоснование и практическое подтверждение эффективности исследования предлагаемой конструкции центробежно – гирационной мельницы. Анализ

уровня развития и состояния помольного оборудования с различной динамической нагрузкой для измельчения материалов и возможных путей его совершенствования. Научно-технический уровень разработки подтверждается использованием современных методов исследования и анализа литературных данных и патентных материалов в области исследования и разработки конструкции центробежно – гирационной мельницы для перемола руды.

Патентный поиск в области исследования и разработки конструкций центробежно – гирационных мельниц для перемола руды показал наличие ряда запатентованных работ, близких к предложенным техническим решениям: Центробежная одновальная мельница / Патент РК 3988 Кл. В02С 17/08, 1996; Центробежная одновальная мельница / Патент РК15934 Кл. В02С 17/08, 2005; Центробежная мельница / Патент РФ 2346745 Кл. В02С 17/08, 2009; Центробежная мельница / А.с. SU 1080854 В02С, 1984; Центробежная двухвальная мельница / Патент РК 3416 В02С 17/08, 1998; Центробежно ударная мельница/ А.с SU 977012 В02С 17/08, 1982; Центробежно - кулисная одновальная мельница / Патент РК 6175 В02С 17/08, 2001.

Однако, в результате исследования патентных материалов, видно, что авторы своих изобретений кардинально не подошли к решению проблемы повышения производительности измельчения рудных материалов, при снижении металлоемкости конструкции центробежно – гирационных мельниц и снижения энергоемкости разрушения. Нами предложен новый способ разрушения рудных материалов в центробежно – гирационной мельнице, основанный на суммарном энергетическом воздействии разрушающего влияния (удар, давление, трение). Для этого разработана усовершенствованная конструкция центробежно - гирационной мельницы, реализующей выше указанный способ.

По результатам исследований подана одна заявка на «Способ измельчения рудных материалов и устройство для его осуществления», регистрационный номер №2019/0532.1, от 29.07.2019 г. в РГП «Национальный институт интеллектуальной собственности» МЮ РК на получение патента на изобретение, подтвержденным положительным результатом формальной экспертизы.

Сведения о метрологическом обеспечении диссертации

Исследования по теме диссертации выполнены с использованием современных приборов и оборудования. Эксперименты были обеспечены контрольно – измерительными приборами по замеру весовых характеристик, приборов по измерению крупности измельчаемых частиц – весы лабораторные общего назначения с допускаемой погрешностью взвешивания $\pm 0,1$ и $\pm 0,01$ г; комплект лабораторных сит из шелковой или синтетической ткани по ГОСТ 4403 и проволочной сетки № 45 и № 067 по НД, диаметр обечаек сит 20 см; очистители сит – резиновые кружочки диаметр около 1,0 см толщиной 0,3 см и массой около 0,5 г каждый; емкость для навесок, совок. Виброметр— портативный прибор для измерения параметров вибрации, для виброускорение

диапазон частоты измерения от 2,8 до 7000 Гц, для виброскорости и виброперемещения от 2,8 до 700 Гц работающего оборудования. Динамический диапазон измерения составляет от 0,1 до 1000м/с².

Исходными материалами для исследования служили стенд по испытанию центробежно – гириционной мельницы. Результаты, полученные в работе, основываются на известных апробированных инженерных методов расчета, методов математической статистики, при обработке данных с использованием ЭВМ. Сходимость экспериментальных данных и теоретических расчетов подтверждена актами испытания и внедрения.

Актуальность темы

Каждый год в мире измельчается миллиарды тонн минерального сырья, только в Казахстане измельчению подвергается около 150 млн. тонн руды. Это, в первую очередь, руда для добычи полезных ископаемых – цинк, алюминий, свинец, хром, уран, магний, титан, уголь. Этот процесс является достаточно энергоемким. Существующие, в настоящее время, мельницы потребляют огромное количество электроэнергии. Удельный показатель потребления электроэнергии мельниц по руде составляет - до 15 – 20 кВт на тонну.

Создание центробежно – гириционных мельниц повышенной производительности, при снижении металлоемкости и энергоемкости оборудования, является важной конструктивной и технологической задачей. Оснащение этим оборудованием позволит повысить производительность мельницы.

Однако существуют нерешенные проблемы в теории измельчения и в практике конструирования центробежно – гириционных мельниц, разработка которых позволит повысить эффективность создаваемых центробежно – гириционных мельниц и их технологическое и конструктивное совершенствование. А именно, уточнение механизма измельчения горных пород, при различных способах энергетического воздействия на разрушаемую породу – ударного, истирающего, комплексного.

Следовательно, задачи исследования процесса измельчения горных пород, разработка на этой основе инженерного метода расчета параметров центробежно – гириционной мельницы, совершенствование технологии измельчения, являются актуальными, решение которых позволяет повысить эффективность процесса разрушения минерального сырья при его измельчении.

Научная новизна темы заключается в разработке усовершенствованной конструкции центробежно – гириционной мельницы с интенсивным измельчением помольного материала, за счет суммарного воздействия ударных нагрузок, трения и дополнительного истирания, от вращения помольных элементов вокруг собственной оси и стабилизацией ударных нагрузок, обеспечивающей гибкой связью крепления противовеса с кривошипным валом;

Целью исследований является разработка усовершенствованной конструкции центробежно – гириционной мельницы для измельчения рудных

материалов, обеспечивающая интенсификацию помольного процесса, снижения металлоемкости мельницы и повышение удельной производительности помола.

Объект исследования – усовершенствование конструкций центробежно – гирационной мельницы, позволяющей интенсифицировать измельчение рудных материалов.

Предмет исследования – центробежно – гирационная мельница для помола руды.

Задачи исследований, их место в выполнении научно-исследовательской работы в целом:

- выполнить обоснование эффективности работы центробежно – гирационных мельниц для горнорудной промышленности, их конструктивные особенности и факторов, влияющих на их производительность;

- обоснование параметров конструкции центробежно – гирационной мельницы для измельчения рудных материалов на основе силового расчета;

- выполнить модальный анализ конструкции мельницы с использованием подсистемы Modal конечноэлементного пакета ANSYS Workbench, установить резонансные частоты мельницы, и их влияние на собственные частоты, при максимально и минимально допустимых нагрузках;

- экспериментальные исследования напряженно – деформированного состояния кривошипного вала, под действием динамических нагрузок на моделях усталостного разрушения и динамической прочности вала.

Методологическая база исследований

Результаты исследования получены на основе теоретических и практических положений теории измельчения рудных материалов, методов расчета машин и механизмов, кинематики и динамики машин, а также теории планирования эксперимента и статистической обработки данных. Экспериментальные исследования проводились в стендовых условиях на действующем оборудовании с использованием оригинальных методик и современной измерительной аппаратуры, методов математического и физического моделирования.

Положения, выносимые на защиту:

- разработана усовершенствованная конструкция центробежно – гирационной мельницы с интенсивным измельчением помольного материала, за счет суммарного воздействия ударных нагрузок, трения и дополнительного истирания, от вращения помольных элементов вокруг собственной оси и стабилизацией ударных нагрузок, обеспечивающей гибкой связью крепления противовеса с кривошипным валом;

- обоснование динамики развития конструкции центробежно – гирационных мельниц для измельчения рудных материалов, по патентным материалам, позволило разработать основные конструктивные параметры усовершенствованной центробежно-гирационной мельницы, при

плоскопараллельном перемещении цилиндрических помольных камер, с высокими техническими показателями – ресурса работы и производительности;

- обоснованием метода математической идентификации, получена аналитическая зависимость угловой скорости кривошипного вала изменяющаяся по закону, в котором угловая скорость стремится к рабочей частоте мельницы 500 об/мин;

- на основе модального анализа конструкции мельницы и подсистем конечно – элементного пакета ANSYS Workbench установлено, что частоты колебаний системы слабо зависят от угловой скорости вращения вала в диапазоне ω [200; 800] об/мин, причем критические частоты вала в этом диапазоне отсутствуют;

- на базе предложенного модального метода установлено, долговечность несущего вала центробежно – гирационной мельницы, составляющая $1,54 \cdot 10^{10}$ циклов нагружения или $6,48 \cdot 10^{10}$ времени работы мельницы, причем из диаграммы Кэмпбелла – колебания системы видно, что механизм мельницы не входит в резонанс с рабочей частотой возбуждения

1 ПРОБЛЕМА ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНО – ГИРАЦИОННЫХ МЕЛЬНИЦ ДЛЯ ГОРНОРУДНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

1.1 Современное состояние измельчительного оборудования

Современная мировая промышленность не стоит на месте, с каждым годом она растет и переходит на более высокий уровень технологичности и производительности в ногу с развитием науки и техники. В последнее время наблюдается строительство новых современных заводов, для них в основном используется оборудование зарубежных производителей. Большинство заводов построены и введены в эксплуатацию еще в СССР [6]. Развитие на таких заводах заключается лишь в ремонте и модернизации устаревшего оборудования. В то же время, при тех же и меньших затратах энергии сегодня требуется большая производительность. Достигнуть этого можно либо благодаря оптимизации имеющихся, либо созданию новых конструкций машин и технологий. Процесс измельчения – это один из основных технологических процессов в металлургическом производстве [7], таких как полезные ископаемые, минеральное сырье, цемент, известь, гипс, различные наполнители строительных пластмасс, кварцевый и мраморный песок и др. Необходимость исследования в этой области определяется влиянием степени измельчения на свойства материалов и большим объемом их производства [8].

Полезные ископаемые в зависимости от их минерального состава, метода обогащения и характера использования подвергаются дроблению и измельчению до различной крупности. Предел крупности дробления и измельчения определяется размером вкрапленности рудных и не рудных минералов. Это крупность устанавливается опытным путем, для каждого полезного ископаемого при исследовании его на обогатимость [9].

Среди ряда операций и технологических процессов при переработке полезных ископаемых одним из наименее эффективных считается процесс измельчения. В то же время в последние годы значение измельчения увеличивается, оно более часто становясь главной операцией. Особое место в структуре капитальных затрат современных обогатительных фабрик также занимают операции измельчения, по одним источникам 27 – 30% по другим 30-35% .

Измельчение в металлургической отрасли является одной из самых энергоемких стадий производства. При измельчении любого минерального сырья необходимо соблюдать принцип «не дробить ничего лишнего». Переизмельчение приводит к излишнему расходу энергии, увеличению износа мельниц, уменьшению их производительности [10].

Применяемые в настоящее время измельчительные машины, среди которых наибольшее распространение получили барабанные мельницы, имеют низкий коэффициент полезного действия, громоздки, характеризуются низкой

удельной производительностью, значительным расходом стали на мелющие тела и футеровку с высоким уровнем шума [11].

Несмотря на четырехкратную за последние 100 лет смену технологии рудоподготовки и очевидный прогресс в данной области, затраты на этот передел возрастают, их доля в общих затратах на обогащение увеличивается. Измельчительная техника, установленная на предприятиях Казахстана, устарела не только морально, но и физически. В условиях нашего промышленного сектора положение осложняется тем, что ряд даже этих недостаточно совершенных машин отечественным машиностроением не выпускается и их приходится закупать за рубежом.

Недостаточные объемы производства и низкое изготовления оборудования, медленные темпы технического переоснащения действующих предприятий, длительные сроки реализации проектов их реконструкции, недостаточный уровень механизации и автоматизации остаются основными причинами низкой производительности труда на предприятии [3, с.12].

Развитие техники усложняет задачу классификации машин и механизмов. В настоящее время не существует полной единой классификации измельчающих машин [6, с. 14].

В таблице 1.1 приведена классификация среднеходных мельниц используемых в горнорудной промышленности.

Таблица 1.1 – Классификация среднеходных мельниц [9]

Среднеходные мельницы подразделяются		
По среде помола		
Сухая	Влажная	Мокрая
По способу измельчения		
Раздавливание	Истирание	Комбинированный
По рабочей поверхности		
Цилиндрической	Конической	Шарообразной
По рабочим органам		
Ролики(валки)	Шарики	
Кольца	Стол	
По расположению оси		
Вертикальные	Горизонтальные	
По количеству рабочих органов (роликов, шариков)		
С одним	С двумя и более	
По виду прижимающего привода		
Пружинный	гидравлический	

Модернизация старых машин и разработка новых конструкций, с целью снижения энергопотребления и повышения производительности, являются одними из основных задач, решением которых заняты современные разработчики оборудования и научно – исследовательские институты [12, 13].

Сокращение расходов на измельчение напрямую влияет на стоимость продукции, и соответственно конкурентоспособность продукции на рынке [8].

В применяемых дробилках и мельницах куски горных пород разрушаются раздавливанием, истиранием и ударом, так как эти способы дробления конструктивно наиболее просто осуществляются. Вместе с тем раздавливанию и истиранию горные породы оказывают наибольшее сопротивление. Разрушение их, например, изгибающими или растягивающими усилиями должно происходить с значительно меньшими затратами энергии [14].

Многочисленные и всесторонние исследования процесса измельчения материалов и изменения их физико-химических свойств [15 - 18] показали, что с ростом тонкости помола измельчение затрудняется, затраты энергии увеличиваются, а при определенной граничной для этого материала тонкости и способе разрушения дальнейшее измельчение становится невозможным. Сложившаяся ситуация вызвала в последние десятки лет как на отечественном, так и за рубежом резкую интенсификацию работ по созданию более эффективных измельчительных машин. Основные факторы, которые, прежде всего, учитываются при этих разработках – необходимость интенсифицировать процесс, повысить производительность труда и эксплуатационную надежность, снизить расход металла, переизмельчение материала и энергозатраты на разрушение, решить проблему рационального распределения энергии на разрушение между составляющими стадиями: дробление и измельчение. [19 - 22].

Наиболее перспективными, в этом отношении, являются помольные агрегаты с повышенными скоростями движения рабочих органов, это установки на базе центробежно – гирационных мельниц. Они отличаются более высокой интенсивностью процесса измельчения, а, следовательно, и большей производительностью по отношению к ранее применяемым мельницам (при надлежащих габаритах) [8].

Проблемами развития, усовершенствования и модернизации мельниц занимались многие ученые: Перов В.А., Бранд В.Ю., Разумов К.А., Хетагуров В.Н., Старченко Д.Н., Дружинин Р.А., Жиров Д.К., Маркин О.В., Пекониди А.В., Гоц А.Н., Авдохин В. М., Куделя И.Н и т.д.

В ряде работ отмечается особенность в структуре капитальных затрат современных обогатительных фабрик операции измельчения занимают по одним источникам 27-30%, по другим 35-40% [4,5], при этом техника измельчения руд основана на преимущественном применении шаровых и стержневых мельниц само и полусамоизмельчения. Имеющие ряд недостатков: эффективность процесса измельчения в барабанных мельницах весьма низкая и расход составляет 10- 12% от общего производства энергии в мировом

масштабе; для установки помольного оборудования требуется железобетонные фундаменты, что приводит к затратам на строительство зданий и сооружений; а также применение технологического и ремонтного персонала с использованием большой доли ручного труда; избыточный уровень шума, повышенные вибрации, пылеобразование, что приводит к влиянию на окружающую среду; значительная часть металла теряется безвозвратно за счет абразивного и коррозионного износа измельчающих тел и футеровки рабочих органов измельчительного оборудования; также можно сказать, что измельчительное оборудование, установленные на заводах и горно – обогатительных комбинатах Казахстана устарел. Очевидно, наступило время, когда очередное, пятое поколение техники измельчения должно сформироваться на базе нового технического направления [9, с.283].

1.2 Конструктивные особенности мельниц для измельчения рудных материалов

За основу классификации дробильно – измельчительных машин и устройств принимают принцип их действия, то есть способ разрушения, который определяется видом энергии, непосредственно используемой для разрушения материала.

Наибольшее применение получил механический способ. Производятся попытки использовать энергию пара или сжатого воздуха при пневматическом взрывном дроблении, а также электрическую энергию при электрогидравлическом, электроимпульсном и электротермическом дроблении. Все методы, кроме механического, находятся в стадии исследования.

Качественные и количественные характеристики измельчения в основном зависят от измельчителя, поэтому необходим правильный подбор типа аппарата для механической обработки того, или иного материала [15]. К тому же свойства каждого материала (прочность, твердость, хрупкость) отличаются друг от друга, это отражается на выборе оптимальной конструкции измельчителя. Сегодня существует большое разнообразие конструкции измельчителей, работающих во многих отраслях производств и с различными материалами [6, с.17].

В соответствии с классификацией дробильно – измельчительные машины и аппараты могут быть разделены на следующие четыре основных типа [9, с 295]:

- механические дробилки;
- механические мельницы (с мелющими телами);
- взрывные пневматические, электрогидравлические, электроимпульсные и электротермические дробильные аппараты;
- аэродинамические и пневмомеханические мельницы (струйные размольные аппараты без мелющих тел) [23].

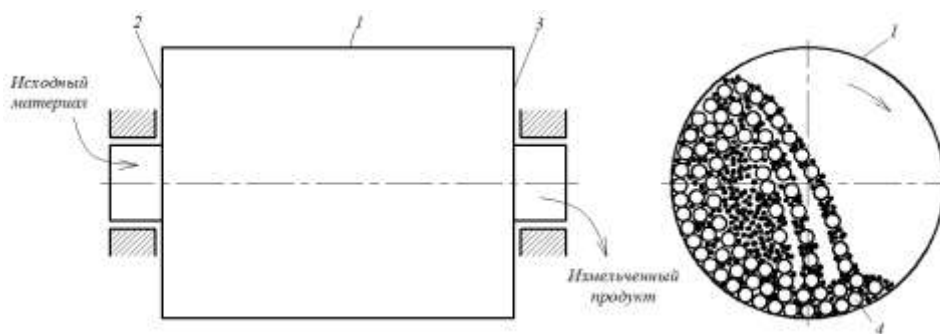
По режиму работы измельчительные машины делят на машины непрерывного и периодического действия, по способу измельчения – на машины мокрого или сухого измельчения.

По принципу действия и по конструкции измельчительные машины разделяются на барабанные, стержневые, центробежные, чашевые и дисковые.

Барабанные мельницы классифицируются на мельницы с вращающимся барабаном, вибрационные и центробежные. На обогатительных фабриках и в рудоподготовительных отделениях металлургических предприятий применяются вращающиеся барабанные мельницы [22,23,29].

Вращающиеся барабанные мельницы представляют собой пустотелый барабан 1, закрытый торцевыми крышками 2 и 3, заполненный определенным количеством измельчающих тел 4 и вращающийся вокруг горизонтальной оси.

На рисунке 1.1 показан процесс вращения барабана, в котором измельчающие тела благодаря трению увлекаются внутренней поверхностью барабана и поднимаются на некоторую высоту, затем свободно падают вниз [9, с.38-42].



1 – барабан; 2 и 3 – загрузочная и разгрузочная крышки с пустотелыми цапфами; 4 – измельчающие тела

Рисунок 1.1 – Схема устройства и принцип действия вращающейся барабанной мельницы [9]

В непрерывно работающих мельницах измельчаемый материал подается через центральное отверстие в одной из крышек внутрь барабана и продвигаясь вдоль него [9, с.128], подвергается воздействию измельчающих тел. При этом измельчение частиц материала происходит ударом падающих измельчающих тел и истиранием и раздавливанием частиц между телами. Разгрузка измельченного материала производится либо через центральное отверстие в разгрузочной крышке [9, с. 132], либо через решетку со щелевидными или круглыми отверстиями, либо через отверстия на конце цилиндрической части барабана. В мельницах периодического (дискретного) действия измельченный материал загружается в барабан и выгружается из него периодически через люк в цилиндрической части барабана или в одной из торцевых крышек.

По объему барабана вращающиеся барабанные мельницы выпускаются от нескольких кубических дециметров до 200-450 м³. Условно по объему барабана мельницы могут быть разделены на группы указанные в таблице 1.2 [23].

Таблица 1.2 – Группы барабанных мельниц по объему [23]

Лабораторные с объемом барабана, дм ³	До 100
Полупромышленные, дм ³	До 500
Промышленные малого размера, м ³	От 0,5 до 25
То же, среднего размера, м ³	От 25 до 50
То же, большего размера, м ³	От 50 до 250
Промышленные особо больших размеров, м ³	Свыше 250

У стержневых мельниц измельчающая среда составляется из стальных стержней одного или нескольких диаметров и длиной, близкой к внутренней длине барабана.

Для галечных мельниц используется в качестве измельчающей среды окатанная кремневая галька, для рудногалечных – крупнокусковые фракции, выделенные из измельчаемой руды.

В мельницах самоизмельчения и полусамоизмельчения измельчающей средой служат соответственно крупные куски измельчаемой руды и смесь крупных кусков руды с некоторым количеством крупных стальных шаров.

В ряде случаев в качестве измельчающей среды используется стальной или чугунный цельпёс, представляющий собой тела в виде цилиндров или усеченных конусов. В качестве измельчающей находят применение также металлические тела, выполненные в форме эллипсоида, толстостенных трубок, дисков.

Мельницы с центральной разгрузкой используются для шарового и стержневого измельчения. Удаление измельченного материала в этих мельницах происходит свободным сливом через пустотелую разгрузочную цапфу, поэтому уровень пульпы в мельнице несколько выше нижней образующей поверхности отверстия разгрузочной цапфы. Так как диаметр разгрузочной цапфы выполняется значительно меньше диаметра барабана, то в мельнице поддерживается высокий уровень пульпы. Поэтому мельницы с центральной разгрузкой называют также мельницами с высоким уровнем пульпы или мельницами сливного типа [9, с.114].

У стержневых мельниц патрубки загрузочной и разгрузочной цапф выполняются с большим диаметром отверстий, чем у шаровых мельниц такого же размера, что позволяет повысить пропускную способность стержневых мельниц, уменьшить время пребывания материала в барабане [9, с.138].

Дробящими телами для мельниц являются стержни из высокоуглеродистой стали диаметром от 40 до 100 мм. Длина стержней обычно на 20-50 мм меньше внутренней длины барабана.

По сравнению с измельчением в шаровых и стержневых мельницах самоизмельчение позволяет резко сократить расходы на операции дробления и измельчения, повысить степень раскрытия полезных минералов за счет преимущественного разрушения по плоскостям спайности, уменьшить переизмельчение руды и увеличить производительность труда.

Основным недостатком вышеуказанных мельниц является трудность ремонта и замены быстроизнашивающихся узлов и деталей внутри барабана мельницы, а также необходимость их остановок для догрузки измельчающих тел в промежуточные камеры.

На современных обогатительных фабриках используются в основном барабанные мельницы среднего и большого размера. В таблице 1.3 указаны основные параметры шаровых мельниц для сухого измельчения.

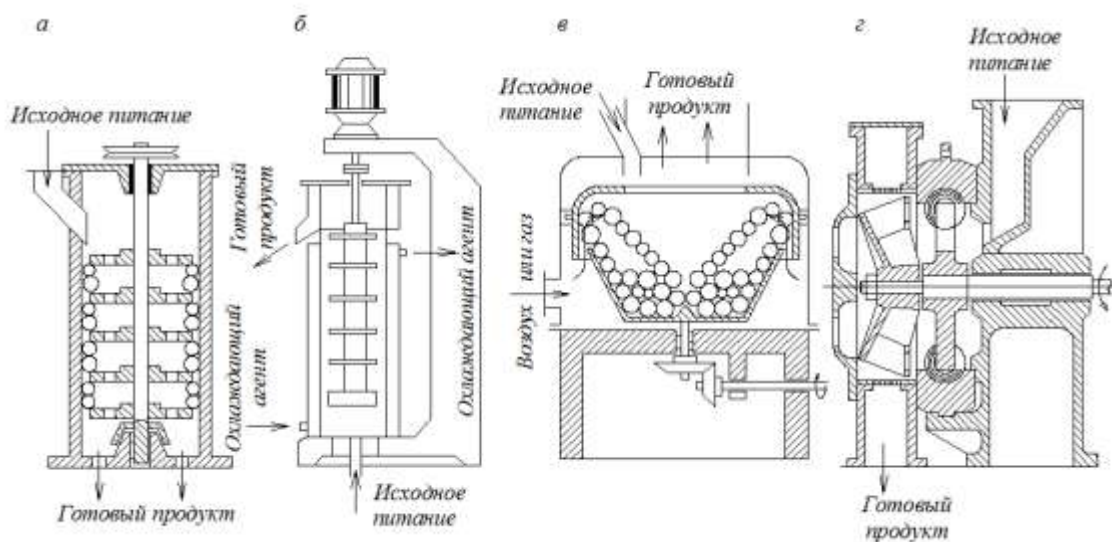
Таблица 1.3 - Основные параметры шаровых мельниц для сухого измельчения [6]

Параметры	Шаровые мельницы с разгрузкой через торцевую решетку			Шаровые с разгрузкой через окна в цилиндрической части барабана, у разгрузочной крышке
	900 x1800	1500x1600	1500x5600	
Диаметр барабана, мм	900	1500	1500	2700
Длина барабана, мм	1800	1600	5600	1450
Рабочий объем, м ³	1,0	2,2	8,	7,1
Частота вращения барабана, мин ⁻¹	42	30	29	20,5
Мощность двигателя, кВт	20	55	125	55
Масса, т: Шаровой загрузки (без двигателя и шаров)	1,6 3,7	3 14,9	11 37	2,5 23,6

К типу центробежных барабанных мельниц относится большое количество измельчительных машин различного конструктивного исполнения, некоторые из которых приведены в соответствии с рисунком 1.4 [14,24].

Одно – или многокамерная барабанная мельница с неподвижным вертикальным барабаном и вращающимся внутри него ротором – валом с водилами для шарнирно закрепленных роликов или свободно размещенных металлических шаров показана в соответствии с рисунком 1.4 (а). При вращении вала происходит раздавливание частиц измельчающими телами за счет воздействия на них центробежных сил. Измельчение материала в таких мельницах ведется сухим или мокрым способом последовательно по мере продвижения материала вдоль поверхности барабана. Мельницы этого типа используются в керамической, фармацевтической и других отраслях промышленности. Попытки разработки мельниц этого типа для горнорудной промышленности выявили низкую износостойкость роликов, подшипников и других внутренних узлов, необходимость периодической калибровки поверхности барабана и роликов, больших затрат труда на ремонт. Для весьма тонкого измельчения применяется бисерная мельница аналогичной конструкции показанная в соответствии с рисунком 1.4 (б), в которой в качестве измельчающих тел используются металлическая дробь, керамические или минеральные износостойкие частицы размером от 1 – 3 до 5 – 6 мм.

В химической промышленности при сухом измельчении материалов применяется центробежно шаровая мельница с составным барабаном изображенная в соответствии с рисунком 1.4 (в), нижняя часть которого, выполненная в виде чаши, вращается с большой частотой [23].



а – многокамерная с вертикальным водилом; б – бисерная;
в – центробежно – шаровая;
г – шаровокольцевая вертикальная

Рисунок 1.4 – Схемы центробежных мельниц [23]

В соответствии с рисунком 1.5 (а, б) представлены вибрационные барабанные мельницы представляющие собой механизм колебательного движения от дебалансного или гирационного вибратора, при этом барабан мельницы не совершает вращательного движения. При вращении вибратора возбуждаются круговые колебания в плоскости, перпендикулярной к оси вибратора, что вызывает колебания измельчающих тел и разрыхление измельчающей среды в камере, интенсивное взаимное перемещение измельчающих тел. При этом возникает вращательное движение измельчающей среды, обратное направлению вращения вибратора. В результате материал, находящийся в мельнице, измельчается.

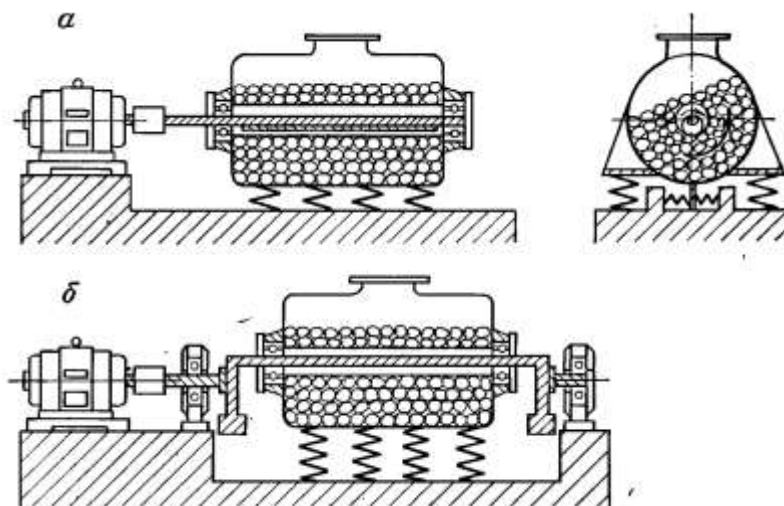
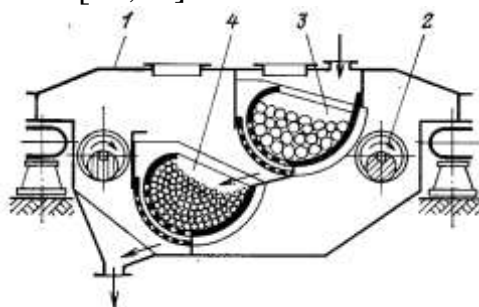


Рисунок 1.5 – Схема вибрационных мельниц с внутренним инерционным (а) и гирационным (б) вибраторами [23]

В соответствии с рисунком 1.6 представлены измельчающие тела вибрационных мельниц, где чаще всего используются стальные шары, но могут быть загружены стержни, ролики, крупные куски руды или окатанная галь. Заполнение барабанов вибрационных мельниц измельчающей средой составляет 80 – 90 % их объема [25,28].



1 – корпус; 2 – вибратор; 3 – камера первичного измельчения; 4 – камера вторичного измельчения

Рисунок 1.6– Двухкамерная вибрационная мельница с внешними вибраторами [28]

В мельницах ударного действия измельчение производится вследствие соударения частиц рабочими элементами быстровращающихся роторов, размещенных в неподвижном цилиндрическом корпусе. К этому типу мельниц относятся дезинтеграторы, дисмембраторы, шахтные молотковые и бильные мельницы [14, 28].

В настоящее время на рынке сверхтонкого измельчения используют центробежно - планетарные, центробежно – ударные, бисерные мельницы. Они имеют ряд недостатков, среди которых наиболее заметны абразивный износ рабочих органов и низкий коэффициент полезного действия (КПД).

Рассмотрим также созданные во второй половине XX века и также относящиеся к типу шаровых мельниц планетарно – центробежные мельницы (ПЦМ). Но кроме вращения вокруг собственной продольной оси, барабану придается движение вокруг оси переносного вращения. За счет этого внутри барабанов измельчения происходит при высоких центробежных перегрузках. Заложенный в них планетарный принцип движения камер измельчения позволяет получить знакопеременные ускорения в отличие от простых шаровых мельниц. Мельницы обеспечивают высокое качество продукта (номинальная крупность продукта достигает 5 мкм). Но из-за больших знакопеременных нагрузок на элементы конструкции мельниц, которые неизбежны при данном способе измельчения, существуют серьезные технические проблемы при создании мельниц высокой производительности. Эффективность планетарных мельниц обусловлена высокой кинетической энергией мелющих тел, которую они приобретают благодаря многократно увеличенной плотности (пропорционально центробежным перегрузкам) и высокой скорости их движения. Кратность помола в ПЦМ - 3000 представленной в соответствии с рисунком 1.7 в 10-20 раз выше, чем в классических шаровых мельницах. Их также отличает значительный намол шаров [26].



Рисунок 1.7 – Планетарно – центробежная мельница ПЦМ – 3000 [26]

На сегодняшний день ПЦМ - 3000 является единственным типом промышленных мельниц на которых возможно осуществление процессов механохимических превращений для значительных объёмов исходных материалов.

Энергонапряжённость в планетарных мельницах может достигать 8 МВт/м^3 , тем самым обеспечивая наилучшие условия для механоактивации. Технология позволяет менять свойства многих измельчаемых веществ, раскрывая их новые возможности.

Используемые на современных обогатительных фабриках дробильно – измельчительные оборудования, реализующие уже известные принципы работы, требуют создание и внедрение новых конструкции на основе фундаментальных исследований, НИР и НИОКР, с использованием рациональных видов механической и других видов воздействия на измельчаемый материал.

1.3 Процессы дробления и измельчения рудных материалов в мельницах

Процессы дробления и измельчения применяются для доведения минерального сырья и других материалов до необходимой крупности, требуемого гранулометрического состава или заданной степени раскрытия минералов. При этих процессах куски зерна и частицы горных пород разрушаются внешними силами. Разрушение происходит преимущественно по ослабленным сечениям, имеющим дефекты структуры, после перехода за предел прочности нормальных и касательных напряжений, возникающих в материале при его упругих деформациях – сжатии, растяжении, изгибе или сдвиге [9, с.135, 23].

По своему технологическому назначению различают следующие виды процессов дробления [6, с.7]:

- самостоятельное – продукты дробления являются конечными и не подвергаются дальнейшей обработке. Например, дробление углей, горных пород для получения щебня и т.д;

- подготовительные – продукты дробления получают заданной крупности и подвергают последующей переработке. Например, дробление руд для последующего обогащения;

На рисунке 1.8 приведены применяемые способы разрушения или их комбинации. Способы дробления и измельчения отличаются видом основной необратимой деформации [9, с. 231]:

раздавливание (рисунок 1.8, а) – разрушение в результате сжатия куска между двумя дробящими поверхностями, наступающее после перехода напряжений за предел прочности на сжатие;

раскалывание (рисунок 1.8, б) – разрушение в результате расклинивание куска между остриями дробящих поверхностей и последующего его разрыва;

излом (рисунок 1.8, в) – разрушение куска в результате его изгиба при ребристой форме дробящих поверхностей;

срезывание (рисунок 1.8, г) – разрушение, при котором материал подвергается деформации сдвига;

истирание (рисунок 1.8, д) – разрушение кусков скользящей рабочей поверхностью машины, при котором внешние слои куска подвергаются деформации сдвига и постепенно срезаются вследствие перехода касательных напряжений за пределы прочности;

удар (рисунок 1.8, е) – разрушение куска в результате воздействия динамических кратковременных нагрузок. Дробление ударом приводит к разрушению прежде всего по трещинам и поверхностям соприкосновения зерен отдельных компонентов [35].

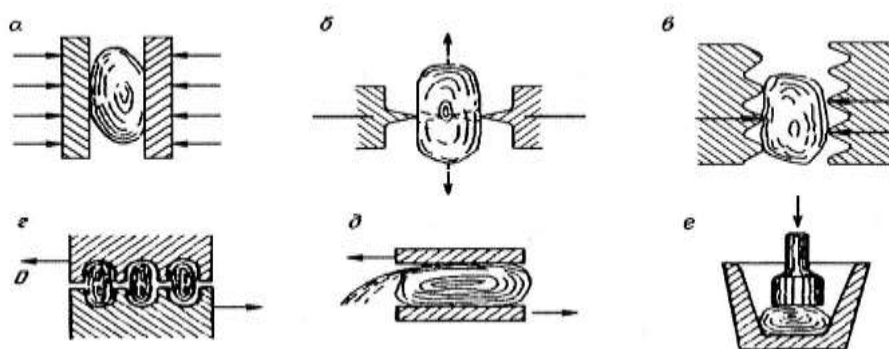


Рисунок 1.8 - Способы дробления полезных ископаемых [35]

Если материал подвергается действию не статических усилий, а динамических нагрузок, то в этом случае применяют термины «ударное дробление» и «ударное измельчение», однако деформации остаются здесь теми же (сжатие, растяжение, изгиб и сдвиг).

Перечисленные способы разрушения являются общими для дробления и измельчения. Эти процессы отличаются по своему технологическому назначению и месту в цепи последовательных операций обогатительной фабрики [23].

При обогащении полезных ископаемых дробление и измельчение применяют для разъединения сростков полезных и породных минералов, содержащихся в исходном сырье, и доведения исходного материала до необходимой крупности или гранулометрического состава. Пределы крупности дробления и измельчения определяются размером вкрапленности извлекаемых ценных минералов. Эта крупность устанавливается опытным путем для каждого полезного ископаемого при исследовании его на обогатимость [30].

Рекомендуется считать дроблением такой процесс разрушения, в результате которого большая часть готового продукта оказывается крупнее 5 мм, а измельчением – процесс, весь продукт которого мельче 5 мм. Размеры

граничного зерна (5мм) приняты условно и может колебаться в некоторых пределах в зависимости от типа обрабатываемого минерального сырья [31].

Условность размера граничного зерна приводит в некоторых случаях к неопределенности терминов. Однако различие между процессами дробления и измельчения может быть уточнено, если за основу разделения принять оборотование, с помощью которого эти процессы осуществляются.

По технологическому назначению все машины, применяемые для разрушения кусков, зерен и частиц минерального сырья и аналогичных материалов, делятся на две основные разновидности: дробилки и мельницы. В дробилках между дробящими деталями всегда имеется некоторый зазор, заполняемый материалом при работе под нагрузкой и остающийся свободным при работе на холостом ходу (щековые, конусные, роторные и другие дробилки). В мельницах измельчающие детали отделяются друг от друга слоем материала только под нагрузкой, а при работе на холостом (а частично и на рабочем) ходу они соприкасаются (шаровые, стержневые, роликовые и другие механические мельницы) [23].

В связи с этим дроблением считается процесс разрушения кускового материала, осуществляемый в дробилках, а измельчением – разрушение материала в мельницах. Дробилки благодаря наличию того или иного «калибрующего» зазора выдают преимущественно кусковый продукт с преобладанием крупных фракций и с относительно небольшим количеством мелких. Мельницы, где рабочий зазор между измельчающими телами становится близким к нулю, выдают преимущественно порошкообразный продукт с преобладанием мелких фракций.

При дроблении и измельчении заметно сказывается разнообразие свойств горных пород. Горные породы различаются по структуре и текстуре. Первая в основном обусловлена размером и формой минеральных агрегатов; вторая – слоистость, пористостью и трещиноватостью.

Для процессов разрушения наиболее важными характеристиками горных пород являются их прочность (крепость), дробимость, измельчаемость и абразивность [9, с.231].

Прочностью горных пород называется способность твердого тела противостоять разрушению от действия внешних сил. Она характеризуется предельными напряжениями, которые могут быть созданы в опасном сечении тела при разных видах разрушающих воздействий [9, с.236].

В таблице 1.4 приведены сведения об относительной прочности горных пород при разных видах напряжений, а в таблице 1.5 даны физико – механические свойства некоторых горных пород.

Таблица 1.4 – Относительная прочность горных пород при разных видах напряжений, % [32].

Горная порода	Сжатие	Сдвиг	Изгиб	Растяжение
Гранит	100	9	8	2-4
Песчаник	100	10-12	6-20	2-5
Известняк	100	15	8-10	4-10

Таблица 1.5 – Физико – механические свойства горных пород [33]

Месторождение	Порода	Кажущая плотность, т/м ³	Пористость, %	Предел прочности на сжатие $\sigma_{сж}$, кН/см ²	Предел прочности на растяжение σ_p , кН/см ²	Модуль Юнга $E \cdot 10^{-5}$, Н/см ²	Коэффициент Пуассона μ
Жезказганское медное	Песчаник (серый, рудный)	2,64-2,68	1,49	16,6-27	0,94-1,3	55-82	0,18-0,22
Ждановское медно – никелевое	Перидотит	2,87	-	14,2	0,67	108	-
Бакальское железорудное	Известняки	2,3-2,6	2-3	3,83-4,65	0,46	34-50	0,16-0,25

Как видно из таблиц 1.4 и 1.5 на выгоднейшим видом деформирования для разрушения горных пород является растяжение, но по конструктивным соображениям в современной практике дезинтеграции основным разрушающим воздействием является раздавливание [32].

Поэтому для характеристики и общего сравнения прочностных свойств горных пород обычно пользуются величиной напряжения на сжатие либо коэффициентом крепости, разработанным профессором М.М. Протодяконовым по результатам многолетней горной практики.

Дробимость является обобщающим параметром многих механических свойств горных пород (упругих, прочностных, пластических и др) и выражает энергоёмкость процесса дробления породы [30,32].

В зарубежной практике дробимость определяют опытами по разрушению единичных кусков ударами падающих грузов. По высоте их падения и массе

рассчитывается ударная сила дробления и по ней определяется индекс работы W_i и типовой характеристикой разгрузки стандартных дробилок [14, с.268].

