

Казахский национальный исследовательский университет имени
К.И. Сатпаева

УДК 621.833.1 (043)

На правах рукописи

ИСАЕВА ИРИНА НИКОЛАЕВНА

**Исследование технологических методов повышения качества
изготовления тяжело нагруженных зубчатых передач привода шаровых
мельниц**

6D071200 – Машиностроение

Диссертация на соискание степени
доктора философии (PhD)

Научные консультанты
Поветкин В.В.
докт. техн. наук, профессор
КазНИТУ им. К. И. Сатпаева,
Республика Казахстан

Дорофеев В.Л.

докт. техн. наук, профессор
ЦИАМ им. П.И. Баранова,
Российская Федерация

Республика Казахстан
Алматы, 2020

СОДЕРЖАНИЕ

НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ	4
ОПРЕДЕЛЕНИЯ	5
ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ	6
ВВЕДЕНИЕ	7
1 ПРОБЛЕМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ШАРОВЫХ МЕЛЬНИЦ НА ОБОГАТИТЕЛЬНЫХ ФАБРИКАХ	12
1.1 Шаровая мельница – как объект исследования.....	12
1.2 Анализ износа зубьев зубчатых передач при длительной работе...	16
1.3 Анализ технологических источников погрешности зубчатых колес, пути повышения их точности.....	23
1.4 Анализ основных методов обработки зубчатого венца.....	26
1.5 Параметры качества при изготовлении тяжелонагруженных зубчатых колес с большим модулем.....	28
1.6 Цель работы и задачи исследования.....	34
Выводы по 1 разделу.....	34
2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА ШАРОВОЙ МЕЛЬНИЦЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СИСТЕМЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ «AEROFLANK»	35
2.1 Динамика косозубой передачи и ее влияние на кинематическую погрешность.....	35
2.2 Анализ и синтез рабочего зацепления зубчатой передачи привода шаровой мельницы.....	37
2.3 Моделирование и исследование качества изготовления тяжелонагруженных зубчатых передач на основе программного комплекса «AEROFLANK».....	39
2.4 Численное решение задачи по повышению качества зубчатого зацепления.....	51
Выводы по 2 разделу.....	61
3 ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА НА СРОК СЛУЖБЫ И РЕЖИМОВ ОБРАБОТКИ ЗУБЬЕВ	62
3.1 Разработка динамической модели тяжелонагруженных зубчатых передач привода шаровых мельниц.....	62
3.2 Разработка методики расчета динамических параметров и упрочнения поверхностного слоя зубчатых передач.....	68
3.3 Оценка параметров поверхностно пластического деформирования при механическом воздействии шариковыми и роликовыми инструментами.....	72
3.4 Исследование параметров шероховатости и твердости износостойкости рабочих поверхностей зубчатых передач привода шаровых мельниц.....	76

3.5	Исследование вибровозмущений в зубчатой передаче, влияющих на износ зубьев зубчатых колес.....	85
	Выводы по 3 разделу.....	90
4	ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ОБРАБОТКИ ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА ПРИВОДА ШАРОВОЙ МЕЛЬНИЦЫ.....	92
4.1	Характер поведения материалов зубчатых колес под действием сосредоточенных нагрузок.....	92
4.2	Выбор материала зубчатого венца и оценка его на технологические качества.....	95
4.3	Методология структуры технологического процесса изготовления цилиндрических косозубых колес.....	102
4.4	Расчет режимов резания технологического процесса механической обработки половины венца.....	105
4.5	Расчет режимов резания технологического процесса механической обработки венца сборного зубчатого колеса.....	107
	Выводы по 4 разделу.....	112
5	МЕТРОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ И ТЕХНИКО – ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СПОСОБОВ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА.....	114
5.1	Современные и традиционные методы контроля качества цилиндрических зубчатых колес.....	114
5.2	Метрологическое обеспечение параметров качества поверхности крупномодульных косозубых зубчатых колес привода шаровой мельницы.....	120
5.3	Обоснование применения способов смазки при работе тяжелонагруженных зубчатых передач и разработка рекомендаций по их применению.....	126
5.4	Технико - экономическое обоснование применения результатов экспериментального исследования и испытаний образцов зубчатых передач.....	131
	Выводы по 5 разделу.....	132
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	133
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	137
	ПРИЛОЖЕНИЯ	148

НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ

В настоящей диссертации использованы ссылки на следующие стандарты и нормативные документы:

«Инструкция по оформлению диссертации и автореферата», ВАК МОН РК, № 377-3ж.

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

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

ГОСТ 10141-91 – Мельницы стержневые и шаровые. Общие технические требования.

ГОСТ 21354-87 – Передатки зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.

ГОСТ 25. 507-85 – Передатки зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения.

ГОСТ 25.101 – Расчеты и испытания на прочность.

ГОСТ 1643-81 – Основные нормы взаимозаменяемости. Передатки зубчатые цилиндрические. Допуски.

ГОСТ 8.051.81 – Государственная система обеспечения единства измерений. Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм.

ГОСТ 25. 507-85 – Методы испытаний на усталость.

ГОСТ 25.504-82 – Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости.

ОПРЕДЕЛЕНИЯ

В настоящей диссертации применяют следующие термины с соответствующими определениями:

Шаровая мельница – представляет собой цилиндрический барабан с дробящей средой в виде шаров, является одним из основных агрегатов, применяемых для измельчения руд.

Износостойкость зубьев зубчатых передач – один из основных критериев работоспособности зубчатых передач.

Поверхностное пластическое деформирование - обработка давлением, при которой пластически деформируется только поверхностный слой материала.

Цикл напряжений - совокупность всех значений переменных напряжений за время одного периода изменения нагрузки.

Конструкторская документация – графические и текстовые документы, которые в совокупности определяют состав и устройство изделия и содержат необходимые данные для его разработки, изготовления, эксплуатации и ремонта.

Динамическая модель – модель, имитирующая развитие процесса или поведение моделируемого объекта во времени.

Модификация зубьев – преднамеренное отклонение поверхности зуба от главной поверхности, осуществляемое для компенсации действия факторов, отрицательно влияющих на работу зубчатой передачи.

Профильная модификация (фланкирование) – служит для снижения динамических нагрузок.

Абразивный износ зубьев – основной вид разрушения открытых зубчатых передач.

Вид поверхности – ряд мелких параллельных полос, перпендикулярных оси колеса.

Мера износа – суммарная единица разрушения, которая определяется уменьшением линейных размеров детали, ее объема или массы.

Дробеструйный наклеп – метод обработки поверхностным пластическим деформированием потоком частиц обрабатывающей среды – дроби.

Припуск – слой материала, удаляемый с поверхности заготовки в целях достижения заданных свойств обрабатываемой поверхности детали.

NASTRAN - программный комплекс, на основе математических методов решения методом конечных элементов и напряженно-деформированного состояния.

AEROFLANK - программа прямого синтеза зубчатых передач.

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

- МШЦ – мельница шаровая с центральной разгрузкой;
БГМК – Балхашский горно-металлургический комбинат;
ГОК – горно-обогатительный комбинат;
ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова – Федеральное государственное
унитарное предприятие «Центральный институт авиационного моторостроения
им П.И. Баранова»;
ППД – поверхностное пластическое деформирование;
МКЭ – метод конечных элементов;
НДС – напряженно-деформированное состояние;
ПЧ – преобразователь частоты;
АД – асинхронный двигатель;
КЭМ – конечно-элементная модель;
АЧХ – амплитудно-частотные характеристики;
СОЖ – смазочно – охлаждающая жидкость;
ИПК – исходный производящий контур;
ИИС – измерительная – информационная система;
ППД – поверхностно – пластическое деформирование;
ПЭВМ – персонально электронно - вычислительная машина;
САПР – системы автоматизированного проектирования;
ПЗТМ – Петропавловский завод тяжелого машиностроения.

ВВЕДЕНИЕ

Оценка современного состояния решаемой научной или научно-технологической проблемы

В настоящее время в Казахстане наблюдается ряд тенденций, требующих развития и модернизации инфраструктуры. В условиях переходного периода Казахстана от плановой к рыночной экономике ее минерально-сырьевые ресурсы приобретают исключительно важное значение. В условиях международной конкуренции Президентом Республики Казахстан поставлена задача диверсификации отечественной экономики. Основным приоритетом является ускоренная технологическая модернизация экономики, которая ставит комплексные задачи по развитию базовых отраслей [1].

Большой объем горных пород, содержащий ценные полезные ископаемые, перерабатываются на горно-обогатительных комбинатах Казахстана. Для их измельчения и для дальнейшей переработки используются шаровые и стержневые мельницы (Балхаш, Жезказган).

У шаровых мельниц, с приводным зубчатым венцом на барабане, наблюдается интенсивный износ зубьев, вследствие тяжелого режима работы мельницы, что приводит к необходимости их частой замены. Также происходят большие простои мельницы. Зубчатые передачи привода мельницы испытывают интенсивное ударное воздействие, что снижает, вследствие износа, ресурс их работы и мельницы в целом.

Существующие технологии изготовления крупных венцовых зубчатых колес, диаметрами до 10 000 мм., изготавливаются из сырой стали без дополнительной закалки и механической обработки. Опыт зарубежного использования легированных сталей и упрочняющих технологий венцовых зубчатых колес, показал приоритетность этих технологий, поэтому научные исследования по повышению стойкости зубчатых зацеплений крупных тяжело нагруженных зубчатых передач шаровых мельниц, являются, на современном этапе, актуальными.

Основание и исходные данные для разработки темы

Основанием для разработки диссертационной работы является совершенствование конструкции зубчатого колеса привода шаровых мельниц и повышения качества изготовления тяжело нагруженных зубчатых передач технологическими методами с применением контрольных измерительных приборов.