Эти показатели определяются по результатам дробления проб руды в щековых или конусных дробилках небольших размеров (например, конусной с диаметром основания дробящего конуса 600мм). В дробилку попадает материал широкого диапазона крупности, из которого удалены классы меньше ширины выходной щели, намеченной для опытов. Дробление осуществляется в условиях заполненного рабочего пространства дробилки при одновременной записи потребляемой энергии. Питание дробилки и ее разгрузка подвергаются ситовому анализу на ситах с квадратными отверстиями. Определяется номинальная крупность продукта дробления, оцениваемая размером отверстия сита, через которое проходит 95% материала, и строится типовая характеристика разгрузки дробилки, у которой крупность классов выражается в долях номинальной крупности. Эта характеристика определяется только свойствами дробимых материалов [34, с.11]. По времени дробления, массе использованной для опыта пробы руды и потребленной энергии рассчитывается удельный расход энергии [33, 158], затраченной только на дробление (без учета энергии холостого хода), и определяется значение индекса чистой работы дробления. В таблице 1.6 приведены индексы чистой работы дробления для некоторых руд.

Таблица 1.6 – Индексы чистой работы дробления некоторых руд месторождений СНГ [33,с. 128]

Месторождение или ГОК	Руда	Индекс чистой работы дробления W_i , кВт·ч/т
Алмалыкское	Медная	7,13
Кургашинканское	Свинцово – цинковая	8,75
Учалинское	Медно-цинковая сплошная пиритная	10,8
Алтын – Топканское	Свинцово-цинковая	13,6
Джезказганское	Медная сульфидная	17,7

Измельчаемость минерального сырья оценивают по удельной производительности лабораторной мельницы по вновь образованному расчетному классу. Критерием измельчаемости является отношение производительности мельницы по вновь образованному классу при измельчении исследуемой руды к производительности той же мельницы и по тому же классу при измельчении принятой для сравнения руды. В обоих случаях крупность исходного материала, содержание расчетного класса в измельченном продукте и все условия измельчения должны быть одинаковыми.

Абразивность характеризует способность горных пород изнашивать рабочие органы в процессе дробления (измельчения) при трении. Абразивность оценивают по износу материала, контактирующего с горной породой. В ИГД имени А.А.Скочинского разработана упрощенная методика определения относительной абразивности горных пород, заключающаяся в истирании о поверхность образца горной породы торца вращающегося стержня из незакаленной стали и определении износа (по массе) стержня за опыт. За критерий абразивности принимают суммарную потерю в массе стержня за 10 мин [32].

Интенсивность процесса дробления и измельчения характеризуется степенью дробления. Степень дробления – показатель, указывающий, во сколько раз в результате дробления уменьшился размер наиболее крупных кусков полезного ископаемого. Степень дробления i определяется как отношение размера максимальных кусков D_{max} , содержащихся в поступающем на дробление материале, к максимальному размеру кусков d_{max} , содержащихся в дробленом продукте [31]:

$$i = \frac{D_{max}}{d_{max}} \quad (1.1)$$

Иногда степень дробления определяют как отношение средних диаметров частиц исходного питания D_{cp} и дробленого продукта d_{cp} :

$$i = \frac{D_{cp}}{d_{cp}} \quad (1.2)$$

На практике за диаметр кусков сыпучих материалов принимают наименьшую величину отверстий сит, через которые еще проходят куски при грохочении. Средневзвешенный диаметр частиц сыпучего материала, мм, может быть определен по формуле:

$$d_{cp} = \frac{\lambda_1 \cdot d_1 + \lambda_2 \cdot d_2 + \dots + \lambda_n \cdot d_n}{\gamma_1 + \gamma_2 + \dots + \gamma_n} \quad (1.3)$$

где $\gamma_1 \dots \gamma_n$ – выход классов, %;

d_1, d_n – среднеарифметические диаметры соответствующих классов, мм.

Стадией дробления называют часть общего процесса дробления, осуществляемую в одной дробильной машине.

В зависимости от верхнего предела крупности дробленого продукта условно различают три стадии дробления [30]:

Крупное – от 1200 до 300мм;

Среднее – от 300 до 75мм;

Мелкое – от 75 до 10-15мм.

Тогда для крупного дробления степень дробления составляет: $i_1=1200/300=4$; для среднего - $i_2=300/75=4$; для мелкого - $i_3=75/15=5$.

При дроблении в несколько последовательных стадий общая степень дробления равна произведению степеней дробления отдельных стадий [31]:

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = 4 \cdot 4 \cdot 5 = 80$$

Конечная крупность измельчения полезного ископаемого перед обогащением определяется размером вкрапленности полезных минералов и применяемым методом обогащения.

Один из важных показателей является эффективность дробления $E, \%$, это отношение количества образованного при дроблении класса заданной крупности к количеству материала в исходном питании, требующему додробливания [29]:

$$E = 100 \cdot \frac{(b_{1-s} - a_{1-s})}{a_{>s}} \quad (1.4)$$

где s – заданная крупность дробления, мм;

b_{1-s} и a_{1-s} – содержание класса $1-s$ – соответственно в исходном питании и дробленом продукте, %;

$a_{>s}$ – содержание класса более s в исходном питании, %.

Раскрытие минералов при дроблении и измельчении происходит вследствие разрушения кусков горных пород под действием внешних нагрузок. Для разрушения кусков руды необходимо преодолеть силы сцепления между отдельными кристаллами и внутри кристаллов. Эти силы определяют прочность горных пород, которая зависит от дефектов внутренней структуры, например, наличия внутренних ослабленных зон (трещин, включений) [32].

В зависимости от свойств горных пород (прочность, хрупкость, вязкость и другие) выбирается наиболее эффективный способ внешнего силового воздействия на куски породы с целью их дробления. Например, для прочных и не хрупких пород наилучшим способом разрушения может быть раздавливание или удар. При наличии в хрупкой породе большого числа трещин предпочтительнее разрушение ударом, однако при большой вязкости пород эффективность действия удара резко снижается.

На выбор способа дробления влияют также ценность полезного ископаемого и требования к качеству дробленого продукта. Если, например, руда содержит хрупкие и ценные полезные минералы, то при ее дроблении необходимо максимально исключить эффект истирания, приводящий к переизмельчению руды и образованию труднообогатимых шламов.

Энергия, идущая на измельчение, расходуется на упругую деформацию разрушаемых зерен и на образование новой поверхности, рассеивается в окружающее пространство в виде тепла и превращается в свободную поверхностную энергию измельченных зерен.

В общем случае элементарная работа A , затрачиваемая на разрушение куска материала, представляет собой сумму работ, расходуемых на его деформацию и на образование новой поверхности, определяется по уравнению П.А. Ребиндера [35, 36]:

$$A = A_d + A_s = k\Delta V + A_0 \cdot \Delta S_1 \quad (1.5)$$

где A_d - работа упругих деформаций; A_s - работа, затрачиваемая на образование новой поверхности; k - коэффициент пропорциональности, представляющий собой работу деформаций в единице деформируемого объема зерна; ΔV - изменение объема деформируемого зерна; A_0 - коэффициент пропорциональности, представляющий собой затрату работы на образование единицы новой поверхности; ΔS - вновь образованная поверхность при измельчении [36].

При крупном дроблении руды с небольшой степенью дробления площадь вновь образованной поверхности сравнительно мала и работой, затрачиваемой на образование этой поверхности, можно пренебречь. В этом случае вся работа дробления будет пропорциональна деформированному объему исходного материала (гипотеза Кирпичева - Кика):

$$A = k_1 \Delta V \quad (1.6)$$

где k_1 - эмпирический коэффициент.

При мелком дроблении и измельчении работа на деформацию зерен значительно меньше работы на образование новых поверхностей и ею также можно пренебречь. Тогда работа, затрачиваемая на разрушение зерен, будет пропорциональна только площади вновь образованной поверхности (гипотеза Риттингера) [36]:

$$A = k_2 \Delta S \quad (1.7)$$

где k_2 - эмпирический коэффициент.

По известной гипотезе Бонда работа, расходуемая на дробление, пропорциональна среднему геометрическому их объема и поверхности разрушаемого зерна и составляет [36]:

$$A = A_d + A_s = k\sqrt{VS} = k\sqrt{k_1}D^3 \cdot \sqrt{k_2}D^3 = k_0D^{2.5} \quad (1.8)$$

где k_0 - эмпирический коэффициент.

Рассмотренные законы измельчения характеризуют зависимость работы, затрачиваемой на измельчение, от результатов измельчения, т.е. от крупности конечного продукта:

$$A = K \cdot D^m \quad (1.9)$$

где K - коэффициент пропорциональности, Н·м/м²; D - характерный размер куска, м.

Показатель степени m при определении работы A по закону Кирпичева – Кика равен 3, по закону Риттингера – 2, по закону Бонда – 2,5 [36].

В общем случае предложенные законы дробления практически описывают различные участки кривой удельного расхода энергии на дробление и измельчение $E = f(S)$, где S – площадь вновь образованной поверхности [35, с. 175].

Экспериментальное сопоставление различных гипотез, характеризующих связь между работой дробления и крупностью дробленного материала, показывает, что для измельчения при больших удельных поверхностях применим закон Риттингера. Для крупного дробления, при котором дробленые продукты имеют небольшие удельные поверхности, подходит закон Кика – Кирпичева. Закон Бонда занимает промежуточное положение.

Законы выведены для упрощенных моделей разрушения, основанных на геометрическом подобии разрушаемых частиц и продуктов разрушения и их физической идентичности, при отсутствии дефектов строения тел [23].

Трудность получения универсального закона разрушения объясняется тем, что в реальных телах и кристаллах встречаются дефекты в виде трещин или участков несовпадения расположения атомов или узлов кристаллической решетки (дислокаций), являющихся причиной возникновения трещин. Вследствие этих дефектов поперечные сечения тела становятся неравноценными по прочности. На концах трещин под воздействием нагрузки возникают локальные пики напряжений, которые значительно больше средних напряжений в теле [37].

Энергия, подводимая к телу при нагружении, превращается в энергию деформации, накапливаемую в материале, и в поверхностную энергию трещины. С увеличением длины трещины возникающие на ее концах напряжения возрастают. При определенном напряжении трещина будет распространяться далее самопроизвольно. Гриффитс получил выражения, связывающее напряжение σ с критической длиной трещины l , начиная с которой трещина распространяется самопроизвольно [38]:

$$\sigma = \sqrt{\frac{2E\gamma}{\pi l}} \quad (1.10)$$

где E – модуль упругости материала;
 γ – удельная поверхностная энергия трещины.

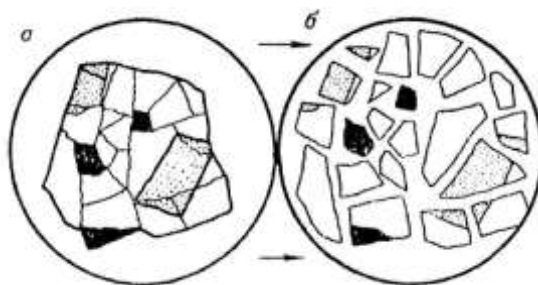
Практическое использование формулы Гриффитса для характеристики связи между работой разрушения и крупностью конечного продукта затруднено отсутствием соотношения между размером тел и критической длиной трещин. В настоящее время нет достаточно легких и надежных методов определения размеров дефектов, существующих в необработанных частицах горных пород неправильной формы.

Основным назначением процесса измельчения является разрушения кусков полезного ископаемого под воздействием внешних сил в замкнутом объеме с целью достижения требуемой крупности (менее 5мм) или степени раскрытия минералов [39]. Как правило, на измельчение поступает материал после дробления крупностью менее 10 – 25 мм.

В результате измельчения получают продукт в соответствии с рисунком 1.19 пригодный по крупности для последующего обогащения и содержащий полезные минералы в виде частиц, максимально освобожденных от пустой породы [35].

Крупность частиц измельченного продукта обычно не превышает 1 мм, а часто с целью полного раскрытия сростков руды измельчают до крупности частиц менее 0,1 мм.

Степень измельчения определяется отношением максимального размера зерен исходного продукта D_{\max} к максимальному размеру зерен измельченного d_{\max} [35].



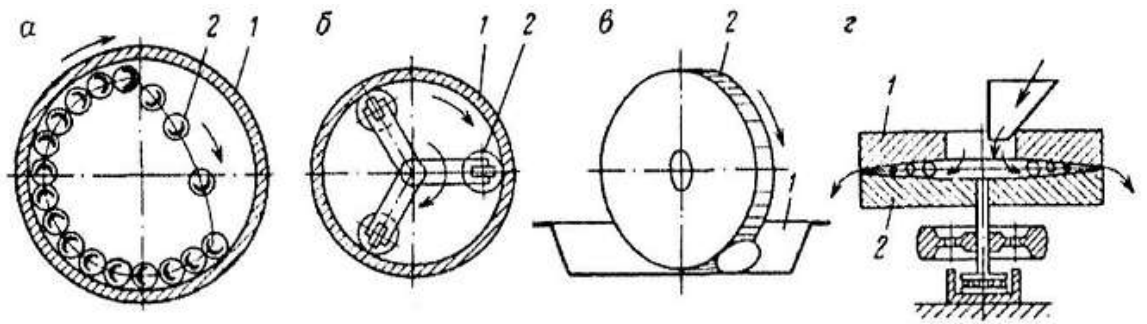
а – до измельчения; б – после измельчения

Рисунок 1.9 - Схема разрушения куска руды при измельчении [35]

Степень измельчения может составлять до 250.

Достижение такой степени измельчения за один прием затруднительно, поэтому измельчение, как и дробление, чаще всего осуществляется в несколько приемов (стадий) [40].

В свою очередь, механические мельницы в зависимости от геометрической формы рабочего корпуса разделяются на барабанные, кольцевые, чашевые и дисковые в соответствии с рисунком 1.10 [40].



а - корпус барабанной мельницы; б - кольцевая мельница; в - чашевая мельница; г - дисковая мельница

Рисунок 1.10 – Механические мельницы [40]

Под измельчаемостью материала исходной крупности понимается способность его с большей или меньшей степенью легкости превращаться при измельчении в продукт заданной крупности [41].

Измельчаемость руды характеризуется удельной производительностью мельницы по вновь образованному расчетному классу крупности – 0,074 мм. Относительная измельчаемость определяется отношением:

$$K_{изм} = \frac{q_d}{q_{d_0}} \quad (1.11)$$

где q_d и q_{d_0} - удельная производительность мельницы по вновь образованному классу – d соответственно исследуемой и эталонной руд, т/(м³·ч) или кг/(дм³·ч).

Сопоставление по формуле 1.11 справедливо при $\beta_d = \beta_{d_0}$ и $\alpha_d = \alpha_{d_0}$.

Относительная измельчаемость определяется по результатам измельчения проб исследуемой и эталонной руд в лабораторной мельнице периодического действия, работающей в имитированном открытом или замкнутом цикле.

Проба руды дробится до крупности 6-0 мм и измельчается при постоянных условиях, принятых для лабораторной мельницы [32]; при этом снимается кинетика измельчения по всем классам крупности стандартного набора сит. В результате получают кривые представленные на рисунке 1.11 [14,35].

Если провести на таком графике прямую, параллельную оси абсцисс на выходе остатка на ситах 10% , то точки пересечения этой прямой и кривых кинетики позволят определить продолжительность измельчения, необходимую для получения продукта с остатком 10% на разных ситах [41].

Измельчаемость до крупности 10% остатка на определенном сите можно найти как удельную производительность, кг/(л·ч), по вновь образованному классу по формуле:

$$q = \frac{P_H (\beta_K - \beta_u) \cdot 60}{VT} \quad (1.12)$$

где P_H – масса пробы руды в мельнице, кг;

β_u и β_K – содержание класса мельче данного отверстия сита в исходном материале и после измельчения (если было условие, что измельчение должно быть до 10% остатка, то $\beta_K = 0,9$);

V – объем мельницы, л;

T – продолжительность измельчения, определяемая по графику, мин.

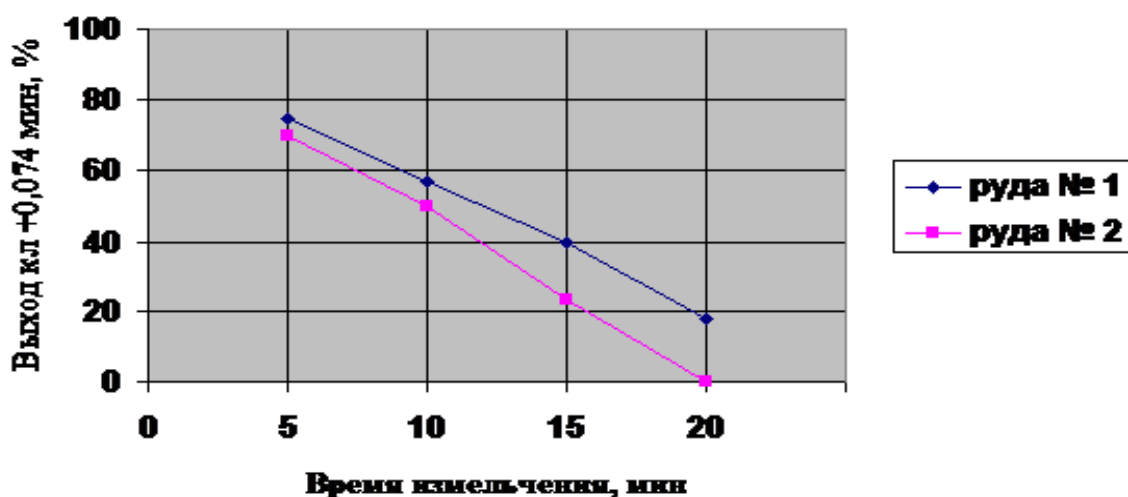


Рисунок 1.11 – Зависимость класса крупности от времени измельчения [32]

По этой же методике рассчитывают удельную производительность q_3 мельницы на эталонной руде.

Отношение q / q_3 дает показатель относительной измельчаемости.

В готовых продуктах измельчения открытого (разгрузка мельницы) и замкнутого (подрешетный продукт отсева разгрузки мельницы) циклов определяется содержание расчетных классов крупности – d по результатам ситовых анализов определяется удельная производительность мельницы по вновь образованному расчетному классу крупности, например по классу – 0,074 мм для исследуемой и эталонной руд. При открытом цикле:

$$q_d = \frac{60 \cdot P_H}{V \cdot t_{изм}} (\beta_d - \alpha_d) \quad (1.13)$$

где $t_{изм}$ – время измельчения, мин;

β_d и α_d – содержание расчетного класса крупности – d соответственно в исходном материале и продукте измельчения, доли ед;

d – размер расчетного класса крупности, мм.

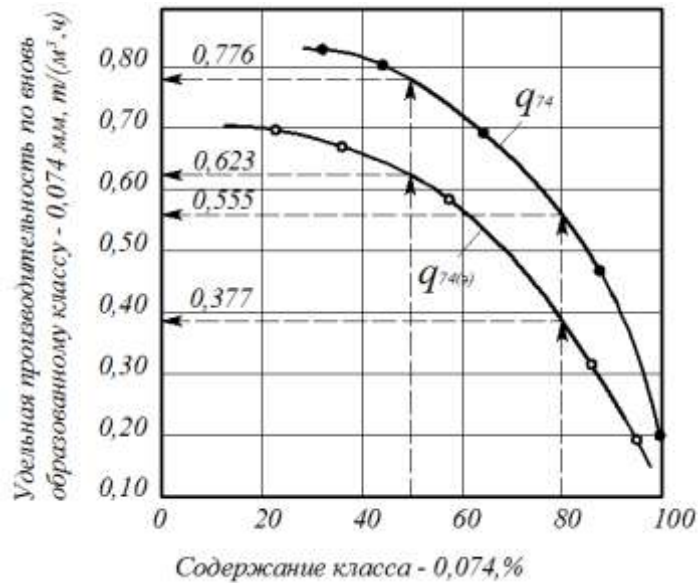


Рисунок 1.12 – Зависимость удельной производительности по вновь образованному классу – 0,074 мм от содержание этого же класса в измельченном продукте при открытоцикловом режиме работы шаровой мельницы 300x200 и измельчении исследуемой и эталонной руд [35]

По графику зависимости $q_d = f(\beta_d)$ определяются q_d и $q_{d\beta}$ при заданном содержании расчетного класса крупности в готовом продукте исследуемой и эталонной руд и по формуле (1.11) вычисляется коэффициент относительной измельчаемости.

В соответствии с рисунком 1.12 показано графическое определение удельной производительности мельницы по вновь образованному классу – 0,074 мм исследуемой K и эталонной M руд по результатам их измельчения в имитированном открытом цикле. В соответствии с рисунком 1.12 видно [35], что при

$$\beta_{0,074}^K = \beta_{0,074}^M = 50\%$$

$$K_{ИЗМ}^{50} = \frac{0,766}{0,623} = 1,23 \text{ ед}$$

и при

$$\beta_{0,074}^K = \beta_{0,074}^M = 80\%$$

$$K_{ИЗМ}^{80} = \frac{0,555}{0,377} = 1,47 \text{ ед}.$$

Для управления процессом измельчения материала в мельнице и подбора условий оптимальной ее работы необходимо знать, как протекает данный процесс во времени, то есть знать его кинетику.

Исследование механики измельчения материалов, вызваны запросами практики, и заключаются в повышении эффективности технологических процессов. В зависимости от природы материала и характера его использования к измельчению предъявляют разнообразные, но, чаще всего, вполне конкретные требования по дисперсности, чистоте и др. В большинстве случаев ставится задача получения более тонкого материала при ограничениях в затратах энергии и времени [6, с.17], такие же требования предъявляются к центробежно – гирационной мельнице. Для оптимальной работы центробежно – гирационной мельницы и эффективного процесса измельчения в ней, необходимо знать, течение процесса во времени.

В теории и практике измельчения крупность продуктов оценивают по определенной статистической характеристике распределения классов крупнее и меньше определенного размера. Наиболее часто используется 95% - ный квантиль, характеризующий размер ячейки сита, через которое проходит 95% продукта. В отечественной практике 95 % - ный квантиль распределения принято называть номинальной крупностью продукта и обозначать его символом d_{95} , в зарубежной практике принят 80% - ный квантиль d_{80} .

Аналитические уравнения кинетики [23] прерывного измельчения обычно используются для определения относительной измельчаемости различных материалов. Для определения же влияния крупности продукта измельчения на измельчаемость исследуемого материала, кинетические закономерности прерывного измельчения обычно не используются, так как на процесс сухого измельчения оказывает влияние агрегирование частиц, а на процесс мокрого измельчения – изменение реологических свойств образующейся пульпы, которые зависят от физических свойств исследуемых материалов и от фракционного состава образующихся при измельчении продуктов.

Выбор технологической схемы, оборудования и режимов его работы осуществляется в результате сравнения различных вариантов.

В настоящее время совершенствование измельчительной техники ведется в направлении повышения ее производительности и снижения энергоемкости. Это достижимо за счет применения механизмов разрушения включающих суммарное воздействие раздавливающих, ударных, раскалывающих, изламывающих и истирающих нагрузок.

1.4 Анализ факторов, влияющих на производительность центробежно – гирационной мельницы

Работа мельницы оценивается двумя основными показателями: производительностью и эффективностью.

Производительность прямым образом будет зависеть от множества факторов, отметим главные из них: тонкость готового продукта, влажность

материала, гранулометрический состав материала, вязкость материала, эффективность работы оборудования и т.д. [42]. Первый ряд факторов: крупность исходной руды, крупность измельченного продукта и измельчаемость руды. Крупность исходного материала принимают на основании технико-экономических расчетов с учетом наименьших общих затрат на дробление и измельчение. Производительность мельницы тем выше, чем меньше крупность исходного материала и крупнее продукт измельчения.

Определить количественные закономерности измельчения можно только на основе опытных данных для конкретного материала, так как в зависимости от физических свойств различные материалы при измельчении ведут себя по-разному. Установлено [43], что крупность исходного материала влияет на производительность мельницы. Поэтому следует пользоваться коэффициентом, учитывающим крупность исходного материала и измельченного продукта. очевидно влияние тонкости готового продукта, так как после перемола руд в мельнице тонкость материала становится выше, а способность помола ниже. Форма, размеры и удельный вес измельчающих тел имеют первостепенное значение для оптимальной работы мельниц. Для увеличения производительности мельницы обычно применяют шары или цилиндры с таким же соотношениями размеров как и в стержневых мельницах [44].

Размалываемость материала и производительность мельниц в значительной степени зависят от физических свойств материалов. При сравнении размалываемости отдельных материалов иногда за эталон (единицу измерения) принимают кварц.

Таким образом коэффициент размалываемости K представляет собой соотношение:

$$K = \frac{T_K}{T_M} \quad (1.14)$$

где T_K – время, необходимое для размола кварца до определенной тонкости помола;

T_M – время, необходимое для размола испытуемого материала той же тонкости.

Размалываемость материала выражается как соотношение производительности мельницы к затраченной энергии на размол, т.е. выход размолотого материала на единицу затраченной энергии. Эта величина называется удельной производительностью и выражается в кг·час на 1 кВт эффективной мощности или в т/кВт·ч [45].

Учитывая твердость материала, можно сказать, что, чем выше твердость материала, тем сложнее производится помол, происходит большой износ оборудования. Рассмотрим также влажность помольного материала, содержание сверх нормы воды в материале, тогда материал легко прилипает, а также, во время загрузки и разгрузки материала на выходе создает не

благоприятные условия скапливаясь и засоряя его, что снижает производительность мельницы.

Второй ряд факторов: конструкция мельницы, размеры мельницы, частота вращения помольной камеры. Влияние конструкции мельницы и формы помольных труб на ее производительность также устанавливаются практически путем. Мельницы, работающие с низким уровнем слива, отличаются производительностью несколько большей, чем мельницы с нормальным уровнем слива. Производительность центробежно – гирационных мельниц с противовесом приблизительно на 15 % больше производительности мельниц, чем без противовеса.

Существенное влияние на производительность мельницы оказывает частота вращения помольной камеры, которая обычно не регулируется, поэтому резервом повышения производительности мельниц является создание мельниц с регулируемой частотой вращения.

Третий ряд факторов эксплуатационного и технологического характера: открытый или замкнутый цикл, эффективность работы классифицирующего аппарата, степень заполнения мельницы мелющей средой, а также размеры и форма мелющих тел. С ростом степени заполнения мельницы мелющей средой растет расход энергии на измельчение. Число ударов помольных тел в мельнице увеличивается с уменьшением их размера, так как число помольных тел при такой же их общей массе становится больше. Поэтому желательно применение помольных тел наименьшего размера, при котором они еще способны хорошо измельчать материал заданных крупности и твердости [44].

Итак, по первому фактору производительность мельницы:

$$Q = \mathcal{E} \cdot N \quad (1.15)$$

где \mathcal{E} – эффективность измельчения, т / (кВт·ч).

$$\mathcal{E} = \left[\frac{\kappa_{II}}{b \cdot \delta^{-1} (d^{-1} - D^{-1})} \right] \quad (1.16)$$

Таким образом, при постоянных условиях измельчения материала производительность мельницы пропорциональна потребляемой полезной мощности.

Между геометрическими параметрами мельницы и полезной мощностью существует определенная зависимость:

$$N = k \cdot D^{2.5..2.6} \cdot L \quad (1.17)$$

где, k – коэффициент пропорциональности;
2,5 – показатель степени для центробежных мельниц
2,6 – то же, для мельниц самоизмельчения.

Формула справедлива при определенном и постоянном режимах работы мельницы. Удельная производительностью мельницы называют производительность, приходящуюся на 1 м^3 объема помольной камеры:

$$q = \frac{c \cdot D^{2.5 \dots 2.6} \cdot L}{\left(\frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4} \right)} \quad (1.18)$$

С ростом степени заполнения мельницы измельчающей средой увеличивается расход энергии на измельчение. При этом соответственно повышается производительность мельницы. Производительность мельницы тем выше, чем выше эффективность классификации. Увеличение скорости прохождения материала через мельницу, имеющее место при возрастании циркулирующей нагрузки, способствует повышению эффективности работы измельчающей среды, уменьшению степени переизмельчения и улучшению производительности мельницы.

Увеличение производительности мельницы, работающей в открытом цикле, приводит к росту скорости прохождения руды через мельницу, т.е. играет такую же роль, как циркулирующая нагрузка в замкнутых циклах. Каждой разновидности руды соответствуют оптимальные значения общей производительности и циркулирующей нагрузки, при которых обеспечивается наиболее высокая производительность мельницы по готовому продукту. Производительность центробежно - гирационных мельниц рассчитывается по методу подобия, т.е. исходя из практических данных их работы при режимах, близких к оптимальному. При этом учитывают различия в измельчаемости, крупности исходного и измельченного продукта, размерах и способе разгрузки мельницы. Расчет приводят по удельной производительности или эффективности измельчения. Экспериментально определяют удельную производительность эталонной мельницы q_1 по вновь образованному расчетному классу (-0,074 мм). Удельную производительность проектируемой мельницы q_2 рассчитывают по формуле К.А. Разумова [48]:

$$q_2 = q_1 \cdot k_n \cdot k_K \cdot k_D \cdot k_T \quad (1.19)$$

где, k_n – коэффициент, учитывающий различие в измельчаемости руды (определяется экспериментальным путем и представляет собой отношение производительностей мельницы по вновь образованному расчетному классу при измельчении исследуемой и эталонной руде);

k_K - коэффициент, учитывающий различие в крупности исходного материала и измельченного продукта $k_K = \frac{m_1}{m_2}$

k_D – коэффициент, учитывающий различие в размерах мельниц

$$k_D = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)$$

k_T – коэффициент, учитывающий различие в типе мельниц.

Удельная производительность проектируемой мельницы по руде:

$$q = \frac{q_2}{(\beta_2 - \alpha_2)} \quad (1.20)$$

где α_2 и β_2 - содержание расчетного класса в исходном материале и измельченном продукте.

Производительность Q_2 проектируемой мельницы по руде:

$$Q = q \cdot V_2 = \frac{q_2 V_2}{(\beta_2 - \alpha_2)} \quad (1.21)$$

где V_2 – объем проектируемой мельницы, м³.

1.5 Цель и задачи исследования

Целью исследований является разработка усовершенствованной конструкции центробежно – гирационной мельницы для измельчения рудных материалов, обеспечивающая интенсификацию помольного процесса, снижения металлоемкости мельницы и повышение удельной производительности помола.

В соответствии с поставленной целью работы разработаны следующие задачи исследования:

- выполнить обоснование эффективности работы центробежно – гирационных мельниц для горнорудной промышленности, их конструктивные особенности и факторов, влияющих на их производительность;
- обоснование параметров конструкции центробежно – гирационной мельницы для измельчения рудных материалов на основе силового расчета;
- выполнить модальный анализ конструкции мельницы с использованием подсистемы Modal конечноэлементного пакета ANSYS Workbench, установить резонансные частоты мельницы, и их влияние на собственные частоты, при максимально и минимально допустимых нагрузках;
- экспериментальные исследования напряженно – деформированного состояния кривошипного вала, под действием динамических нагрузок на моделях усталостного разрушения и динамической прочности вала.

Выводы по 1 разделу

1. Выполнен анализ современного состояния работы различных помольных агрегатов их конструктивные особенности;
2. Рассмотрено теоретическое обоснование измельчения твердых материалов руд в мельницах ударного типа, определены основные параметры процесса дробления и измельчения материалов руд;
3. Установлены основные зависимости процесса измельчения: крупности руд, закономерности определения классов крупности при суммарном воздействии ударных, раскалывающих, изламывающих и истирающих нагрузок, позволяющих повысить производительность и снизить энергоемкость помольных агрегатов;
5. Определена цель и задачи исследования.

2 ОБОСНОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ КОНСТРУКЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНО – ГИРАЦИОННОЙ МЕЛЬНИЦЫ ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ МИНЕРАЛЬНОГО СЫРЬЯ

2.1 Оценка параметров конструкции центробежных мельниц для измельчения рудных материалов по патентным материалам

Представленная в соответствии с рисунком 2.1 центробежно - ударная мельница для рудных и нерудных смесей и материалов средней и низкой твердости. Дробимое вещество может обладать самой различной абразивностью, что, соответственно, не уменьшает область применения этого оборудования, а вот присутствие внутри емкости вязко - упругих веществ делает усреднение фракции малоэффективным [49].



Рисунок 2.1 - Центробежная мельница встречного удара ЦМВУ-800 [49]

Существует центробежно - гирационная мельница «Ламел-777» в соответствии с рисунком 2.2. Эта мельница выполнена по схеме параллелограмного механизма. Помольные камеры разместили на линии шатуна, что повышает динамическую устойчивость мельницы. Но в данной мельнице нет противовесов, что ставит под вопрос длительную эксплуатацию этой мельницы. Для установки противовесов необходимо увеличить расстояние между помольными камерами, что увеличивает металлоемкость мельницы [50,51].

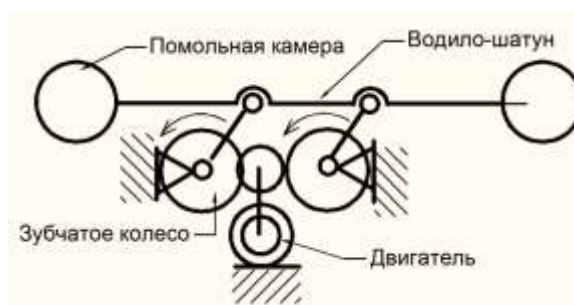


Рисунок 2.2– Кинематическая схема центробежно – гирационной мельницы Ламел -7771 [51]

Мельница ХОРС представленная в соответствии с рисунком 2.3 выполнена по параллелограммной схеме, каждый вал приводится во вращение своим

электродвигателем, имеется одна помольная камера по центру. Мельница имеет четыре противовеса, по два на каждом валу, что обеспечивает динамическое уравнивание. Мельница имеет низкую производительность при больших энергозатратах. Использование двух автономных двигателей вместо специального редуктора с одним двигателем также не эффективно. Частота вращения каждого двигателя уникальна, они не могут полностью совпадать. При работе неизбежно будет возникать торможение и разгон одного из двигателей другим. При проходе горизонтальных крайних положений кривошипами будет возникать напряжение, так как один кривошип будет стремиться вперед, а другой будет отставать. Все это может привести к появлению больших нагрузок и быстрой поломке мельницы [51, 52].

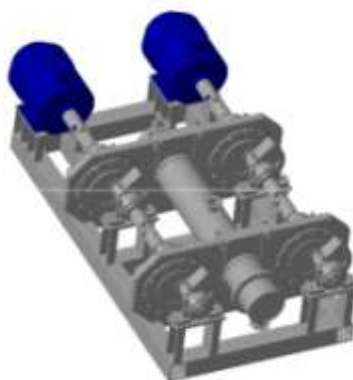


Рисунок 2.3– Схема центробежной мельницы ХОРС1 [52]

Центробежная эллиптическая шаровая мельница «Активатор - С5000» в соответствии с рисунком 2.4 имеет 1 вал с эксцентриком и две помольные камеры с шарами. Устойчивость водила обеспечивается шарнирной системой. Противовесов нет. Производительность до 5000 кг/час, мощность двигателя 75 кВт, частота вращения вала 500 об/ мин [51,53].



Рисунок 2.4 – Схема центробежной мельницы Активатор-С50001 [53]

Центробежно – гириационная мельница по авторскому свидетельству [54], в соответствии с рисунком 2.5. Центробежная мельница содержит двигатель 1, вращающий через муфту 2 составной коленчатого вала, состоящий из двух цапф с эксцентриками 3 и вала 4. Цапфы коленчатого вала 3 вращаются в подшипниках 5, закрепленных на раме основания мельницы 6. Вал коленчатого вала 4 через подшипники 7, приводит в круговое колебательное движение коромысло 8, на котором закреплены размольные барабаны 9, содержащие мелющие шары и размалываемый материал (не показано). Масса совершающего круговые колебания коромысла 8 и закрепленных на нем размольных барабанов 9, а также реакция находящихся в размольных барабанах 9 шаров и размалываемого материала уравновешены дебалансами 10, закрепленными на цапфах коленчатого вала.

Стабилизация пространственного положения подвижной части мельницы (предотвращение наклона коромысла 8 относительно несущей рамы 6) обеспечивается стабилизатором наклона, который может быть исполнен в разных вариантах: а) в виде вала с карданными шарнирами на его концах (поз.11 в соответствии с рисунком 2.5); б) двух последовательно соединенных шарниров равных угловых скоростей; в) в виде двух последовательно соединенных компенсирующих несоосность муфт; г) в виде торсиона в виде рычажной системы; д) в виде дополнительного эксцентрикового вала, вращающегося в подшипниках несущей рамы, с эксцентриком, вращающимся в подшипниках коромысла.

При этом, одним концом все виды стабилизаторов присоединены к коромыслу 8, а другим к несущей раме 6. Конструкция составного коленчатого вала, показана на фиг.1, он имеет вал 4, с прикрепленными к его концам эксцентриками 3, на которых закреплены дебалансы 10 [51,54].

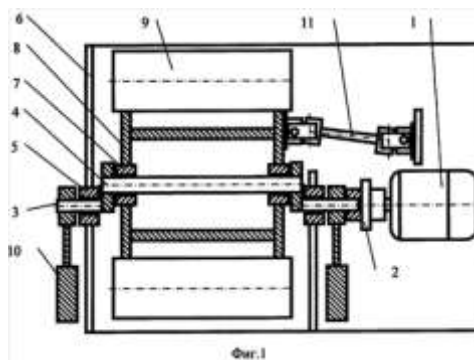


Рисунок 2.5 - Схема центробежно – гириационной мельницы [54]

Предлагаемые в этом решении способы фиксации водила (стабилизаторы) представляют из себя механические цепи шарнирно соединенных звеньев, имеющие две свободы движения. Такая конструкция не имеет определенного закона движения, она будет просто болтаться. При большой частоте вращения, водило вместе с помольными камерами будет совершать не предсказуемую

траекторию движения, появится большая вибрация и качка. Мельница быстро выйдет из строя.

Другой конструкцией по авторскому свидетельству [55], является одновальная мельница с двумя помольными камерами 1, на водиле 5 мельницы установлен вертикальный цилиндрический стержень 8, взаимодействующий с направляющей 9, которая в свою очередь скреплена с горизонтальной направляющей 10, которая взаимодействует с цилиндрическим стержнем 11, который жестко укреплен на основании 7. Такая конструкция позволяет получить необходимое плоско параллельное вращательное движение помольных камер 1. Но испытание опытного образца показали наличие больших сил трения в стержнях 8 и 11, особенно в крайних положениях указанных в соответствии с рисунком 2.6.

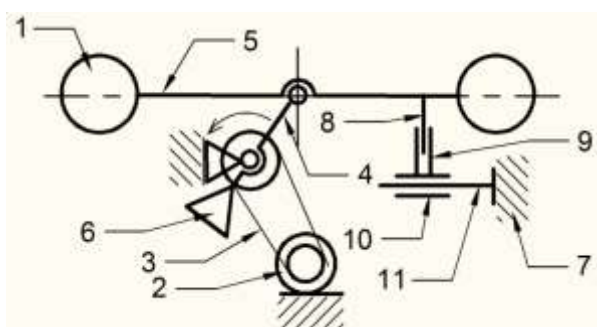


Рисунок 2.6 – Схема одновальной центробежной мельницы [55]

Разработанное, по авторскому свидетельству [56] техническим решением которого, является одновальная центробежная мельница с двумя помольными камерами 1, которые укреплены симметрично на водило 5 относительно кривошипа 4, который вращается двигателем 2 через ременную передачу. На водило 5 жестко установлен рычаг 8 с вилкой 9, которая взаимодействует с пальцем 10, установленном на основании 7 в соответствии с рисунком 2.7. Для уравновешивания на кривошипе 4 с противоположной стороны установлен противовес 6. При работе мельницы рычаг 8 вместе с помольными камерами совершает качальное движение. Болванки в помольных камерах совершают вращательное движение и производят помол сырья. Недостатком данной мельницы является разная траектория движения каждой помольной камеры 1, что приведет к разной степени измельчения в каждой камере 1. Но для отдельных специфических задач перемола можно использовать эту схему.

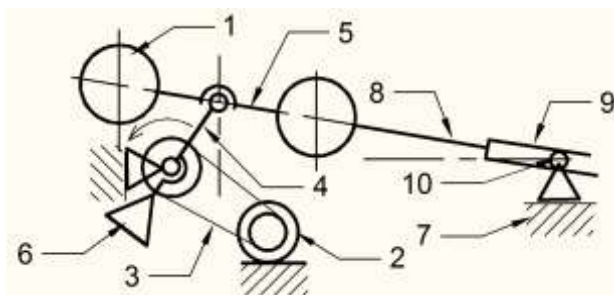


Рисунок 2.7 – Схема одновальная центробежная мельницы [56]

Авторами [57] предлагается мельница по схеме изображенной в соответствии с рисунком 2.8 параллелограммного механизма с двумя валами и кривошипами 4 одной длины. Помольные камеры 1 устанавливаются на водиле 5 симметрично относительно шарнира крепления одного кривошипа 4А, который является приводным и силовым. Именно он приводит в движение помольные камеры 1 и выдерживает основные нагрузки при работе. Противовес 6 устанавливается на валу этого кривошипа 4А, где второй кривошип 4Б является вспомогательным, его силовые нагрузки намного меньше. Он служит для обеспечения необходимого характера движения водила 5 с помольными камерами 1.

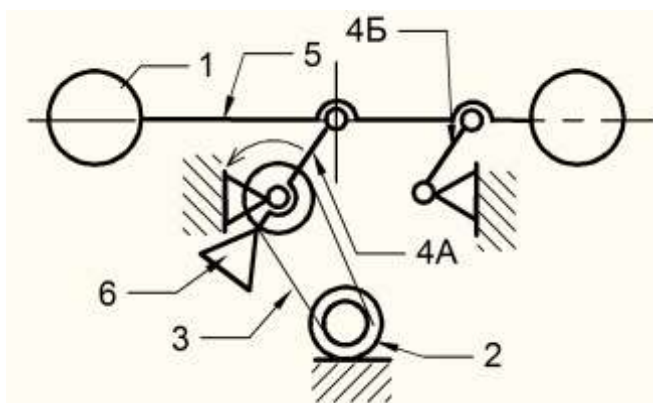


Рисунок 2.8 – Схема двухвальная центробежная мельница [57]

В дальнейшем предложена вертикальная схема в соответствии с рисунком 2.9, которая является техническим решением для двухвальная центробежная мельница. Испытания вывели недостатки схемы изображенной на рисунке 2.8. Для вращения вспомогательного кривошипа 4 необходим принудительный привод. Вращение от водила – шатуна 5 не работает при подходе крайним положением (кривошип и водило – шатун 5 параллельны (углы передачи равны нулю). Также при подходе к крайнему положению ведущий кривошип 4А может пройти крайнее положение, а вспомогательный кривошип 4Б еще не успеет (с опозданием). Данная ситуация возможна при длине расстояния между осями вращения валов намного превосходящей длину кривошипа 4. В данном

случае вспомогательный кривошип изображенный на рисунке 2.9 – 4Б начинает вращаться в обратную сторону, водило 5 с помольными камерами 1 перекашивает. Происходит авария мельницы с тяжелыми последствиями для ее узлов. Для предотвращения данной ситуации необходимо обеспечить жесткую зубчатую связь между валами. Использование ременной передачи не даст гарантии предотвращения перекоса, так эта передача проскальзывает и не обеспечивает жесткого закона движения валов и их кривошипов.

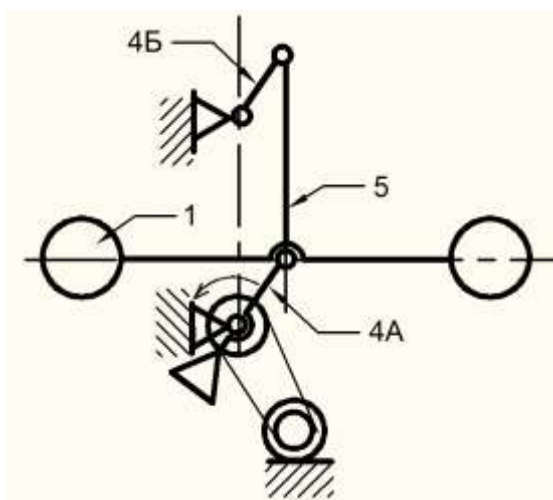


Рисунок 2.9 – Технические решения схемы мельницы [57]

В соответствии с авторским свидетельством [58] представлена центробежно – ударная мельница, которая относится к устройствам для сверхтонкого помола различных материалов в соответствии с рисунком 2.10. Известная центробежно ударная мельница работает следующим образом: исходный материал по загрузочному патрубку 1 поступает на первую ступень ротора под действием центробежных сил, развиваемых при вращении ротора, куски материала попадают на трапецевидные отбойные плиты 9 и разрушаются. Отскачившие от плиты 9 крупные осколки материала, доизмельчаются ударами набегающих бил 6. Мелкая фракция, увлекаемая воздушным потоком, через промежуток между отбойными плитами на поверхность направляющих планок 7 прямолинейной формы, доизмельчается и через осевые щели 8 между направляющими планками поступает на вторую ступень ротора мельницы. На второй ступени ротора процесс помола материала протекает аналогично первой ступени, но с более высокой скоростью нагружения.

В предлагаемой центробежно отражательной мельнице корпус выполнен цилиндрическим, однако направляющие пленки разделяют его на три самостоятельные камеры, первые две из которых идентичны друг другу, и в них измельчение и движение материала протекает по единому закону, а третья представляет собой самостоятельную камеру, в которой тонкоизмельченный

материал доизмельчается высокими скоростями нагружения и выходит через тангенциально расположенный патрубок.

Производительность предлагаемой мельницы зависит от ее геометрических размеров и может изменяться в пределах 100-5000 кг/ч при тонне готового продукта на выходе 15 – 0,1мм.

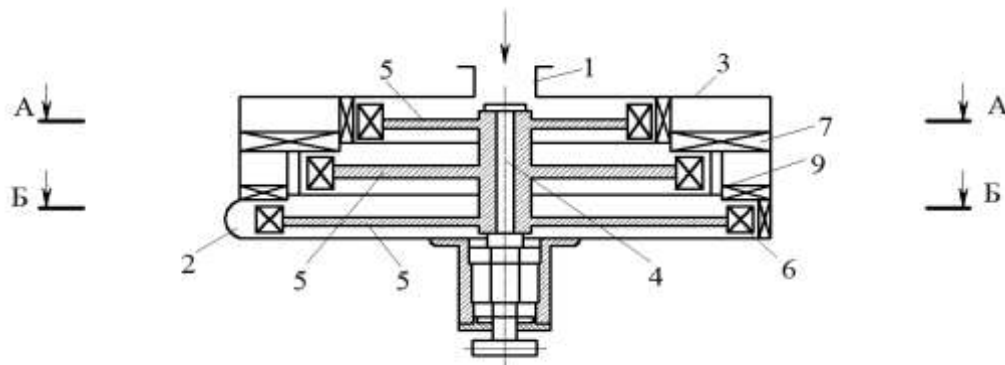


Рисунок 2.10 - Центробежно ударная мельница [58]

Однако увеличение линейной скорости нагружения частиц может вызвать нежелательные явления: вибрацию, повышенный износ рабочих органов, ненадежность работы самого устройства. Кроме того, ступенчатая форма корпуса мельницы создает большие сопротивления движению пылевоздушной смеси, которые приводят к разогреву как самого продукта, так и деталей мельницы. Все это понижает эффективность измельчения и надежность работы центробежной ударной мельницы. При длительном режиме работы становится необходимым дополнительно охлаждать корпус машины.

Предлагаемая центробежная мельница в соответствии с авторским свидетельством [59] в соответствии с рисунком 2.11. Изобретение отличается тем, что в центробежной мельнице, содержащей многоступенчатый корпус, расположенный в нем ротор в виде вертикального вала, несущего диски с ударными элементами, диаметр которых ступенчато возрастает по ходу перемещения размалываемого материала сверху вниз, в переточную трубу, загрузочный и разгрузочный патрубок и расположенное на торце ротора со стороны нижнего диска рабочее колесо вентилятора, вал ротора со стороны нижнего диска выполнен с центральным отверстием, а также с радиальными окнами, расположенными на уровне междисковых пространств.

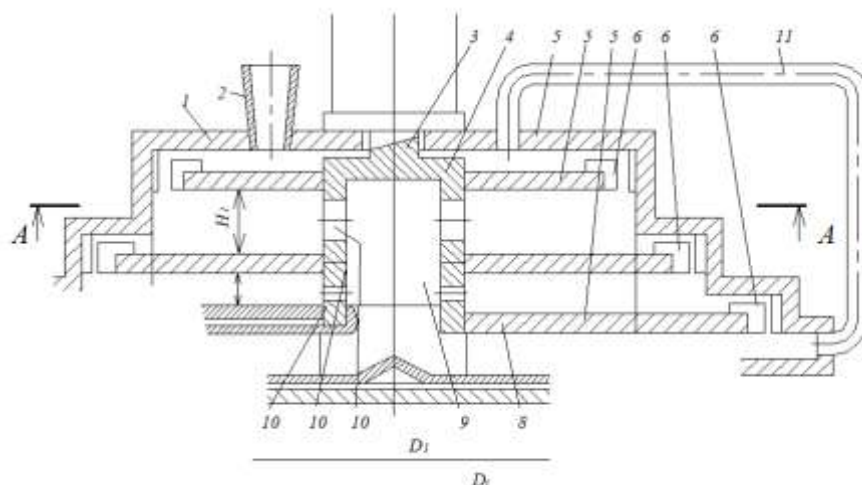


Рисунок 2.11 - Центробежная мельница [59]

Размалываемый материал подается через патрубок 2, установленный в корпусе 1, попадает под ударные элементы 6 в первой ступени и измельчается. Ссыпаясь в пространство между дисками первой и второй ступени, материал попадает в зону центробежно - противоточной классификации, причем мелкие частицы потоком воздуха, создаваемым вентилятором 8, выносятся через окна 10 ротора и через центральное отверстие 9 и патрубок 7 поступают в готовый продукт, а крупные частицы отбрасываются центробежными силами на ударные элементы 6 второй ступени и измельчаются, далее процесс повторяется. Крупные частицы, не разрушенные в последней ступени, по переточной трубе 11 возвращаются на домол в первую ступень. За счет уменьшения зазора между дисками по ходу движения материала в каждой последующей ступени радиальная компонента скорости воздуха выше, чем в предыдущей. При этом, поскольку по ходу движения, диаметр ступени возрастает, соотношение действующих на частицы сил (аэродинамической увлекающей их в радиальные окна, и центробежной, отбрасывающей к периферии) остается по ступеням постоянным. Это обеспечивает примерное постоянство границы разделения и дисперсного состава выносимых в готовый продукт частиц из разных ступеней и способствует повышению равномерности готового порошка.

Недостатком конструкции мельницы является низкая эффективность работы лопаток, относительно малую высоту в междисковом пространстве и предназначенных для осуществления прососа воздуха к центру ступени, что в принципе исключает возможность эффективной работы. Вследствие этого эффективность внутреступенной центробежно-противоточной классификации является весьма низкой.

Анализ существующих измельчительных оборудовании показал, что применяемые в производстве измельчительные агрегаты, техника и технология измельчения минерального сырья с использованием многолетней техники отстали в своем развитии, и не отвечают мировому уровню.

Перспективным направлением в области измельчения минерального сырья и других материалов является использование модернизированных центробежных мельниц гирационного типа, которые повышают удельную производительность, обладают низким удельным расходом электроэнергии и металлоемкости, а также простоту конструкции. Тем самым, является перспективным направлением в области дробления и измельчения, высокий экономический эффект, поэтому научное развитие основ проектирования центробежно – гирационной мельницы весьма актуальна.

2.2 Разработка усовершенствованной конструкции центробежно – гирационной мельницы для измельчения рудных материалов

Одной из актуальнейших современных проблем горно – промышленного комплекса, являются повышение эффективности процесса измельчения, разработка надежного и эффективного дробильно – измельчительного оборудования с целью существенного повышения его технологической эффективности, снижения металлоемкости и энергоемкости. Затраты, связанные с процессами дробления и измельчения минерального сырья, составляют одну из основных расходных показателей горнодобывающих предприятий. Высокие затраты определяются огромными объемами перерабатываемых материалов, низкой эффективностью работы устройств [60].

Существующие мельницы для измельчения минерального сырья реализуют такие общеизвестные способы механического разрушения частиц, как истирание, раздавливание, удар, среди которых наиболее эффективным является ударный способ.

Необходимо разработать и внедрить в работу мельницу с низким потреблением энергии. Такими являются центробежно – гирационные мельницы, предназначенные для перемола различного минерального сырья.

В настоящее время большинство применяемого дробильно – измельчительного оборудования в своих конструктивных решениях реализуют ограниченные одноактные механические воздействия, недостаточные для эффективного разрушения минерального сырья.

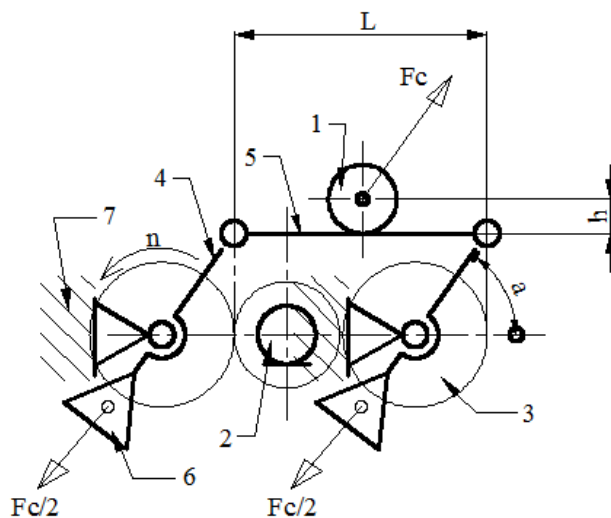
Во многих странах с развитой горнорудной промышленностью, включая Казахстан, измельчение руды и других минеральных ресурсов является одним из главных энергетических потребителей. В настоящее время энергоэффективность становится важнейшим показателем работы мельницы, так как энергия дорожает, значительно повысился статус экологических проблем, энергию необходимо беречь и экономить. Многие небольшие рудники работали на энергии дизель – генераторов, но в настоящее время значительно выросла цена дизельного топлива, также увеличилась доля руды с небольшим содержанием полезного продукта, что делает работу многих рудников не рентабельной [51].

Повышение эффективности процессов дробления и измельчения происходит за счет конструктивного решения, а также за счет использования

многократных динамических нагрузок при воздействии на разрушаемый материал.

Принцип работы такой мельницы заключается в плоско – параллельном перемещении цилиндрических помольных камер – труб в плоскости перпендикулярной их оси, при котором каждая точка помольной камеры движется по окружности с радиусом равным длине кривошипа r механизма мельницы [61-64].

В настоящее время существует базовая конструкция мельницы, работающая по описанному принципу [62, 64].



1 – помольная камера; 2 – кривошипный вал; 3 – помольная камера; 4 – кривошип; 5 – водило; 6 – противовес; 7 - стойка

Рисунок 2.13 - Принципиальная схема работы двухвальной центробежно – гирационной мельницы [51]

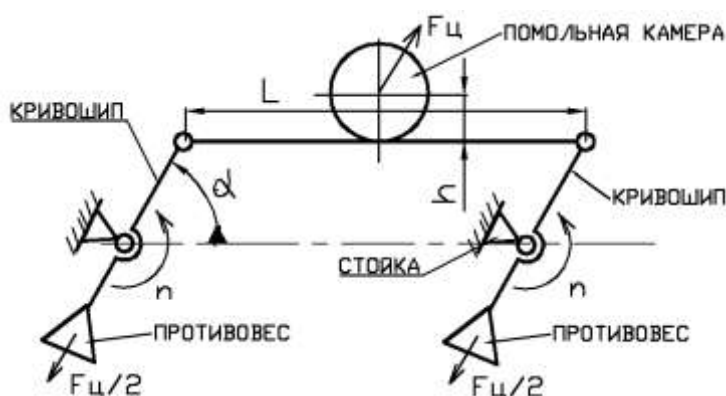


Рисунок 2.14 – Базовая схема центробежной мельницы

Схема этой мельницы имеет ряд существенных недостатков, препятствующих широкому распространению мельниц подобного типа в соответствии с рисунком 2.13 и 2.14. Это динамическая неуравновешенность мельницы, большая металлоемкость конструкции, ее сложность и стоимость, имеется избыточная кинематическая связь (кривошипы одновременно приводятся во вращение шатуном и зубчатыми колесами), что создает проблемы при сборке и эксплуатации. Она состоит из двух одинаковых кривошипов, соединенных шатуном, которые вместе со стойкой составляют параллелограмм, на шатуне установлена помольная камера, на кривошипах имеются противовесы.

Для полной уравновешенности механизма необходимо, чтобы векторная сумма всех статических сил, приложенных к механизму и сумма крутящих моментов этих сил по формуле (2.1) - (2.4), равнялась нулю, то есть выполнялось условие:

$$\sum \vec{P}_i = 0 \quad (2.1)$$

$$\sum \vec{M}_i = 0 \quad (2.2)$$

$$\sum \vec{F}_{qi} = 0 \quad (2.3)$$

$$\sum \vec{M}_{qi} = 0 \quad (2.4)$$

В рассмотренной схеме условие (2.4) выполняется не всегда. При осуществлении условия (2.3) центробежная сила помольной камеры $F_{ц}$ должна уравновешиваться центробежными силами двух противовесов, следовательно сила одного противовеса равна $F_{ц} / 2$.

Для расчета параметров конструкции центробежно – гирационной мельницы определенный интерес представляют современные технические решения по исследованию конструкции на основе кулисного механизма и конструктивных особенностей рабочего органа, что вызывает измельчение материала за счет плоско – параллельного движения ударных и истирающих воздействий.

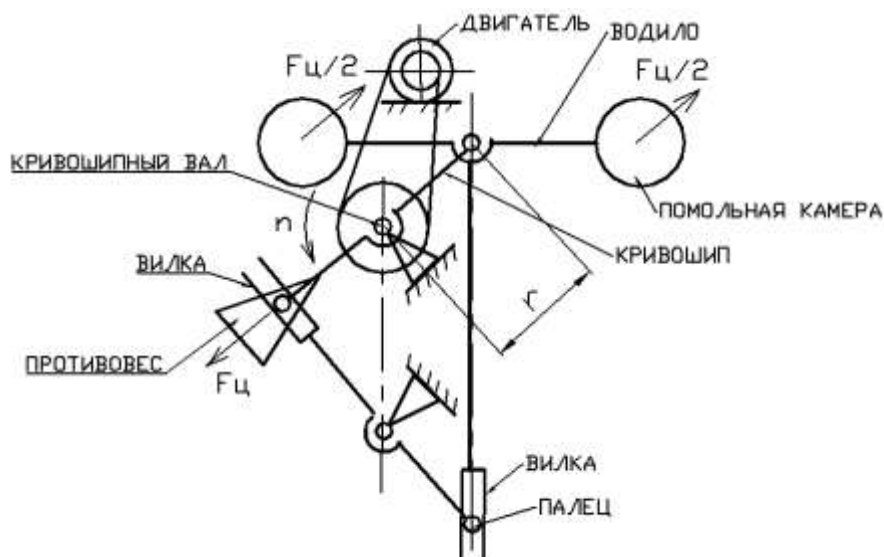


Рисунок 2.15 – Схема предлагаемой центробежно - гирационной мельницы

Полная геометрическая модель мельницы ЦГМ-140/320 приведена в соответствии с рисунком 2.16. Она включает в себя как движущиеся части мельницы, так и элементы её закрепления к неподвижному фундаменту [66].

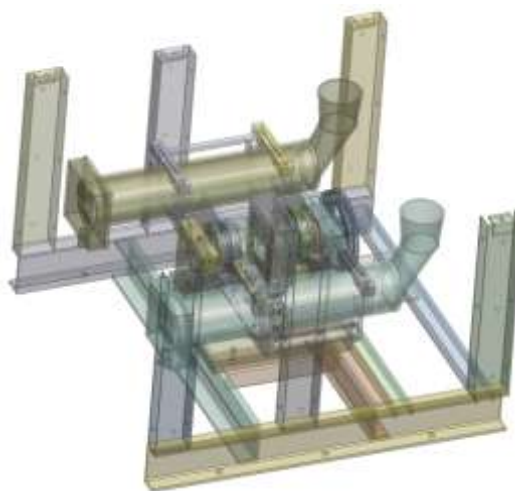
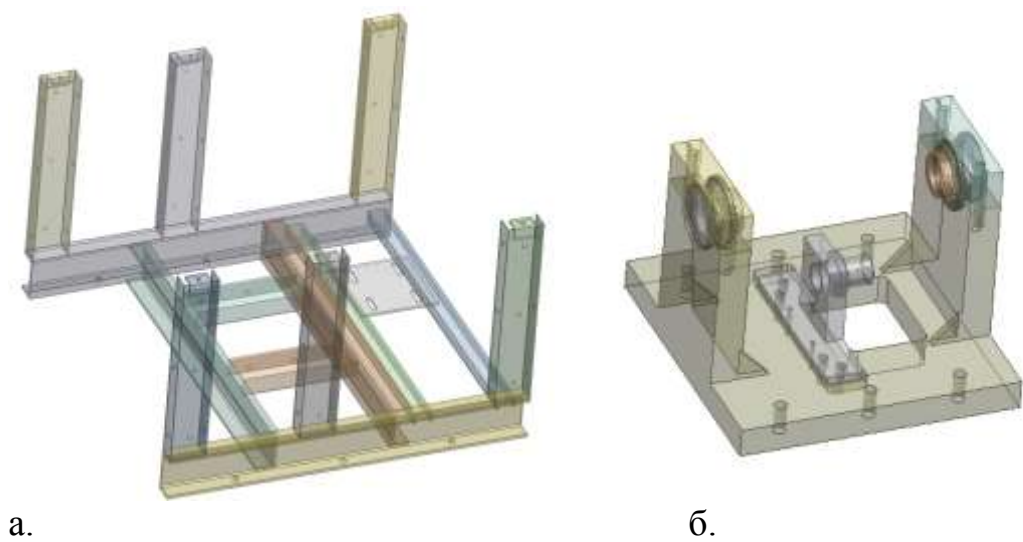


Рисунок 2.16 – Полная геометрическая модель ЦГМ-140/320

Основными неподвижными частями мельницы являются рама и корпус со стойкой изображенные в соответствии с рисунком 2.17. Движущиеся части включают в себя вал с противовесом, кулису и водило с помольными камерами в соответствии с рисунком 2.18. Такая конструкция обеспечивает сложное плоско – параллельное движение помольных камер.

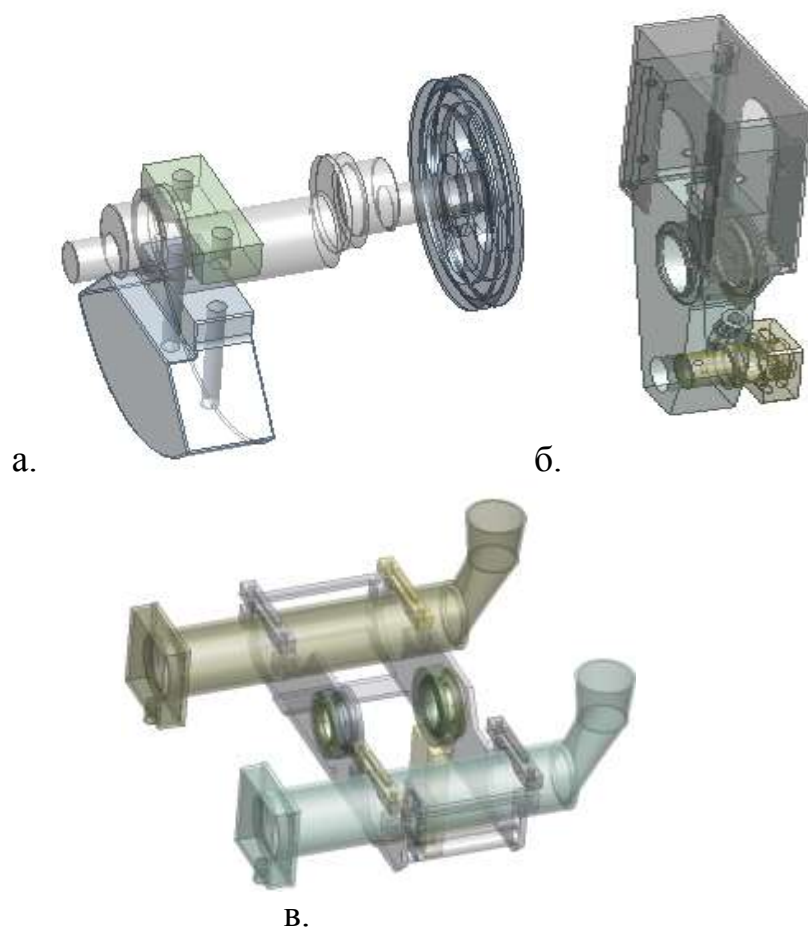


а.

б.

а – рама; б – корпус

Рисунок 2.17 – Неподвижные части конструкции



а.

б.

в.

а – вал с противовесом; б – кулиса; в – водило с помольными камерами

Рисунок 2.18 – Движущиеся части конструкции

В данной схеме применен кулисный механизм описанный в соответствии с рисунком 2.19, в которой две помольные камеры 1 установлены симметрично на шатуне – водило 5, который шарнирно взаимодействует с кривошипом 4. Кривошип 4 приводится во вращение двигателем 2 вокруг оси 9 через ременную передачу 3. На противоположном конце кривошипа 4 установлен противовес 6 и цилиндрический палец 12, который через вставки 13 взаимодействует с вилкой 14, установленной на кулисе 8. На противоположном конце кулисы 8 имеется цилиндрический палец 15. Кулиса 8 вращается вокруг оси 10. Палец 15 взаимодействует с вилкой 16 через вставку 17. Вилка 16 установлена на стержне 11 жестко соединенном с шатуном – водило 5 [51].

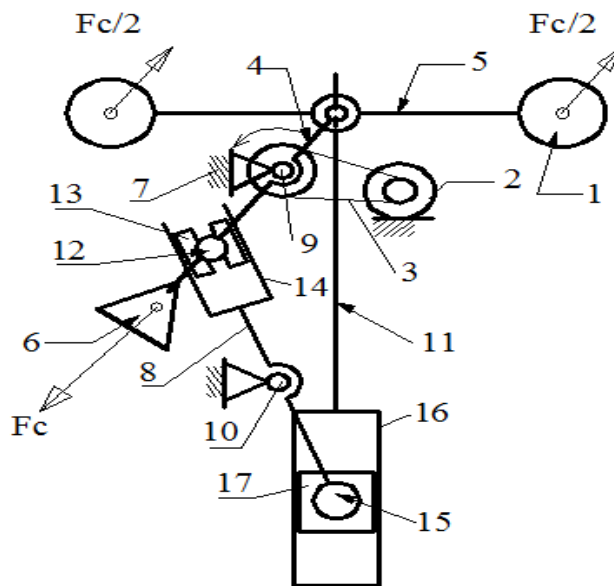


Рисунок 2.19 – Схема центробежно – гирационной мельницы

Плоско – параллельное перемещение помольной камеры позволяет засыпной воронке все время находится наверху, а высыпному патрубку находится внизу, что создает большое удобство для засыпки сырья и выгрузке готового продукта из помольной камеры в соответствии с рисунком 2.20.

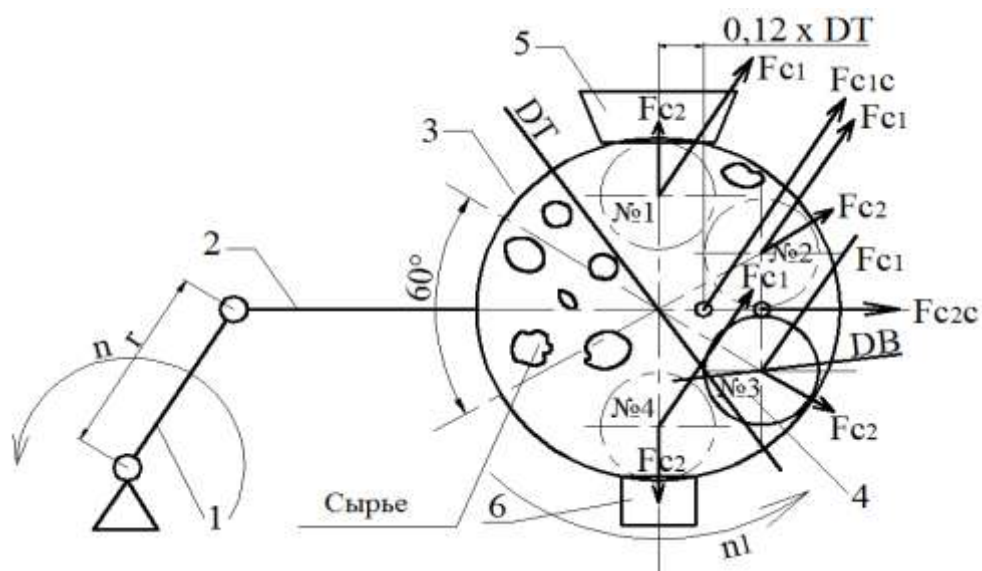


Рисунок 2.20 – Принципиальная схема работы центробежно – гирационной мельницы [51, 65]

Рассмотрим характер движения одного цилиндрического помольного тела с массой m и диаметром D_B в помольной камере с внутренним диаметром D_m при вращении кривошипа радиусом r с частотой n . При вращении кривошипа на помольное тело действует:

Сила тяжести

$$P = m \cdot g$$

Центробежная сила направленная параллельно положению кривошипа и вместе с кривошипом вращающаяся в ту же сторону с такой же частотой n [55] :

$$F_{ц1} = m \cdot r \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2 \quad (2.5)$$

Под действием этой силы помольное тело начинает двигаться по внутренней поверхности трубы - помольной камеры. Движение происходит по окружности с радиусом $R_k = (D_T - D_B)/2$ в ту же сторону, что и вращение кривошипа.

Сила $F_{ц1}$ направлена по касательной к окружности движения помольного тела. При этом движении возникает вторая центробежная сила $F_{ц2}$, которая направлена вдоль радиуса трубы - помольной камеры, ее значение равно:

$$F_{ц2} = m \cdot R_k \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_1}{30}\right)^2 \quad (2.6)$$

Радиус качения помольного тела:

$$R_K = \frac{D_T - D_B}{2} \quad (2.7)$$

n_1 – частота вращения помольного тела внутри помольной камеры, $n_1 \ll n$. Вращению помольного тела внутри камеры препятствует сырье. Можно принять, что:

$$n = 3 \cdot n_1$$

Эта сила все время прижимает помольное тело к стенке трубы помольной камеры. Из этих рассуждений видно, что на помольное тело в общем случае действует три силы, которые участвуют в перемолоте сырья. Силы P и $F_{ц2}$ давят и исстирают сырье, а сила $F_{ц1}$ разбивает сырье [51,].

Рассмотрим взаимодействие нескольких одинаковых помольных тел. В соответствии с рисунком 2.20 видно, что на все помольные тела действует сила $F_{ц1}$ и сила тяжести P . Помольные тела занимают разное положение в помольной камере, поэтому только одно тело может занимать такое положение при котором его сила $F_{ц1}$ направлена по касательной к окружности движения, и только для этого тела она является полностью движущей силой – это тело 3. Для остальных тел сила $F_{ц1}$ является частично движущей, это тела 2 и 4, противодействующей движению, тело 1. В этом случае получается, что только одно помольное тело является полностью приводным, выступает в роли двигателя всей системы помольных тел. Таким образом, вращение всей системы помольных тел происходит с частотой n_1 намного уступающей по величине частоте n , так как в этом случае есть противодействие некоторых помольных тел и сырья. Из практических наблюдений видно, что частота вращения n_1 примерно в $S=4 - 6$ раз меньше значения частоты n , значительное колебание этой величины зависит от n (чем больше n тем меньше S), твердости сырья и т.д. При несовпадении значений частот вращения в роли двигателя всей системы по порядку оказываются все помольные тела системы.

Для успешной работы системы помольных тел очень важно обеспечить их движение с прижиманием к стенкам помольной камеры, но с учетом того, что $n_1 \ll n$, условие постоянного прижимания помольных тел к стенкам помольной камеры не всегда выполняется, особенно во время прохождения верхней точки. В этом случае следует обеспечить невозможность падения верхнего помольного тела к центру помольной камеры, что мгновенно приведет в хаотичный ритм движения помольных тел. Это можно обеспечить подбором геометрических параметров – D_B , D_T и числом помольных тел – N .

Из практических опытов следует, что оптимальное значение числа помольных тел является $N = 4$, при $N = 3$ и $N = 5$ эффективность движения

помольных тел ухудшается. Также из опытов следует выбирать параметры D_B и D_T из следующего соотношения $D_T/D_B = 3,1 - 3,0$.

В помольной камере находятся частицы сырья разной крупности. Они также двигаются по окружности вместе с помольными телами, на них также действуют те же силы, что и на помольные тела. Частицы сырья двигаются по окружностям разного радиуса, с разными скоростями. В процессе движения частицы попадают под удар помольных тел, их истирающего воздействия и т.д. Помольные тела воздействуют как силой гравитации, так и центробежной силой, которая на много больше силы гравитации. Такое энергичное и комбинированное воздействие на сырье способствует быстрому измельчению последнего. Также при вращении частиц сырья они активно контактируют друг с другом, что также способствует их самоизмельчению.

Так как силы $F_{ц2}$ направлены в разные стороны, то их векторная сумма невелика и ее влияние на динамическую устойчивость мельницы будет не так заметно, но эти центробежные силы не уравновешены и оказывают влияние на работоспособность мельницы. Определим их приблизительное значение. Примем соотношение $D_T/D_B = 3,1$.

Из рисунка 2.20 видно, что при этом соотношении силы $F_{ц2}$ помольных тел 1 и 4 которые направлены в диаметрально противоположные стороны, в процессе они самоуничтожаются. Силы $F_{ц2}$ помольных тел 2 и 3 направлены под углом 60° . Неуравновешенная сила $F_{ц2C}$ от вращения помольного тела в помольной камере равна их суммирующей векторной силе [51]:

$$F_{ц2C} = 2 \cdot F_{ц2} \cdot \cos 30^\circ = 1,73 \cdot F_{ц2} \quad (2.8)$$

Сила $F_{ц2C}$ проходит через центр помольной камеры и вращается с частотой n_1 . Суммирующая сил $F_{ц1}$ равна их сумме, учитывая факт, что все силы равны и направлены в одну сторону получаем следующее уравнение :

$$F_{ц1C} = 4 \cdot F_{ц1} \quad (2.9)$$

Точка приложения этой силы находится на расстоянии $l = 0,12 \times D_T$ от центра помольной камеры. Эта точка вращается с частотой n_1 .

Проведем силовой анализ этой схемы с учетом перемещения в помольных камерах помольных тел. Учитываем следующие конструктивные параметры центробежно – гириционной мельницы: диаметр помольной камеры $D_T = 140$ мм, диаметр помольного тела $D_B = 45$ мм, длина кривошипа $r = 15$ мм, частота вращения $n = 500$ мин⁻¹, частота $n_1 = 170$ мин⁻¹, масса помольного тела $m = 7$ кг, масса кривошипа $m_k = 20$ кг, масса помольной камеры $m_T = 10$ кг, количество помольных камер – 2 шт. Определим общую центробежную силу $F_{ц10}$ по формуле 2.10:

$$F_{ц10} = (8 \cdot m + 2 \cdot m_T + m_K) \cdot r \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2 \quad (2.10)$$

Эту силу можно уравновесить установкой противовеса.

Неуравновешенный момент от перемещения помольного тела в помольной камере:

$$M_H = (0,12 \cdot D_T) \cdot 4 \cdot F_{ц1} \quad (2.11)$$

Учитывая рациональные параметры конструкции производим расчет противовеса. Для выполнения всех четырех условий статической устойчивости мельницы, указанных по формулам (2.1) – (2.4), конструктивно необходимо выполнить следующее условие – сумма моментов от статических сил равна нулю:

$$\sum M_{Cmi} = 0 \quad (2.12)$$

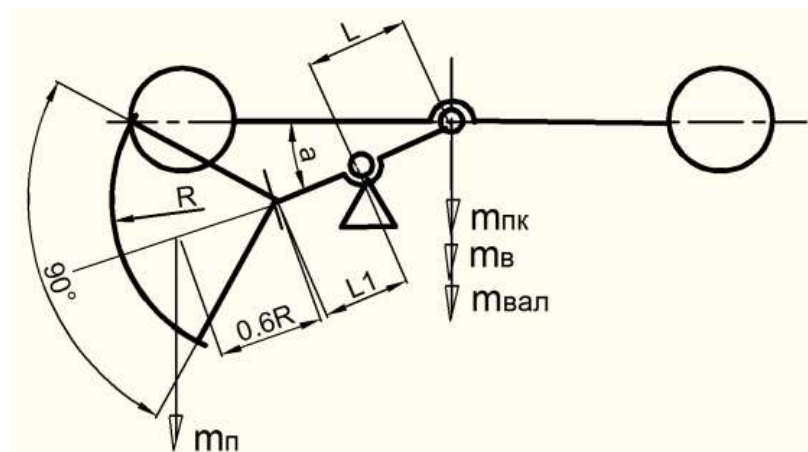


Рисунок 2.21– Схема противовеса

$$(m_{нк} + m_е + m_{вал}) \cdot L \cdot \cos a \cdot g - m_n \cdot L_1 \cdot 0,6 \cdot R \cdot \cos a \cdot g = 0 \quad (2.13)$$

$$(m_{нк} + m_е + m_{вал}) \cdot L - m_n \cdot L_1 \cdot 0,6 \cdot R = 0 \quad (2.14)$$

Противовес представляет собой круговой сектор с углом равным 90° . Этот угол является оптимальным [51, с.32]. Расчетная формула массы противовеса равна:

$$(m_{нк} + m_е + m_{вал}) \times L - m_n \times L_1 \times 0,6 \times R = 0 \quad (2.15)$$

$$m_n = \frac{(m_{нк} + m_в + m_{вал}) \cdot L}{L_1 \cdot 0,6 \cdot R} \quad (2.16)$$

$$m_n = \frac{\pi \cdot R^2}{4} \cdot B\gamma \quad (2.17)$$

где $m_{нк}$ – масса помольных камер, кг;

$m_в$ – масса водила, кг;

$m_{вал}$ – масса вала, кг;

$m_{п}$ – масса противовеса, кг;

g – ускорение свободного падения;

L – длина кривошипа, м;

L_1 – длина противоположного кривошипа для крепления противовеса, м;

R – радиус сектора противовеса, м;

B – ширина противовеса, м;

γ – удельная масса противовеса, для стали $\gamma = 7800$ кг/м³.

Наиважнейшим показателем мельницы является мощность привода.

Энергия привода в основном затрачивается на кручение вала вокруг подшипника радиуса R_1 и водила вокруг центрального подшипника радиуса R_2 . Этому кручению препятствует сила тяжести элементов мельницы, находящихся на валу и центробежная сила $F_{ц}$, которая приложена в подшипнике R_2 .

Крутящий момент от сил трения в подшипнике основного вала равен:

$$M_{кртр1} = (m + m_{пр} + m_{вала}) \cdot g \cdot f \cdot R_1 \quad (2.18)$$

где m – масса водила и помольных камер, кг;

$m_{пр}$ – масса противовеса;

$m_{вала}$ – масса вала;

g – ускорение свободного падения;

f – коэффициент трения;

R_1 – радиус подшипника основного вала.

Центробежная сила $F_{ц}$ равна:

$$F_{ц} = m \cdot L \cdot \omega^2 \quad (2.19)$$

где L – длина кривошип, м,

ω – угловая скорость, рад/с.

Крутящий момент от силы трения в подшипнике водила равен:

$$M_{кртр2} = F_{ц} \cdot f \cdot \omega$$

где R_2 – радиус подшипника водила.

Крутящий момент привода рассчитывается по следующей приближенной формуле:

$$M_{пр} \geq 2 \cdot (M_{кртр1} + M_{кртр2}) \quad (2.20)$$

Эмпирический коэффициент 2 учитывает взаимодействие звеньев кулисного механизма мельницы и противодействие вращению помольных тел в помольных камерах.

В свою очередь мощность привода равна:

$$N = 2 \cdot f \cdot \omega \cdot \{ (m_{np} + m_{вал} + m) \cdot g \cdot R_1 + m \cdot L \cdot \omega^2 \cdot R_2 \} \quad (2.21)$$

Из анализа полученной формулы видно, что наилучшим параметром через который можно уменьшать мощность привода является радиус подшипника R_2 .

Практической реализацией центробежно – гирационной мельницы в области измельчения минерального сырья является исследование центробежно – гирационной мельницы в соответствии с рисунком 2.22 и заверенной авторским свидетельством [64], разработанная и прошедшая практические испытания на полигоне Государственного научно – производственного объединения промышленной экологии «Казмеханобр» в городе Алматы, входящего в состав Национального центра по комплексной переработке минерального сырья Республики Казахстан [63, 67].