Исходными данными для разработки темы, является тяжело нагруженное зубчатое колесо привода шаровой мельницы МШЦ 3200-4500, со следующими параметрами: число зубьев шестерни – 20, колесо – 260; рабочий модуль – 16 мм.; угол зацепления - 20° ; угол наклона зубьев - $5^\circ 11' 39''$; коэффициент перекрытия шестерни – 2,023, колесо – 1,502; ширина зубчатого венца – 600 мм.

Обоснование необходимости проведения научно-исследовательской работы

В диссертационной работе рассмотрены вопросы технологического и конструктивного совершенствования технологии изготовления тяжелоагрессивных зубчатых передач шаровых мельниц.

Основанием необходимости проведения научно-исследовательской работы является повышение ресурса эксплуатации шаровых мельниц за счет совершенствования технологии изготовления зубчатых передач привода шаровых мельниц, с применением легированных сталей, обладающих высокой жидкотекучестью, сохраняет высокую твердость при эксплуатации.

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 предлагаемой технологии изготовления тяжелоагрессивных зубчатых передач привода шаровой мельницы. Научно-технический уровень разработки подтверждается использованием современных методов исследования, анализа литературных данных и патентных материалов в области совершенствования технологии изготовления тяжелоагрессивных зубчатых передач привода шаровых мельниц.

Патентный поиск в направлении совершенствования технологии изготовления тяжелоагрессивных зубчатых передач привода шаровых мельниц показал наличие ряда запатентованных работ, близких к предложенным техническим решениям: КазНИТУ им. К.И. Сатпаева получено ряд изобретений в направлении создания новых технологий:

1) Патент РК № 22999. Способ нанесения защитных покрытий на рабочие поверхности тяжелоагрессивных зубчатых колес. Поветкин В.В., Сушкова О.А., Оpubл.15.10.2010, бюл.№10;

2) Патент РК № 23770. Способ упрочнения зубчатых колес. Поветкин В.В., Сушкова О.А. Оpubл.14.09.2012, бюл.№9;

3) Инновационный патент РК № 29620. Способ упрочнения зубчатых колес привода шаровых мельниц. Поветкин В.В., Сушкова О.А., Ибрагимова З.А. Оpubл.16.03.2015, бюл.№3.

Однако, в результате исследования патентных материалов, видно, что авторы не завершили решение проблемы повышения ресурса работы зубчатых зацеплений привода шаровых мельниц. Нами предложены методы совершенствования технологии изготовления тяжелоагрессивных зубчатых передач и методы контроля качества.

По результатам исследований автором диссертационной работы получен Патент РК № 33468. Безлюфтовая зубчатая передача. Поветкин В.В., Аскарров Е.С., Букаева А.З., Исаева И.Н., Сейтханов А.М. Оpubл. 22.02.2019, бюл.№8. (Приложение И).

Сведения о метрологическом обеспечении диссертации

Исследования по теме диссертации выполнены с использованием современных приборов и оборудования. Эксперименты были обеспечены контрольно-измерительными приборами по замеру твердости и шероховатости поверхности зубчатых колес, а также по измерению качества поверхности

крупномодульных косозубых зубчатых колес привода за счет применения профилографов-профилометров, кругломеров.

Актуальность темы

Барабанные шаровые мельницы, широко применяемые в горно-обогатительном производстве оборудованы открытыми зубчатыми передачами. В настоящее время отсутствуют практические рекомендации по повышению ресурса работы тяжело нагруженных зубчатых передач привода шаровых мельниц, основанных на эффективных методах упрочнения зубчатых зацеплений и повышения их износостойкости на стадии проектирования, изготовления и эксплуатации.

Следовательно, необходимо проведение исследований по анализу причин и характера разрушения тяжело нагруженных зубчатых передач привода шаровых мельниц, обоснованию конструкторско-технологических методов повышения износостойкости тяжело нагруженных зубчатых передач привода шаровых мельниц.

Исследование параметров износостойкости зубчатого зацепления шаровых мельниц с учетом динамических нагрузок, создание новой упрочняющей технологии зубчатого зацепления привода и разработка ресурсосберегающей технологии изготовления тяжело нагруженных зубчатых колес привода шаровых мельниц является актуальной задачей.

Научная новизна темы

В работе получены следующие новые научные результаты:

- использование системы прямого синтеза зубчатых передач в программе AEROFLANK, которая позволила найти такую линию профиля, при которой зубья передачи контактируют только через слой смазки на всем протяжении линии зацепления, что повысило износостойкость зубчатой передачи привода;

- разработана динамическая модель тяжело нагруженных зубчатых передач привода шаровой мельницы, изменение параметров которой позволила, снизить влияние динамической нагрузки шаровой мельницы на зубчатую передачу за счет демпфирующей способности приводного вала и магнитной системы электропривода, тем самым уменьшили износ зубьев передачи;

- разработана методика расчета зубчатого венца привода шаровой мельницы в среде NASTRAN, которая позволила выполнить расчет усталостной прочности и прогнозирование долговечности зубчатого колеса с помощью модуля MSC/Fatigue;

- разработана новая технология изготовления крупномодульных зубчатых колес привода шаровой мельницы с применением новых материалов с высоколитейными свойствами и повышенными механическими характеристиками и рациональной технологией механической обработки с применением ППД и новой консистенции смазочного материала;

- разработаны метрологические методы измерения качества изготовления зубчатого колеса с применением прогрессивного инструмента.

Диссертационная работа выполнялась в соответствии с инновационным проектом кафедры «Стандартизация, сертификация и технология машиностроения» № 757. МОН. ГФ. 15.ЭМ.5 «Разработка конструкторско-

технологических методов повышения износостойкости тяжело нагруженных зубчатых передач привода шаровых мельниц».

Целью исследований является разработка технологических способов повышения качества изготовления тяжело нагруженных зубчатых передач привода шаровых мельниц, позволяющие повысить долговечность зубчатой передачи и ресурса работы шаровой мельницы.

Объект исследования - приводы рудоразмельных шаровых мельниц горно-обогатительного производства.

Предмет исследования - тяжело нагруженные зубчатые передачи привода шаровых мельниц.

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

- выполнить обоснование основных методов износа и обработки зубчатого венца, источников технологической погрешности и параметров качества;

- выполнить моделирование и исследование качества изготовления тяжело нагруженных зубчатых передач на основе программного комплекса «AEROFLANK» и обосновать рациональные параметры профиля зубчатой передачи, позволяющие передавать нагрузку на зубья через гарантированный слой смазки;

- разработать динамическую модель тяжело нагруженных зубчатых передач привода шаровой мельницы, изменение параметров которой позволит снизить влияние динамической нагрузки на зубчатую передачу за счет демпфирующей способности приводного вала и магнитной системы электропривода, тем самым уменьшить износ зубьев передачи;

- разработать новую технологию изготовления крупномодульных зубчатых колес привода шаровой мельницы с применением новых материалов с высоколитейными свойствами, повышенными механическими характеристиками и рациональной технологией механической обработки с применением ППД;

- разработать метрологические методы измерения качества изготовления зубчатого колеса с применением прогрессивного инструмента.

Исследования проводились в лабораториях кафедры «Стандартизация, сертификация и технология машиностроения» КазНИТУ им. К.И.Сатпаева (г. Алматы, Казахстан) и научно-исследовательских лабораториях ЦИАМ им. П.И.Баранова (г. Москва, Россия).

Методологическая база исследований

Результаты исследований получены на основе теоретических и практических положений технологии машиностроения; теории упругости и пластичности; теории износа с учетом динамики зубчатой передачи, 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 высокой точности.

Положения, выносимые на защиту

- рекомендации по использованию системы прямого синтеза зубчатых

передат в программе AEROFLANK, позволяющие найти такую линию профиля, при которой зубья передачи контактируют только через слой смазки на всем протяжении линии зацепления, что повышает износостойкость зубчатой передачи шаровой мельницы;

- построенная динамическая модель тяжелонагруженных зубчатых передач привода шаровой мельницы, изменение параметров которой позволит, снизить влияние динамической нагрузки шаровой мельницы на зубчатую передачу за счет демпфирующей способности приводного вала и магнитной системы электропривода, тем самым уменьшить износ зубьев передачи;

- новая технология изготовления крупномодульных зубчатых колес привода шаровой мельницы с применением новых материалов с высококачественными свойствами и повышенными механическими характеристиками и рациональной технологией механической обработки с применением ППД и новой консистенции смазочного материала;

- метрологические методы измерения качества изготовления зубчатого колеса с применением прогрессивного инструмента.

1 ПРОБЛЕМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ШАРОВЫХ МЕЛЬНИЦ НА ОБОГАТИТЕЛЬНЫХ ФАБРИКАХ

1.1 Шаровая мельница – как объект исследования

Специфические условия эксплуатации горных машин характеризуются запыленностью атмосферы, абразивностью разрушаемого массива (угля, породы), а также различными горно-геологическими условиями. Запыленность атмосферы приводит к попаданию пыли в редуктора машин и вызывает абразивный износ зубьев колес и трущихся поверхностей, а следовательно, преждевременный отказ оборудования.

В настоящее время наблюдается устойчивая тенденция увеличения мощности машин, чем обусловлен значительный рост динамических нагрузок на приводы, особенно при встрече с твердыми включениями, значительно повысилось напряженное состояние элементов редукторов горных машин, возникла необходимость встраивать защитные и предохранительные устройства от перегрузок.