По результатам испытаний в этой схеме получена теоретическая уравновешенность механизма. Имеются существенные конструктивные достижения: имеется один кривошипный вал, нет избыточной связи, не требуется применения зубчатых колес, что значительно упростило конструкцию. Мельница отличается невысоким уровнем металлоемкости. Мельница имеет невысокий уровень сложности конструкции. Предлагаемая конструкция центробежно – гирационной мельницы имеет 1 эксцентриковый вал, 5 подшипников, масса уменьшена в 1,5 раза. Упрощение конструкции мельницы и уменьшение ее металлоемкости позволило уменьшить стоимость мельницы по сравнению с шаровыми примерно в 3 раза, по сравнению с существующими центробежными мельницами в 1,5 раза. Мельница имеет высокую ремонтпригодность. Она не требует жесткой защиты помольных камер, при сильном износе камеры заменяются на новые, так как они изготавливаются из стандартных стальных труб малого диаметра.

Процесс измельчения минерального сырья многократно исследовался на центробежных мельницах. Измельчению подвергались различные сырьевые материалы: шлак, цементный клинкер, медная руда, барит, различные углеродистые материалы.

Все проведенные испытания в промышленных условиях доказали техническую возможность, экономическую целесообразность и

перспективность центробежно – гириационной мельницы за счет малой металлоемкости, высокой удельной производительности, сокращение удельного расхода энергии и экономии материала расходуемые на помольные тела и футеровку, а также простота конструкции [51, с.30].



Рисунок 2.22 - Центробежно – гириационная мельница

Рекомендации по эксплуатации мельницы: помольная камера должна иметь небольшой наклон в сторону выгрузки – 1 – 2 градуса. Угол немного повышает производительность выработки, а также одно из важных условий, что в помольной камере должно находиться четыре помольных тела. Удалить хотя бы одно помольное тело нельзя, так как нарушается равновесие сил, появится дополнительная вибрация. Противовес рассчитан именно на вес четырех помольных тел, засыпать сырье в помольную камеру необходимо равномерно и только во время работы мельницы. Если в помольную камеру одновременно поступает слишком много сырья, в последствии забивается рожок и обмолот прекращается.

Таблица 2.1 - Техническая характеристика экспериментального образца центробежно – гириационной мельницы модель ЦМ 2

1	2
Модель	ЦМ 2
Масса, кг	350
Габариты, мм	1000 x 900 x 600
Мощность, кВт	2,2
Количество помольных камер	2
Диаметр помольных тел, мм	45

Продолжение таблицы 2.1

1	2
Наружный диаметр помольной камеры, мм	140
Частота вращения вала, об/мин	500
Производительность по руде, кг/час	320
Размер входных кусков, мм	20-30
Дисперсность готового продукта, мкм	20-70

Основным элементом воспринимающим нагрузки центробежно – гирационной мельницы является кривошипный вал. На него воздействуют силы тяжести водила, помольных камер, противовеса и самого вала, а также основное воздействие оказывает центробежная сила $F_{ц}$. Главное разрушающее воздействие оказывает сила среза от динамических сил и изгибающий момент.

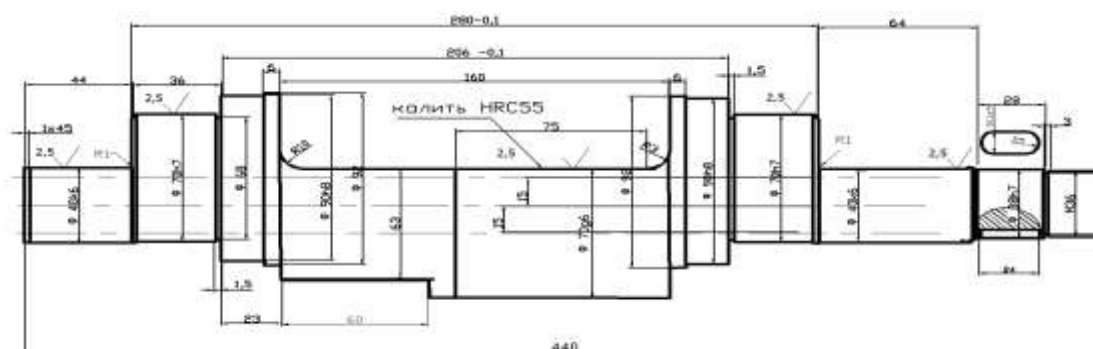


Рисунок 2.23– Чертеж вала

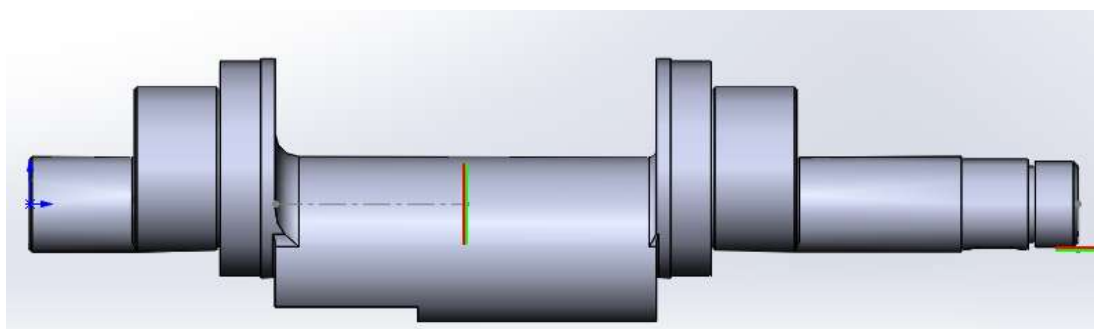


Рисунок 2.24 - Компьютерная модель вала

Достоинством конструктивной компоновки мельницы можно считать, установку противовеса в соответствии с рисунком 2.25 посередине вала, что значительно улучшит динамические показатели мельницы.

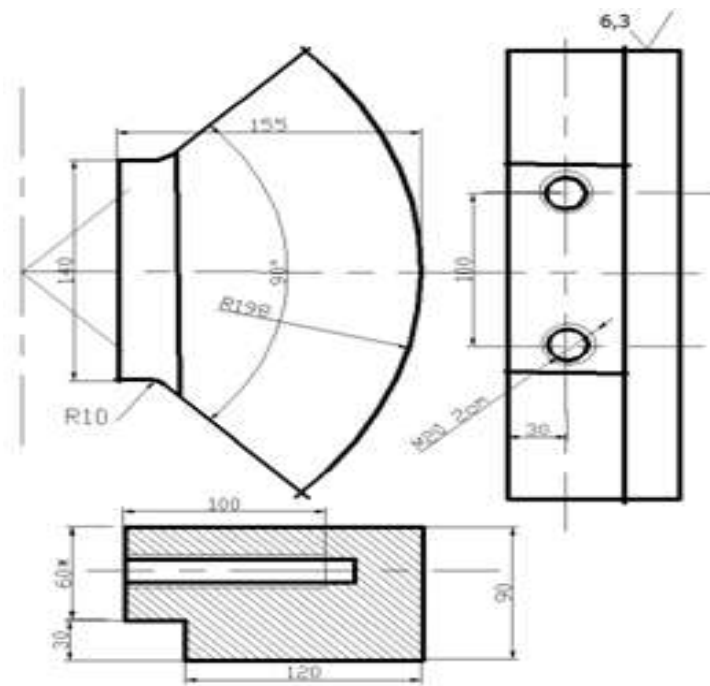


Рисунок 2.25 – Чертеж противовеса

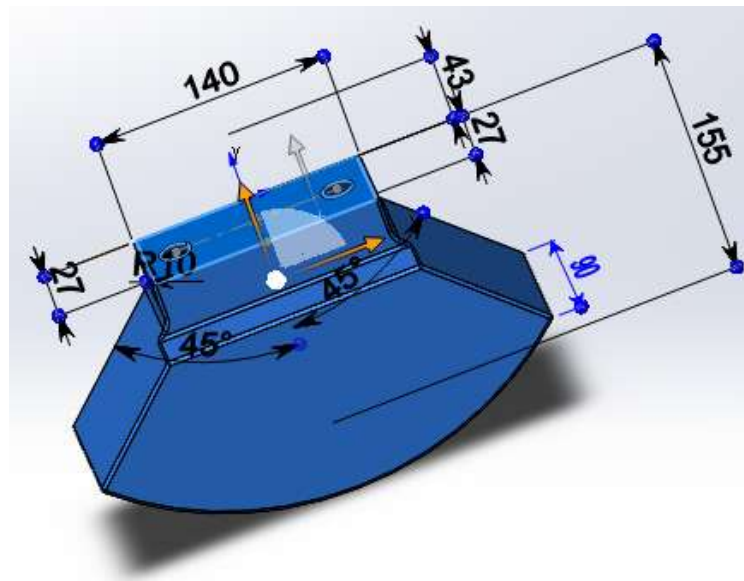


Рисунок 2.26 – Компьютерная модель противовеса

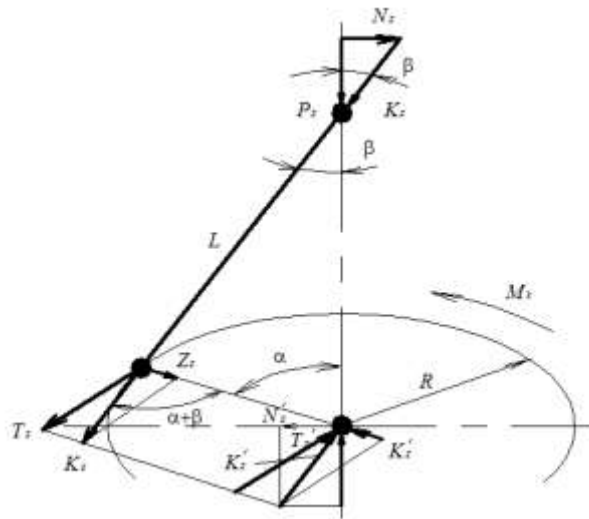


Рисунок 3.27 – Схема сил действующая на кривошипно – шатунный механизм

Основными нагрузками являются передающиеся через шатун на вал нагрузки от инерционных сил движущихся деталей кривошипно – шатунного механизма и вибрационные нагрузки, возникающие при вращении вала.

Эта сила передается через шатун на шатунную шейку коленчатого вала. Из условия равновесия шатуна в соответствии с рисунком 3.19 следует [68]:

$$N_r = P_r \cdot \operatorname{tg} \beta$$

$$K_r = \frac{P_r}{\cos \beta}$$

$$T_r = P_r \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

$$Z_r = P_r \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

В опорах вала возникает реакция K_r^1 , которую также можно разложить на P_r^1 , N_r^1 или T_r^1 , Z_r^1 . Противовесы также вызывают центробежную силу инерции $P_{пр}$, плоскость действия которой может не совпадать с плоскостью колена.

Вибрационные нагрузки, связанные с вращением вала, определяют экспериментально, они не входят в проектный расчет.

2.3 Силовой расчет параметров центробежно – гириционной мельницы

Рассмотрим характер движения одного цилиндрического помольного тела центробежно – гириционной мельницы, которое имеет рациональные параметры: масса помольного тела 7кг с диаметром 45 мм в помольной камере с внутренним диаметром 140 мм при вращении кривошипа радиусом 15 мм с частотой 500 об/мин. При вращении кривошипа на помольное тело действуют сила тяжести P :

$$P = m \cdot g = 7 \cdot 9,8 = 68,6H$$

Центробежная сила направленная параллельно положению кривошипа и вместе с кривошипом вращающаяся в ту же сторону с такой же частотой n :

$$F_{ц1} = m \cdot r \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 = 7 \cdot 15 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 500}{30} \right)^2 = 287,38H$$

Под действием этой силы помольное тело начинает двигаться по внутренней поверхности помольной камеры. Движение происходит по окружности с радиусом R_k в ту же сторону, что и вращение кривошипа. Радиус качения помольного тела:

$$R_k = \frac{D_T - D_B}{2} = \frac{140 - 45}{2} = 47,5 \text{ мм} = 0,0475 \text{ м}$$

Сила $F_{ц1}$ направлена по касательной к окружности движения помольного тела. При этом движении возникает вторая центробежная сила $F_{ц2}$, которая направлена вдоль радиуса помольной камеры, ее значение равно:

$$F_{ц2} = m \cdot R_k \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_1}{30} \right)^2 = 7 \cdot 47,5 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 170}{30} \right)^2 = 105,25H$$

$n_1=170$ об/ мин – частота вращения одного помольного тела внутри помольной камеры, $n_1 \ll n$. Вращению помольного тела внутри камеры препятствует сырье. Можно принять, что:

$$n = 3 \times n_1 = 3 \times 170 = 510 \text{ об / мин}$$

В соответствии с рисунком 2.20 видно, что при этом соотношении силы $F_{ц2}$ помольных тел 1 и 4 направлены в диаметрально противоположные стороны, и

они самоуничтожаются. Силы $F_{ц2}$ помольных тел 2 и 3 направлены под углом 60° . Их суммирующая векторная сила равна:

$$F_{ц2с} = 2 \cdot F_{ц2} \cdot \cos 30^\circ = 1,73 \cdot 105,25 = 182H$$

Сила $F_{ц2с}$ проходят через центр помольной камеры и вращается с частотой n_1 .

Суммирующая сил $F_{ц1}$ равна их сумме, а так как все силы равны и направлены в одну сторону:

$$F_{ц1с} = 4 \cdot F_{ц1} = 4 \cdot 287,38 = 1149,5H$$

Точка приложения этой силы находится на расстоянии $l = 0,12 \cdot D_T = 0,12 \cdot 140 = 16,8\text{мм}$ от центра помольной камеры. Эта точка вращается с частотой $n_1 = 170\text{мин}^{-1}$

Проведем силовой анализ с учетом перемещения в помольных камерах помольных тел. Конструктивные параметры мельницы: диаметр помольной камеры $D_T = 140$ мм, диаметр помольного тела $D_B = 45$ мм, длина кривошипа $r = 15$ мм, частота вращения $n = 500 \text{ мин}^{-1}$, частота $n_1 = 170 \text{ мин}^{-1}$, масса помольного тела $m = 7$ кг, масса кривошипа $m_k = 20$ кг, масса помольной камеры $m_T = 10$ кг, количество помольных камер – 2 шт.

Определим общую центробежную силу $F_{ц10}$ по формуле 2.10:

$$\begin{aligned} F_{ц10} &= (8 \cdot m + 2 \cdot m_T + m_k) \cdot r \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2 = \\ &= (8 \cdot 7 + 2 \cdot 10 + 20) \cdot 0,015 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 500}{30}\right)^2 = 3893H \end{aligned}$$

Эту силу можно уравновесить установкой противовеса.

Неуравновешенный момент от перемещения помольного тела в помольной камере:

$$M_H = (0,12 \cdot D_T) \cdot 4 \cdot F_{ц1} = (0,12 \cdot 140) \cdot 4 \cdot 287,388 = 19,1H$$

Из расчетов видно, что неуравновешенные динамические силы и момент не велики по сравнению с общей центробежной силой, но их влияние необходимо учитывать при проектировании мельницы. В частности необходимо обеспечить достаточную жесткость узлов и их хорошую смазку для уменьшения износа.

В расчете не учтено влияние сырья, которое оказывает уравновешивающее действие, так как основная его масса находится в помольной камере с

противоположной стороны от помольных тел, но масса сырья намного меньше массы стальных помольных тел:

$$\frac{F_{ц}}{2} \cdot l \cdot \sin \alpha - F_{ц} \cdot \left[\frac{l}{2} \cdot \sin \alpha + h \cdot \cos \alpha \right] = 0 \quad (2.22)$$

Данное уравнение будет равно нулю из условия, что $h = 0$ при $\alpha = 90^\circ$ и 270° . При всех других значениях угла вращения принимаем, $h = 0,1$.

При $\alpha = 0^\circ$ или $\alpha = 180^\circ$ имеем неуравновешенный момент:

$$M = F_{ц} \cdot h$$

Примем для расчета следующие оптимальные значения: $F_{ц} = 500$ Н, $l = 0,8$ м, $h = 0,1$ м в соответствии с вышесказанными условиями строим график зависимости центробежного момента от угла вращения кривошипного вала по формуле (2.16) [69].

Таблица 2.2 - Зависимость центробежного момента от угла вращения кривошипного вала

$\alpha, ^\circ$	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
$M_{ц}$	-50	-43,5	-25	0	25	43,5	50	43,5	25	0	-25	-43,5	-50

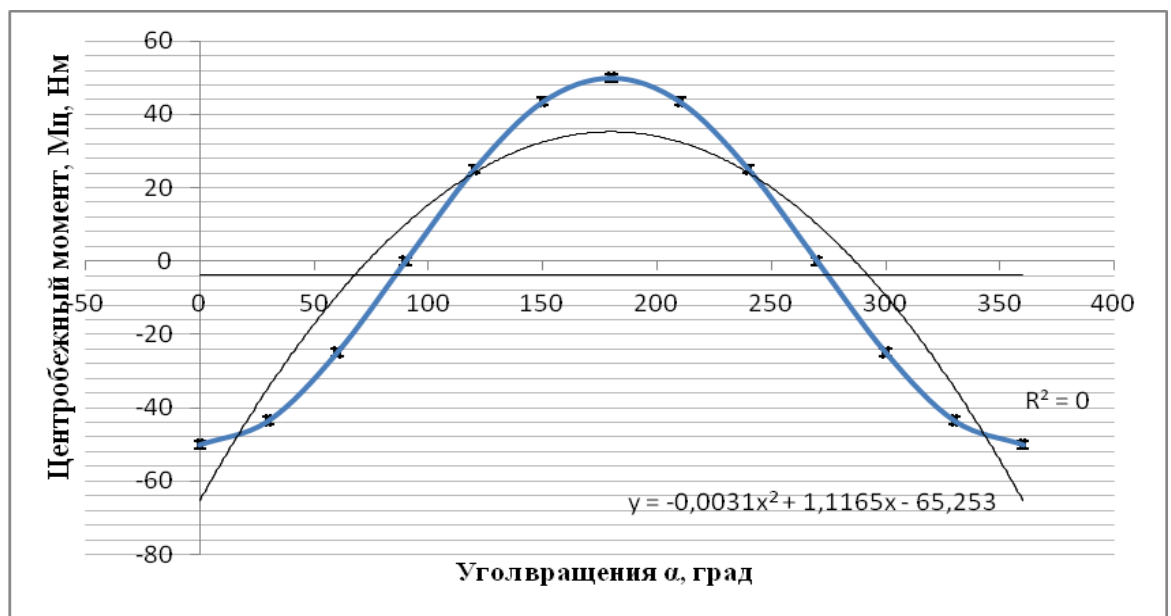


Рисунок 2.28 – Зависимость центробежного момента от угла вращения кривошипного вала

Производим расчет противовеса при котором должно быть выполнено все четыре условия статической устойчивости машины, указанных по формуле (2.1) – (2.4). Масса противовеса по формуле (2.21) равна:

$$m_n = \frac{\pi \cdot R^2}{4} \cdot B \cdot \gamma = \frac{3,14 \cdot 1,9^2}{4} \cdot 0,9 \cdot 7800 = 19,83 \approx 20 \text{ кг}$$

Крутящий момент от сил трения в подшипнике кривошипного вала равен [70]:

$$M_{крп1} = (m + m_{np} + m_{вал}) \cdot g \cdot f \cdot R_{=1} = (210 + 20 + 20 + 10) \cdot 9,8 \cdot 0,25 \cdot 0,04 = 25,48 \text{ Н}$$

Центробежная сила $F_{ц}$ равна:

$$F_{ц} = m \cdot L \cdot \omega^2 = 10 \cdot 0,8 \cdot 52 = 416 \text{ Н}$$

Крутящий момент от силы трения в подшипнике водила равен:

$$M_{кРТР2} = F_{ц} \cdot f \cdot R_2 = 416 \cdot 0,25 \cdot 0,0575 = 5,98 \text{ Н}$$

где R_2 – радиус подшипника водила.

Крутящий момент привода должен рассчитываться по следующей приближенной формуле, где эмпирический коэффициент 2 учитывает взаимодействие звеньев кулисного механизма мельницы:

$$M_{np} \geq 2 \cdot (25,48 + 5,98) = 31,46 \text{ Н}$$

В свою очередь мощность привода равна:

$$N = 2 \cdot f \cdot \omega \cdot \{(m_{np} + m_{вал} + m) \cdot g \cdot R_1 + m \cdot L \cdot \omega^2 \cdot R_2\} = \\ 2 \cdot 0,25 \cdot 52 [(20 + 10 + 40) \cdot 9,8 \cdot 0,8 + (40 \cdot 0,8 \cdot 52^2 \cdot 0,0575)] = 1300 \text{ Вт}$$

Выбираем асинхронный двигатель по ГОСТ 19523-81 серий 4А [1].

Для определения производительности мельницы от частоты вращения вала провели испытания. В виде минерального сырья использовали - барит. Результаты испытания сведены в таблицу 2.3 [51,71].

Таблица 2.3 – Результаты производительности мельницы от частоты вращения вала

Частота вращения вала, n , об/мин	250	300	350	400	440	470	500
Производительность, кг/час	100	120	150	200	250	300	350

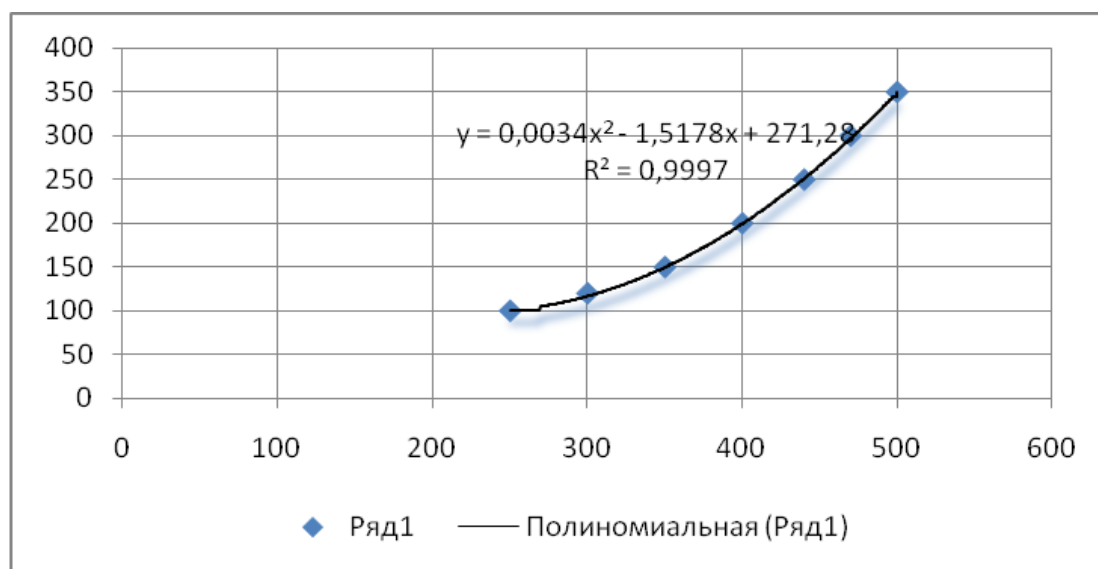


Рисунок 2.29 – График зависимости производительности от частоты вращения вала

В соответствии с рисунком 2.29 показан график зависимости производительности от частоты вращения вала – основные точки, получено уравнение регрессии, квадратическая функция зависимости производительности от частоты вращения вала:

$$Y = 0,0034 \times x^2 - 1,5 \times x + 271,28 \quad (2.28)$$

Коэффициент детерминации $R^2 = 0.9997$

Выводы по 2 разделу

1. Выполнено обоснование развития конструкции центробежно – гириационных мельниц для измельчения рудных материалов по патентным материалам позволяющее разработать усовершенствованную конструкцию центробежно - гириационной мельницы с высокими техническими показателями;

2. Предложенная усовершенствованная конструкция центробежно – гирационной мельницы с рациональными конструктивными параметрами и параметрами процесса измельчения позволяет повысить ее производительность;

3. В результате силового расчета центробежно – гирационной мельницы усовершенствованной конструкций, установлены аналитические зависимости центробежных сил и моментов, определена мощность привода и производительность мельницы в зависимости от частоты вращения вала.

3 МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА КРИВОШИПНЫХ ВАЛОВ

3.1 Основные дефекты кривошипных валов и причины их порождения

Учитывая сложность изготовления большую трудоемкость при замене кривошипных валов, к материалу и качеству их изготовления предъявляют высокие требования. Кривошипные валы изготавливают из стали ковкой или штамповкой либо из высокопрочного чугуна путем отливки. Стальные валы более надежны в эксплуатации, но трудоемки в изготовлении.

Изготовление кривошипных валов литьем позволяет с наименьшими затратами получить наиболее приемлемую форму щек кривошипов и более рациональное распределение металла за счет выполнения коренных и шатунных шеек пустотелыми, что уменьшает массу валов при сохранении относительно высокой прочности. Для повышения прочности вала на изгиб галтели шеек вала специально упрочняют накаткой роликами. А также шейки кривошипного вала азотируют для повышения износостойкости.

Кривошипные валы центробежно - гирационной мельницы изготавливаются из углеродистых сталей марок 40,45,50Г, легированных сталей и высокопрочного чугуна [72].

К точности и чистоте рабочих поверхностей кривошипных валов предъявляются высокие требования: непараллельность осей шатунных и коренных шеек не должна превышать 0.03 мм; допускаемое относительное биение коренных шеек должно быть в пределах 0.01 - 0.05 мм; коренные и шатунные шейки должны быть обработаны по шероховатости $R_a = 2,5 - 1,25$ мкм; овальность, конусность и вогнутость должны быть в пределах 0.005 - 0.0010 мм.

Сложная конфигурация кривошипных валов вследствие изогнутости их осей и резкого изменения жесткости элементов колена, а также малой длины его частей по сравнению с размерами поперечных сечений обуславливает значительную общую неравномерность распределения напряжений при изготовлении и ремонте, а также в процессе эксплуатации. Кроме того на напряженно — деформированное состояние (НДС) и, как следствие, на долговечность кривошипных валов (КВ) влияет совокупность конструктивных факторов: физико — механические свойства материала вала; линейные размеры шеек и щек вала; радиусы галтелей; шероховатость поверхности.

Исследованиями [73 - 79] установлено, что конфигурация элементов кривошипа вала имеет большее влияние на сопротивление усталости, чем материал вала. На сопротивление усталости вала из элементов кривошипа наибольшее влияние оказывают радиус галтелей и коэффициент перекрытия шеек, причем пропорционально этому возрастает и сопротивление усталости. В эксплуатации разрушение кривошипных валов носит ярко выраженный

усталостный характер и происходит в основном от изгибающих моментов в плоскости кривошипов.

Кривошипные валы имеют следующие дефекты:

- трещины на шейках, проходящие через отверстия масляного канала и не доходящие до галтели на 3 мм и более;
- износ коренных шеек, вышедших за пределы ремонтных размеров;
- износ коренных шеек, в пределах ремонтных размеров;
- глубокие задиры на отдельных шатунных шейках ;
- износ шатунных шеек, вышедших за пределы ремонтных размеров;
- непараллельность осей коренных и шатунных шеек;

Количество сочетаний дефектов зависит от количества дефектов.

Поломки кривошипных валов двигателей, по данным И. И. Луневского [80], в большинстве случаев происходят от изгибающих нагрузок. В таких шейках, где действуют одновременно и изгибающие, и крутящие нагрузки, трещины развиваются вначале под обрез наплавленного слоя, а затем излом происходит под углом 45° . Развитие трещины у новых кривошипных валов начинается от галтели шатунной шейки, а излом происходит по щеке, которая является наиболее слабым звеном вала.

Авторы работы [81] утверждают, что чувствительность к концентрации напряжений в зоне галтелей больше при изгибе, чем при кручении.

Из всего вышесказанного можно сделать вывод, что изгибающие нагрузки являются определяющими, от них зависит сопротивление усталости кривошипных валов.

Долговечность кривошипных валов лимитируется состоянием коренных и шатунных шеек, неравномерно изнашивающихся как по окружности, так и по длине [82].

В условиях эксплуатации коренные шейки кривошипных валов изнашиваются неравномерно, значительный износ имеют средние коренные шейки.

Наибольший износ шатунной шейки образуется всегда со стороны, обращенной к оси коренных шеек, что объясняется односторонним действием на шейку сил инерции возвратно — поступательно движущихся масс и центробежных сил вращающейся части шатуна [79,83].

Результаты испытаний [84] показали, что биения средних коренных шеек кривошипных валов до 25 мкм, при зазорах более 35 мкм, почти не оказывает никакого влияния на износ шеек. Увеличение биения свыше 20 мкм чаще всего вызывает повышенный износ шеек или вкладышей, при уменьшении величины зазора ниже 35 мкм в меньшей степени. Увеличение биения коренных шеек более интенсивно влияет на износ вкладышей, нежели самой шейки вала. Установлено также, что величина отклонения от соосности опор до 40 мкм мало влияет на повышение износа шеек. С увеличением отклонения от соосности опор под вкладышами более 25 мкм повышается интенсивность износа вкладышей в 1,4 - 2,0 раза, возрастает неравномерность износа шеек.

По мнению Агузарова В. О. [85, 86] неравномерность износа коренных шеек кривошипных валов на 50% зависит от остаточного прогиба вала в процессе эксплуатации двигателя.

П. П. Клименко [87] утверждает, что вибрационные нагрузки вызывают интенсивное изнашивание трущихся поверхностей. Тангенциальные к поверхности трения колебания приводят к фреттинг — коррозии, в результате которой в поверхностных слоях трения заметно интенсифицируются окислительные и усталостные процессы [88].

Опасность возмущений, возникающих при дисбалансах, обусловлена их низкой частотой, центробежные силы непрерывно изменяются, поэтому возмущение от дисбаланса имеет составляющие по всем осям координат [89].

Увеличение амплитуды колебаний активизирует действие вибрации на процесс внешнего трения: повышается степень пластической деформации рабочих объемов материала; резко возрастает число дефектов и искажений кристаллической решетки.

Динамические нагрузки интенсифицируют процессы пластической деформации, что объясняется прежде всего тем, что в поверхностных слоях циклические нагрузки генерируют ударные волны, величина которых на локальных участках трения может достигать больших значений. Циклический характер действия нагрузок способствует деформированию материала при более низких значениях самих нагрузок. Многократное деформирование поверхностных объемов материала в результате нормально действующих к поверхности трения нагрузок тангенциальных сил трения способствует интенсивному упрочнению материала, величина микротвердости которого возрастает в 1,6 - 1,8 раза по сравнению с исходным значением.

Присутствие в зоне контакта смазочной среды не защищает трущиеся поверхности от влияния вибрации. В результате кавитационных процессов [90] скорость разрушения возрастает, чем при трении без вибрации.

3.2 Влияние напряжений на сопротивление усталости кривошипных валов

Кривошипные валы в процессе их эксплуатации подвергаются воздействию динамических нагрузок, имеющих переменный (циклический) характер, как по знаку, так и по времени их приложения и действия. При знакопеременных динамических нагрузках основная причина разрушения деталей объясняется усталостью их материала. Данный вид разрушения наблюдается при напряжениях, значения которых даже значительно меньше пределов прочности и текучести материала. Причины разрушения — это так называемые трещины усталости, вызывающие хрупкое, почти мгновенное разрушение деталей в аварийном состоянии [72].

На усталостную прочность деталей оказывают влияния следующие факторы: состав и качество материала, определяемое в первую очередь его

структурой (микро-, макро- и субструктурой); степень внутренней напряженности; качество поверхности и наличие концентраторов напряжений; условия нагружения детали; окружающая среда и др.

Главной причиной снижения усталостной прочности наплавленных деталей многие исследователи считают макро- и микродефекты (наличие пор, окислов, микротрещин).

Авторы работ [91] на основании проведенных исследований пришли к выводу, что увеличение надежности и уменьшение поломок кривошипных валов может быть достигнуто за счет снижения его коробления во время работы двигателя. Другой причиной снижения сопротивления усталости кривошипного вала является холодная правка под прессом [44, 78]. На вопрос о том, насколько снижается сопротивление усталости правленных кривошипных валов по сравнению с неправленными, в литературе однозначного ответа нет. Так, в работе, указывается, что усталостная прочность правленных валов снижается на 16%, в работе - 30%, в работе [92] - 24%. Эти обстоятельства авторы работ объясняют тем, что при наличии остаточных напряжений растяжения в галтели снижение усталостной прочности определяется той величиной остаточной деформации, которая фактически имела место в конкретном случае правки, а также конструкцией и свойствами материала вала.

Опыт многочисленных испытаний кривошипных валов на усталость и анализ данных эксплуатации свидетельствует, что наибольшее количество поломок носит усталостный характер [93, 94].

По виду разрушения вала можно точно судить о том, какой тип нагрузки явился его причиной. При изгибе разрушения происходит по щеке с зарождением усталостной трещины в галтели сопряжения шатунной шейки и щеки со стороны перекрытия в соответствии с рисунком 3.1 поломки при кручении часто начинаются с трещин возникающих в зоне отверстия для смазки шейки вала или, как показано в соответствии с рисунком 3.2 в зоне галтелей. В этих случаях разрушение проходит по сечению шейки.

Однако наибольшее количество поломок валов происходит по щекам с очагом зарождения трещины в галтелях при переходе от шатунной шейки в щеку. Основной причиной таких поломок является высокая концентрация напряжений в галтелях из – за их малого радиуса или подрезов при обработке.

Аналогичные исследования, проведенные в Краковском институте материаловедения и технологии металлов [95], показали, что причиной выхода из строя коленчатых валов тракторных ДВС в 85 случаях из 100 являлись изломы щек по перекрытию из – за усталостных трещин в галтелях как следствия высокой концентрации в них напряжений.

Типичный усталостный излом имеет две зоны: гладкую – там, где трещина развивалась, и края ее сглаживались вследствие трения при повторных деформациях, и шероховатую – в которой произошло окончательное разрушение образца.

Условие возникновения и особенно развития усталостных трещин в значительной степени определяются способом нагружения, типом напряженного состояния и характером изменения напряжений во времени.

Поэтому на основании причин разрушения КВ необходимо уточнить его напряженно – деформированное состояние особенно в галтелях в месте перехода шатунной шейки в щеки.

3.3 Оценка напряженно – деформированного состояния кривошипного вала центробежно – гириционной мельницы под воздействием нагрузок

Впервые метод расчета КВ как неразрезной многоопорной статически неопределимой пространственной рамы разработали С.П.Тимошенко, Д. Лессельс и И.И.Трапезин [96,97]. Они предложили заменить вал пространственной рамной системой, опирающейся на жесткие опоры как представлено в соответствии с рисунком 3.1. Для определения реакций использовалось уравнение трех моментов. Б.В.Аронович [98] предложил аналогичную расчетную схему представленную в соответствии с рисунком 3.2, но при этом принял, что вал опирается на упругие опоры, учитывая тем самым их несоосность и податливость. Для определения реакций было предложено использовать уравнение пяти моментов, что, однако, делает расчет слишком громоздким. Существующие в настоящее время методики расчета КВ, приведенные в [99 - 102], базируются в основном на разрезной схеме и предусматривают, что щеки подвергаются изгибу в двух плоскостях, растяжению (сжатию) и кручению.

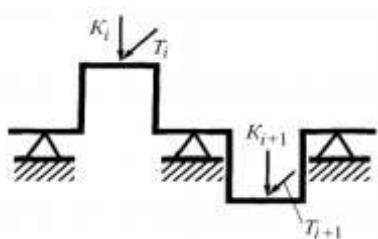


Рисунок 3.1 – Расчетная схема коленчатого вала, С.П.Тимошенко, Д.Лессельсом и И.И.Трапезиным

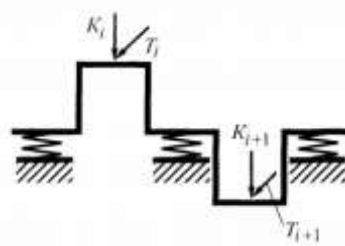


Рисунок 3.2 – Расчетная схема коленчатого вала, предложенная Б.В.Ароновичем

А.Н.Гоц [103] предложил заменить колесо вала балкой постоянного сечения представленной в соответствии с рисунком 3.3, длина которой должна определяться из условия равенства изгибных жесткостей реального кривошипа и исследуемой балки. Используя уравнение пяти моментов (с учетом податливости опор) рассчитываются опорные моменты. Затем можно

проводить расчет на прочность наиболее нагруженного кривошипа. Постоянная толщина балки позволяет эффективно проводить аналитические методы расчета, пользуясь простыми зависимостями. Такая расчетная схема коленчатого вала как многоопорной неразрезной балки постоянного сечения должна достаточно полно характеризовать деформацию кривошипного вала, установленного в блок – картер, под действием сложного закона нагружения, позволяя относительно легко учитывать различные опорные условия. Приведенную изгибную жесткость колена можно определять как экспериментально, так и теоретически в двух плоскостях: плоскости колена и перпендикулярной ей плоскости.

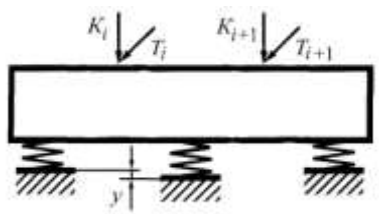


Рисунок 3.3 – Расчетная схема коленчатого вала, предложенная А.Н.Гоцем [103]

На рисунке 3.4 приведена расчетная схема кривошипа с нагрузками, действующими в плоскости кривошипа (плоскость YOZ) и перпендикулярной ей оси (плоскость XOZ): $M_{КШ\ i}$, $M_{КШ\ i+1}$ - крутящие моменты, передающиеся через поперечное сечение левой и правой коренных шеек; $K_{гпр}$, $K_{гш}$, $K_{гш}$, $K_{гшш}$, - центробежные силы масс противовесов, неуравновешенных частей шеек, шатуна (масса, отнесенная к оси кривошипной головки), и шатунной шейки соответственно; K и T - проекции суммарной силы (сил инерции масс, движущихся возвратно – поступательно, и газовых сил) передающиеся через шатун, на оси Y и X ; R_k и R_T - составляющие реакций на коренных опорах коленчатого вала от действующих нагрузок на оси Y и X .

Если обозначить $Y=K-K_{гш}-K_{гшш}$, то $R_k=0,5 \cdot Y + K_{гпр}-K_{гш}$, а $R_T=0,5 \cdot T$.

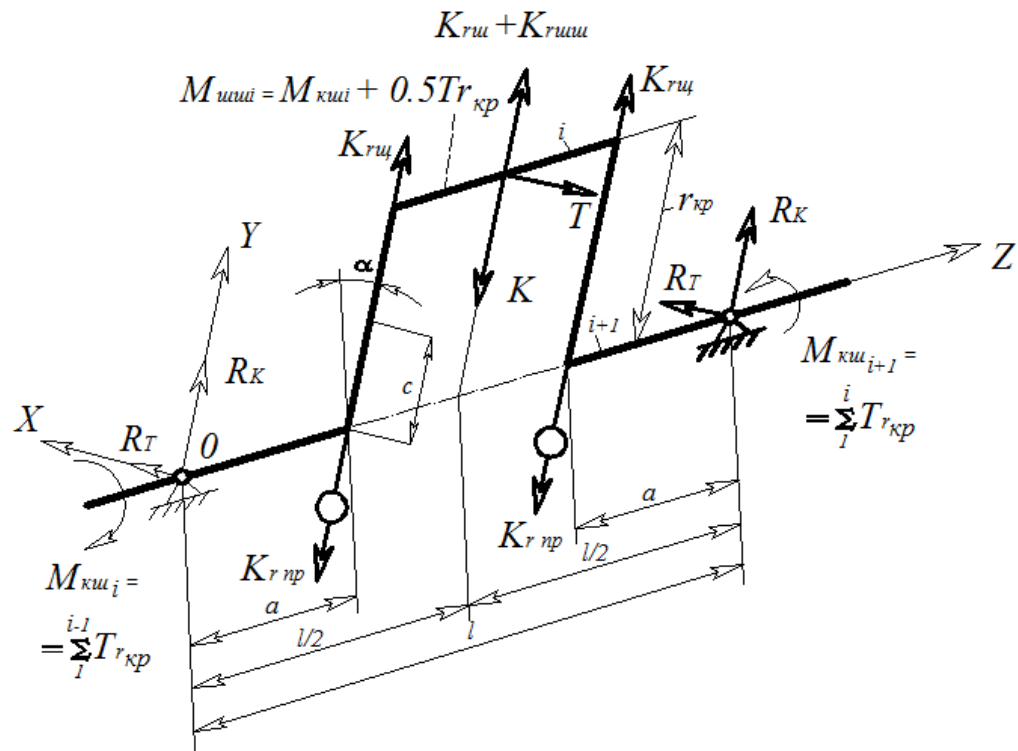


Рисунок 3.4– Расчетная схема кривошипа

Нормальное напряжение σ в поперечном сечении щеки для точки II определяется как сумма напряжений от растяжения (сжатия) под действием продольной силы $N_y = \pm 0,5 \cdot Y - K_{zui}$, изгиба в плоскости кривошипа под действием момента:

$$M_K = 0,5 \cdot (l_{ksh} + h) \cdot R_K$$

где l_{ksh} – длина коренной шейки; h – толщина щеки, а также изгиба в плоскости, перпендикулярной к плоскости кривошипа, под действием изгибающего момента:

$$M_Z = M_{ksh} + R_T \cdot c$$

где c – расстояние до расчетного сечения; $M_{ksh i}$ – величина крутящего момента, передающегося через левое сечение коренной шейки изображенная на рисунке 3.4.