На основании анализа работ проведенных рядом авторов [2-4] общими и типичными для всех горных машин являются следующие источники возмущения, возникающие в их трансмиссии:

- разного рода кинематические несовершенства, органически присущие некоторым системам (кинематика зубчатых и цепных передач, кинематическая неуравновешенность исполнительных органов);

- кинематические несовершенства, возникающие вследствие погрешностей изготовления и монтажа различных элементов (зубчатых передач, валов, подшипников, корпусов редукторов и т. д.);

- нестабильность характеристик источников энергоснабжения (напряжения электросети, давления в пневмо- или гидросети), вследствие чего ток и момент на валу электродвигателя могут изменяться в широких пределах;

- зависимость от оператора, управляющего машиной (его способности быстро и безошибочно ориентироваться в обстановке, профессиональной интуиции, четкости и плавности управления) и др.

Динамическая система горной машины представляет собой последовательность линейных пассивных фильтров с различными частотами пропускания. Поступающие на вход (исполнительный орган) возмущения проходят последовательно через все фильтры, усиливаясь в одних и уменьшаясь в других.

Уравнения движения систем привода машины, оборудованных электродвигателем (или пневмодвигателем), гидродвигателем или системой с гидромуфтой, позволяют получить аналитическим путем статистические и динамические характеристики как всех систем в целом, так и отдельных их элементов. Подавая на вход (рабочий орган) рассматриваемых систем постоянную или переменную нагрузку, можно также оценить поведение системы и нагрузки в ее элементах. Учитывая диапазон изменения жесткостей

элементов приводов и общность конструкций, опираясь на экспериментальные данные [5], для редукторов горных машин можно отметить следующие выводы:

- максимальное усиление нагрузок в трансмиссии на резонансной частоте составляет 2,5 - 3,5;

- амплитудно-частотные характеристики последовательно соединенных элементов трансмиссии привода могут быть приняты одинаковыми;

- жесткость элементов и податливость системы поддержки исполнительного органа относительно опорных элементов машины, оказывают заметное влияние на динамические свойства трансмиссии.

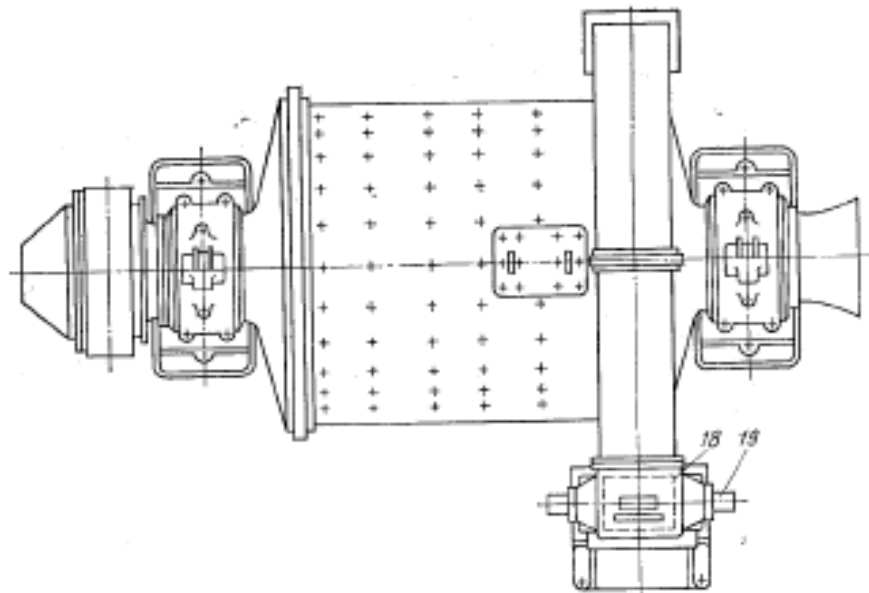
При этом надежность работы шаровых мельниц в значительной мере определяется надежностью работы зубчатых колес привода. Внешняя нагрузка, воспринимаемая горной машиной, будь то буровая установка, экскаватор, дробилка или ковшовый погрузчик, подчиняется закону случайного распределения. Пиковые величины рабочих нагрузок возрастают в 1,7 - 2,5 раза по сравнению со средними значениями, их длительность составляет 0,1 - 0,2 с. При этом, около 25 % всех отказов горного оборудования связано с возникновением повреждений в элементах трансмиссий [6].

Шаровые мельницы, представляющие собой цилиндрические барабаны с дробящей средой в виде шаров, являются одними из основных агрегатов, применяемых для измельчения руд [7]. Шаровая мельница с разгрузочной решеткой, показана на рисунке 1.1, состоит из барабана с торцевыми крышками и загрузочной и разгрузочной цапф, опирающихся на подшипники. Барабан вращается от электродвигателя посредством малой шестерни, насаженной на приводном валу и зубчатого венца, закрепленного на барабан.

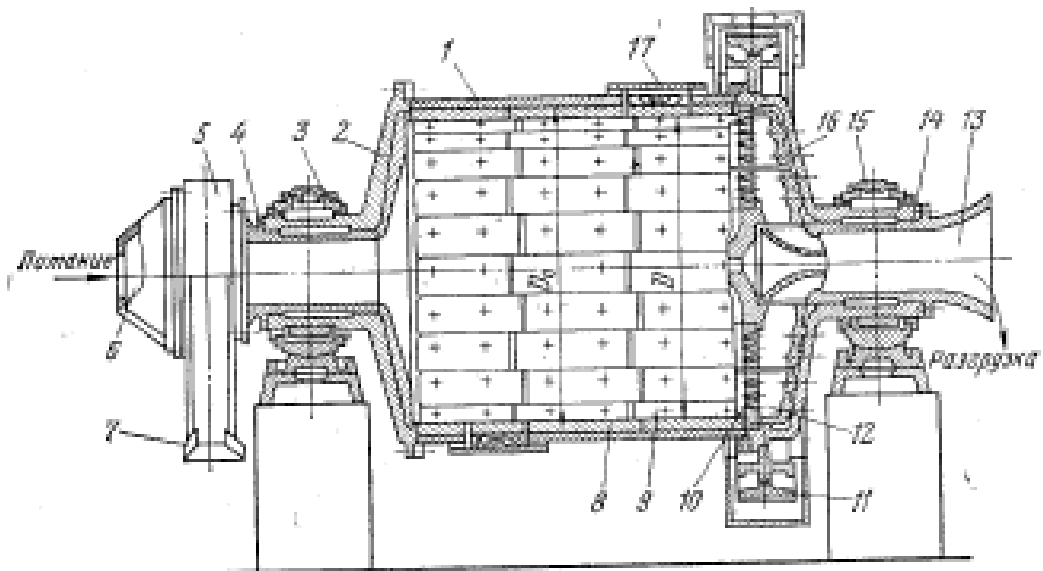
Размеры шаровых мельниц и их основные характеристики изложены в ГОСТ 10141-91 «Мельницы стержневые и шаровые». Двигатели мельниц с барабаном диаметром менее 2700 мм рассчитаны на напряжение 220, 380 и 660 Вт (при барабане диаметром 2100 - 2500 мм иногда 6000 Вт), двигатели мельниц с барабаном диаметром 2700 мм и выше – на 3000 Вт и 6000 Вт, двигатели мельниц с барабаном диаметром 3600 мм и выше – на 6000 Вт [8].

В настоящее время в Казахстане огромный объем помольной продукции перерабатывается на обогатительных фабриках Балхаша, Жезказгана и др. На рисунке 1.2 показан участок помола шаровыми мельницами на Балхашском горно-металлургическом комбинате (БГМК).

Электропривод шаровых мельниц, эксплуатируемых на Балхашском горно-металлургическом комбинате, представляет собой сложную электромеханическую систему, электрическая и механическая части которой находятся в тесной взаимосвязи.



а



б

а – общий вид шаровой мельницы; б – шаровая мельница в разрезе
 б: 1 – барабан; 2 – торцевая крышка; 3 – подшипник; 4 – загрузочная цапфа;
 5 – питатель; 6 – центральное отверстие; 7 – козырек; 8 – броневая плита;
 9 – съемный болт; 10 – решетка; 11 – зубчатый венец; 12 – лифтер;
 13 – горловина; 14 – цапфа; 15 – подшипник; 16 – торцевая крышка; 17 – люк;
 18 – малая шестерня; 19 – приводной вал.

Рисунок 1.1 - Шаровая мельница с рагрузочной решеткой



Рисунок 1.2 - Участок помола шаровыми мельницами на БГМК

На рисунке 1.3 показана шаровая мельница при капитальном ремонте, на переднем плане – зубчатый венец.



Рисунок 1.3 - Шаровая мельница при капитальном ремонте

Для мельниц с мощностью привода 4 – 10 МВт использование двух двигателей сопровождается необходимостью разработки сложных электрических или механических устройств выравнивания нагрузки.

1.2 Анализ износа зубьев зубчатых передач при длительной работе

Значительный вклад в развитие науки о зубчатых механизмах, в области точности изготовления, средств контроля и методов расчета на точность внесли труды Архангельского Л.А., Вулгакова Э.Б., Гольдфарба В.И., Дундина Н.И., Иноземцева Г.Г., Калашникова Н.А., Кане М.М., Колчина Н.И., Кудрявцева В.Н., Куцоконя В.А., Лившица Г.А., Литвина Ф.Л., Мурашова И.И., Попова П.К., Решетова Д.Н., Тайца Б.А., Тимофеева Б.П., Тищенко О.Ф., Фридлиндера И.Г., Штриплинга Л.О..

Основными условиями долговременной работы технологического оборудования, является его безотказная работа в соответствии с техническими условиями эксплуатации в течение заданного срока службы. В качестве объекта исследования, нами выбрана тяжело нагруженная зубчатая передача привода шаровой мельницы МШЦ 3200 – 4500, чертеж и 3D модель зубчатого колеса приведена в Приложении А. Главными причинами выхода из строя открытых зубчатых передач привода шаровых мельниц является механический износ в сочетании с абразивным, а также излом зубьев – как результат износа, или неправильной эксплуатации.

Следовательно, особое внимание следует уделять повышению их износостойкости и усталостной прочности, существенно зависящих от правильного выбора материала, технологических, конструкторских и других методов повышения надежности и долговечности, закономерности влияния различных факторов.

Под механическим износом понимается – процесс разрушения и отделения материала с поверхности твердого тела и (или) накопления остаточной деформации при трении, проявляющийся в постепенном изменении, размеров и (или) форм. При изнашивании помимо указанных явлений происходит изменение массы, шероховатости поверхности, на поверхностях появляются риски, задиры и другие повреждения.

Под действием сил трения, динамических факторов (вибрации, ударных нагрузок и др.) и естественных процессов (старение материалов и др.) происходят структурные и физико-химические изменения в материале детали, появляются поверхностные напряжения, которые приводят к микротрещинам, кристаллическая решетка уплотняется, в результате чего возникает поверхностный наклепанный слой и т.п.

Износ измеряется в линейных единицах, в единицах массы и т.д. Нормы контакта в значительной степени определяют эксплуатационную надежность высоконагруженных низкоскоростных зубчатых передач, как по контактной усталости, абразивному износу, так и по наиболее опасному виду разрушения – статическому излому.

Вместе с тем, значительную роль играют смазка таких передач, качество сборки и установки. Так незначительный перекос осей способствует значительной интенсификации износа рабочих поверхностей зубьев передач из-за уменьшения площадки контакта и, как следствие, перегрузке частей рабочих поверхностей зубьев зубчатых колес. Существенным фактором увеличения перекоса осей является консольное положение зубчатых колес в конструкции.

Неправильная или не рациональная геометрия так же значительно влияет на работу передачи. Так, повреждение зубьев при заедании происходит от легкого «натира» до очень сильной формы «задира» с характерными широкими и глубокими бороздами, сливающимися между собой, наличием вырывов металла, наростов и оплавления поверхностных слоев металла.

Выход из строя крупномодульной зубчатой передачи обычно сопряжен с большим экономическим ущербом для производства, поскольку аварийное состояние зубчатой передачи приводит к остановке агрегата, простоя технологического оборудования и снижению объемов выпуска конечного продукта.

Для замены крупногабаритной зубчатой передачи требуется значительное время, что связано с ее изготовлением и доставкой. В процессе эксплуатации приводов шаровых мельниц в результате действия циклических и кратковременных нагрузок в зубчатых колесах происходит постоянное накопление повреждений (образование участков поверхностного выкрашивания, пластических деформаций, задигов, зарождении усталостных микротрещин и т.д.).

Причины повреждения зубчатых колес, которые приняты типовыми для всего оборудования являются:

1) Излом – усталостный, статический или из-за попадания инородного предмета. Данный вид повреждения, представлен на рисунке 1.4, не является самым распространенным, однако представляет наибольшую опасность, поскольку приводит к внезапной остановке машины; кроме того, разрушившийся зуб или часть его может, в свою очередь, привести к поломке других деталей редуктора (зубчатых колес, подшипников).

В случае выламывания зуба вал-шестерни, он может быть захвачен консистентной смазкой во впадине зубчатого венца, что ведет к накатыванию на обломок и приводит к тяжелым разрушениям зубчатого венца, вал-шестерни, что чревато крупными убытками из-за продолжительных ремонтов.



Рисунок 1.4 - Излом зубьев

2) Заедание и поднутрение зубьев, которые проявляются в оплавлениях металла, вырывах, бороздах, развитых рисках и развитии углубления на поверхности зубьев. Вырывы металла на вершинах зубьев представлены на рисунке 1.5. Этот вид повреждений связан, как правило, с неправильно подобранной геометрией передачи.



Рисунок 1.5 – Вырывы металла на вершинах зубьев

3) Известно, что в процессе усталостного выкрашивания и износа поверхностей зубьев протекает совместно. Но для конкретных условий работы зацепления эти процессы имеют разную интенсивность и, следовательно, различное проявление. Так при невысокой твердости поверхностного слоя зубьев их износ – велик и вместе с продуктами износа снимается наклепанный поверхностный слой, не допуская его перенаклепа и выкрашивания.

При высокой твердости поверхностного слоя процесс износа – минимизирован и превалирует усталостное выкрашивание. Усталостное выкрашивание поверхностей зубьев (питтинг), показан на рисунке 1.6; отслаивание поверхностного слоя, пластическая деформация, образование хребта у полюсной линии и впадины на головке зуба [9].



Рисунок 1.6 - Выкрашивание рабочей поверхности зуба

Отслаивание поверхностного слоя характерно для цементованных, азотированных и нитроцементованных передач, а так же объемно-закаленных передач, т.е. передач, имеющих высокую твердость поверхностного слоя (36 – 45 HRC). В зубчатых передачах шаровых мельниц с открытыми передачами отслаивание практически не имеет места, т.к. твердость поверхностного слоя зубьев не велика.

4) Абразивный износ поверхностей зубьев, оцениваемый путем измерения длины общей нормали, который не должен быть меньше допустимого по ремонтной документации. Данный вид износа характерен для упрочненных зубчатых передач и передач, не обладающих высокой твердостью (до 350 HB). Он особенно прогрессирует при наличии абразива в смазке, попадающего в область зацепления либо из внешней среды (пыль), либо присутствующей в ней как последствия износа (при несвоевременной смене смазки).

Основной причиной замены зубчатых колес при ремонтах шаровых мельниц является наличие недопустимых износов. Ослабление рабочего сечения зубьев, вследствие износов, является одной из причин поломок зубьев.

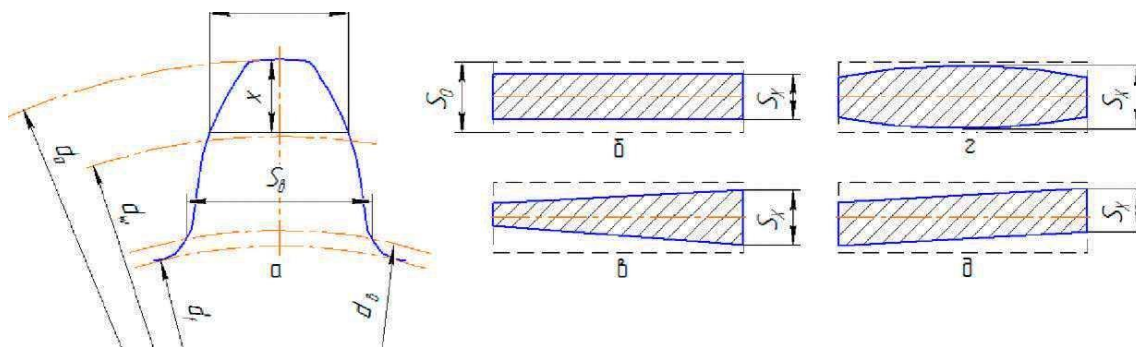
Абразивное изнашивание зубьев зубчатых колес привода шаровых мельниц является главным видом их изнашивания, что объясняется: – отсутствием укрытий от внешней абразивной среды (у открытых передач) или малой надежностью укрытий (у закрытых передач), в результате чего внешняя абразивная среда попадает в смазку и на контактирующие поверхности зубьев.

По данным исследований [10], в работающих смазочных материалах экскаваторов находится от 0,1 до 74 % механических примесей от объема смазки; – недостаточной твердостью рабочих поверхностей зубьев (обычно 214 – 268 HB), их недостаточным сопротивлением царапающему действию более твердых абразивных частиц и продуктов износа. Изнашивание закаленных зубчатых колес исследовано более обстоятельно, чем изнашивание незакаленных.

Вследствие применения поверхностной закалки и высокого темпа изнашивания зубчатые колеса работают как закаленные до момента износа сравнительно тонкого ($\geq 0,1$ mm.) закаленного слоя, после чего в работу вступают весьма мягкие (186 – 217 HB) слои металла и их изнашивание характеризуется всеми признаками, свойственными изнашиванию незакаленных зубчатых колес.

Повреждения большого числа зубчатых колес сопровождается пластическими деформациями металла на контактирующих поверхностях. На этих поверхностях действуют как нормальные силы, так и тангенциальные силы трения, под действием которых верхние слои металла претерпевают пластические деформации и вытесняются из рабочей зоны. Вследствие этого искажаются профили зубьев, что ведет к нарушению основного уравнения зацепления, изменяются показатели качества рабочих поверхностей (их чистота и твердость), увеличиваются зазоры в соединении (зацеплении), изменяются условия смазки и т. д.

Неравномерность износа зубьев по их длине приводит к прогрессивному нарастанию износа. На рисунке 1.7 а, показан зуб колеса и его геометрические параметры. При равномерном износе форма сечения изношенного зуба по хорде имеет вид прямоугольника (рисунок 1.7 б). Наиболее частыми отклонениями от прямоугольной формы сечения являются: конусность или клиновидность (рисунок 1.7 в); бочкообразность (рисунок 1.7 г); перекося (рисунок 1.7 д).



а – геометрические параметры зуба; б – равномерный износ;
 в – конусность (клиновидность); г – бочкообразность; д – перекося;
 d_f – диаметр впадин; d_a – диаметр вершин; d_w – делительный диаметр;
 d_b – основной диаметр; S_b – толщина зуба; S_x – толщина зуба по хорде на
 высоте x .