Отметим, что сила K изменяется по величине и направлению в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Сечение щеки в зависимости от направления силы N_y испытывает либо сжатие (если направления силы и оси совпадают), либо растяжение.

В точке 1 по середине щеки действует максимальное касательное напряжение, вызываемое кручением щеки под действием момента

$M_{кр} = 0,5 \cdot (I_{ку} + h) \cdot R_m$, а также нормальное напряжение от растяжения (сжатия) и изгиба в плоскости кривошипа.

Эпюры нормальных и касательных напряжений в сечении щеки при таком сочетании нагрузок приведены на рисунке 3.5.

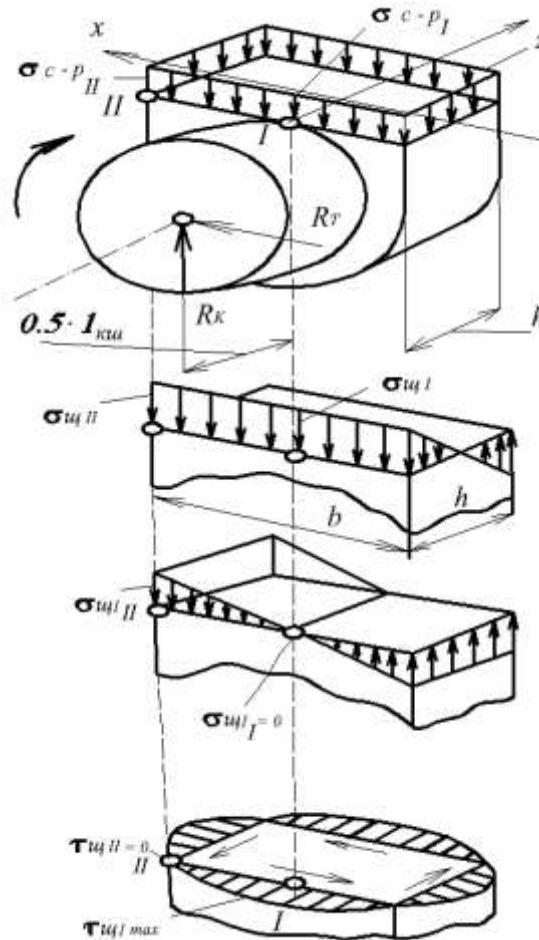


Рисунок 3.5 – Эпюры напряжений в щеке кривошипа

По результатам динамического расчета двигателя определяются напряжения при действии максимальных и минимальных сил и моментов, а также частные коэффициенты запаса прочности n_σ при отсутствии кручения:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} \cdot \sigma_{\alpha+\psi_\sigma} \sigma_m} \quad (3.1)$$

И при кручении n_τ (при отсутствии нормальных напряжений):

$$n_{\sigma} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta} \cdot \tau_{\alpha+\psi_{\tau}} \tau_m} \quad (3.2)$$

где K_{σ} , K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении соответственно;

ε_{σ} , ε_{τ} – масштабные коэффициенты, учитывающие влияние абсолютных размеров детали на пределы выносливости при изгибе и кручении соответственно;

$$\sigma_{\alpha} = \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2}; \tau_{\alpha} = \frac{(\tau_{\max} - \tau_{\min})}{2} \text{ - амплитудные напряжения;}$$

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2}; \tau_m = \frac{(\tau_{\max} + \tau_{\min})}{2} \text{ - средние напряжения;}$$

β – коэффициент поверхностной чувствительности;

$\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$ – коэффициенты, учитывающие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости при изгибе и кручении соответственно.

Методика и зависимости для определения коэффициентов, входящих в формулы (3.1) и (3.2) приведены [104].

Общий запас прочности n по эмпирической формуле Гафа и Полларда:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \quad (3.3)$$

Необходимо отметить, что вычисление деформаций элементов колена вала, рассчитанное по его геометрическим осям по существующим методикам, не является вполне достоверным, поскольку нейтральная линия в местах перехода шеек в щеки сильно отклоняется от геометрических осей, приведенных в соответствии с рисунком 3.6, на это обстоятельство указал еще С.В.Серенсен [105].

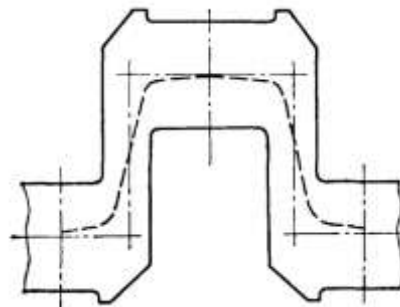


Рисунок 3.6 – Схема деформации кривошипа по щекам

Проблема оценки долговечности элементов конструкций освещена в разнообразных научных исследованиях [106 - 108]. Несмотря на существующие множества стандартных методов [109–111], упрощающих оценку надёжности и долговечности деталей, частой причиной выхода машин из строя является неадекватная оценка их ресурса. Так, по исследованиям, причиной 80–90 % поломок является усталость деталей.

В исследованиях уделено мало внимания компьютерному анализу валов эксцентриковых механизмов. Большинство исследований [66, 106-110], посвящённых усталости эксцентриковых механизмов, являются экспериментальными [112 – 114].

Оценка ресурса вала на основе математических моделей может быть произведена только с помощью компьютерного моделирования. Современная промышленность использует компьютерный анализ для системного проектирования конструкций, создания надёжных и экономичных деталей [115]. Так, в работе [116] решена задача статического анализа коленчатого вала конечноэлементными методами, выявлены критические участки вала. В работе [117] проведен анализ усталости коленчатого вала дизельного двигателя, работающего на номинальной частоте 500 об/мин. В работе [118] экспериментально показано, что чаще всего поломка вала происходит в условиях постоянного вращения и сгиба.

Изготовление кривошипных валов предназначенных для мельниц центробежно – гириационного типа применив один из способов литья, позволяет с наименьшими затратами получить наиболее приемлемую форму щек кривошипов и более рациональное распределение металла за счет выполнения коренных и шатунных шеек пустотелыми, что уменьшает массу валов при сохранении относительно высокой прочности.

Одной из основных причин поломок двигательных механизмов являются усталостные напряжения несущего кривошипного вала. Анализ таких напряжений с учётом всевозможных особенностей нагружения, которые истекают из условий работы мельницы, является сложной задачей, которая редко может быть решена с помощью классических аналитических или полуаналитических методов. Поэтому наиболее рациональной методологией для анализа динамических характеристик вала, его многоциклового усталости и вибрационной прочности является метод конечных элементов. Он позволяет учесть особенности геометрии конструкции и её нагружения, но предъявляет значительные требования к вычислительным мощностям.

Долговечность кривошипных валов лимитируется состоянием коренных и шатунных шеек, неравномерно изнашивающихся как по окружности, так и по длине [119]. Вредные последствия износа значительно усугубляются неравномерностью износа (конусность, овальность, отклонение от соосности, перекосы и др.), которые снижают работоспособность и сокращают межремонтные сроки его работы.

Основным элементом центробежно – гирационной мельницы воспринимающей нагрузку, является кривошипный вал. На него воздействуют такие силы, как сила тяжести водила, помольных камер, противовеса и самого вала. Причем можно сказать, что основное воздействие оказывает центробежная сила $F_{ц}$. Главное разрушающее воздействие оказывает сила среза от статических сил и изгибающих моментов [120]. Кривошипный вал центробежно - гирационной мельницы изготовлен из марки стали 40, имеет длину 440 мм, диаметр коренных шеек 40 мм, длину шеек 65 мм, диаметр опорной шейки 70 мм и длину 40 мм, радиус кривошипа 47,5 мм.

Учитывая вышесказанные причины и последствия износа вала проведен статический анализ кривошипного вала центробежно – гирационной мельницы с помощью расчетной программы SolidWorks 2010 [121]. Приняты основные технологические и геометрические параметры, номинальное усилие $P_H = 250$ Н. Основные недостающие геометрические размеры назначаются конструктивно.

Статические нагрузки на кривошипный вал изображены в соответствии с рисунком 3.7 (а, б) [122].

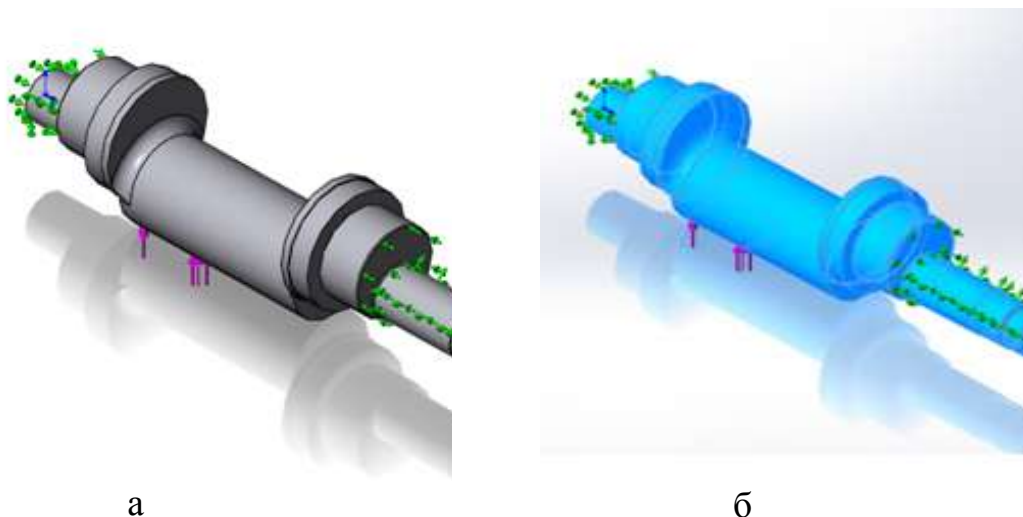


Рисунок 3.7 – Кривошипный вал

Таким образом, крепим один торец шейки, следом опорные шейки крепим с возможностью скольжения, далее закрепляем нижний (противоположный) торец опорной шейки в соответствии с рисунком 3.7 б.

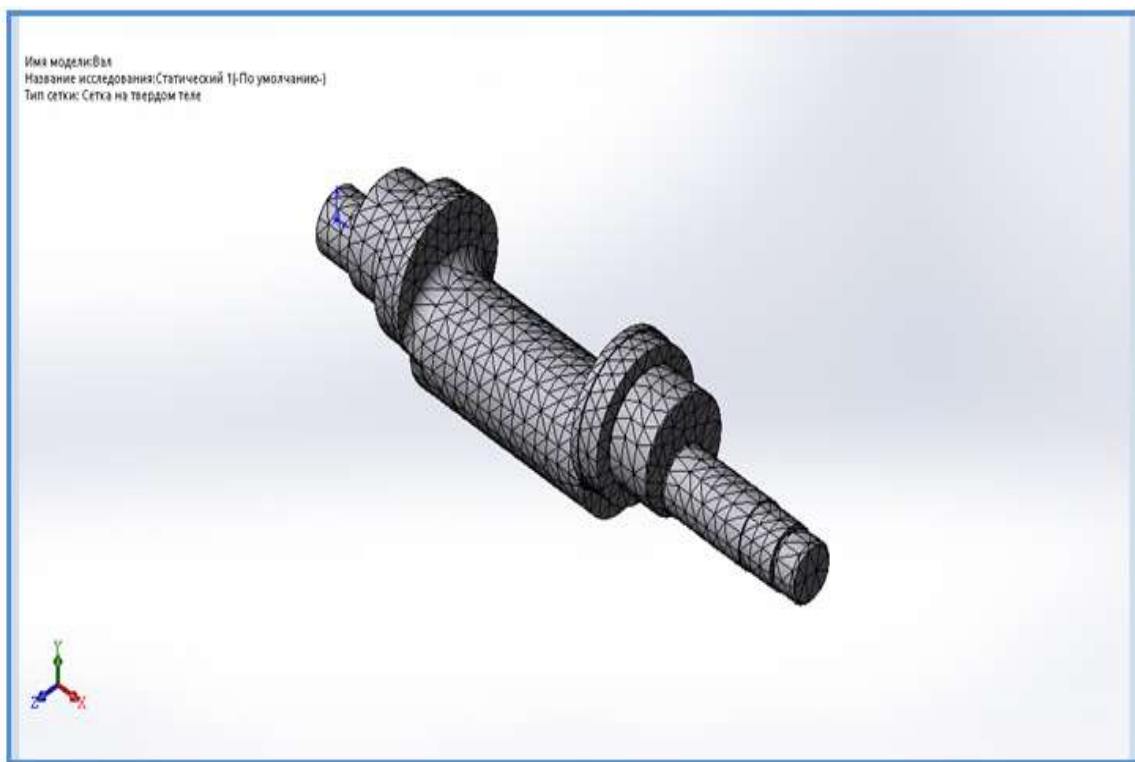


Рисунок 3.8 – Конечно – элементная сетка

Таблица 3.1 – Результирующие силы реакций

Выбранный набор	Единицы	Сумма X	Сумма Y	Сумма Z	Результирующая
Всей модели	N	-0,0342117	-250,015	-0,0239882	250,15

Наибольший износ шатунной шейки образуется всегда со стороны, обращенной к оси коренных шеек, что объясняется односторонним действием на шейку сил инерции возвратно — поступательно движущихся масс и центробежных сил вращающейся части шатуна. По результатам представим эпюру напряжения по Мизесу.

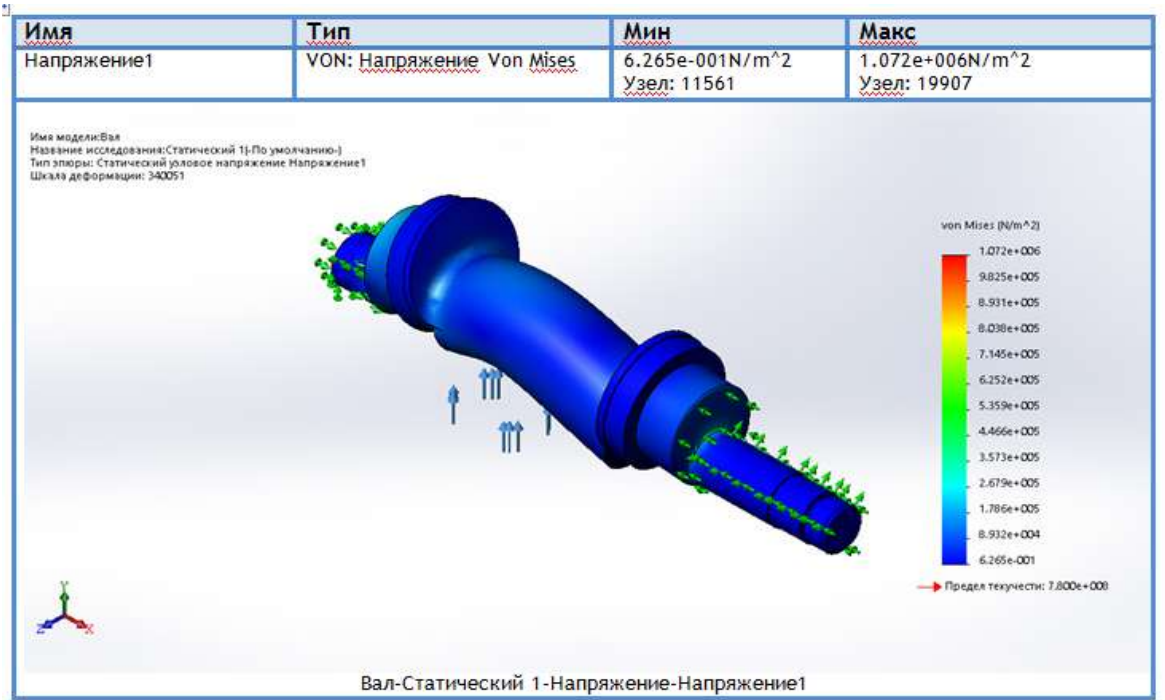


Рисунок 3.9 – Вал статический – Напряжение 1 [122]

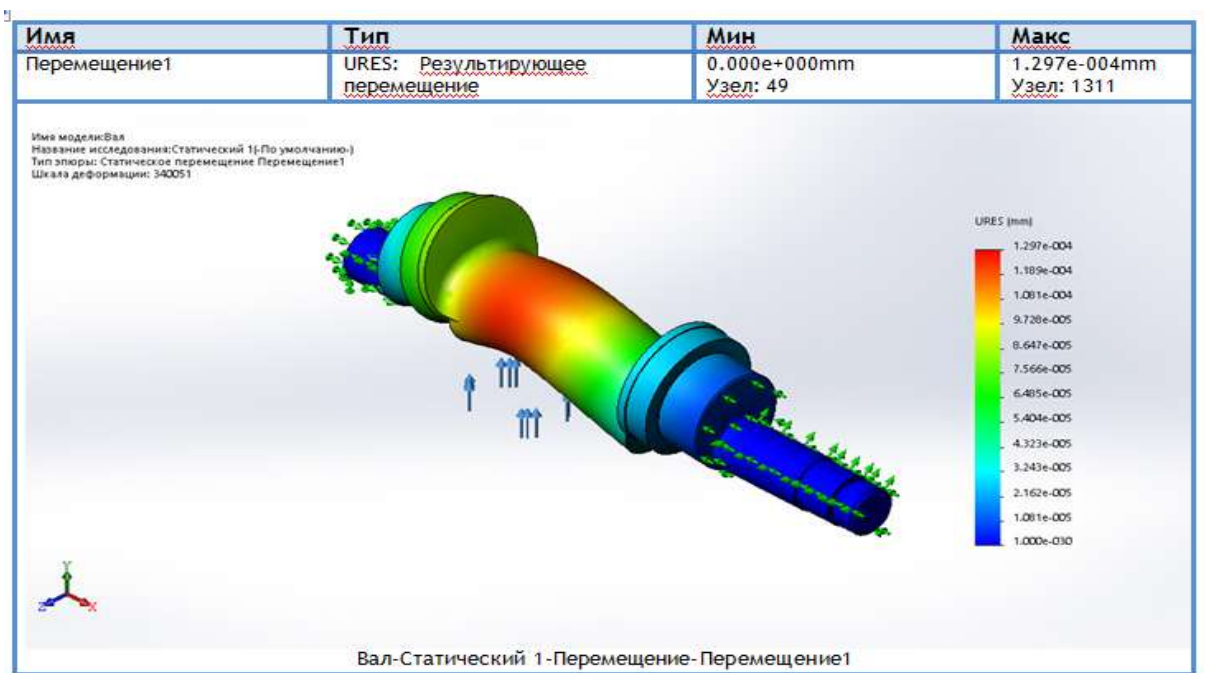


Рисунок 3.10 – Вал статический 1 – Перемещение 1

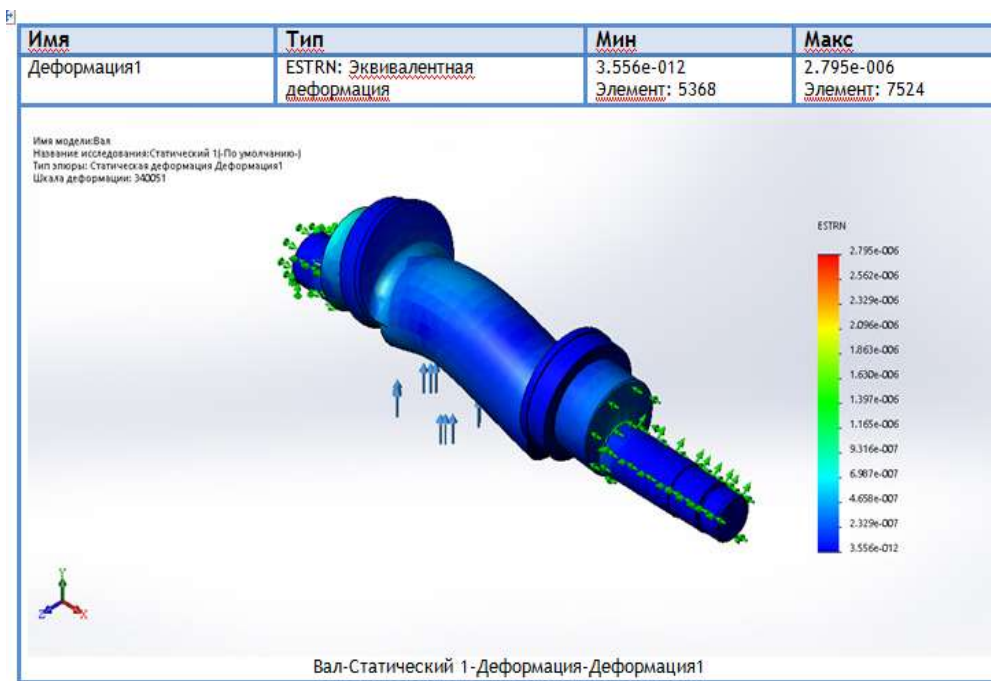


Рисунок 3.11 – Вал статический 1 – Деформация 1

В связи с полученными результатами в соответствии с рисунком 3.8 - 3.11 наряду с исследованием влияния упругого прогиба вала, установлено влияние остаточного прогиба вала на износ шеек.

Кривошипные валы разрушаются от усталости в местах наибольшей концентрации напряжений, у выхода отверстия для смазочного материала коренных и шатунных шейках вала и у галтелей в сопряжения шеек со щеками [104,].

Выводы по 3 разделу:

1. Теоретически обосновано, что на сопротивление усталости вала, наибольшее влияние оказывают радиус галтелей, коэффициент перекрытия шеек вала и изгибающих моментов в плоскости кривошипа;

2. Предложена методика статического расчета кривошипного вала на прочность, позволяющая обосновать напряженно – деформированное состояние от действия нагрузок, передающихся на вал и нагрузок от инерционных сил движущихся деталей кривошипно – шатунного механизма.

3. Обосновано, что наибольший износ шатунной шейки образуется со стороны, обращенной к оси коренных шеек, что объясняется односторонним действием на шейку вала сил инерции возвратно — поступательно движущихся масс и центробежных сил вращающейся части шатуна.

4. Выполнено компьютерное моделирование напряженно – деформированное состояние кривошипного вала под действием нагрузок движущихся частей центробежно – гирационной мельницы, установлены параметры НДС (напряжений, перемещений и деформаций), влияющих на усталостную прочность.

4 ОБОСНОВАНИЯ РЕСУРСА РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНО – ГИРАЦИОННОЙ МЕЛЬНИЦЫ В УСЛОВИЯХ ИНТЕНСИВНЫХ УДАРНЫХ НАГРУЗОК

4.1 Расчётное моделирование кривошипного вала центробежно – гирационной мельницы ЦГМ 140/320

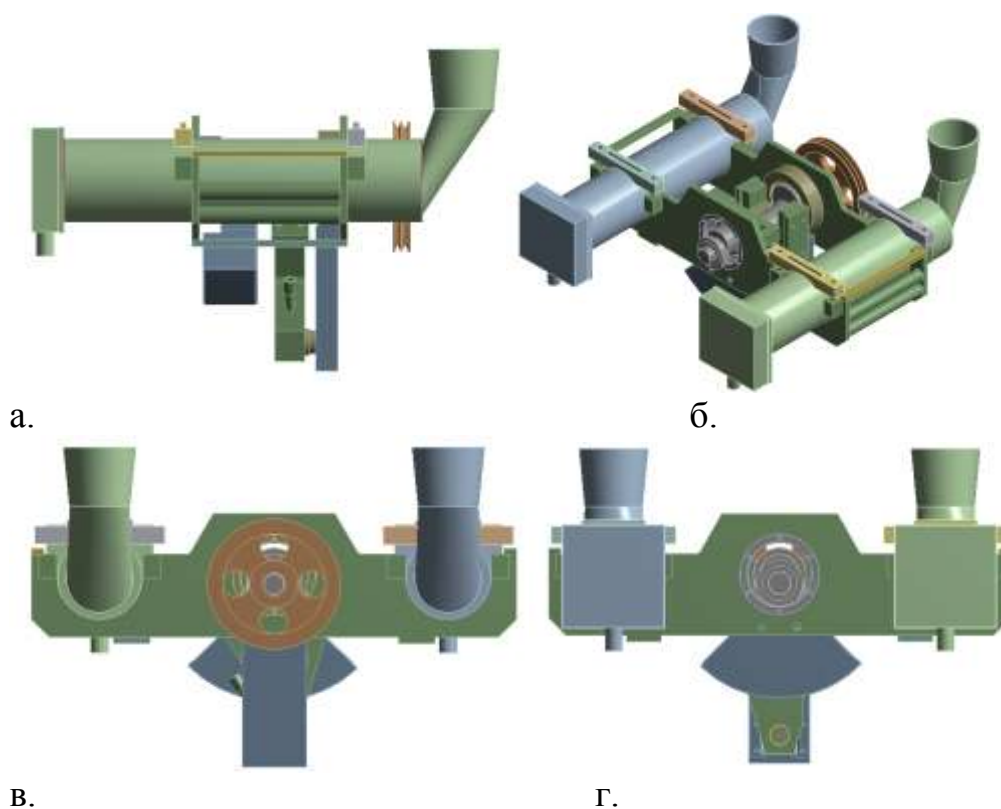
Предложена методика компьютерного анализа долговечности кривошипно – шатунных валов на базе конечноэлементного моделирования. При проведении анализа исследованию подлежит установившийся режим движения механизма. Анализ долговечности основан на модели аддитивного накопления повреждений. Оценка напряжений в валу производится на базе конечноэлементного моделирования функционирования механизма в установившемся режиме на рабочих частотах, максимально близких к критическим. После обнаружения концентраторов напряжений и наиболее напряжённых участков вала, проводится анализ характерного цикла нагружения. Следующим этапом следуют сведения цикла нагружения к последовательности симметричных циклов проводится оценка повреждения вала и его ресурса.

Для анализа напряжённо – деформированного состояния и вибрационной прочности коленчатого вала мельницы использовался пакет конечно-элементного анализа ANSYS Workbench 17.2.

При построении расчётной модели для метода конечных элементов необходимо определиться с тем, какие аспекты работы системы считаются несущественными в рамках заданного анализа. При проведении анализа были приняты следующие предположения:

- на динамику вала мельницы слабо влияют её неподвижные части, поэтому рама и корпус не учитывались в конечно-элементном анализе, за исключением втулок корпуса, в которых закрепляется вал;
- не учитывалось трение между частями мельницы;
- закрепление вала считалось идеальным и абсолютно жёстким, поскольку использование такой абстракции приводит лишь к увеличению напряжений вала;
- поскольку анализ динамики частиц руды в помольных камерах является чрезвычайно сложной расчётной задачей, содержимое помольных камер считалось сплошным телом, свойства которого изложены ниже.

Геометрическая модель мельницы с учётом описанных допущений приобрела вид в соответствии с рисунком 4.1. Эти предположения позволяют избавиться от ряда структурных элементов (рама, корпус, уплотнения), которые призваны приблизить реальное взаимодействие тел к идеальному. Таким образом, снижается сложность конечно-элементного расчёта и повышается его эффективность.



а – вид сбоку; б – изометрическая проекция; в – вид сзади; г – вид спереди

Рисунок 4.1 – Расчётная модель ЦГМ-140/320

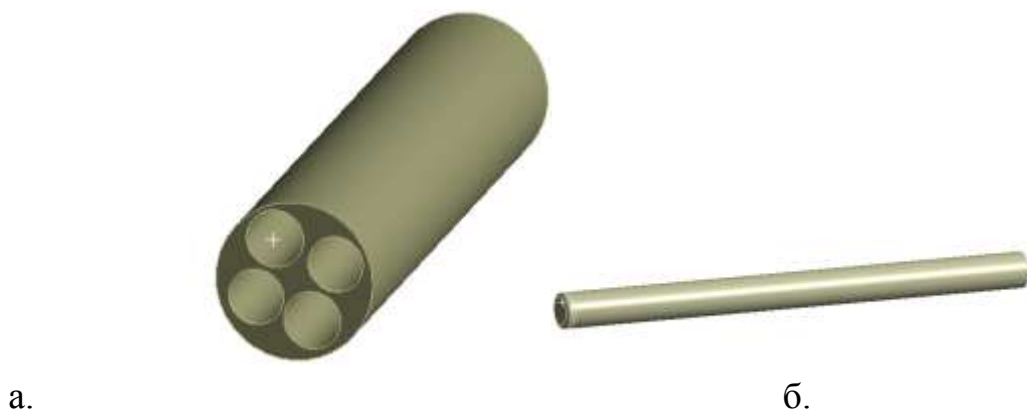
Вид тела, которое использовалось для моделирования влияния руды в помольных камерах на динамику вала в соответствии с рисунком 4.2.



Рисунок 4.2 – Модель руды

Тело, изображённое в соответствии с рисунком 4.2, состоит из твёрдого тела, моделирующего руду при установившемся режиме работы мельницы, и четырёх включений – помольных тел изображенных в соответствии с рисунком 4.3. Эти тела неразрывно связаны между собой.

Рассматривалось два вида связи модели помольного тела с помольными камерами: неразрывная связь это – модель 1, в которой содержимое помольных камер может вращаться вокруг продольной оси и модель 2 – связь помольных камер с рудой, в которой содержимое помольных камер неразрывно связано с ними.



а – модель руды; б – модель помольного тела

Рисунок 4.3 – Модель содержимого помольной камеры

Компьютерная модель. Материалы, из которых состоят основные элементы мельницы ЦГМ-140/320:

- вал – сталь 45;
- противовес – сталь 3;
- кулиса – сталь 20;
- палец – сталь 45;
- помольные тела – сталь 65Г;
- помольные камеры – сталь 65Г;
- сухарь – бронза БРОФ 10-1-ГОСТ1-90054.

Расчёт остальных элементов конструкции мельницы проводился из предположения, что они изготовлены из материала сталь 45.

При моделировании помольного тела представленной в соответствии с рисунком 4.3 (а) были использованы данные о насыпном весе баритовой руды крупности – 10мм и – 50мм (1,42 и 1,40 кг/дм³), предоставленные в «Заключении о проведении полупромышленных испытаний мельниц ЦМ – 2 и МЦ – 4» [53]. С учётом того, что допустимая степень загрузки помольных камер составляет 30–40%, использовалось два вида материалов, моделирующих руду: материал плотностью 0,568 кг/дм³ и материал плотностью 0,42 кг/дм³, как полярные случаи загрузки помольной камеры [105].

Компьютерная модель нагружения. Для корректного построения конечно – элементной модели мельницы и анализа прочности её вала необходимо верно задать связи между элементами мельницы и действующие на неё нагрузки. В соответствии с рисунком 4.4 показаны нагрузки, действующие

на систему. Все нагрузки, за исключением силы тяжести, приложены к валу или элементам его закрепления [123].

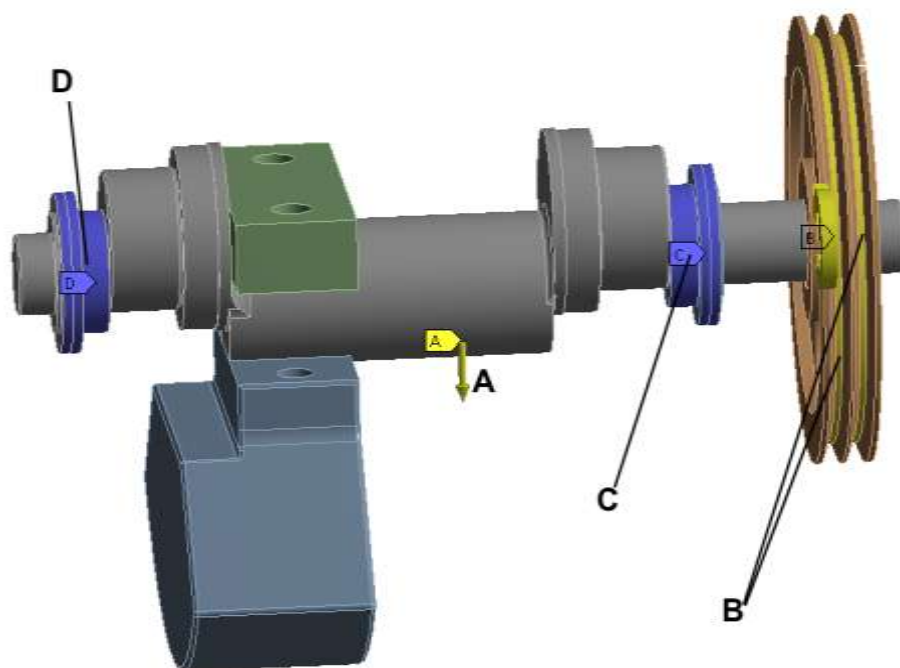


Рисунок 4.4 – Нагрузки и связи приложенные к системе [124]

Нагрузки в соответствии с рисунком 4.4 имеют следующую комбинацию: «D» и «C» – жёсткое крепление вала. В модели, изображённой в соответствии с рисунком 2.16, они являются частью корпуса изображенного в соответствии с рисунком 2.17 б.

«A» – ускорение свободного падения $9,81 \text{ м/с}^2$, приложенное ко всей системе.

«B» – угловая скорость, которая приложена к шкиву в месте контакта его с приводным ремнём.

Если параметры колебательной системы (масса, жесткость или упругость, коэффициенты трения) постоянны либо меняются со временем, но не зависят от координат и скоростей, то поведение таких систем может быть описана с помощью дифференциальных уравнений. Такие системы называются линейными. Однако имеется большое количество систем, где параметры сложным образом зависят от смещения или скорости (параметрические колебания). Дифференциальные уравнения, описывающие поведение таких систем, становятся нелинейными, а сами системы также называются нелинейными. Нелинейные уравнения дают более полное и правильное представление о колебаниях систем. С их помощью можно исследовать такие вопросы, колебания, параметрические резонансы систем и т.д [124].

Если задавать угловую скорость ступенчатой функцией, возникает сильное перерегулирование и длительный переходной процесс. В этом случае

симуляция проводится дольше и сложнее, так как необходимо сгладить угловую скорость. Предлагаемая функция, как записана ниже, является более физической и обеспечивает быстрый выход на установившийся режим. Причина того, что мы подаем в экспериментальную модель значение угловой скорости в том, что у нас есть данные о скорости (в соответствии с прототипом мельницы).

Применив математический метод идентификаций уравнения [125] получаем дифференциальное уравнение второго порядка, которое описывает динамику механического оборудования следующим образом:

$$\frac{d^2 y_1}{dt^2} + a \frac{dy_1}{dt} + by_1 = c \cdot t$$

Необходимо найти коэффициенты зависимости и получить уравнение решения этой задачи:

$$\begin{cases} \frac{dy_1}{dt} = y_2 \\ \frac{d^2 y_1}{dt^2} = y_2' \end{cases}$$

$$\frac{dy_2}{dt} = ct - ay_2 - by_1$$

где $a = 2\varepsilon \cdot \omega_0$

$b = \omega_0^2$

$c = k \cdot \omega_0^2$

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 2\varepsilon\omega_0 \frac{dy}{dt} + \omega_0^2 \cdot y = k\omega_0^2 \cdot t \quad (4.1)$$

где d^2y/dt^2 – ускорение, рад/с²;

ω_0 – собственная частота вращения вала, рад/с;

ε – коэффициент демпфирования;

k – коэффициент собственных частот;

t – входной сигнал, фактическое время.

Для удобства решения задач коэффициент $k = 1$.

Приведенная ниже зависимость в дальнейшем используется в расчетной программе AnsysWorkbench для ввода данных, как функция, зависящая от скорости вращения вала от времени. Значение степени при e выбирается эмпирически так, чтобы обеспечить быстрое завершение переходного процесса. Угловая скорость меняется по закону [126], где получаем систему приведенной по формуле 4.2 [127, 128].

$$\omega(t) = 52 \cdot (1 - e^{-15t}) + 780e^{-15t} \cdot t \quad (4.2)$$

График угловой скорости вала представлен в соответствии с рисунком 4.5. Из графика видно, что угловая скорость быстро стремится к значению 52 рад/с, что соответствует рабочей частоте мельницы 500 об/мин.

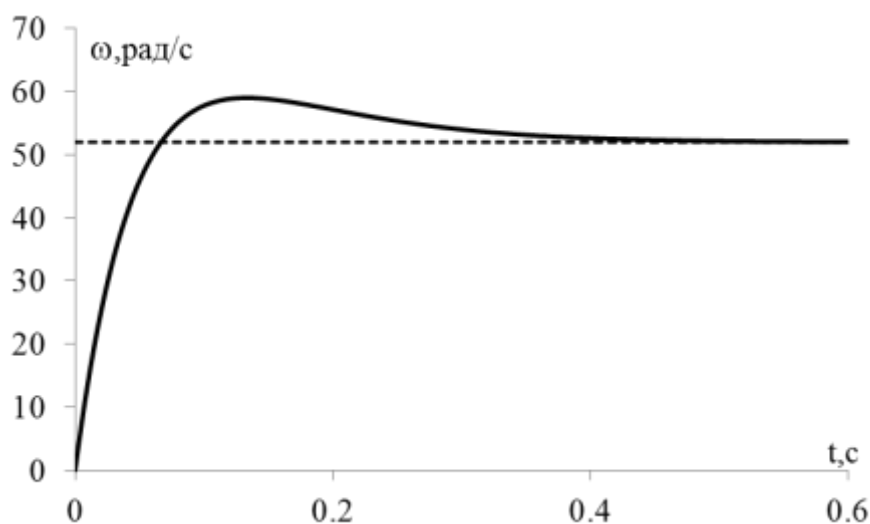


Рисунок 4.5 – График зависимости угловой скорости вала от времени

Такой способ задания угловой скорости используется для того, чтобы снизить интенсивность и длительность переходных процессов, а также повысить сходимость вычислительного процесса. По этой же причине угловая скорость не прикладывается непосредственно к валу, а имеет в качестве поверхности приложения упругий шкив, дополнительно снижающий динамическую нагруженность вала.

4.2 Модель связи составных частей

Для создания условий, при которых становится возможным взаимное перемещение элементов мельницы, используется инструмент Joint пакета ANSYS Mechanical [123]. Основным видом движения мельницы является вращение вала. Также следует учитывать следующие виды движения:

- возможность вращения вала между вкладышами;
- скольжение вкладышей по кулисе;
- вращение кулисы относительно корпуса (неподвижного основания);
- вращение пальца в кулисе;
- продольное скольжение сухаря в водиле;
- вращение водила относительно вала.

Для описания вращения вала в подшипниках, используется соединение Cylindrical между соприкасающимися поверхностями втулок подшипников и вала изображенного в соответствии с рисунком 4.6. Это допускает вращение и

продольное перемещение вала, не допуская иных перемещений. Преимущество такого закрепления по сравнению с Revolute (разрешено только взаимное вращение) заключается в том, что статическая нагрузка на валу приводит к неадекватным значениям напряжений внутри вала при Revolute-соединении вследствие возникновения фиктивного концентратора напряжений на границе поверхности втулки.

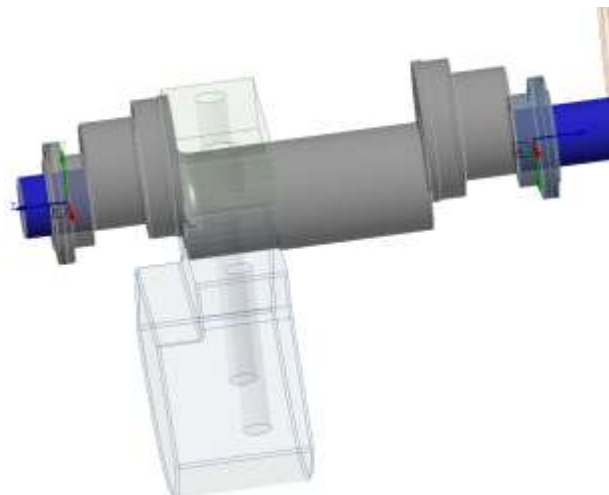


Рисунок 4.6 – Закрепление вала во втулках

Для исключения проникновения материала вала в материал втулки вследствие изгиба вала, был создан контакт No Separation между соприкасающимися поверхностями вала и втулки в соответствии с рисунком 4.7. Этот контакт не позволяет поверхностям разделяться либо пересекаться, являясь при этом линейным. Такая мера значительно улучшила сходимость вычислительного процесса.