Рисунок 1.7 – Геометрические параметры зуба и форма его сечения изношенных зубьев по хорде

Различная скорость изнашивания зубьев по длине является следствием, главным образом, неравномерного распределения нагрузок, которое может быть при нарушении параллельности осей зубчатой пары, в результате торцового или радиального биения колеса и от неравномерного износа подшипников, остаточных и упругих деформаций валов, корпусных деталей и тому подобных причин.

В работах Б.И. Костецкого на основании анализа сущности явлений, протекающих в поверхностных слоях деталей машин, изнашивание подразделяется на пять видов: износ схватыванием первого рода, окислительный износ, тепловой износ (схватывание второго рода), абразивный износ и осповидный (усталостный) износ [11].

Основной мерой износа является линейный износ, определяемый изменением размеров детали по нормали к поверхности трения. Для его количественной характеристики применяется показатель – скорость износа, т.е. отношение линейного износа детали ко времени, в течение которого определяется износ.

В работах [12 – 14] приводится анализ усталостного характера механических и коррозионно-механических видов изнашивания. Одной из

основных причин недолговечности тяжело нагруженных узлов трения является интенсивное абразивное изнашивание деталей.

Немалое количество дефектов и поломок приходится на долю именно тяжело нагруженных зубчатых передач [15, 16]. Причинами отказов их работы является:

- конструктивные недостатки;
- недостаточная точность изготовления и монтаж;
- высокая вибропряженность элементов конструкции колес;
- дефекты технологии механической обработки и сборки;
- применение объемного и поверхностного упрочнения без учета конструктивных особенностей контактной пары и условий эксплуатации.

Наиболее часто в практике встречаются характерные виды износа по головке зуба, по рабочему профилю зуба, по ножке зуба.

Вследствие микропластических деформаций и среза металла абразивными телами и большое количество различных факторов, из которых основными являются твердость, прочность, размеры и форма абразивного тела, механические свойства поверхности зубьев, соотношение твердости абразивных частиц и металла, скорость относительного перемещения и величина удельных давлений на поверхностях трения [17 – 19].

Поломки зубьев привода шаровых мельниц, при длительной работе, можно, подразделять на два вида:

1) поломка зуба от изгиба в зоне его перехода в обод, где имеет место высокая концентрация напряжений;

2) повреждение рабочей поверхности зуба, которое обычно начинается с выкрашивания и может привести к обминанию, задирам и поломке зуба, причинами усталостного выкрашивания и отслаивания поверхностного слоя зуба, является: недостаточный запас прочности; дефекты термообработки [20].

Большое количество публикаций, посвящены износу зубчатых зацеплений, в которых учитывается значительное количество факторов, влияющих на износ: физических, химических, механических свойств самого материала, характеристик смазки, агрессивности среды, условий нагружения, температуры, топографии контактирующих поверхностей и т.д. [21 – 23].

Обобщая материалы работ, можно выделить следующие виды повреждений зубчатых колес:

- излом зубьев (усталостный, статический, из – за попадания инородного предмета, трещины, скол торцов, скол вершин);
- контактные повреждения зубьев (усталостное выкрашивание, отслаивание поверхностного слоя);
- износ зубьев (абразивно – механический, заедание, поднутрение);
- пластические деформации рабочих поверхностей зубьев;
- коррозия.

Мероприятия по повышению надежности и увеличению сроков службы зубчатых колес привода шаровых мельниц следует разделить на меры конструктивного, технологического и эксплуатационного характера.

К мерам конструктивного характера относятся: применение современных методов расчета деталей и элементов машин на прочность; создание равнопрочных конструкций; исполнение узлов трения в соответствии с видами и интенсивностью изнашивания деталей; снижение динамичности нагрузок на детали путем создания конструкций с рациональным соотношением жесткостей элементов; повышение циклической прочности деталей; укрытие узлов трения от внешней абразивной среды; широкое использование скорректированных передач с целью повышения изгибной и контактной прочности зубьев и снижения интенсивности их изнашивания, включая применение комбинированного смещения и прогрессивных машиностроительных материалов [24].

В технологических мероприятиях по повышению износостойкости открытых зубчатых передач, в первую очередь, следует отнести использование современных упрочняющих и износостойких материалов, широкое внедрение упрочняющих технологий для крупногабаритных элементов, включая зубчатые венцы и их элементы, технологии металлообработки трущихся поверхностей с приданием им заданных размеров, чистоты поверхности и взаимного расположения, проведения качественной сборки и обкатки после монтажа.

Перед сборкой зубчатых передач необходимо проверять правильность установки зубчатых колес на валах. Погрешности, вызванные неправильной установкой ведут к местным перегрузкам зубьев и их неравномерному износу (рисунок 1.7). После установки зубчатых колес, необходимо контролировать контакт между зубьями, по пятну касания с помощью краски, нанесенной на зубья одного из колес.

Рекомендуются следующие величины пятна касания: по высоте зуба – 40 – 45 %, по длине зуба – 50 – 60 %.

В период эксплуатации необходимо тщательно соблюдать установленные условия эксплуатации и по возможности не превышать допустимых нагрузок, вести мониторинг и проводить диагностику систем и элементов машин, в качестве операторов использовать лишь обученные и подготовленные кадры; проводить необходимые мероприятия ТОиР; учитывать сезонность при эксплуатации карьерной техники; широко использовать системы смазки. Смазка должна предотвращать сваривание и адгезию (прилипание) рабочих поверхностей, особенно при больших контактных нагрузках [25, 26].

Процесс изнашивания при схватывании поверхностей является одним из наиболее опасных и разрушительных, так как сопровождается прочным соединением контактирующих участков поверхностей трения, относительное перемещение поверхностей приводит к вырыву частиц металла одной поверхности и намазыванию их на другую более твердую поверхность.

В отличие от других видов изнашивания, для которых требуется определенное время на развитие и накопление разрушительных повреждений, при заедании разрушение поверхности наступает довольно быстро и приводит к тяжелым формам повреждений, таким как задиры, раковины.

Анализ повреждений поверхностей зубьев в зубчатых передачах, особенно в тяжело нагруженных, показывают, что механизм изнашивания зависит от

многих факторов, основными из которых являются высокие динамические нагрузки и несовершенный метод смазки, которые не позволяют создать оптимальный режим трения в зубчатой передаче.

Таким образом, механизм изнашивания можно разделить на три стадии:

- стадия деформирования поверхностного слоя под действием максимальной нагрузки, что вызывает существенное выделение тепла, которое проникает на глубину до 400...900 мкм и вызывает соответствующие структурные изменения в поверхностном слое, уменьшение микротвердости;
- стадия разрушения вновь образующегося слоя, что при повторной пластической деформации вызывает рост температуры, отпуск и т.п.;
- стадия намазывания на поверхность контртела, размягченного в локальном контакте слоя металла, который попадает в особые условия, а именно, в конце времени контакта зубьев этот слой попадает в область охлаждения, такую как смазка, воздух и т.п., что способствует возникновению закаленного слоя на поверхности трения.

1.3 Анализ технологических источников погрешности зубчатых колес, пути повышения их точности

Надежность зубчатых передач – это их свойство выполнять заданные функции, сохраняя эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого промежутка времени. Основными показателями работоспособности зубчатых колес являются два противоположных понятия – работоспособность и отказ [27].

Анализируя причины отказов зубчатых колес, можно выделить следующие группы факторов:

- усталостное выкрашивание боковых поверхностей 20 %;
- усталостная поломка 24 %;
- износ 18 %;
- поломка от перегрузки 15 %;
- задиры и заедание, краевые сколы, износ торцов 23 %.

Доминирующими видами разрушения зубчатых колес, начинающимися с поверхностных слоев, являются усталостное разрушение материала, износ, задиры и заедание зубьев, составляющие 85 % всех отказов [28].

Повышение надежности тяжело нагруженных зубчатых колес – комплексная проблема. Ее решение осложняется тем, что работоспособность зубчатых колес определяется рядом критериев (выносливостью зубьев при изгибе, контактной выносливостью, стойкостью к заеданию, а также прочностью диафрагмы, ступицы и других элементов конструкции зубчатого колеса), лимитирующих надежность работы, в зависимости от эксплуатационных, конструкторских и технологических факторов [29].

При этом, особенно для высоконагруженных зубчатых колес, суммарное влияние деформации всех элементов передачи приводит к изменению положения и формы рабочих поверхностей зубчатого колеса, существенно превосходящему погрешность их изготовления.

Использование несимметричного профиля зуба в неревверсивных передачах позволяет при достаточно большом коэффициенте перекрытия существенно повысить угол зацепления [30]. Переход на больший угол зацепления сопровождается уменьшением скорости скольжения, что благоприятно сказывается на увеличении контактно – гидродинамического слоя смазки и стойкости поверхности зубьев против заедания. Толстая контактно – гидродинамическая пленка – естественный демпфер колебаний зубьев зубчатой передачи.

Одним из важных направлений повышения выносливости зубьев при изгибе и улучшения работоспособности по другим критериям является снижение динамических нагрузок за счет использования профильной модификации [31].

Введение модификации зубьев зубчатых колес для компенсации изменения основного шага, обусловленного деформацией зубьев под нагрузкой, позволяет снизить величину динамической нагрузки в зацеплении на 30 %. Результат профильной модификации зуба равнозначен повышению точности зубчатого колеса на одну степень точности.

Комбинированное смещение профиля зуба (в радиальном и тангенциальном направлении) при той же точности изготовления повышает прочность при изгибе и износостойкость их активных поверхностей в 1,5 – 2 раза. Профильная модификация позволяет локализовать линии контакта сопрягаемых поверхностей и, как следствие, повысить точность расчетов.