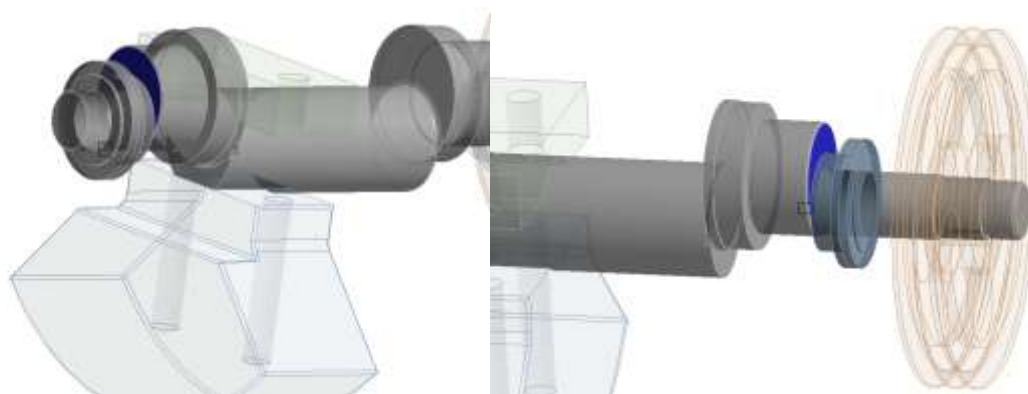


Рисунок 4.7 – Контакты No Separation между втулками и валом

Вращение вала между вкладышами определяется соединением Revolute между соответствующими поверхностями в соответствии с рисунком 4.8.

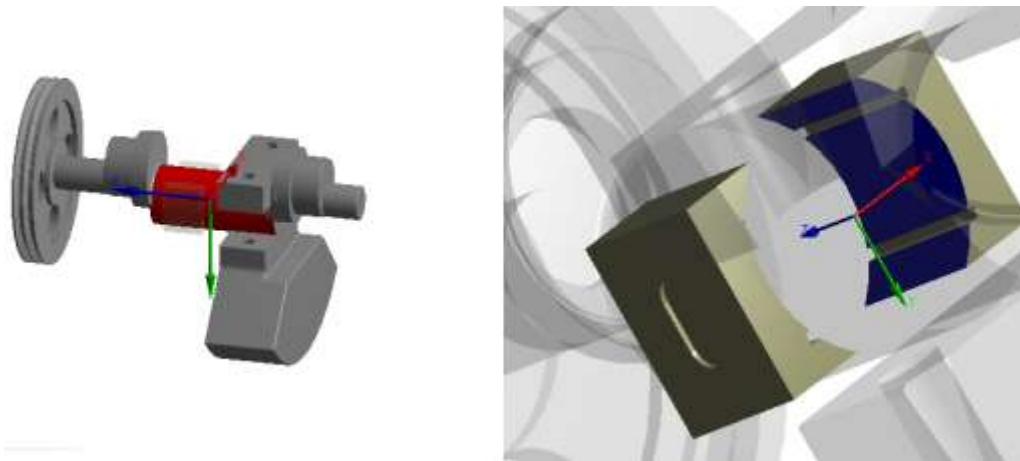


Рисунок 4.8– Соединение между валом и вкладышами

Скольжение вкладышей в кулисе может быть определено с помощью соединения Translational в соответствии с рисунком 4.8. Это позволяет исключить из расчёта ограничительные пластины на кулисе.

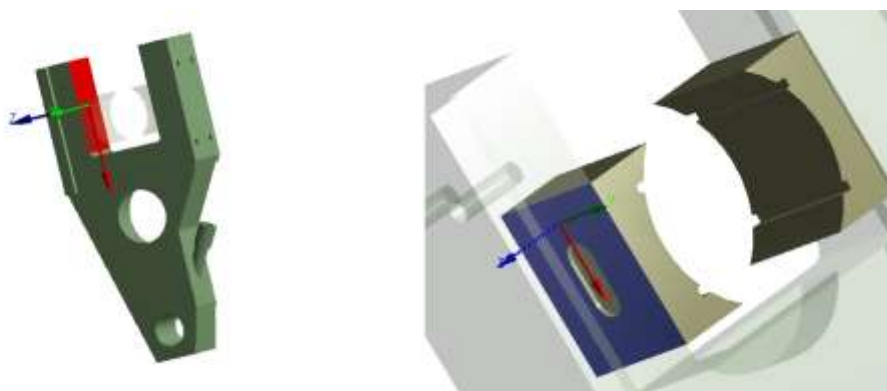


Рисунок 4.9 – Соединение между кулисой и вкладышами

Вращение кулисы относительно оси может быть смоделировано связью Body-Ground типа Revolution. Это позволяет исключить из рассмотрения корпус и ось.

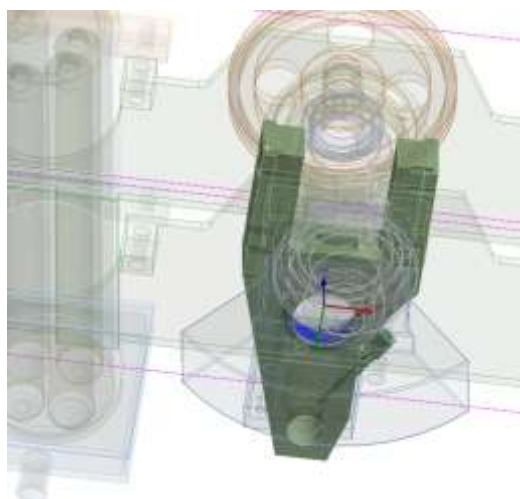


Рисунок 4.10 – Соединение для задания вращения кулисы

Вращение пальца в кулисе задаётся соединением Revolute на соответствующих поверхностях изображенном на рисунке 4.11.

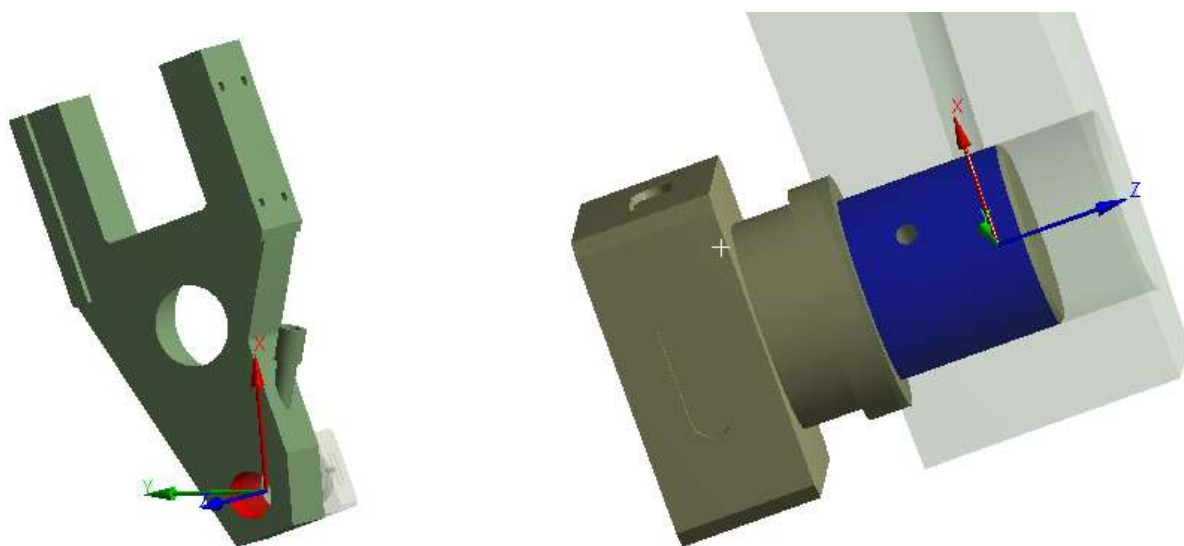


Рисунок 4.11– Соединение пальца и кулисы

Для обеспечения продольного скольжения сухаря в водиле используется соединение Translational. Такая модель позволяет исключить ограничительную пластину на водиле из моделирования.

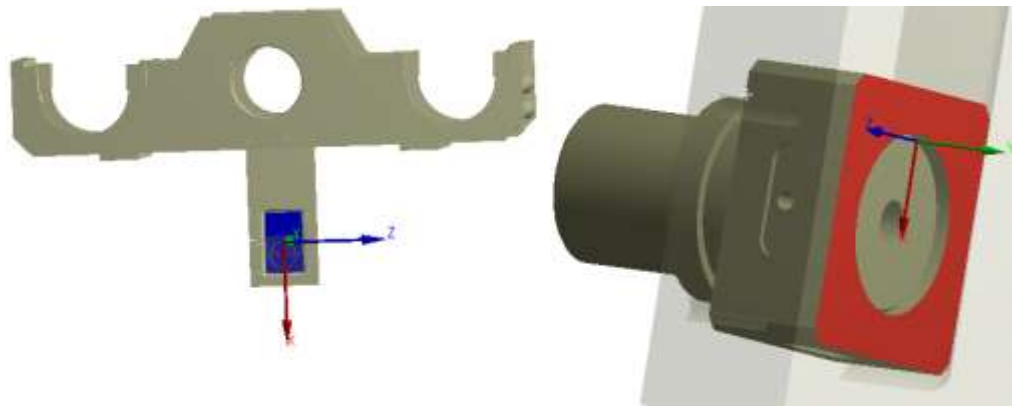
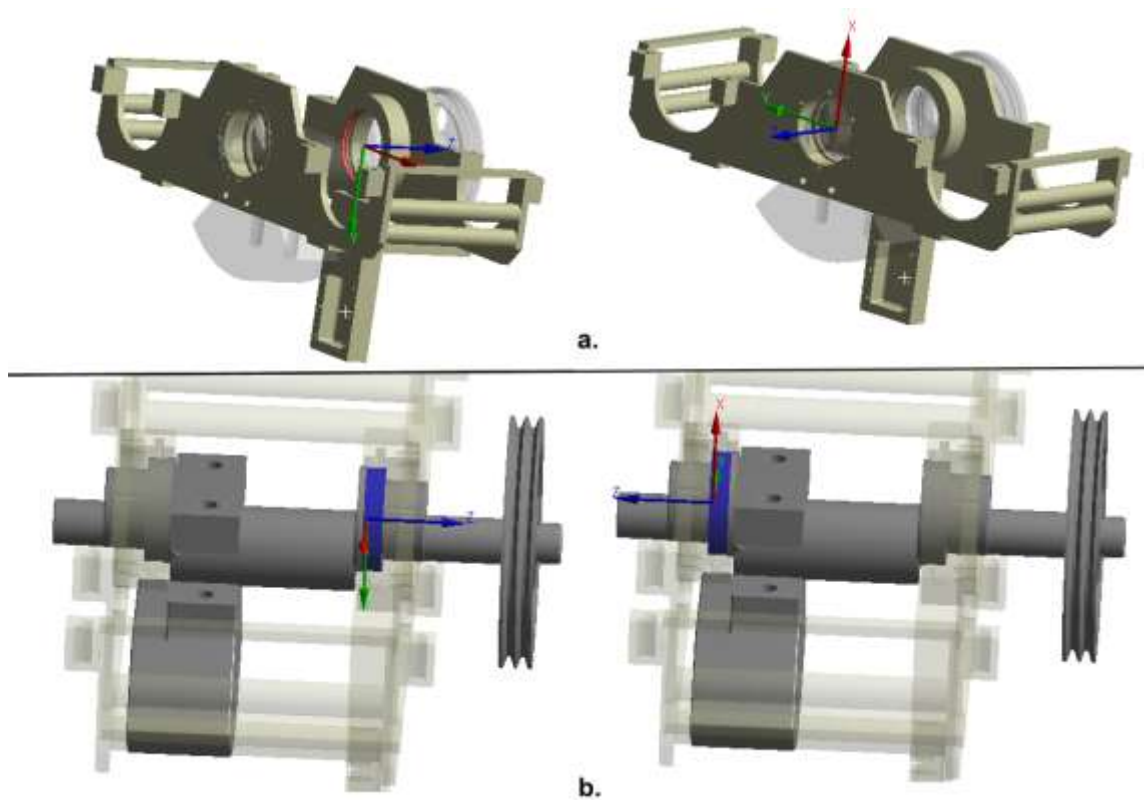


Рисунок 4.12 – Соединение сухаря и водила

Обеспечение вращения водила вокруг вала осуществляется с помощью двух соединений Revolution в соответствии с рисунком 4.13. При этом соединяемые поверхности геометрически не соприкасаются: это позволяет избежать взаимопроникновения водила и вала и исключить уплотнения из конечно элементной модели.



а – поверхность водила; б – поверхности вала

Рисунок 4.13 – Соединения вала и водила

Описанные соединения позволяют непротиворечиво задавать динамику системы, не прибегая при этом к чрезмерной детализации.

4.3 Анализ резонансных частот вала мельницы ЦГМ-140/320

Модальный анализ конструкции мельницы проводился с использованием подсистемы Modal конечноэлементного пакета ANSYS Workbench [129]. Во время анализа учитывалось вращение вала.

Были проведены вычислительные эксперименты для анализа резонансных частот мельницы с максимальной допустимой нагрузкой, минимальной допустимой нагрузкой и нагрузкой с нарушением баланса (одна помольная камера на 30% заполнена рудой крупностью 30 мм, другая заполнена на 40% рудой крупностью 20мм).

Были проведены эксперименты как с учётом вращения руды, либо сырья в помольных камерах, так и без его учёта. Для анализа зависимости резонансных частот системы от скорости вращения вала построены диаграммы Кэмпбелла для диапазона частот ω [200; 800] об/мин [130]. Результаты вычислительных экспериментов приведены ниже.

В таблице 4.1 приведены значения собственных частот колебаний системы (в рад/с) для разных условий моделирования при частоте вращения вала 500 об/мин. Из таблицы следует, что собственные частоты слабо зависят от загруженности мельницы.

Таблица 4.1 – Значения собственных частот мельниц модели 1 и модели 2 в зависимости от загруженности мельницы

Номер частоты	Руда крупностью 20 мм, модель 1, рад/с	Руда крупностью 30 мм, модель 1, рад/с	Дисбаланс, модель 1, рад/с	Руда крупностью 20 мм, модель 2, рад/с	Руда крупностью 30 мм, модель 2, рад/с	Дисбаланс, модель 2, рад/с
1	0.49576	0.49563	0.4957	0.46454	0.46441	0.46448
2	66.375	66.12	66.247	61.232	60.995	61.113
3	102.02	101.58	101.79	99.723	99.292	99.494
4	112.66	112.17	112.43	109.85	109.37	109.62
5	200.43	199.6	200.01	170.15	169.44	169.8
6	230.76	229.91	230.33	209.03	208.26	208.65
7	328.51	327.2	327.85	300.48	299.26	299.87
8	374.11	372.74	373.42	342.9	341.67	342.28

Сравнение частот, полученных в модели 1 и в модели 2, позволяет предположить, что динамика вращения вала слабо зависит от учёта вращения сырья в помольных камерах. Таблица 4.2 содержит значения относительных погрешностей определения частоты по модели 2 в сравнении с моделью 1.

Погрешности бывают отрицательными, а также положительными, но не в этом случае. При сравнении собственных частот, полученные по разным моделям, приводят к выводу, что более простая модель несущественно отличается от более сложной. Отрицательная погрешность в определении всех частот указывает на то, что модель 2 дает минорантную оценку критической частоты.

Таблица 4.2 – Сравнение собственных частот, полученных по моделям 1 и 2

Номер частоты	Относительная погрешность модели 2 по сравнению с моделью 1		
	Мелкая руда	Крупная руда	Дисбаланс
1	-0.06297402	-0.062990537	-0.062981642
2	-0.077483992	-0.077510587	-0.077497849
3	-0.022515193	-0.022524119	-0.022556243
4	-0.024942304	-0.024962111	-0.024993329
5	-0.151075188	-0.151102204	-0.151042448
6	-0.0941671	-0.094167283	-0.094125819
7	-0.085324648	-0.085391198	-0.085343907

Из таблицы 4.2 видно, что существенная погрешность в определении собственной частоты наблюдается только на пятой собственной форме. Вид этой формы приведен в соответствии с рисунком 4.14 - 4.19.

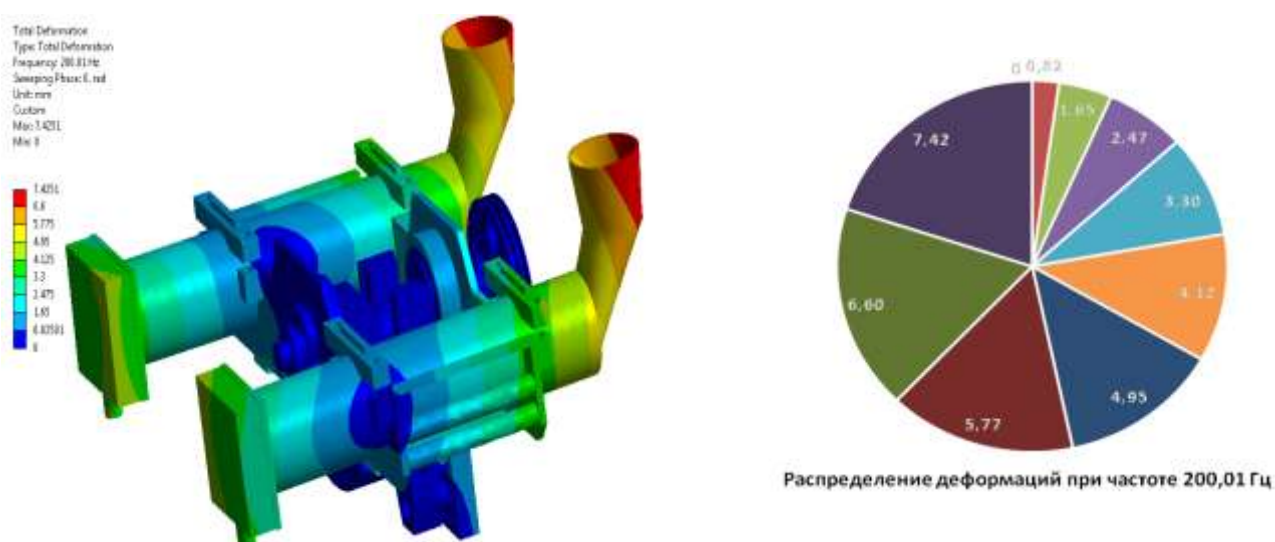


Рисунок 4.14 – Пятая форма колебаний системы, полученная по модели 1

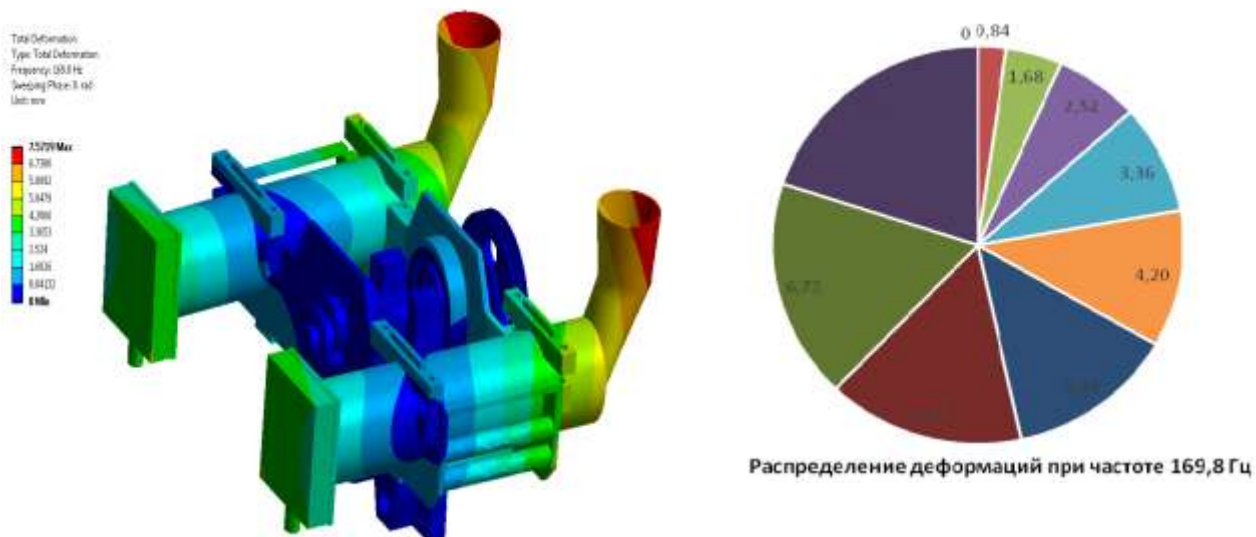


Рисунок 4.15 – Пятая форма колебаний системы, полученная по модели 2

В соответствии с рисунками 4.14 - 4.15 следует, что пятая форма локализована преимущественно в помольных камерах и не затрагивает вал мельницы. Действительно, сравнение перемещений вала на этой форме в соответствии с рисунком 4.16– 4.17 с максимальными перемещениями системы позволяет сделать вывод, что амплитуда колебаний вала составляет около 2% для обеих моделей.

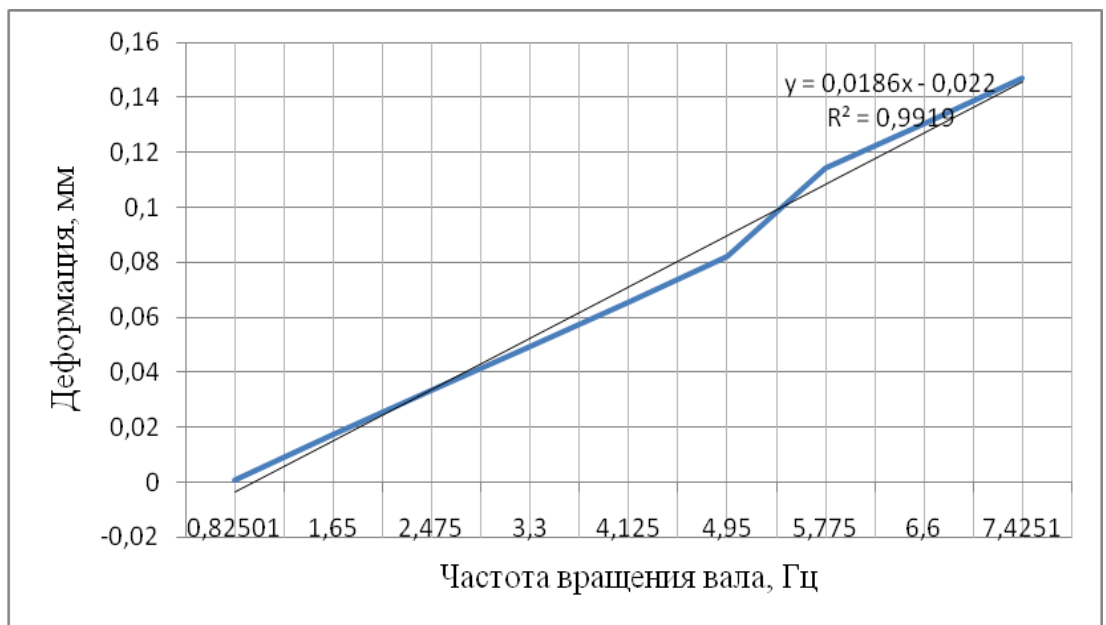
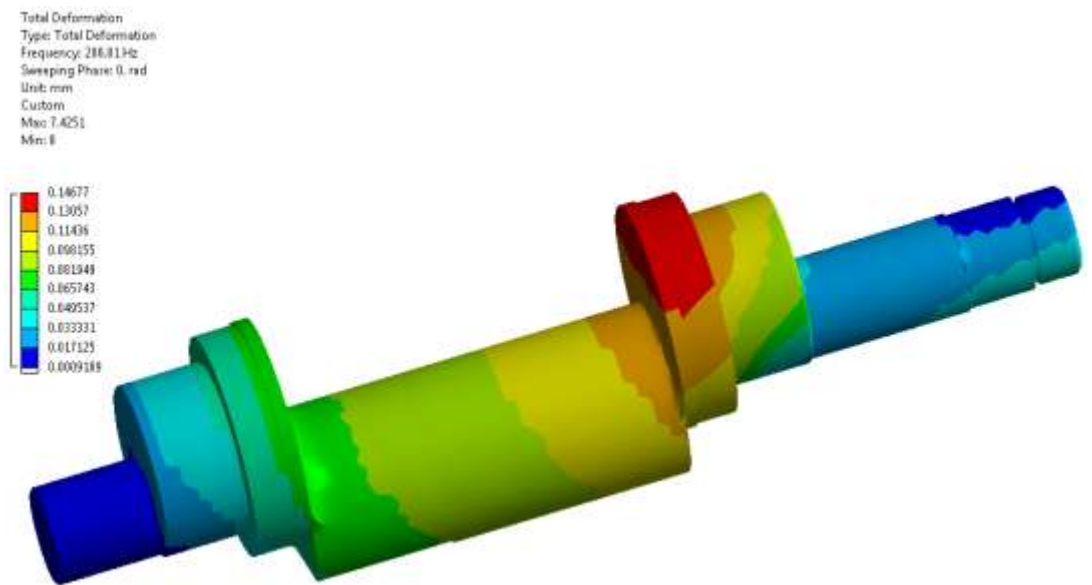


Рисунок 4.16 – Деформации вала на пятой форме, рассчитанные по модели 1

Total Deformation
Type: Total Deformation
Frequency: 169.8 Hz
Sweeping Phase: 0. rad
Unit: mm
Custom
Max: 7.5719
Min: 0

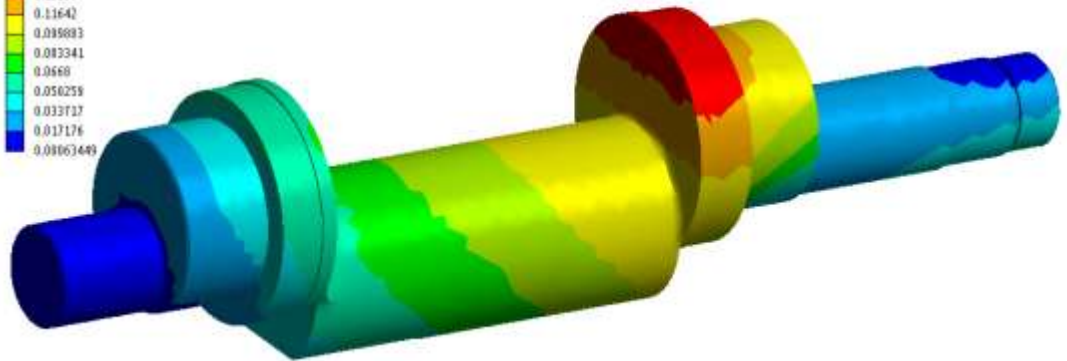
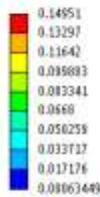


Рисунок 4.17 – Деформации вала на пятой форме, рассчитанные по модели 2

Таким образом, для анализа динамики вала мельницы достаточно использовать модель 2, что значительно ускоряет вычислительный процесс, увеличивает его сходимость и точность, а также снижает длительность переходного процесса при анализе его динамической прочности [124].

Крутильные колебания вала происходят преимущественно на первой форме в соответствии с рисунком 4.18 и 4.19. Эта форма соответствует частоте

0,4957 Гц (около 30 об/мин). Таким образом, крутильные колебания вала не могут быть возбуждены при штатной работе мельницы.

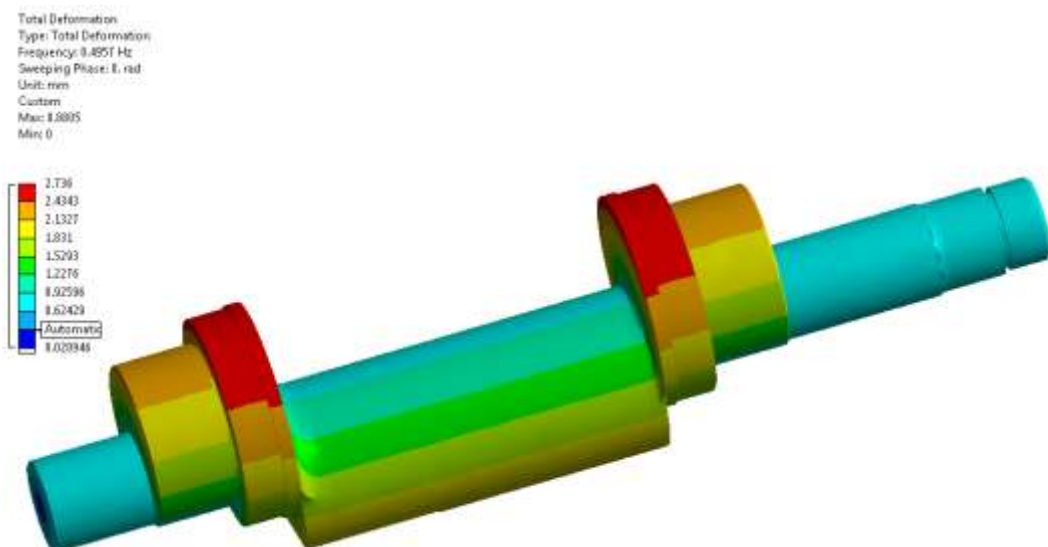


Рисунок 4.18 – Крутильная форма колебаний вала, рассчитанная по модели 1

Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Frequency: 1.45448 Hz
 Sweeping Phase: 0 rad
 Unit: mm
 Custom
 Max: 1.8995
 Min: 0

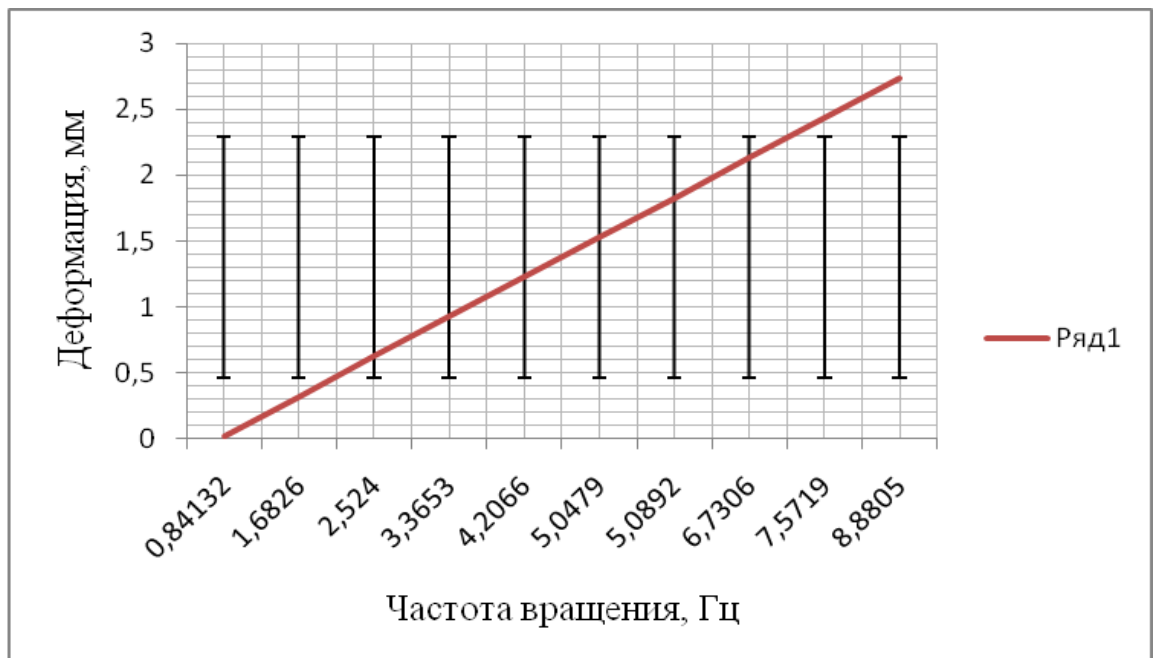
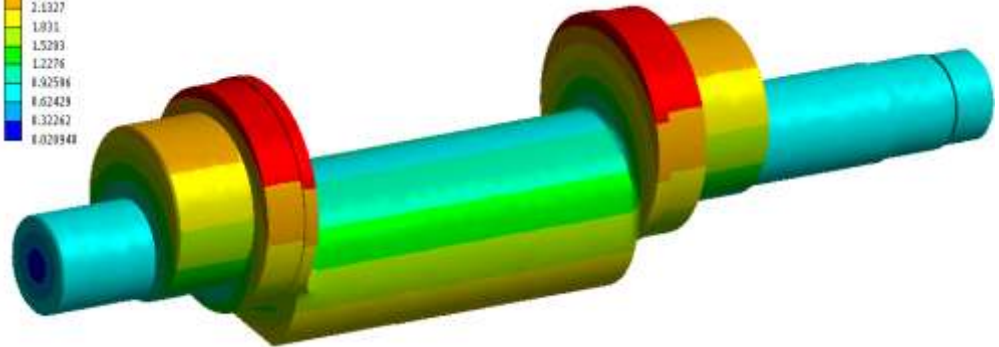
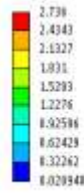


Рисунок 4.19 – Крутильная форма колебаний вала, рассчитанная по модели 2

Результаты анализа зависимости частот собственных колебаний системы от скорости вращения вала приведены в соответствии с рисунком 4.20. Из рисунка следует, что частоты колебаний системы слабо зависят от угловой скорости вращения вала в диапазоне ω [200; 800] об/мин. Критические частоты вала в этом диапазоне отсутствуют.

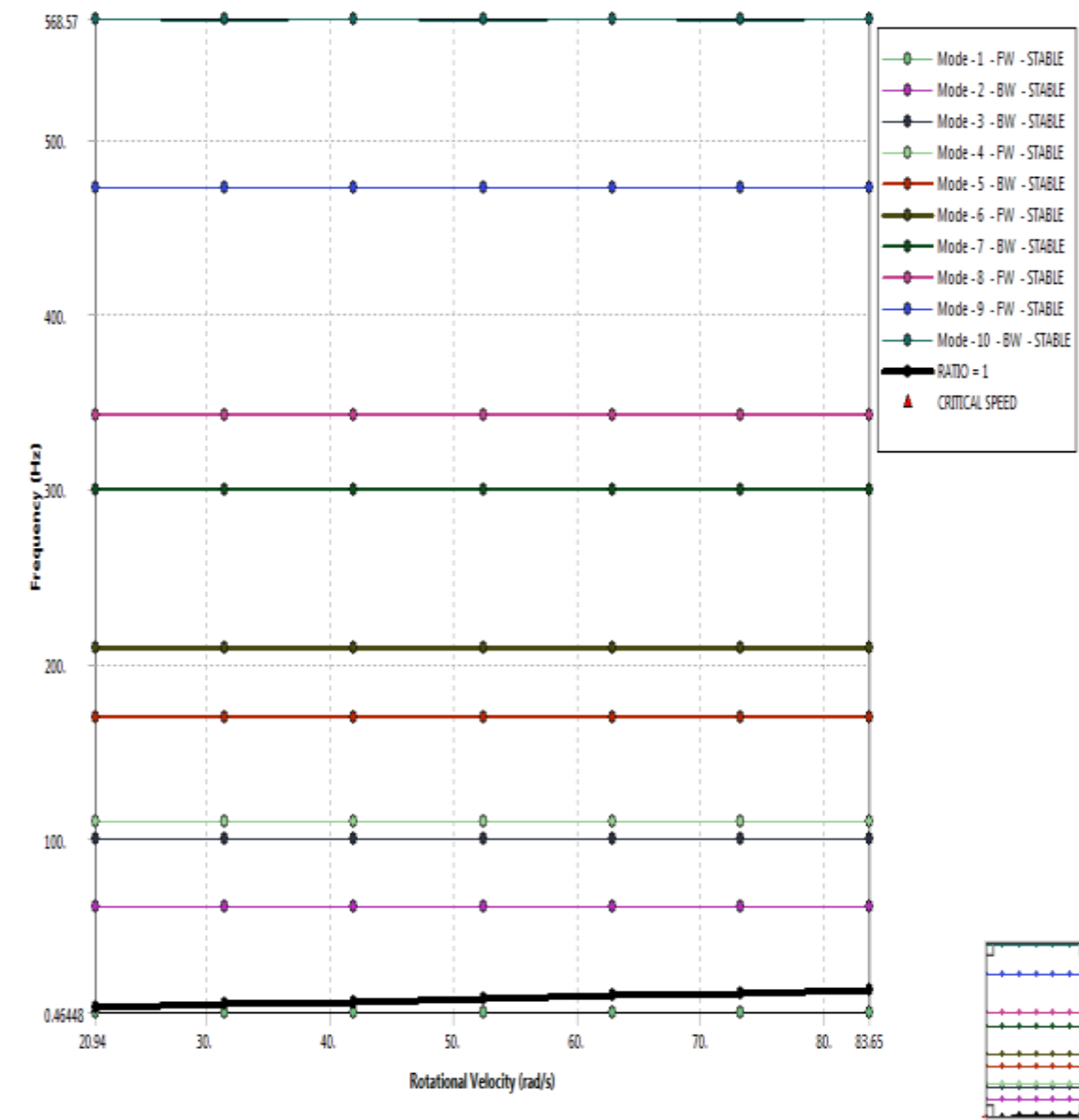


Рисунок 4.20 – Диаграмма Кэмпбелла в диапазоне ω [200; 800] об/мин угловых скоростей вала

Таким образом, в условиях штатной работы мельницы критических явлений не возникает.

4.4 Анализ динамической прочности при многоциклового усталости вала

Задача анализа динамической прочности вала решалась с использованием алгоритмов и возможностей подсистемы Transient Structural конечноэлементного пакета ANSYS Workbench. Было проведено моделирование движения мельницы на промежутке времени, составляющем пять периодов вращения вала при угловой скорости 500 об/мин (около 0,6 с).

Исследовались три варианта загрузки мельницы: минимальный (каждая помольная камера загружена на 30% рудой крупностью 30 мм), максимальный (каждая помольная камера на 40% загружена рудой крупностью 20 мм) и с дисбалансом (одна помольная камера заполнена на 30% рудой крупностью 30 мм, другая – на 40% рудой крупностью 20мм).

Динамическая прочность конструкции характеризуется значениями эквивалентных по Мизесу напряжений в ней. В соответствии с рисунком 4.22 показано распределение напряжений в конструкции мельницы в момент времени $t= 0.47185$ с, когда напряжения достигают своего максимума.

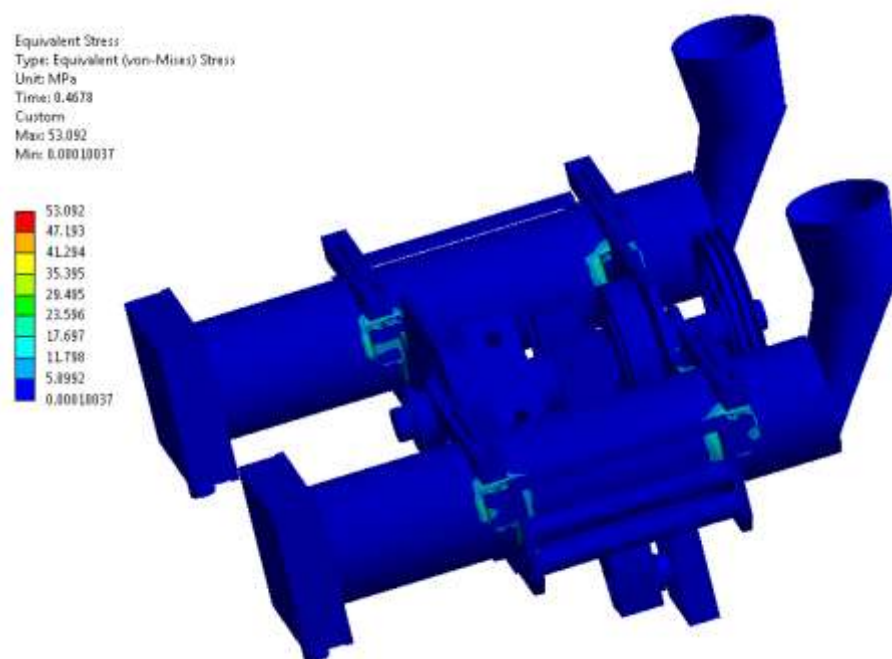


Рисунок 4.22 –Эквивалентное напряжения конструкции

Очевидно, что для точного анализа динамической прочности необходимо сосредоточиться на напряжённо-деформированном состоянии вала. Минимальное и максимальное распределение напряжений вала для несбалансированного типа загрузки мельницы показано в соответствии с рисунком 4.23 – 4.24. Данное распределение напряжений является характерным на всём цикле нагружения.

Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 0.47185

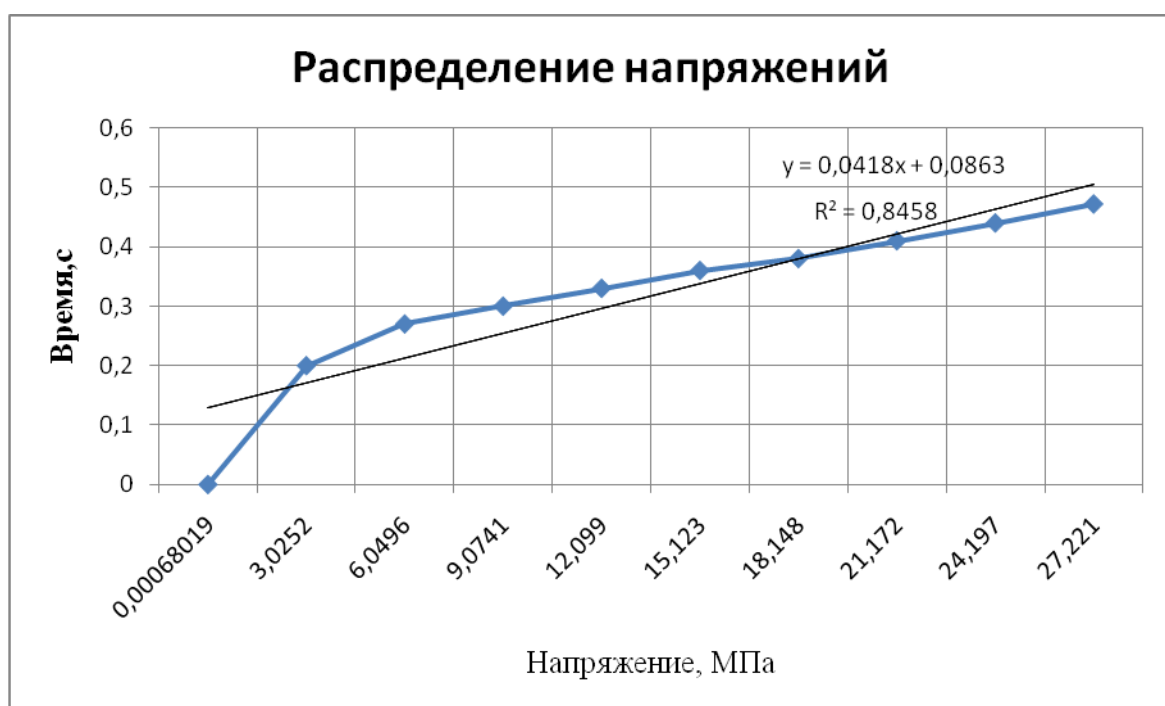
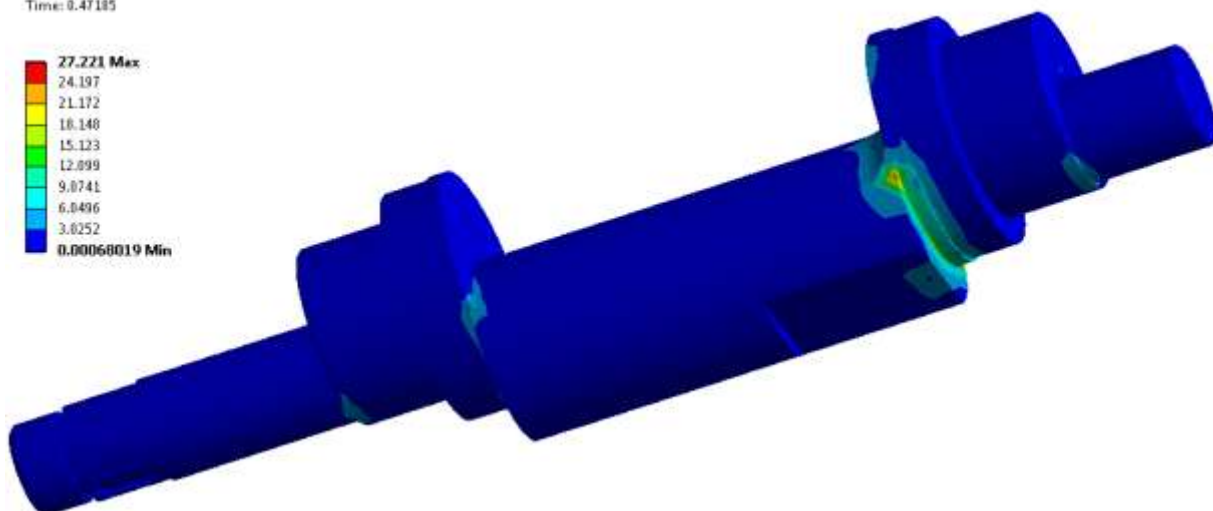
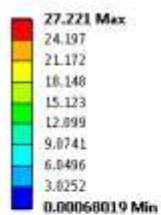


Рисунок 4.23 – Распределение напряжений при максимальном значении напряжения вала

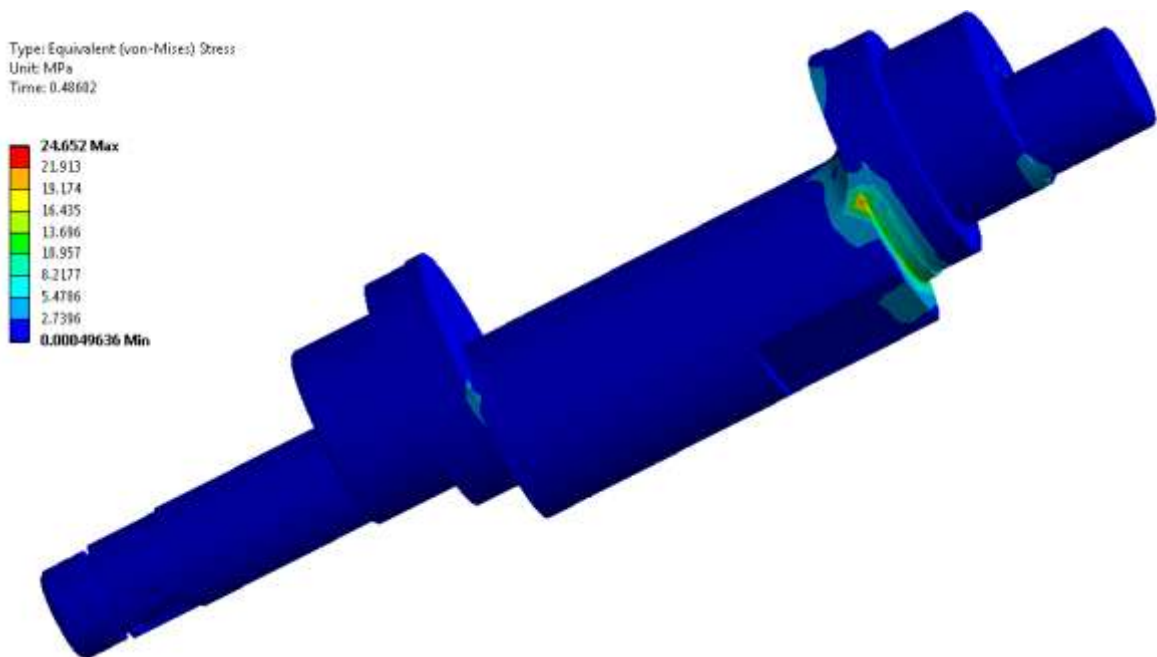


Рисунок 4.24 – Распределение напряжений при минимальном значении напряжения вала

Из рисунка 4.23- 4.24 следует, что наиболее напряжённой является область вала, показанная в соответствии с рисунком 4.25.

На рисунке 4.25 область вала, в которой он испытывает максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу вследствие работы мельницы. Логично

исследовать напряжённое состояние в этой области, как наиболее нагруженной, для анализа усталости вала.

Таким образом, анализ динамической прочности вала сводится к анализу напряжённо-деформированного состояния на этой поверхности.

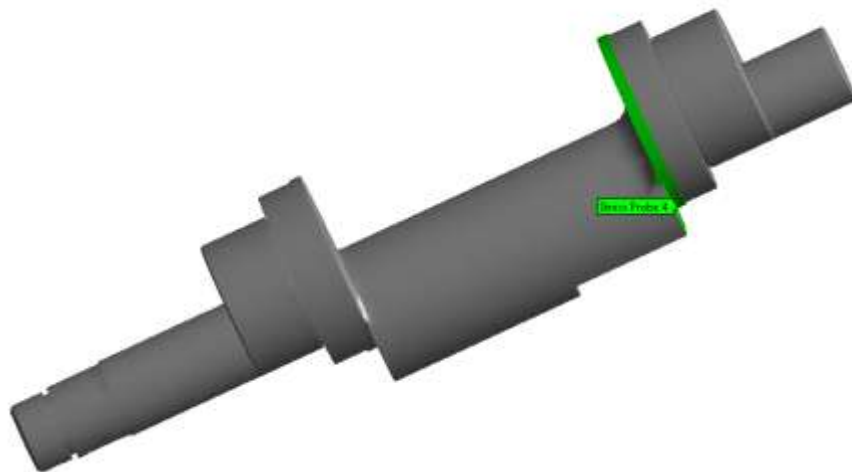


Рисунок 4.25 – Область максимального напряжения вала

Изменчивость значения максимального эквивалентного напряжения вала в этой области для разных вариантов загрузки мельницы показана в соответствии с рисунком 4.26 – 4.28. Следует отметить, что в начале движения в системе возникает переходной процесс, связанный с нереалистичным заданием нагружения на шкив вала. Исследование установившегося режима движения мельницы проводится с использованием данных моделирования, отстоящих от начала движения на 3 периода (интервал времени $t \in [0.36; 0.6]$ с [131]).

В соответствии с рисунками 4.26 – 4.28 проводились вариативные расчёты по трём вариантам загрузки мельницы. На рисунках 4.26 – 4.28 приведены зависимости максимальных напряжений по Мизесу в области, изображённой на рисунке 4.25 за весь период моделирования. Впоследствии переходной процесс исключается, т.к. он нефизичен.

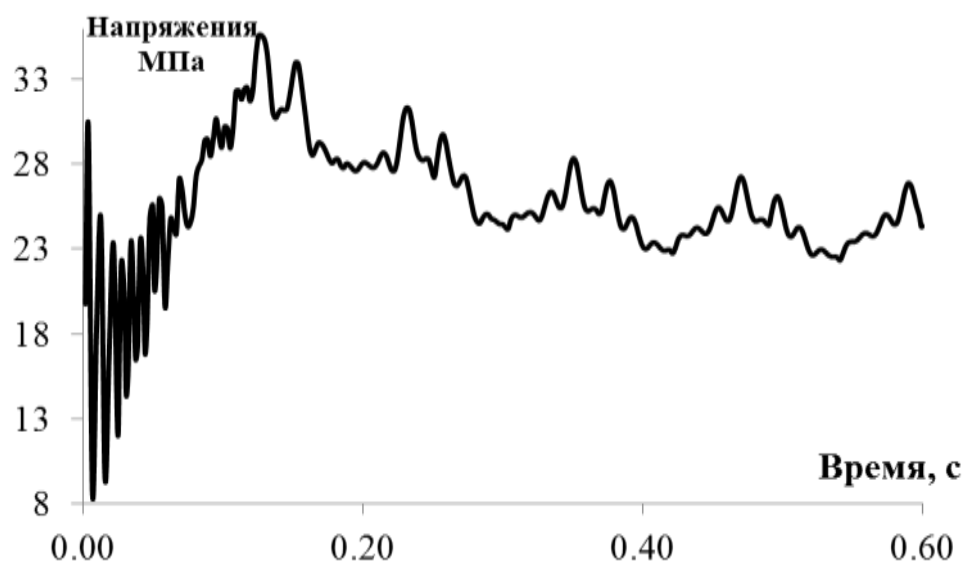


Рисунок 4.26 – Изменение напряжения от времени в наиболее нагруженной области: мельница загружена мелкой рудой на 40%

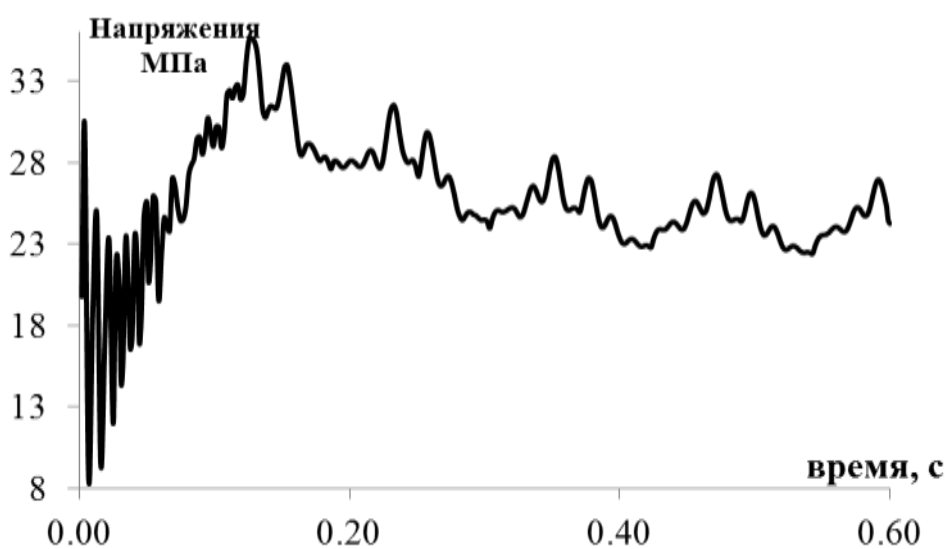


Рисунок 4.27 – Изменение напряжения от времени в наиболее нагруженной области: мельница загружена крупной рудой на 30%

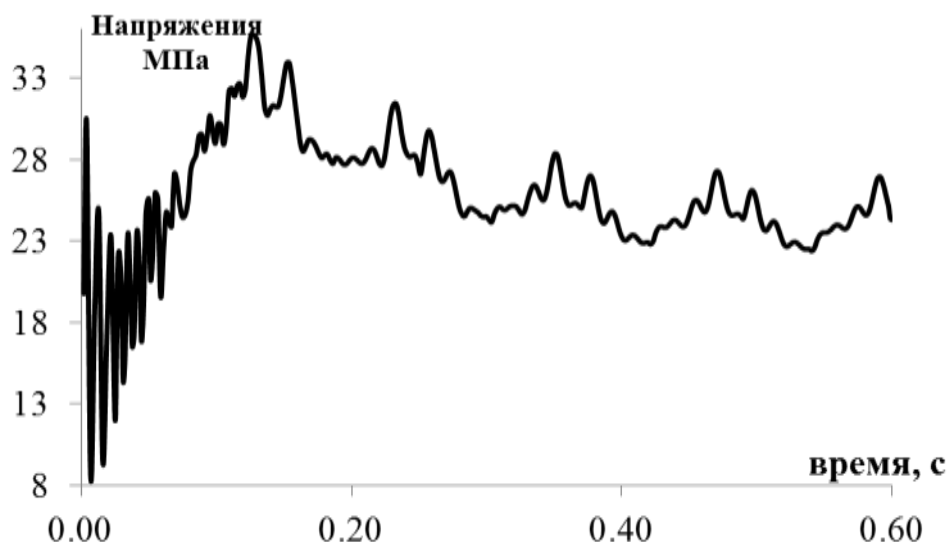


Рисунок 4.28 – Изменение напряжения от времени в наиболее нагруженной области: мельница загружена рудой с дисбалансом

Предел текучести материала вала (сталь 45) составляет 323 МПа; предел прочности – 540 МПа. Таким образом, максимальные напряжения вала в установившемся режиме работы мельницы при любом виде загрузки не превышают 10% предела текучести материала вала.

Анализ многоциклового усталости вала.

Анализ усталости объекта при таком цикле нагружения требует следующих шагов:

- разбиение цикла на участки простой формы;
- приведения каждого участка к эквивалентному симметричному отнулевому циклу;
- оценки повреждения вала на каждом участке;
- оценки усталости вала на одном цикле нагружения.

Цикл нагружения вала в соответствии с рисунком 4.29 [132].

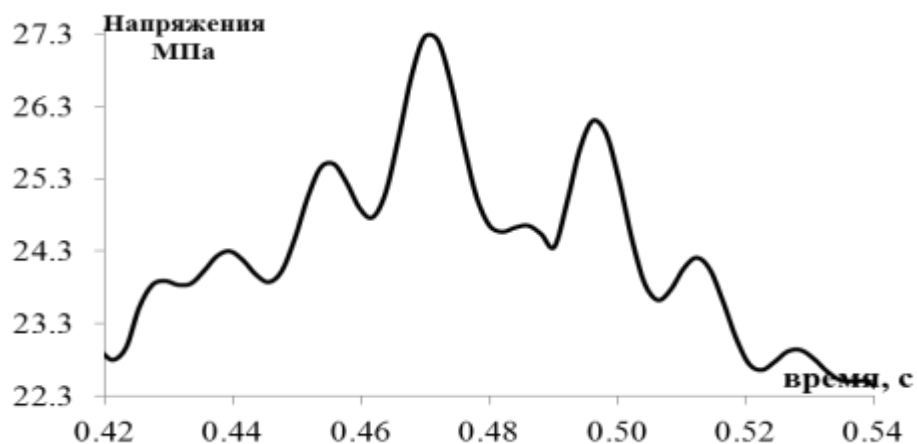


Рисунок 4.29 – Цикл нагружения вала

Цикл, в соответствии с рисунком 4.29, может быть разбит на 16 асимметричных участков. Соответствующие значения максимальных и минимальных напряжений приведены в таблице 4.3 [124].

Таблица 4.3 – Участки цикла нагружения вала

Номер участка	σ_{\max}	σ_{\min}
1	23.888	22.796
2	23.888	23.833
3	24.298	23.833
4	24.298	23.871
5	25.457	23.871
6	25.457	24.766
7	27.258	24.766
8	27.258	24.565
9	24.626	24.652
10	24.652	24.355
11	26.105	24.355
12	26.105	23.621
13	24.209	23.621
14	24.209	22.656
15	22.932	22.656
16	22.932	22.498

Степень повреждения вала вследствие нагружения на каждом из участков вычисляется по правилу суммарных линейных повреждений (Miner's rule) [134]:

$$D = \sum_{i=1}^{16} \frac{1}{N_i} \quad (4.3)$$

где N_i – число циклов, которое вызовет разрушение при соответствующих напряжениях.

Число циклов в соответствии с рисунком 4.29, которое выдержит вал, составляет $\frac{1}{D}$.

4.5 Определение предела выносливости вала при нагружении участков приведенных к симметричному циклу

Для определения предела выносливости вала используется метод множителей Марина. Согласно этому методу, предел выносливости вала вычисляется по формуле 4.3 [133, 134]:

$$\sigma_B = k_a k_b k_c k_d k_e k_f \quad (4.4)$$

где σ_e – предел выносливости вала;

σ'_e – предел выносливости материала;

k_a – фактор поверхности;

k_b – фактор размера;

k_c – фактор нагрузки;

k_d – фактор температуры;

k_e – фактор надёжности;

k_f – множитель, учитывающий прочие эффекты.

Для определения предела выносливости материала вала σ_B^1 используется марочник сталей. В нём определён предел выносливости стали 45 при испытании на кручение с симметричным циклом, который составляет 157 МПа.

Множители Марина определяются из экспериментальных исследований, приведенных в литературе.

Для закалённой стали коэффициент k_a составляет 0,41.

Множитель k_b для цилиндров под действием изгибной и крутильной нагрузок вычисляется в зависимости от диаметра цилиндра, причём этот множитель убывает при возрастании диаметра. Поэтому для оценки значения этого множителя используется диаметр цилиндрической поверхности, в соответствии с рисунком 4.30 который составляет 96 мм. Для неё коэффициент k_b равен 0,91 [135].

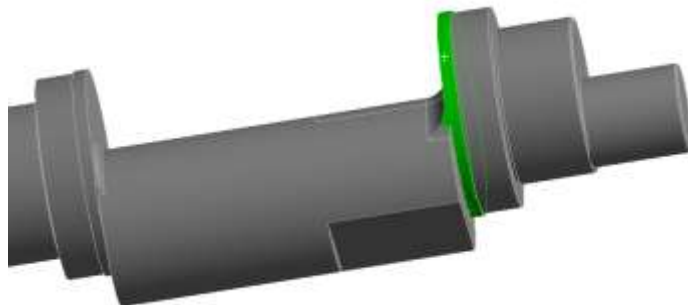


Рисунок 4.30 – Цилиндрическая поверхность для оценки коэффициента k_b

Влияние множителя k_c на предел выносливости уже учтен, так как используется экспериментальное значение предела выносливости σ'_e на кручение. Поэтому значение k_c принимается равным 1.

Фактор температуры в данном исследовании не принимался во внимание, поэтому множитель k_d принимается равным 1.

Коэффициент k_e зависит от степени надёжности, которая ожидается от машины. Надёжность 95% соответствует значению $k_e = 0.868$.

Поскольку прочие эффекты (остаточные напряжения, коррозия и т.д.) в рамках данного исследования не рассматриваются значение множителя k_f принимается равным 1.

Таким образом, предел выносливости для вала с учётом особенностей его свойств составляет $\sigma_e = 41,35 \text{ МПа}$.

Определение выносливости вала при симметричном цикле. Для определения числа циклов N_i по формуле (4.5) используется следующее соотношение:

$$N_i = \left(\frac{\sigma_{rev}}{a} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (4.5)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f \cdot \sigma_B}{\sigma_e} \right)$$

$$a = \frac{(f \cdot \sigma_B)^2}{\sigma_e}$$

$f = 0,79$ для выбранных параметров материала;

σ_{rev} – значение напряжения в валу при симметричном цикле.

Приведение участков цикла нагружения вала к симметричному циклу.

Приведение цикла нагружения к симметричному отнулевому циклу для хрупких материалов, к которым относится сталь, используется диаграмма Гудмана [135]. Значение σ_{rev} вычисляется следующим образом:

$$\sigma_{rev i} = \frac{\sigma_{\alpha i}}{1 - \frac{\sigma_{m i}}{\sigma_b}}$$

$$\text{где } \sigma_{\alpha i} = \frac{\sigma_{\max i} - \sigma_{\min i}}{2}$$

$$\sigma_{m i} = \frac{\sigma_{\max i} + \sigma_{\min i}}{2}$$

Значения $\sigma_{\alpha i}$, $\sigma_{m i}$ приведены по таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Данные для вычисления параметров симметричного цикла на разных участках нагружения

Номер участка, i	$\sigma_{\alpha i}$	σ_{mi}
1	0,546	23,342
2	0,0275	23,8605
3	0,2325	24,0655
4	0,2135	24,0845
5	0,793	24,664
6	0,3455	25,1115
7	1,246	26,012
8	1,3465	25,9115
9	0,013	24,639
10	0,1485	24,5035
11	0,875	25,23
12	1,242	24,863
13	0,294	23,915
14	0,7765	23,4325
15	0,138	22,794
16	0,217	22,715

Значение параметра α по формуле (4.5) составляет 4401,15. Значение параметр $b = -0,33785$.

Значения $\sigma_{rev i}$ и N_i приведены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Параметры для вычисления симметричного цикла на разных участках нагружения

Номер участка, i	$\sigma_{rev i}$	N_i
1	0,570668	$3,2 \cdot 10^{11}$
2	0,028771	$2,22 \cdot 10^{15}$
3	0,243345	$3,99 \cdot 10^{12}$
4	0,223467	$5,14 \cdot 10^{12}$
5	0,830953	$1,05 \cdot 10^{11}$
6	0,36235	$1,23 \cdot 10^{12}$
7	1,309058	$2,74 \cdot 10^{10}$
8	1,414367	$2,18 \cdot 10^{10}$
9	0,013622	$2,03 \cdot 10^{16}$
10	0,155559	$1,5 \cdot 10^{13}$
11	0,917886	$7,85 \cdot 10^{10}$
12	1,301945	$2,79 \cdot 10^{10}$

Продолжение таблицы 4.5

1	2	3
13	0,307624	$2 \cdot 10^{12}$
14	0,811724	$1,13 \cdot 10^{11}$
15	0,144082	$1,88 \cdot 10^{13}$
16	0,226529	$4,94 \cdot 10^{12}$

Значение D составляет $1,54 \cdot 10^{-10}$. Это соответствует числу циклов нагружения, равному $6,48 \cdot 10^{10}$ времени работы мельницы.

На базе предложенного метода проведен анализ долговечности несущего вала центробежно – гирационной мельницы. На основе механической модели мельницы построена упрощённая расчётная модель для повышения эффективности и быстродействия метода конечных элементов. Предложена модель движения руды в помольных камерах при установившемся режиме работы механизма. Построены диаграмма Кэмпбелла колебаний системы и обнаружено, что механизм мельницы не входит в резонанс с рабочей частотой возбуждения. Обнаружены участок концентрации механических напряжений и область наибольших механических напряжений в валу мельницы. Проведен анализ условий функционирования вала и вычислено значение предела выносливости материала вала в зоне наибольших напряжений. Построен характерный цикл нагружения вала мельницы при установившемся режиме работы, который состоит из 16 участков. Каждый участок приведен к симметричному циклу, что позволило вычислить повреждения вала на каждом участке цикла и на всём цикле нагружения в целом. Использование методики аддитивного накопления повреждений позволило оценить ресурс вала мельницы. Предложенная методика оценки долговечности вала может быть использована для анализа ресурса разнообразных горнодобывающих оборудовании.

4.6 Инновационное развитие процессов измельчения рудных материалов и конструкции центробежно – гирационной мельницы

В результате исследования процесса измельчения рудных материалов в гирационных мельницах и установления рациональных параметров мельниц предлагается инновационная разработка конструкций мельницы и дальнейшее ее патентования.

Изобретение относится к измельчению рудных материалов в горно – обогатительном производстве при добыче полезных ископаемых.

Известен способ разрушения твердых горных пород в шаровых мельницах [14], состоящий из процесса вращения барабана, в котором измельчающие тела благодаря трению увлекаются внутренней поверхностью барабана и поднимаются на некоторую высоту, затем свободно падают вниз.

В непрерывно работающих мельницах измельчаемый материал подается через центральное отверстие в одной из крышек внутрь барабана и продвигаясь

вдоль него, подвергается воздействию измельчающих тел. При этом измельчение частиц материала происходит ударом падающих помольных тел, истиранием и раздавливанием частиц между телами.

Разгрузка измельченного материала производится либо через центральное отверстие в разгрузочной крышке, либо через решетку со щелевидными или круглыми отверстиями, либо через отверстия на конце цилиндрической части барабана.

В мельницах периодического (дискретного) действия измельченный материал загружается в барабан и выгружается из него периодически через люк в цилиндрической части барабана или в одной из торцевых крышек. Дробящими телами для шаровых мельниц являются шары или стержни из высокоуглеродистой стали диаметром от 40 до 100 мм.

Основным недостатком вышеуказанных мельниц является трудность ремонта и замены быстро изнашивающихся узлов и деталей внутри барабана мельницы, а также необходимость их остановок для догрузки измельчающих тел в промежуточные камеры.

Также известно устройство барабанной мельницы [136], которое относится к технике измельчения твердых материалов и может быть использовано в химической, горно – металлургической и пищевой промышленности, а также в индустрии строительных материалов. Устройство барабанной мельницы состоит из основных деталей: корпуса мельницы, привода, мелющего вала и разгрузочного и разгрузочных устройств.

Сокращение времени прохождения измельчаемого материала через помольную камеру и снижение максимальных нагрузок на мелющие валки и, соответственно, увеличение срока службы мелющих валков осуществляется за счет того, что внутренний мелющий валок менее, чем на одну треть своей длины, выполнен конусообразным с продольными винтовыми пазми и угол наклона станины мельницы составляет менее 1° по отношению к горизонту.

Измельчаемый материал сразу попадает в пространство между конусообразным внутренним валком и корпусом. Конусообразное пространство между валками способствует предварительному измельчению, которое снижает максимальные механические нагрузки, а винтовые пазы и угол наклона станины способствуют быстрому прохождению через помольную камеру измельчаемого материала.

Недостатком устройства является большая металлоемкость и сравнительно низкая производительность, причем мелющее тело выполнено сложной формы.

Также известен способ измельчения рудных материалов по устройству центробежной двухвальной мельницы по авторскому свидетельству [57], содержащее помольные барабаны, установленные на водиле, шарнирно закрепленном на двух параллельных кривошипных валах с кривошипами одной длины, привод и противовесы, отличающейся тем, что оно выполнено с одним кривошипным валом, симметрично, относительно шарнира крепления которого, установлены помольные барабаны, при этом он выполнен большим

по размеру, чем другой неприводной кривошипный вал, а противовесы установлены только на приводном валу.

Недостатком указанного изобретения является, наличие неуравновешенных масс, создающих нежелательные вибрационные помехи, приводящие к неуправляемому режиму помола.

Наиболее близким техническим решением является способ измельчения рудных материалов, по устройству [64], центробежно-кулисной одновальной мельницы, взятое нами за прототип. Изобретение относится к области измельчения и механоактивации различных типов минерального и пищевого сырья.

Центробежно – кулисная одновальная мельница, содержит привод, помольные барабаны, установленные на водиле шарнирно соединенном с кривошипным валом, на котором установлен противовес. Вал снабжен вторым кривошипом, установленным с противоположной стороны от первого, на конце второго кривошипа установлен цилиндрический стержень, который взаимодействует посредством паза с рычагом, шарнирно закрепленным на неподвижном основании, на другом конце рычага установлен палец, взаимодействующий с вертикальным пазом, выполненным на водиле. Применение изобретения позволит значительно повысить ее коэффициент полезного действия и долговечность.

Недостатком указанного изобретения является наличие периодических ударных нагрузок, за счет жесткой связи противовеса с кривошипным валом, приводящих к снижению равномерности процесса помола и низкого срока службы мельницы.

Технической задачей данного изобретения является интенсификация измельчения рудных материалов.

Технический результат при измельчении рудных материалов достигается за счет непрерывности процесса измельчения, осуществляемое за счет гибкого контакта противовеса с кривошипным валом через слой вулканизированной резины (аналог пружины) и обеспечение непрерывности помола, также и за счет дополнительного вращения помольных тел вокруг своей оси и истирающего эффекта.

Эффект измельчения происходит путем обеспечения непрерывности процесса измельчения в условиях гибкой связи, то есть, демпфирование неуравновешенных масс противовеса и кривошипного вала, а также за счет обеспечения вращения помольных тел, вследствие которого мы имеем «эффект истирания».

Принимая во внимание вышеизложенное, можно констатировать, что мы имеем консолидированный эффект разрушения рудных тел, то есть суммарный эффект, как от центробежных сил помольных тел, ударных нагрузок и «эффекта истирания», всем этим достигается цель интенсификации измельчения рудных материалов.

Поставленной задачей совершенствования устройства для измельчения рудных материалов в котором, путем конструктивных изменений обеспечивается лучший контакт помольных тел с материалом помола, при их перемещения за счет центробежных сил вращения помольных барабанов и гравитационных сил при вертикальном перемещений помольных тел и их вращения вокруг собственной оси.

В способе измельчения рудных материалов за счет сложного перемещения материала с измельчаемыми элементами, а именно, при измельчений исходного материала, происходит ее сложное перемещение вместе с измельчаемыми телами в общем потоке, за счет суммирования центробежных и гравитационных сил и сил трения, вызываемых помольными элементами, при обеспечении непрерывного перемещения помольной среды, при постоянном контакте с помольными элементами. За счет такого сложного перемещения происходит интенсивное измельчение рудных материалов.

Способ включает подачу в цилиндрические помольные камеры помольных тел и исходного рудного материала и отбор полученного сырья. Измельчение исходного материала происходит за счет вращающегося рудного потока сырья и помольных тел в условиях гравитационных и центробежных сил. В данном случае вращающийся поток помольных тел и сырья, перемещается за счет центробежных и ударных сил его падения за счет сил гравитации, а также дополнительно происходит истирание рудного материала за счет вращения помольных тел «цилиндров» вокруг своей оси, при этом происходит дополнительный эффект истирания рудного материала, в результате происходит интенсификация процесса разрушения частички исходного материала в непрерывном вращающемся потоке истирающихся элементов.

Загрузка исходного материала и помольных тел и выгрузка готового материала осуществляется периодически, через каналы загрузки и выгрузки.

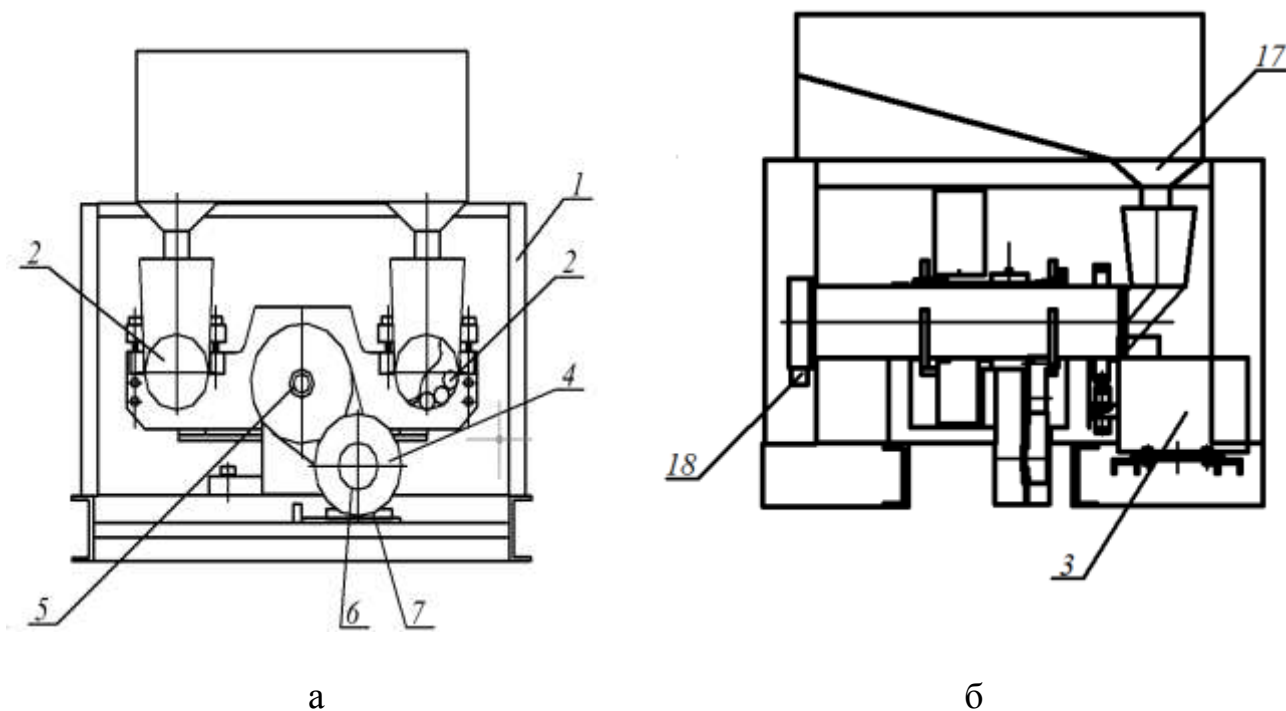
В устройстве центробежно – гиационной мельницы для измельчения рудного материала, включающем цилиндрические помольные камеры с истирающими помольными элементами, загрузочного и выходного патрубка для готового материала, согласно изобретению, кривошипный вал снабжен противовесом, крепление которого с кривошипным валом осуществляется через гибкую связь – гуммированным резиновым слоем, позволяющим значительно снизить периодические ударные нагрузки на коленчатом валу.

Совокупность приведенных признаков предлагаемого способа обеспечивает разрушение исходного материала после ввода помольных элементов – помольных стержней в помольную камеру путем организации сложного движения всего потока, за счет центробежных сил вращения и истирающих сил вращения помольных элементов вокруг собственной оси, тем самым достигается, при таком сложном движении потока измельчаемого материала, постоянный контакт при трении помольных тел с разрушаемым материалом. Следовательно, происходит интенсификация разрушения материала и уменьшение тонкости помола.

Совокупность приведенных признаков предлагаемого устройства обеспечивает разрушение исходного материала за счет обеспечения сложного движения потока исходного материала в помольной камере при центробежном и гравитационном перемещении материала, обеспечивающего за счет установки на кривошипном валу противовеса, крепление которого с кривошипным валом осуществляется через гибкую связь – гуммированный резиновый слой, позволяющим значительно снизить периодические ударные нагрузки на коленчатом валу, и тем самым достигается технический результат, то есть интенсификация измельчения рудных материалов, и стабилизации процесса измельчения, путем выравнивания процесса вращения помольных элементов, за счет демпфирования периодических ударных нагрузок резиновым гибким слоем в месте крепления противовеса к кривошипному валу, а также сложного перемещения рудной массы и непрерывного ее контакта с помольными телами. При этом повышается чистота помола.

Использование предлагаемого устройства для его осуществления.

В соответствии с рисунком 4.31 (а) изображен схематический чертеж устройства – вид спереди, в соответствии с рисунком 4.31 (б) – вид сбоку, в соответствии с рисунком 4.31(в) – вид в разрезе, в соответствии с рисунком 4.31 (г) – разрез противовеса.



а – вид спереди; б - вид сбоку; в - вид в разрезе; г - разрез противовеса

Рисунок 4.31 - Схематический чертеж устройства, Лист 1

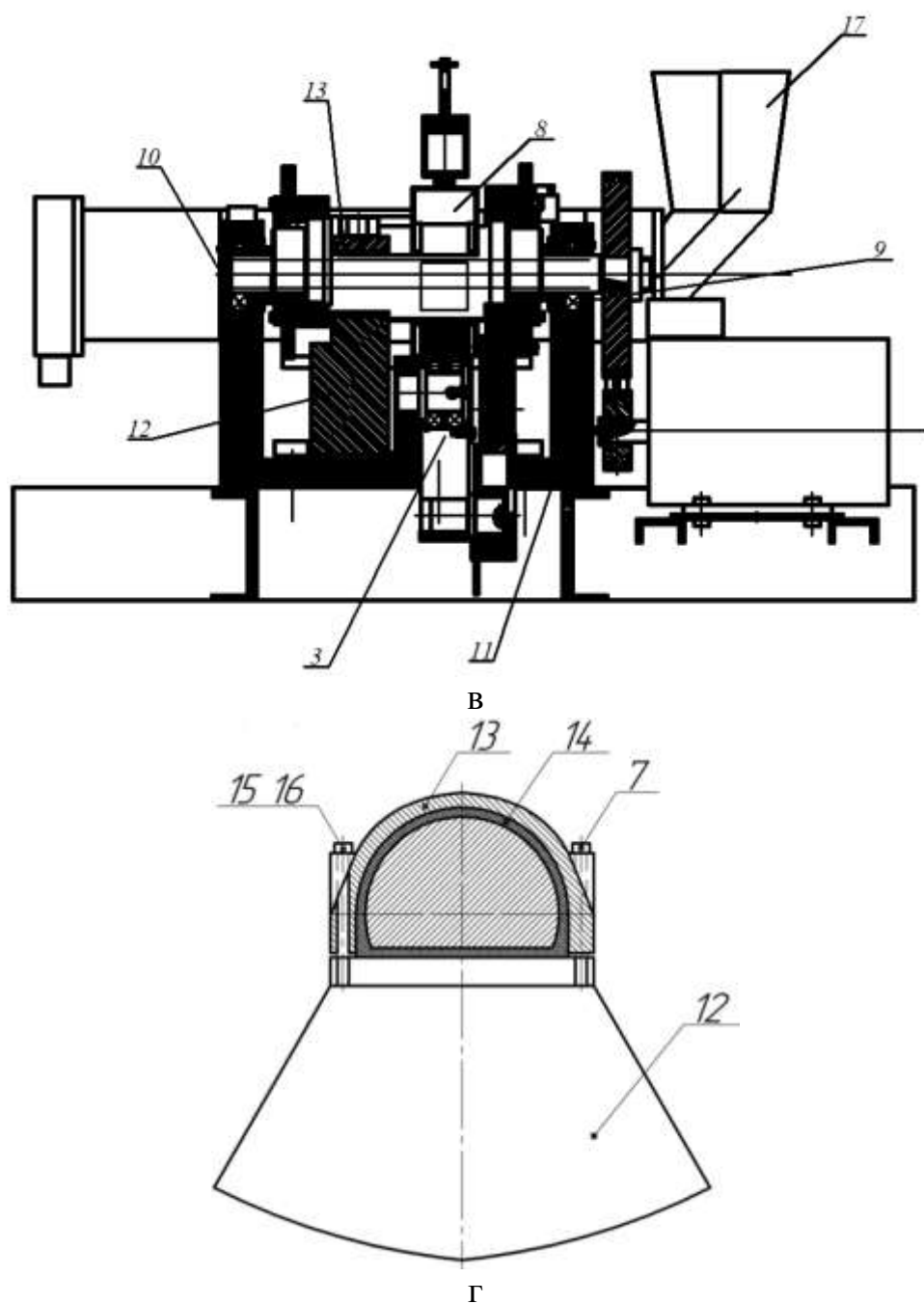


Рисунок 4.31 - Лист 2

Устройство центробежно – гирационной мельницы состоит из корпуса 1, в котором смонтированы две помольные камеры 2, кривошипно шатунного механизма 3, привода 4, ременной передачи 5, со шкивами 6,7, кривошипного вала 8, расположенного в подшипниковых опорах 9,10, водило 11 и противовеса 12, закрепленного на кривошипном валу 8, для стабилизаций ударных нагрузок, вызываемых вращением подвижными частями мельницы и

кривошипного вала 8, крепление противовеса имеет гибкую связь, выполненную в виде слоя вулканизированной резины 13, закрепленное на коромысле 14, при помощи болтов с пружинной шайбой 15,16. Гибкий слой резины, вулканизированной на коромысле 14 и кривошипном валу 8, служит для демпфирования периодических ударов, вызываемых вращением коленчатого вала и неуравновешенных масс привода. Установка центробежно – гириционной мельницы снабжена загрузочными 17 и выгрузочными 18 патрубками. Помольные камеры 2 заполнены помольными телами 19 в количестве четырех в каждой камере. Привод 4 обеспечивает вращение кривошипного вала 8.

Вращение привода 4 и помольных камер 2 обеспечивает вращение помольной среды, за счет центробежных сил, подъема вращающегося потока до критической точки и его падения за счет гравитационных сил и силы истирания рудных частиц вызванных вращением помольных элементов вокруг собственной оси т.е. обеспечивает сложное движение рудного потока и, как следствие, истирание исходного материала.

Предлагаемый способ и устройство для его осуществления работает следующим образом, через входной патрубок 17, расположенный в верхней части помольной камеры 2, загружают исходную среду и помольные элементы, выполненные в виде цилиндрических стержней (в количестве четырех), затем происходит вращение кривошипного вала 8 от ременной передачи 5, через шкивы 6,7.

При вращений кривошипного вала 8 через водило 11, вращение передается помольным камерам 2, которые совершают сложное движение в горизонтальных и вертикальных плоскостях. При этом внутри помольных камер 2 происходит перемещение помольных тел 20 с измельчаемой массой рудных элементов, которые подвергаются ударным и истирающим нагрузкам за счет центробежных и гравитационных сил, вызываемых вращением помольной среды. Одновременно помольные элементы 20 осуществляют вращение вокруг собственной оси, вызывая истирание помольной среды. Следовательно, внутри помольных камер происходит сложное перемещение обрабатываемого материала, который в процессе перемещения интенсивно разрушается от ударных и истирающих нагрузок при трении о помольные элементы.

При достижении необходимой фракции исходного материала открывается выгрузочный патрубок 18 и происходит выгрузка материала. Использование предлагаемого способа и устройства при осуществлении сложного движения обрабатываемой среды в помольном барабане, позволит существенно уменьшить помол исходного материала до размеров частиц менее 100 мкм.

4.7 Технико-экономическое обоснование применения усовершенствованной конструкции центробежно – гириционной мельницы в условиях интенсивной нагрузки

Расчет экономической эффективности от внедрения центробежно – гирационной мельницы проведен по стандартной методике [137 -139].

Годовой объем выпускаемой продукции рассчитывается по формуле:

$$\mathcal{E} = Q \cdot T_k \cdot k_{\text{ЭКС}} \quad (4.13)$$

где Q – часовая производительность: до внедрения 250 кг/ч; после внедрения 320 кг/ч;

T_k – календарный фонд времени, равный 6144 ч;

$k_{\text{ЭКС}}$ – коэффициент экстенсивного использования оборудования, равный 0,75.

Программа производства руды после внедрения ЦГМ140/320 представлена в таблице 4.6 .

Таблица 4.6 – Показатели производства баритовой руды до и после внедрения ЦГМ140/320

Показатель	До внедрения	После внедрения	Отклонение
Выпуск продукции, т/год	1150	1475	325
Цена за тонну, тенге	150 000	150 000	150 000
Продажа продукции, тенге	172 500 000	221 250 000	48 750 000
Заработная плата 10% от стоимости продукции, тенге	17 250 000	22 125 000	4 875 000
Накладные расходы, тенге	29 325 000	37 612 500	8 287 500
Себестоимость, тенге	119 965 000	194 621 000	74 656 000

Необходимость в основных средствах для осуществления проекта усовершенствования представлена в таблице 4.7.

Таблица 4.7 – Потребность в основных средствах

Основные средства	Стоимость до внедрения, в тенге	Стоимость после внедрения, в тенге
Затраты на оборудование	7 500 000	2 700 000
Затраты на монтаж оборудования (10%)	750 000	270 000
Итого	8 250 000	2 970 000

Таблица 4.8 - Потребность в электроэнергии до и после внедрения на 1 тонну продукции

Затраты электроэнергии	Норма, кВт·ч/т	Цена, тенге /кВт·ч	Стоимость, тенге/т
До внедрения	20	130	2 990 000
После внедрения	8	130	1 534 000
Снижение затрат электроэнергии:			1 456 000

Учитывая капитальные вложения для изготовления центробежно – гирационной мельницы, определяем годовой экономический эффект по формуле [72]:

$$\mathcal{E}_r = [(C_1 + E_n \cdot K_1) - (C_2 + E_n \cdot K_2)] \cdot N \quad (4.14)$$

где C_1 и C_2 – полная себестоимость до и после внедрения, тенге
 E_n – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений для ремонтных предприятий принят равным $E_n = 0,15$.

$$\mathcal{E}_r = [(119\,965\,000 + 0,15 \cdot 8\,250\,000) - (194\,621\,000 + 0,15 \cdot 2\,970\,000)] \cdot 1000 = 73\,864\,000 \approx 74\,000\,000 \text{ тенге}$$

В результате внедрения технологии изготовления центробежно – гирационной мельницы повысится относительный показатель экономической эффективности, то есть рентабельность изготовления центробежно – гирационной мельницы.

Выводы по 4 разделу

1. Установлено, что рациональной методологией анализа динамических характеристик коленчатого вала, его многоциклового усталости и вибрационной прочности, является метод конечных элементов позволяющий, учесть особенности геометрии конструкции и её нагружения;

2. В расчётной модели кривошипного вала для снижения сложности конечных элементов расчета, принято:

- на динамику работы двигателя мельницы – рама и корпус, а также трение между ними не учитывалось;

- закрепление вала – абсолютно жёсткое;

- содержимое помольных камер считается сплошным телом;

3. Математическим методом идентификации получена аналитическая зависимость угловой скорости кривошипного вала изменяющаяся по закону, в котором угловая скорость стремится к рабочей частоте мельницы 500 об/мин;

4. Модальным анализом конструкции мельницы с использованием подсистемы Modal конечноэлементного пакета ANSYS Workbench

установлено, что резонансные частоты колебания мельницы, с максимальной допустимой нагрузкой, минимальной допустимой нагрузкой и нагрузкой с нарушением баланса и с учётом вращения модели руды в помольных камерах, так и без его учёта из диаграммы Кэмпбелла для диапазона частот ω (200; 800) установлено, что собственные частоты слабо зависят от загруженности мельницы и вращения вещества в помольных камерах;

5. Установлена аналитическая зависимость для определения предела выносливости кривошипного вала, что соответствует $6,48 \cdot 10^{10}$ времени работы мельницы;

6. Предложена инновационная конструкция центробежно – гирационной мельницы в которой происходит интенсивное измельчение помольного материала за счет суммарного воздействия удара, трения и дополнительного истирания вращением помольных элементов во круг собственной оси. А также стабилизацией ударных нагрузок за счет гибкой связи крепления противовеса кривошипным валом;

7. В результате внедрения технологии изготовления центробежно – гирационной мельницы повысится относительный показатель экономической эффективности, то есть рентабельность изготовления центробежно – гирационной мельницы. Ожидаемая экономическая эффективность внедрения составит 74 млн. тенге.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Краткие выводы по результатам диссертационных исследований.

Основные научные и практические выводы, полученные в результате завершённых исследований, заключаются в следующем:

1. Выполнен анализ современного уровня развития и состояния помольного оборудования в Казахстане, а именно центробежно – гириационная мельница для измельчения рудных материалов. В результате анализа существующих конструкций центробежных мельниц, в процессе их совершенствования, выявлено, что разработка конструкции надёжного и эффективного дробильно – измельчительного оборудования с высокой технологической эффективностью, низким показателем металлоёмкости и энергоёмкости, актуально;

2. Рассмотрены основные зависимости процесса измельчения: крупности руд, закономерности определения классов крупности при суммарном воздействии ударных, раскалывающих, изламывающих и истирающих нагрузок, позволяющих повысить производительность и снизить энергоёмкость помольных агрегатов;

3. Выполнено обоснование развития конструкции гириационных мельниц для измельчения рудных материалов, позволяющее разработать усовершенствованную конструкцию центробежно - гириационной мельницы, при плоскопараллельном перемещений цилиндрических помольных камер в плоскости перпендикулярных их оси, с высокими техническими показателями – производительности и срока службы;

4. Предложена инновационная конструкция центробежно – гириационной мельницы в которой происходит интенсивное измельчение помольного материала за счёт суммарного воздействия удара, трения и дополнительного истирания вращением помольных элементов вокруг собственной оси. А также стабилизацией ударных нагрузок за счёт гибкой связи крепления противовеса кривошипным валом;

5. Предложена методика статического расчёта кривошипного вала, позволяющая обосновать напряженно – деформированное состояние от действия передающих, через вал нагрузок, от инерционных сил движущихся деталей возникающих при вращении вала;

6. Установлено, что рациональной методологией анализа динамических характеристик кривошипного вала, его многоциклового усталости и вибрационной прочности, является метод конечных элементов, позволяющий учесть особенности геометрии конструкции и её нагружения;

7. Установлена аналитическая зависимость угловой скорости вращения кривошипного вала от времени;

8. Модальным анализом конструкции мельницы с использованием подсистемы Modal конечноэлементного пакета ANSYS Workbench принято, что собственные частоты колебания системы с максимальной допустимой

нагрузкой, минимальной допустимой нагрузкой и нагрузкой с нарушением баланса, и с учётом вращения помольных тел в помольных камерах, так и без его учёта из диаграммы Кэмпбелла для диапазона частот ω (200,800) об/мин, установлено, что собственные частоты слабо зависят от загруженности мельницы и вращения вещества в помольных камерах;

9. Экспериментально установлена аналитическая зависимость определения выносливости кривошипного вала, что соответствует $6,48 \cdot 10^{-10}$ времени работы мельницы;

10. В результате внедрения центробежно – гирационной мельницы ожидаемая экономическая эффективность внедрения составит более 74 млн. тенге.

Оценка полноты решений поставленных задач

Выполненные исследования и результаты экспериментальных работ позволяют сделать заключение, что они соответствуют, в полной мере, основным задачам, поставленным в диссертационной работе, а именно:

- выполнен анализ современного уровня развития и состояния помольного оборудования центробежного типа для измельчения рудных материалов;

- выполнен выбор и обоснование параметров конструкции центробежно - гирационной мельницы для измельчения минерального сырья среднего помола;

- выполнено обоснование ресурса работы центробежно – гирационной мельницы в условиях интенсивных ударных нагрузок;

- проведены экспериментальные исследования динамики центробежно – гирационной мельницы с параллельными помольными блоками для определения прочностных характеристик наиболее нагруженных узлов и повышение их эксплуатационной надежности;

- проведены экспериментальные исследования работы усовершенствованной конструкции центробежно - гирационной мельницы для измельчения минерального сырья;

- опубликованные по теме диссертации научные работы отражают основное содержание диссертационной работы и соответствуют предъявляемым к ним требованиям. На все работы имеются ссылки в тексте диссертации.

Рекомендации и исходные данные по конкретному использованию результатов

В результате выполненных научно – исследовательских работ в области исследования и разработки усовершенствованной центробежно – гирационной мельницы для перемола руды, на основе теоретических и экспериментальных исследований процессов измельчения рудных материалов, выявлены закономерности измельчения, проанализирован уровень развития и состояния помольного оборудования с различной динамической нагрузкой, изложены научно – обоснованные технические и технологические решения, проведена научно – исследовательская работа заключающаяся в высокой экономической эффективности за счет низкого удельного расхода энергии и металлоемкости,

высокой удельной производительности, относительно малых габаритов мельницы и простоте конструкции, внедрение которых вносит значительный вклад в повышение эффективности измельчения минерального сырья.

Результаты диссертационной работы были внедрены на заводе АО «Карданвал», на что получен акт внедрения (приложения А). Им переданы:

- методика и технология помола центробежно - гирационной мельницы модели ЦГМ140/320;

- рабочие чертежи на опытно – экспериментальную центробежно – гирационную мельницу модели ЦГМ 140/320.

Оценка технико-экономической эффективности внедрения.

Выполнен технико – экономический расчет эффективности на одну установку, который показал ожидаемую годовую экономическую эффективность внедрения центробежно – гирационной мельницы более 74 млн. тенге. Технико – экономическая эффективность проекта состоит из новизны технических решений, а именно усовершенствование конструкций центробежно – гирационной мельницы, реализации в ней процесса помола, позволяющего использовать ее в горнорудной и строительной промышленности.

Оценка научного уровня выполненной работы в сравнении с лучшими достижениями в данной области.

Выполненный анализ литературных источников, результаты теоретических и прикладных исследований, представленных в настоящей диссертационной работе позволяют сделать вывод о том, что диссертационная работа соответствует современному научно – техническому уровню. Все полученные результаты имеют корреляцию с литературными сведениями, дополняют известные данные, представляют собой разработку усовершенствованной конструкции центробежно – гирационной мельницы для перемола руды.

Научно – методический уровень представленной диссертационной работы отражает комплексность данных исследований, что подтверждается актом внедрения результатов исследований в производство (приложение А).

Приведенные результаты достоверны и представляют научную ценность и расширяет область практического применения измельчения и дробления руды в центробежно – гирационной мельнице, что подтверждено публикацией соответствующих научных трудов автора и обсуждением результатов на международных конференциях различного уровня.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Послание Президента Республики Казахстан Н.А. Назарбаева народу Казахстана «Третья модернизация Казахстана: глобальная конкурентоспособность» от 31 января 2017г.
- 2 Государственная программа по форсированному индустриально-инновационному развитию Республики Казахстан до 2020г.
- 3 Пекониди А.В. Повышение эффективности процесса измельчения минерального сырья в центробежной мельнице вертикального типа: автореф. ... канд. техн. наук: 25.00.13. – М.: Владикавказ, 2004. – 24с.
- 4 Костин И.М. Пути повышения производительности измельчительных отделений обогатительных фабрик // В кн.: Труды Механообра. - Л.: Вып – 140, 1957. – С. 56-59.
- 5 Финкельштейн Г.А., Цукерман В.А. О классификационных признаках различных способов дробления измельчения и относительной перспективности соответствующего оборудования // В кн.: Тр.Механообра, Л.: Вып – 140, 1975. - С. 5 – 9.
- 6 Романенко В.С. Горизонтальная валковая мельница: автореф. ... канд.техн.наук: 05.02.13. – М.:Белгород, БГТУ, 2015. – 22с.
- 7 Ходаков Г.С. Тонкое измельчение строительных материалов. Издательство литературы по строительству. – М.:Недра – 1972. – 240 с.
- 8 Библиотека технических наук по темам номенклатуры специальностей 05.00.00. ВАК РФ «Технические науки» <http://tekhnosfera.com> 12.10.2012.
- 9 Андреев С.Е., Товаров В.В., Перов В.А. Закономерности измельчения и исчисления характеристики гранулометрического состава. М.:Металлургиздат, 1959. – 439с
- 10 Серго Е.Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. М.: Недра, 1985. – 282с.
- 11 Хетагуров В.Н. Развитие научных основ разработки и проектирования центробежных мельниц вертикального типа: автореф. ... д-ра. техн. наук: 05.05.06 – М.: Владикавказ, 1999. – 28с.
- 12 Программа «Терми». Финансовая поддержка Европы для освоения новых технологий в области цементной промышленности. Часть 2. Проекты по 154 программе «Терми» связанные с высокоэффективными системами помола Цемент. 1997. – № 3. – С. 10 – 13.
- 13 Harder, J. Grinding Trends in the Cement Industry // ZKG International. – 2010. – №4. – P. 46 – 58.
- 14 Андреев С.Е., Перов В.А., Зверевич В.В. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых / 3 – е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1980. – 415с.
- 15 Ходаков, Г. С. Тонкое измельчение строительных материалов / Г. С. Ходаков. – М.: Издательство литературы по строительству. – 1972. – 240 с.

- 16 Сиденко П.М. Измельчение в химической промышленности. – М.: Химия. 1977. – 368с.
- 17 Ходаков, Г. С. Физика измельчения. – М.: Наука. – 1972. – 308 с.
- 18 Дешко Ю.И. Измельчение материалов в цементной промышленности. – М.: Издательство литературы по строительству. – 1966. – 273с.
- 19 <https://www.dissercat.com> 06.11.2009.
- 20 Ревнивцев В.И., Капралов Е.П., Костин И.М. и др. // Совершенствование процессов дробления, измельчения, грохочения и классификации руд и продуктов обогащения. – Л.: Механобр, 1985.
- 21 Ненарокова Ю.Ф. и др. Совершенствование и развитие процесса подготовки руд к обогащению // В кн.: Труды Механобра, выпуск 14. – Л.: Недра, 1975. – С. 19-25.
- 22 Лесин А.Д., Роженцов И.В. // Дробильно – размольное оборудование и технология дезинтеграции: Междувед. Сб. науч. труд. «Механобр». – Л.: Недра, 1989. – С. 125-132.
- 23 Богданов О.С. Справочник по обогащению руд. 2 – е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1982. – 367с.
- 24 Аккерман Ю.Э. Крупность продукта разгрузки конусных дробилок. – Обогащение руд. – 1974. - № 3, - С.26 – 30.
- 25 Донченко А.С., Донченко В.А. Справочник механика рудообогатительной фабрики. – М.: Недра, 1975. – 559 с.
- 26 ЗАО «Новые технологии» // Санкт – Петербург, 2010.
- 27 Барский М.Ф. Фракционирование порошков / М.Ф.Барский. – М.: Недра, 1980. – 327с.
- 28 Синельникова Л.Н. Оборудование для тонкого грохочения за рубежом. – М.: Цвететинформация, 1977. – 25 с.
- 29 Сиденко П.М. Измельчение в химической промышленности. 2 – е изд. – М.: Химия, 1977. – 368с.
- 30 Учебно – методический комплекс дисциплин. <https://pandia.ru> 23.09.2010.
- 31 Процессы дробления и измельчения. <https://studwood.ru> 08.01.2017.
- 32 Романенко В.С. Горизонтальная волковая мельница. <https://docplayer.ru> 09.02.2015.
- 33 Таггарт А.Ф. Справочник по обогащению полезных ископаемых. Т.2. М.: Metallurgizdat, 1950. – 345с.
- 34 Аккерман Ю.Э., Костин И.М. К вопросу определения дробимости руд /– В кн.: Исследования по рудоподготовке, обогащению и комплексному использованию руд цветных и редких металлов. - Л.: 1987. – С. 9 – 14.
- 35 Авдохин В. М. Основы обогащения полезных ископаемых: учеб. для вузов: в 2 т. /– М.: Изд-во Моск. гос. горн. ун-та, 2006. – Т. 1. Обогащительные процессы. – 417 с.:ил. – (Высшее горное образование). – ISBN 5741803989.
- 36 Теоретические основы дробления и измельчения. <https://studopedia.ru> 04.01.2011.

- 37 Качанов Л.М. Основы механики разрушения. - М.: Наука, 1975. – 312 с.
- 38 Работнов Ю.Н. Введение в механику разрушения. – М.: Наука. 1987. – 80 с.
- 39 Горная дробилка <https://www.carowoudstra> 2019-09-23.
- 40 Измельчение. Назначение и сущность процесса. <https://studwood.ru> 08.01.2017.
- 41 Масса мелющей загрузки <https://helpiks.org> 29.11.2014.
- 42 <http://metaprom.ru> 17.06.2004.
- 43 Энциклопедия по машиностроению. <https://mash-xxl.info> 29.01.2015.
- 44 Энциклопедия техники. <https://enciklopediya-tehniki.ru> 01.01.2015.
- 45 Справочник химика 21 химия и химическая технология. <https://www.chem21.info> 25.04.2014.
- 46 Кармазин В.И., Денисенко А.И., Серго Е.Е. Бесшаровое измельчение руд. – М.: Недра, 1968. – 184с.
- 47 Олевский В.А. Размольное оборудование обогатительных фабрик. – М.: Госгортехиздат, 1963. – 448с.
- 48 Разумов К.А. Зависимость между производительностью мельницы и величиной циркулирующей нагрузки // Горный журнал. – 1949. № 6.
- 49 Винокуров В.Р., Львов Е.С. Новые конструкции мельниц ударно-центробежного типа // Фундаментальные исследования. – 2016. – № 12. Т.5. – С. 965-970.
- 50 Центробежно-гирационная мельница «ЛАМЕЛ-777» <http://www.lamel777.ru/> 28.02.2008.
- 51 Аскарлов Е.С. Центробежно – гириционная мельница: монография. - КазНИТУ имени К.И.Сатпаева, 2017. – 64 с.
- 52 Мельница ХОРС. <http://www.zolcit.ru> 21.08.2009.
- 53 Центробежная эллиптическая шаровая мельница «Активатор- С5000». <http://www.activator.ru> 23.07.2002.
- 54 А.с. 2346745. РФ. Центробежная мельница/ Кондратьев А.А.; опубл. 20.02.2009, Бюл. № 5. – 7с.
- 55 А.с. 3988. РК. Центробежная одновальная мельница / Аскарлов Е.С.; опубл. 16.12.1996, Бюл. №4. – 5с.
56. А.с. 15934. РК. Центробежная одновальная мельница / Аскарлов Е.С. Бертаев К.С; опубл. 15.07.2005, Бюл. №7. – 4 с.
- 57 А.с. 3416. РК. Центробежная двухвальная мельница / Аскарлов Е.С; опубл. 15.06.1998, Бюл. № 5. – 6 с.
- 58 А.с 977012. СССР. Центробежно ударная мельница / Д.Д.Гуюмджан, В.Я.Земцов, В.Н.Блиничев, Т.А.Куликова; опубл. 30.11.82, Бюл. №44. – 4с.
- 59 А.с. 1080854. СССР. Центробежная мельница / М.Д. Недзельский, В.Е.Кизонов, С.Г.Ушаков; опубл. 23.03.84, Бюл.№11. - 4с.
- 60 Аскарлов Е.С. Центробежно-гирационные динамически-уравновешенные мельницы // Новости науки Казахстана. – 1998. - № 5. - С.40 – 42.

61 Аскарлов Е.С., Ахмеджанов Т., Бертаев К.С., Азимбеков М.К. Центробежно- гиpационная мельница с приводом на основе кулисного механизма // Промышленность Казахстана. – 2003. - № 3. - С.85 – 87.

62 Аскарлов Е.С., Бертаев К.С., Азимбеков М.К., Ауэзова А. Перспективы внедрения центробежно- гиpационных мельниц// Промышленность Казахстана. – 2004. - № 3. - С.80-82.

63 Аскарлов Е.С. Центробежно- гиpационная мельница с приводом на основе кулисного механизма // - М.: Вестник машиностроения. – 2003. - № 9. - С.79-81.

64 А.с. 6175. РК. Центробежно - кулисная одновальная мельница / Аскарлов Е С; опубл. 15.06.2001, Бюл. № 6. - 5с.

65 Аскарлов Е.С., Аринова Д.Б., Жанкельді А.Ж., Ильясова А.К. Центробежная – гиpационная мельница для перемола минерального сырья // Вестник Каз АТК имени М.Тынышпаева. - Алматы, 2017. - № 2(101). – С. 59-65. ISSN 1609-1817.

66 Аринова Д.Б., Поветкин В.В., Бектибай Б.Ж., Букаева А.З. Разработка моделей усталостного разрушения коленчатого вала центробежно- гиpационной мельницы при объемном напряженном состоянии // Сборник трудов XXVI междунар науч – техн конференции «Машиностроение и техносфера XXI века». – Севостополь. – 2019. - С. 342 – 349. ISSN 2079 – 2670.

67 Аскарлов Е.С., Бертаев К.С., Азимбеков М.К., Утельбаев О.Б. Центробежно - гиpационные мельницы с низкими энергозатратами // Промышленность Казахстана. - 2006. - № 4. – С.81-86.

68 Расчеты на прочность деталей машин: Справочник // И.А.Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.В.Иосилевич. – 4 – е изд, перераб и доп . – М.: Машиностроение, 1993. – 640с.

69 Аринова Д.Б., Аскарлов Е.С., Попов Г. Исследование и испытание конструкции центробежно – гиpационной мельницы кулисного типа// Известия НАН РК Серия химии и технологии: - Алматы, 2018 - №2. С. 6-17. ISSN 2224-5286.

70 Аринова Д.Б. Аскарлов Е.С. Жанкелді А.Ж. Конструкция центробежно – гиpационной мельницы с низким потреблением электроэнергии // Машины. Технология. Материалы. – Болгария, 2017. - №5. – С. 374-376.

71 Аскарлов Е.С., Аринова Д.Б. Тастанбекова А.А. Факторы влияющие на производительность центробежно – гиpационной мельницы // Труды Сатпаевских чтений «Инновационные решения традиционных проблем: инженерия и технологии». – Алматы, 2018. – С 540- 543.

72 Агузаров Т.Т. Совершенствование технологии повышения долговечности коленчатых валов автотракторных двигателей: автореф. ... канд. техн. наук. – 05.20.01. – М.: Владикавказ, 1999. – 22с.

73 Леикин А.С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации. — М.: Машиностроение, 1968. – 371 с.

74 Леикин А.С. Расчетная методика оценки концентрации напряжений в галтелях коленчатого вала // Вестник машиностроения. – 1973. - № 7. - С. 9 - 13.

75 Головин Г.Ф. Остаточные напряжения, прочность и деформации при поверхностной закалке токами высокой частоты. — Л.: Машиностроение, 1973. – 144 с.

76 Клименко П.П. Исследование упругопластических деформаций и износостойкости материалов при трении в условиях виброударного нагружения: автореф. ... канд. техн. наук.— 05.02.04 / Киевский ин-т инженеров гражд. авиации. – Киев, 1981. - 18 с.

77 Канарчук В.Е. Долговечность и износ двигателей при динамических режимах работы. — Киев: Наукова думка, 1978. – 255 с.

78 Левитский И.С. Технология ремонта машин и оборудования. — М: Колос, 1975. - 559 с.

79 Мишин И.А. Долговечность двигателей. — Л: Машиностроение, 1976. - 288 с.

80 Луневский И.Л., Ермоленко М.М. Сравнение способов восстановления коленчатых валов // Автомобильная промышленность. – 1966. - №58. - С. 28 – 32.

81 Гоц А.Н., Куделя И.Н. Анализ конструктивных параметров коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: Материалы VII Международ. науч – практ.семинара. Владим. гос.ун – т: – Владимир, 1999. – С. 202 – 206.

82 Гурвич И. Б., Панов Ю.Н., Кузмин А.А., Егорова А.П. О расчете износостойкости деталей кривошипно — шатунного механизма двигателей // Автомобильная промышленность. – 1972. - №3. С. 9 - 10.

83 Григорьев М.А., Пономарев Н.Н. Износ и долговечность автомобильных двигателей. — М: Машиностроение, 1976. - 248 с.

84 Цой И.М., Заболотный В.А. К вопросу об оценке неравномерности износа деталей двигателя // Автомобильная промышленность. – 1971. - №2. С. 1 - 3.

85 Агузаров В.О. Исследование причин деформации и повреждений коленчатых валов ЗИЛ—130 с целью увеличения межремонтного ресурса двигателя: дис. ... канд. тех. наук: 05.20.03 / Моск. ин-т инженеров с.-х. производства им. В.П. Горячкина. – М., 1974. – 159 с.

86 Агузаров В.О., Агузаров Т.Т. Релаксационная стойкость коленчатых валов // Известия СКНЦ ВШ.2. – 1982. - С. 50 - 52.

87 Клименко П.П. Исследование упруго — пластических деформаций и износостойкости материалов при трении в условиях виброударного нагружения. дис. ... канд. техн. наук.: 05.20.03 / Киевский ин-т инженеров гражд. авиации. - Киев, 1981. – 163 с.

- 88 Голего Н.Л. Схватывание в машинах и методы его устранения. — Киев.: Техника, 1966. — 231с.
- 89 Тольский В.Е., Корчемный Л.В., и др. Колебания силового агрегата автомобиля. — М.: Машиностроение, 1968. — 161с.
- 90 Филяев А.Т. Изнашивание сталей в ультразвуковом поле. — Минск.: Наука и техника, 1978. — 288с.
- 91 Краснов В.В., Адамович А.В. Исследование нагруженности и прочности коленчатых валов тракторных двигателей // Тракторы и сельхозмашины. — 1981. - №10. - С. 9 – 11.
- 92 Антонов А.П., Михин Н.М. Исследование влияния правки на усталостную прочность коленчатых валов // Тракторы и сельхозмашины. — 1969. - №6. - С. 44 – 46.
- 93 Булыгин Ю.С., Ройфберг Е.М., Таранта В.А. Состояние и перспективы повышения усталостной прочности коленчатых валов двигателей тракторов и сельхозмашин. — ЦНИИТЭИ Тракторосельхозмашин .М.: - 1974. — 60с.
- 94 Kumar K.K.Jha V.N.Doshmukh S.K. Fatigue failure of crankshafts. Kurbeiwellen mit Dauerbruchen // — Prakt.Metalllogr., 184. — Т.21.- №11. — С. 586 – 590.
- 95 Arai J. The Bending Stress Concentration Facktor of a Solid Crankshaft //Bulletin of JSME. - 1965, vol. 8, - № 31. - С 322 - 329.
- 96 Тимошенко. С.П., Лессельс Д. Прикладная теория упругости. - Киев: ОНТИ, 1932. — 120с.
- 97 Трапезин И.И. Расчет неразрезного многоколенного вала. - Киев: ОНТИ, 1937. — 49с.
- 98 Аронович В.В. Раскрытие статической неопределимости коленчатого вала на упругих опорах // Тр. Горьк. ин-та инж. водн. трансп., т. VII— Горький: Речиздат, 1940. - С. 30-35.
- 99 Луканин В.Н., Алексеев И.В., Шатров М.Г. и др Двигатели внутреннего сгорания // В кн 2.: Динамика и конструирование. — М.: Высшая школа, 1995. - 320с.
- 100 Вырубов Д.Н., Ефимов С.И., Иващенко И.А., Круглов М.Г.и др Двигатели внутреннего сгорания. // под ред А.С.Орлина — М.:Машиностроение, 1984. — 384с.
- 101 Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей — М.: Высшая школа, 1980. — 400с.
- 102 Burok S.Przyczyny pekania wallow korbowych silnikow spaliniowych // Motoryzacja. - 1982. — Т.37. - №2. — Р.51-55.
- 103 Гоц А.Н. Методика и алгоритм расчета коленчатого вала ДВС//Двигателестроение, 1987. - № 5. — С.12 – 17.
- 104 Биргер И.А. Детерминированные модели долговечности//Проблемы прочности, 1981. - №4. — С.25-28
- 105 Серенсен. С.В. Прочность материалов и элементов конструкций при статическом нагружении.Т.1. Киев: Наукова думка, 1985. — 264с

- 106 Łagoda. T. Energetyczne modele oceny trwałości zmęczeniowej materiałów konstrukcyjnych w warunkach jednoosiowych i wieloosiowych obciążeń losowych. Opole: Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, 2001. – 264pp.
- 107 Rusiński. E.P., Moczko. J. Czmochowski iektóre aspekty obliczeń fatiguech wału prasy mimośrodowej // Journal of Systems. - 2004. P. 738–746.
- 108 Moczko. P. Umeryczno doświadczalna metoda prognozowania trwałości elementów ustrojów nośnych. Raport serii PREPRINTY, 2009. – 300pp.
- 109 Pyttel. B., Varfolomeyev. I., Luke. M., Berger. C., Siegele. D. FKM Guideline. Fracture mechanics proof of strength for engineering component // Welding in the World, – 2010. T. 51 (5–6). – P. 85–93.
- 110 Wegerdt. C., Hanel. W., Haenel. B., Wirthgen. G., Zenner. H. FKM guideline analytical strength assessment // 5th Revised Edition. VDMA Publication. - 2001. P. 75-79.
- 111 Murakami. Y. Stress intensity factors handbook. - Oxford: Pergamon Press, 1987. – 1456 pp.
- 112 Rusiński. E., Harnatkiewicz. P., Przybyłek. G., Moczko. P. Analysis of the fatigue fractures in the eccentric press shaft. Solid State Phenomena, 165. - 2010. - P. 321–329. DOI:10.4028/www.scientific.net/ssp.165.321
- 113 Thamaraiselvan. A., Thanesh. A., Suresh, K., Subbiah, P. Design and development of reliable integral shaft bearing for water pump in automotive engine to reduce assemble time and increase production // Indian Journal of Science and Technology, 9 (1). - 2016. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i1/85756.
- 114 Kurle, A, Raut, L. A review on design and development of eccentric// Shaft for Cotton Ginning Machine, 2(1). – 2013. – P. 230-236.
- 115 Singh. A., Soni. V., Singh. A. Structural analysis of ladder chassis for higher strength // International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering, 4. – 2014. - P 253–259.
- 116 Thriveni. K., Chandraiah. B.J. Modeling and analysis of the crankshaft using ansys software // International Journal of Computational Engineering Research, 3. – 2013. - P. 84–89.
- 117 Espadafor F.J., Villanueva J.B., García.M.T. Analysis of a diesel generator crankshaft failure // Engineering Failure Analysis, 16. - 2009. – P. 2333–2341.
- 118 Fonte. M., Reis. L., Romeiro. F., Li, B., Freitas. M. The effect of steady torsion on fatigue crack growth in shafts// International Journal of Fatigue, 28. - 2016. – P. 609-617.
- 119 Гурвич И. Б., Панов Ю.Н., Кузмин А.А., Егорова А.П. О расчете износостойкости деталей кривошипно — шатунного механизма двигателей// Автомобильная промышленность, 1972. - №3. - С. 9 – 10.
- 120 Аскараров Е.С. Центробежно – гирационные мельницы - особенности конструкции и расчет // Вестник машиностроения - М.: - 2008. - № 2, С.86-88.
- 121 SolidWorks 2018 на ОС Windows 8.1.
- 122 Поветкин В.В., Вотс Ш., Аринова Д.Б. Обоснование напряженно – деформированного состояния кривошипного вала центробежно – гирационной

мельницы // Труды Сатпаевских чтений «Инновационные технологии – ключ к успешному решению фундаментальных и прикладных задач в рудном и нефтегазовых секторах экономики РК». - Алматы. 2019. Т1. С.1258 – 1263. ISBN 978-601-323-145-7.

123 Поветкин В.В., Аринова Д.Б., Орлова Е.П., Букаева А.З. Разработка моделей усталостного разрушения коленчатого вала центробежно-гирационной мельницы при объемном напряженном состоянии // Сборник трудов XXVI международной научно – технической конференции «Машиностроение и техносфера XXI века». – Севостополь, 2019. С. 350 - 357. ISSN 2079-2670.

124 Паровой Д.С., Лежин Д.С., В.П.Ржевский и др. Исследование крутильных колебаний валов / СГАУ им. С.П.Королева. – Самара, 2011.- 40с.

125 Адамбаев М.Ж. Математические методы идентификаций. – Алматы, 2005. – 245с.

126 Чиликин М.Г. Сандлер А.С. Общий курс электропривода. М.: Энергоиздат, 1981. – 576с.

127 Вольдек. А.И., Попов. В.В. Электрические машины: Машины переменного тока. - Санкт-Петербург: Питер, 2010. - 350 с.

128 Ключев В.И. Теория электропривода: Учебн.для вузов. – 2 – ое изд.перераб.и доп. – М.: Энергоатомиздат, 2001. – 704с.: ил.

129 ANSYS Mechanical APDL Rotordynamic Analysis Guide/ Release 14.5, 2012.

130 Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов. –М.: АН СССР, 1959. – 420с.

131 Поветкин В.В., Аринова Д.Б., Букаева А.З. Анализ динамической прочности коленчатого вала при его многоцикловогой усталости // Сборник трудов XXVI международной научно – технической конференции «Машиностроение и техносфера XXI века». – Севостополь, 2019. – С. 337-342. ISSN 2079-2670.

132 Вольфович А.С, Гоц А.Н. Корпусные детали ДВС: оптимизация по запасу прочности // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1995. - № 3. - С.30-32.

133 Joseph Marin. Mechanical Behavior of Engineering Materials. – Prentice-Hall.: Fourth Printing edition. - 1962. – 502 pages.

134 Акулич И.Л. Математическое программирование в примерах и задачах. М., - 2011. – 210 с.

135 J. Keith Nisbett and Richard G. Budynas. Shigley's Mechanical Engineering Design. – New York, NY: McGraw-Hill Education. – 2006. – 1109 pages.

136 А.с. 21446. KZ . барабанная мельница / Юсупов С.А., Юсупов Р.Т., Аскараров Е.С; опуб.15.07.2009, Бюл. № 7. – 4с.

137 Мелкумов, Я. С. Экономическая оценка эффективности инвестиций. – М.: ИКЦ "ДИС", 1997. – 160 с.

138 Столярова, В. А. Экономическая оценка инвестиций: методические указания / В. А. Столярова. – Белгород: Изд-во БелГТАСМ, 2002. – 42 с.

139 Фальцман, В. К. Оценка инвестиционных проектов и предприятий. – М.: ТЕИС, 1999. – 56 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Акт внедрения

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

промышленного использования центробежно - гирационной мельницы модели ЦГМ140/320 по диссертационной теме «Исследование и разработка конструкций центробежно – гирационной мельницы для перемола руды»

г. Шымкент

01.07.2019г

Комиссия в составе от КазННТУ им. Сатпаева профессор, доктор технических наук Поветкин В.В., доцент Аринова Д.Б., с одной стороны и от завода АО «Карданвал» составили настоящий акт о передаче технической документации на центробежно – гирационную мельницу для внедрения в производство.

Заводу переданы рабочие чертежи на опытно – экспериментальную центробежно – гирационную мельницу, технологию помола.

Техническая характеристика центробежно – гирационной мельницы:

Производительность по руде - 320 кг/час
Мощность привода – N = 2,2 кВт
Передаточный механизм - кривошипно – шатунный
Материал приводного вала – Сталь 40Х, Сталь 45
Частота вращения кривошипного вала - 500 мин⁻¹
Количество помольных камер – 2шт
Материал помольных камер - Сталь 65Г
Наружный диаметр помольной камеры – 140 мм
Материал помольных стержней - Сталь 65Г
Количество помольных стержней - 8 шт
Измельчаемый материал: уголь, медная руда, боксит, известняк и др
Крупность измельчаемого материала (входного) – 15 – 30 мм
Выход готового продукта – 25 – 65 мкм
Масса мельницы – 350 кг

Предложенная конструкция модели ЦГМ140/320 может быть рекомендована для внедрения в производство.

Директор АО «Карданвал»



Сихимбаев Ж.Б.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Сертификат статьи