К числу важных мероприятий повышения выносливости зубьев при изгибе относится выбор рациональной формы переходной кривой, а также изготовление колес с поднутрением основания зубьев. Долговечность зубчатых колес с поднутрением и нешлифованной впадиной в 2 – 2,5 раз выше, чем у колес со шлифованной переходной кривой [32].

Острые кромки по торцу зуба являются концентраторами напряжения. Снятие равномерной радиусной фаски по торцу зуба исключает кромочный контакт и уменьшает вероятность появления усталостных трещин от кромки зуба и выкрашивание материала.

Точность зубчатой передачи определяется четырьмя показателями: кинематическая точность, плавность работы, контакт зубьев, боковой зазор. Каждый из этих показателей обуславливает определенные эксплуатационные качества зубчатой передачи.

Кинематическая точность характеризует несогласованность угла поворота зубчатого колеса за один оборот его в зацеплении с эталонным зубчатым колесом. Кинематическая точность определяется: кинематической погрешностью F_i , накопленной погрешностью окружного шага F_p , радиальным биением профилей зубчатого венца F_r , колебанием длины общей нормали F_{vw} , колебанием межосевого расстояния за оборот колеса F_i'' , погрешностью обкатки F_c .

Плавность работы характеризуют многократно повторяющиеся за один оборот зубчатого колеса колебания скорости, а следовательно, динамические нагрузки и шум. Нормы плавности определяются: погрешностью профиля f_f ,

погрешностью основного шага $f_{рб}$, колебанием межосевого расстояния при повороте на один зуб f_i'' , погрешностью окружного шага $f_{рt}$ и др.

Контакт зубьев характеризует полноту прилегания рабочих поверхностей зубьев сопряженных зубчатых колес. При этом необходимо учитывать форму пятна контакта и его расположение на поверхности зуба.

На кинематическую точность, плавность работы и контакт зубьев установлено 12 степеней точности. На первые две степени точности допуски не разработаны, они являются резервными. Кроме того, независимо от степени точности установлены нормы бокового зазора для шести видов сопряжения. В стандарте приняты следующие виды сопряжений для передач: А – с увеличенным зазором, В – с нормальным, С – с уменьшенным, D – малым, Е – с особо малым, Н – с нулевым гарантированным боковым зазором [33].

В основу государственных стандартов на допуски зубчатых передач положено кинематическое представление о точности этих передач. Точной по кинематике и плавности, считается передача, кинематограмма которой представляет собой прямую совпадающую с осью абсцис.

В процессе обработки зубчатых колес возникают ошибки в их элементах, связанные с деформацией в процессе резания, износа режущего инструмента, неточности станка и его наладки, неточности установки заготовки и режущего инструмента [34].

Для обеспечения высокой точности зубчатого колеса необходимо повышать точность изготовления базовых поверхностей, точность выполнения черновых операций зубонарезания, оптимизировать химико – термические операции с целью уменьшения коробления, выполнять заданную модификацию профиля зуба как по глубине и длине модификации, так и по форме [35, 36].

Обеспечение высокой точности невозможно без применения соответствующего измерительного оборудования и методов контроля. При изготовлении зубчатых колес, в зависимости от назначения, конструкции, точности и имеющегося оборудования, могут контролироваться различные комплексы параметров. Один из путей повышения точности зубчатых колес – обеспечение равномерного припуска на рабочих поверхностях зуба перед чистовыми операциями. Неравномерность припуска вызывает в процессе выполнения отделочной операции колебание сил резания [37].

Качество поверхностного слоя определяется совокупностью характеристик: шероховатостью поверхности, волнистостью, структурой, фазовым и химическим составом, остаточными напряжениями.

Для повышения контактной выносливости цементированных зубчатых колес решающее значение имеет качество поверхностного слоя зубьев. Большое влияние на предел выносливости зубьев колес оказывают остаточные напряжения. Особенно это заметно, когда имеется большая разница в прочности при растяжении и сжатии. Например, для сталей повышенной твердости сжимающие напряжения значительно повышают предел выносливости, а растягивающие – снижают. Сжимающие или растягивающие остаточные напряжения зависят не только от методов обработки, но и от режимов, на которых она производилась.

На параметры поверхностного слоя зубчатого венца оказывают влияние режимы резания, геометрия инструмента и его износ, СОЖ, жесткость и вибрация технологической системы, физико-химические свойства детали и режущего инструмента. Если глубина поверхностного слоя, полученного на черновых операциях, превышает припуск под дальнейшую обработку, то подобные операции оказывают влияние на окончательные параметры поверхностного слоя.

Проведенные исследования показывают, что предшествующие операции оказывают существенное влияние на большинство параметров качества зубчатых колес. Технологическая наследственность составляет от 10 до 90 % по различным параметрам. Необходимо иметь в виду, что ряд поверхностей в процессе черновой обработки формируется окончательно. К таким поверхностям относятся, прежде всего, поверхности впадины зуба и зона поднутрения, которая, в свою очередь, определяет нижнюю границу активной линии профиля зуба [38 – 40].

1.4 Анализ основных методов обработки зубчатого венца

Производство зубчатых колес включает в себя помимо обычных операций: токарных, фрезерных, шлифовальных и т.п., специфические операции, связанные с формообразованием поверхности зуба изделий.

Существует два метода получения зуба эвольвентного профиля: метод копирования и метод обкатки. Метод копирования – нарезание зуба инструментом, профиль режущей кромки которого соответствует профилю впадины зуба. Инструментом для этого способа обработки являются пальцевые и дисковые фасонные фрезы, протяжки, зубодолбежные многолезцовые головки и другой специальный инструмент.

Метод обкатки заключается в создании условий, когда центры инструмента и нарезаемого изделия катятся друг по другу без скольжения, при этом профиль нарезаемого изделия получается в процессе обработки как огибающая различных положений режущих кромок инструмента.

Основным достоинством этого метода является относительная простота режущего инструмента и его универсальность. Инструменты, работающие методом обкатки, различаются по модулю и углу исходного профиля, за исключением случаев, когда в чертеже детали оговаривается форма и размеры зуба за нижней точкой активного профиля, или задана модификация профиля. К достоинствам метода обкатки можно отнести высокую производительность и возможность обработки зубчатых колес до 4-й степени точности.

К недостаткам метода можно отнести необходимость специального дорогостоящего оборудования, работающего по методу обкатки, а также сложная схема снятия припусков и, как следствие этого, необходимость сложных методик для расчета сил резания, полей температур, напряжений и остаточных деформаций, возникающих в процессе зубообработки.

Разработанные зубообрабатывающие станки внесли существенные коррективы в традиционные методы обработки. Использование в станках, работающих по методу обкатки, вместо кинематической связи между

движениями детали и инструмента, связи задаваемой управляющей программой, позволило существенно расширить возможности модифицирования, как по высоте, так и по длине зуба.

Параллельно с разработкой нового оборудования велись работы по усовершенствованию режущего инструмента. Значительное повышение эффективности зубообработки можно получить, используя режущий инструмент, полученный методом порошковой металлургии или биметаллический режущий инструмент. Нанесение покрытий на режущий инструмент также повышает его стойкость [41, 42].

В зависимости от типа зубчатых колес, метода обработки, точности и требований к качеству поверхности детали различают следующие группы операций: операции по черновому нарезанию зуба, операции по чистовому нарезанию зуба, отделочные операции.

Рассмотрим основные типы операций обработки зубчатого венца. Наибольшее распространение получило зубофрезерование. Зубофрезерование, выполняются как методом копирования, так и методом обкатки. Наибольший удельный вес в зубообработке имеет зубофрезерование червячными фрезами методом обкатки. Особенно эффективна обработка зубчатых колес сборными многозаходными червячными фрезами. Использование фрез с протуберанцем позволяет нарезать зуб с поднутрением, что позволяет изготавливать зубчатые колеса с нешлифованной впадиной.

Одним из наиболее перспективных процессов финишной обработки цилиндрических зубчатых колес является зубохонингование, применение которого позволяет, за счет снижения шероховатости рабочих поверхностей зубьев, повысить в 2 – 3 раза долговечность зубчатых колес и на 25 – 30 % – нагрузочную способность [43].

Приработка – финишная операция, заключающаяся в обкатывании двух колес с добавлением в зону зацепления абразивной пасты, при этом уменьшается шум, но точность зубчатых колес не увеличивается. Существенным недостатком этого метода обработки является отсутствие взаимозаменяемости. Обкатывание – воспроизведение полного зацепления обрабатываемого колеса с закаленным измерительным колесом на специальных станках. Детали, обработанные методом обкатывания, в отличие от приработки сохраняют взаимозаменяемость.

Притирка – процесс механической обработки, при котором отделка рабочих поверхностей зубьев производится посредством искусственного и регулируемого износа профилей зубьев с помощью притиров. В качестве притиров используются зубчатые колеса, имеющие такой же модуль, как и колеса, подлежащие обработке, но с несколько утолщенными зубьями. При этом снимаемый припуск не более 0,03 мм.

Кроме основных формообразующих операций и операций по отделке боковой поверхности зуба, в технологический процесс производства зубчатых колес вводятся операции зубозакругления (зубозаострения) или снятия фаски по торцу зуба. Цель операций зубозакругления (зубозаострения) – округление (заострение) торца зуба для облегчения вхождения в зацепление подвижных

зубчатых колес. Снятие фаски по торцу зуба производится для притупления острых кромок по торцу и во впадине зуба, снятие заусенцев, возникших после операции зубофрезерования, зубодолбления и т.п.

Наличие фасок по контуру зубьев приводит к повышению долговечности передач, так как устраняются очаги концентраторов напряжений по кромкам зубьев, улучшаются условия зацепления, исключаются сколы кусков материала с высокой хрупкостью. За счет всех этих факторов долговечность повышается в 3 – 5 раз [44, 45]. Эти операции выполняются либо вручную, либо на специальных зубозакругляющих и зубозаостряющих станках. Эти станки работают пальцевой или торцевой фрезой.

Повышение точности производства зубчатых колес и увеличение производительности возможно достигнуть используя: новое поколение станков, новые инструменты, новые методы обработки и контроля, компьютеризацию и автоматизацию на всех этапах производства.

1.5 Параметры качества при изготовлении тяжело нагруженных зубчатых колес с большим модулем

К числу деталей, определяющих эксплуатационные свойства машин и механизмов, относятся зубчатые колеса – важнейшие и наиболее многочисленные элементы современных передач. В свою очередь, показатели функционального качества этих деталей, а именно, износостойкость, ресурс работы, несущая способность, уровень шума и др., зависят от качества их изготовления и, главным образом, от точности.

Цилиндрические зубчатые передачи, как составная часть большинства машин и механизмов, являются одними из самых массовых, сложных и трудоемких деталей в технологии машиностроения. По современным представлениям структурно – параметрический синтез зубчатой передачи необходимо рассматривать в единой технической системе путем комплексного решения задач по проектированию, изготовлению, эксплуатации и ремонту создаваемых передач, т.е. с учетом основных этапов ее жизненного цикла.

Важными этапами жизненного цикла зубчатой передачи являются теоретическое и технологическое формообразования цилиндрических зубчатых колес. Оптимальное формообразование зубчатых колес позволит повысить качество и снизить себестоимость обработки, улучшить эксплуатационные, экономические и экологические показатели различных машин и механизмов, а также их ремонтпригодность и конкурентоспособность, что является актуальной задачей. Это особенно важно для крупногабаритных зубчатых колес, которые используются в горнодобывающей отрасли.

Качество зубчатых передач (показатели точности, назначения, технологичности, надежности) в значительной мере определяет качество горных машин.

Технологичность – это совокупность свойств конструкции изделия, определяющих ее приспособленность к достижению оптимальных затрат при производстве, эксплуатации и ремонте для заданных показателей качества, объема и условий производства (ГОСТ 14.205 – 83). Показатели

технологичности конструкций определены ГОСТ 14.201 – 83. Для приводов из них можно выделить трудоемкость изготовления деталей, сборки и ремонта при обеспечении линейного контакта зубьев (функциональная технологичность). Эксплуатационную технологичность можно характеризовать показателями надежности (ГОСТ 27.002 – 83).

Методы повышения качества зубчатых передач представляет собой единый комплексный процесс и распространяется на весь производственный цикл от проектирования до изготовления передач.

Среди показателей качества следует выделить точность. Для зубчатых передач точность – главный показатель вследствие ограниченности используемых для изготовления передачи материалов и термохимической обработки колёс.

Точность всегда рассматривалась как важная характеристика качества передачи или выделялась как важная самостоятельная характеристика работы зубчатой передачи. Точность тесно связана с долговечностью (ресурсом) и надежностью работы редуктора в целом и снижением относительной стоимости одного часа работы, поэтому разработка высокоточных редукторов весьма своевременная и актуальная задача [46 – 50].

Часто встречаются в технике «силовые» (тяжелонагруженные) зубчатые передачи, это передачи в редукторах и коробках скоростей тяжелых машин, в приводах шаровых мельниц, передачи подъемно-транспортных механизмов, штамповочных и ковочных прессов и т.д.

Зубчатые колеса таких передач обычно характеризуются большими модулями и имеют относительно широкие зубчатые венцы. К этим передачам обычно не предъявляют высоких требований по точности угловых перемещений при вращении. При передаче больших крутящих моментов нужен надежный контакт зубьев по боковым поверхностям и максимальное использование площади рабочих поверхностей зубьев.

Основными причинами не плавности являются такие погрешности зубчатых венцов, как неправильное взаимное расположение зубьев (погрешности шага) и неточность формы рабочих поверхностей (погрешности формы профиля зубьев). Низкий уровень плавности работы зацепления приводит к повышению уровня вибраций и шума при работе изделия.

Эвольвентное зацепление теоретически способно работать при нулевых боковых зазорах (толщина зуба, находящегося в зацеплении, равна ширине впадины ответного колеса). Однако неточности изготовления зубчатого венца приводят к искажению формы и взаимному смещению реальных профилей зубьев, что может вызвать их деформацию или поломку. Смещение реальных профилей зубьев может также быть следствием неточностей изготовления корпусных деталей и монтажа зубчатых колес. Видоизменяют профиль зубьев и его расположение также температурные и силовые деформации. Для компенсации технологических неточностей и эксплуатационных искажений назначают боковой зазор между нерабочими профилями зубьев, обеспечивающий нормальную работу передачи.

ГОСТ 1643 – 81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски» устанавливает 12 степеней точности цилиндрических зубчатых колес и передач – с 1 по 12 в порядке убывания точности. В настоящее время допуски и предельные отклонения параметров зубчатых колес и передач нормированы для степеней точности 3...12, а степени 1 и 2 предусмотрены как перспективные. Для каждой передачи (зубчатого колеса) стандартом установлены нормы точности трех видов, определяющие степени точности по нормам кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев.

Независимо от степеней точности устанавливают виды сопряжений, которые определяют требования к боковому зазору. ГОСТ 1643 – 81 устанавливает для зубчатых колес и передач с модулем от 1 мм до 55 мм шесть видов сопряжений (А, В, С, D, Е, Н) и восемь видов допуска (а, b, c, d, h, x, y, z) гарантированного бокового зазора $j_{n \min}$. С увеличением в сопряжении гарантированного бокового зазора $j_{n \min}$ обычно возрастает и ширина поля допуска бокового зазора, которая определяется видом допуска зазора.

Вид допуска в таком случае обозначают строчной буквой, одноименной виду сопряжения (кроме вида допуска е). В большинстве случаев для зубчатых колес и передач рекомендуется поддерживать определенное соответствие между видом сопряжения, допуском бокового зазора и классом отклонения межосевого расстояния.

Обозначение точности зубчатой передачи или колеса включает обозначения назначенных норм точности, то есть степеней точности по показателям кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев и норм бокового зазора в передаче. При установлении неодинаковых степеней точности по разным нормам, а также при несоответствии между видом сопряжения, допуском бокового зазора и классом точности межосевого расстояния в обозначении пишутся три цифры (степени точности) и две буквы (вид сопряжения и допуск бокового зазора), а через косую черту указывается класс отклонения межосевого расстояния. Например, обозначение 7–8–7 Вc/IV ГОСТ 1643 – 81 расшифровывается следующим образом: степень точности по нормам кинематической точности 7, по нормам плавности работы 8, по нормам контакта зубьев 7, вид сопряжения В, вид допуска бокового зазора с, класс точности межосевого расстояния IV.

При выборе и обосновании степеней точности и боковых зазоров зубчатых передач следует использовать один из следующих методов:

- аналитический («расчетный»);
- экспериментальный (опытный);
- метод подобия.

Аналитический метод, заключается в том, что на основе кинематического расчета погрешностей всей передачи и допустимого угла рассогласования определяется необходимая степень точности по нормам кинематической точности. В основу расчета степени точности по норме плавности закладываются расчеты динамики передачи, вибраций и шумовых характеристик передачи. Степень точности по норме контакта зубьев

определяется на основе прочностных расчетов и расчетов на долговечность. Так для зубчатых передач шаровых мельниц степень точности составляет 6 – 9.

Для тяжелонагруженных передач, работающих с невысокими скоростями без реверсирования, например, редукторов шаровых мельниц, основным требованием является контакт рабочих поверхностей зубьев (прилегание при обкатывании боковых поверхностей зуба как по длине, так и по высоте). Требования к кинематической точности и к боковым зазорам в этих условиях работы передач не являются решающими. Плавность работы должна предотвратить появление вибраций и шума.

Комбинирование норм точности из разных степеней существенно с технологической точки зрения, поскольку каждая отделочная операция, как правило, повышает качество колеса не по всем трем нормам точности, а только в отношении одной нормы. Например, шлифование зубьев колеса улучшает главным образом кинематическую точность, шевингование – в первую очередь плавность работы колеса, а притирка – контакт между зубьями. Благодаря комбинированию норм из разных степеней точности изготовление становится более экономичным, при этом обеспечиваются требуемые эксплуатационные свойства колеса.

Для оценки метрологических параметров зубчатых колёс необходимо обеспечить их контроль по всем нормам точности (показателям кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев и по боковому зазору в передаче). Стандартом регламентированы контрольные комплексы показателей, обеспечивающие проверку соответствия зубчатого колеса всем установленным нормам.

Выбор поэлементных показателей точности вместо комплексных, может быть обусловлен относительной простотой и дешевизной средств измерений по сравнению с приборами для измерения комплексных показателей. Кроме того, средства измерений поэлементных показателей в ряде случаев значительно удобнее при выявлении конкретных технологических погрешностей (с целью подналадки технологического процесса). Поэтому при контроле точности технологических процессов чаще выбирают поэлементные показатели (параметры), непосредственно связанные с технологическими источниками погрешностей. Поэлементные измерения показателей точности зубчатых колес можно осуществлять непосредственно на рабочем месте, используя технологическое оборудование. Некоторые параметры зубчатого колеса измеряют непосредственно на зуборезном станке, не снимая колеса со станка.

В ГОСТ 1643-81 существуют следующие нормы точности: кинематическая точность, плавность работы, контакта зубьев и бокового зазора [33]. По нормам кинематической точности регламентируется наибольшая погрешность функции положения (которая измеряется как ошибка перемещения). Для зубчатого колеса – это погрешность угла поворота в пределах его оборота, для зубчатой передачи – погрешность при полном цикле изменения относительного положения пары зубчатых колес.

По нормам плавности работы регламентируются (причем, косвенно) циклические погрешности, являющиеся составляющими полной погрешности

угла поворота зубчатого колеса, которые многократно повторяются при одном обороте колеса.

По нормам контакта зубьев определяется полнота прилегания рабочих поверхностей зубьев сопряжённых колёс в передаче, что является наиболее существенным для тяжело нагруженных передач. Зубчатые колеса таких передач обычно характеризуются большими модулями и имеют относительно широкие зубчатые венцы. К этим передачам обычно не предъявляют высоких требований по точности угловых перемещений при вращении. При передаче больших крутящих моментов нужен надёжный контакт зубьев по боковым поверхностям и максимальное использование площади рабочих поверхностей зубьев.

В ГОСТ 1643 – 81 показатели плавности работы зубьев и показатели контакта устанавливаются по граничным значениям номинального коэффициента осевого перекрытия.

Коэффициент перекрытия ε_γ зубчатой передачи рассчитывается по формуле (1.1):

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta, \quad (1.1)$$

где, ε_α – коэффициент торцового перекрытия,
 ε_β – коэффициент осевого перекрытия.

Коэффициент торцового перекрытия определяется по формуле (1.2):

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{\alpha 1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{\alpha 2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2\pi}, \quad (1.2)$$

где, z_1, z_2 – числа зубьев соответственно шестерни и колеса;
 $\alpha_{\alpha 1}, \alpha_{\alpha 2}$ – углы профиля зуба в точке на окружности вершин соответственно шестерни и колеса;
 α_{tw} – угол зацепления.

Коэффициент осевого перекрытия рассчитывается по формуле (1.3):

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x} \quad (1.3)$$

где, b_w – рабочая ширина венца;
 p_x – осевой шаг.

У прямозубых зубчатых колёс $\varepsilon_\beta = 0$. Обеспечение различных норм точности при изготовлении колёс может быть достигнуто различными технологическими приемами. Каждому технологическому процессу с

определенной технологической системой станка, заданными подачами и скоростями, соответствует некий набор норм точности, а уж совпадают они в нормы одной степени точности или в разные – это дело случая.

ГОСТ 1643 – 81 основан на методе производства зубчатых колес обкаткой. Именно эти методы имелись в виду при установлении возможностей комбинирования норм точности. Если же рассматривать современные методы изготовления зубчатых колес, то получится, что естественное комбинирование норм значительно превышает указанные в стандарте пределы [51].

В рекомендациях ISO 1328 не устанавливается норм кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев. Также там нет: видов сопряжения зубчатых колёс в передаче, видов допуска на боковой зазор, классов отклонения межосевого расстояния, норм бокового зазора. Боковой зазор упомянут в ISO 1328–1 среди требований для проверки кинематической погрешности [52].

Повышение точности изготовления передачи только за счет ужесточения допусков на одни только колеса не представляется возможным, и то, что высокую точность передачи можно достичь только при изготовлении всех деталей узлов передачи с высокой точностью [53].

Одной из основных характеристик тяжело нагруженных зубчатых передач, например, является пятно контакта зубьев по длине и высоте их рабочих поверхностей (величина клина неприлегания зубьев). Функциональные характеристики точности пар зубчатых колес приведены в работе П.В. Семенчи и Ю.А. Зислина, а методы и средства технологического обеспечения качества изготовления редукторов – в работе [54, 55].

Анализируя рассмотренные вопросы эксплуатации и работы шаровых мельниц, слабым звеном которых является тяжело нагруженная зубчатая передача привода шаровой мельницы.

В результате выполненных исследований ряда авторов по работе шаровых мельниц и мерах по повышению их ресурса работы, а также исследования в области повышения износостойкости деталей в машинастроении и оценку износостойкости тяжело нагруженных зубчатых передач, установлено, что, в настоящее время, существует целый ряд задач исследовательского характера, расчетного и технологического направления, позволяющих продолжить исследования в направлении повышения ресурса тяжело нагруженных зубчатых передач привода рудоразмольных мельниц.

Основными направлениями исследования по повышению ресурса работы зубчатых передач привода шаровых мельниц и, мельницы в целом, являются:

- на стадии проектирования необходим выбор рациональных геометрических параметров эвольвентного зацепления зубчатых передач, влияющих на износостойкость;
- учет динамических параметров работы мельницы, оказывающей существенное влияние на износостойкость поверхности зубчатых зацеплений;
- выбор способа поверхностного упрочнения зубьев передач;
- разработка прогрессивной технологии изготовления тяжело нагруженных зубчатых передач большого модуля и размеров.

На основании выше изложенного в диссертационной работе поставлена цель и задачи исследований.

1.6 Цель работы и задачи исследования

Целью работы является разработка технологических способов повышения качества изготовления тяжело нагруженных зубчатых передач привода шаровых мельниц, позволяющие повысить долговечность зубчатой передачи и ресурса работы шаровой мельницы.

В соответствии с поставленной в работе целью разработаны следующие задачи исследования:

- выполнить обоснование основных методов износа и обработки зубчатого венца, источников технологической погрешности и параметров качества;

- выполнить моделирование и исследование качества изготовления тяжело нагруженных зубчатых передач на основе программного комплекса «AEROFLANK» и обосновать рациональные параметры профиля зубчатой передачи, позволяющие передавать нагрузку на зубья через гарантированный слой смазки;

- разработать динамическую модель тяжело нагруженных зубчатых передач привода шаровой мельницы, изменение параметров которой позволит снизить влияние динамической нагрузки на зубчатую передачу за счет демпфирующей способности приводного вала и магнитной системы электропривода, тем самым уменьшить износ зубьев передачи;

- разработать новую технологию изготовления крупномодульных зубчатых колес привода шаровой мельницы с применением новых материалов с высоколитейными свойствами, повышенными механическими характеристиками и рациональной технологией механической обработки с применением ППД;

- разработать метрологические методы измерения качества изготовления зубчатого колеса с применением прогрессивного инструмента.

Выводы по 1 разделу

1. Рассмотрены основные параметры износа зубьев зубчатых передач шаровой мельницы при длительной работе, главными причинами выхода из строя открытых зубчатых передач привода является механический износ в сочетании с абразивным и усталостным выкрашиванием (питтинг).

2. Выполнен анализ технологических источников погрешности тяжело нагруженных зубчатых колес, основных методов их обработки и влияния режимов резания, геометрия инструмента и его износ, СОЖ, жесткость и вибрация технологической системы, физико-химические свойства детали и режущего инструмента.

3. Выполнен анализ и оценка параметров качества изготовления тяжело нагруженных зубчатых колес с большим модулем, по всем нормам точности (показателям кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев и по боковому зазору в передаче).

4. Поставлена цель и разработаны задачи исследования.

2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА ШАРОВОЙ МЕЛЬНИЦЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СИСТЕМЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ «AEROFLANK»

2.1 Динамика косозубой передачи и ее влияние на кинематическую погрешность

Определение влияния технологии изготовления на эксплуатационные показатели зубчатых передач связано с разработкой математической модели процессов возбуждения вибраций в зацеплении. При исследовании вопросов динамики зубчатых передач рядом авторов предложены различные динамические модели, которые в той или иной мере отражают явления, сопровождающие процесс пересопряжения зубьев колес [56].

Вибрации, возникающие в процессе работы зубчатой передачи, объясняются ударом зубьев колес, обусловленным приведенной погрешностью [57, 58]. Основной причиной вибрации в данной модели является неравенство шагов зацепления сопрягаемых зубчатых колес, что приводит к их неравномерному вращению. Вибровозбуждение рассматривается в виде периодической последовательности ударных импульсов. При этом учитывается нелинейность контактной и изгибной жесткости упругого элемента. Получаемая сила удара зубьев оказывается прямо пропорциональной скорости удара.

Модель кромочного взаимодействия объясняет возникающие в передаче колебания тем, что процесс пересопряжения зубьев происходит вне теоретической линии зацепления и объясняется наличием приведенной погрешности. При этом рассматриваются процессы деформации зубьев, находящихся уже в зацеплении и зубьев, только входящих в зацепление, что приводит к их деформации. Пара зубьев, находящаяся в этот момент на линии зацепления, откликается на скачок скорости, но только после того, как массы колес отреагируют своим перемещением на деформацию входящей пары зубьев.

В процессе работы зубчатые колеса передают крутящий момент постоянного или переменного значения. Таким образом, на зубья колес действуют силы, приводящие к их изгибанию, и последующему изменению их геометрических параметров. Применительно к косозубым колесам величина передаваемой ими нагрузки зависит еще от стадии зацепления, т.е. находится ли пара колес в однопарном или двухпарном зацеплении. Периодические изменения передаваемой нагрузки приводит к аналогичному изменению величины деформации, что повышает виброактивность зубчатой передачи [59 – 62].

В другом типе моделей возбуждающие силы часто представляются выражением кинематического возбуждения общего вида. Конкретные жесткостные и точностные характеристики учтены в выражениях вынуждающих сил, обусловленных переменной жесткостью зацепления и погрешностью шага зацепления [63].

К другому типу моделей относятся виброударные модели, сводящиеся к: ударам двух тел, описываемым уравнениями Ньютона при возбуждении внешней гармонической силой; периодическим колебаниям тела на нелинейной упругой связи с зазором; перескокам тела по синусоидальной образующей; движению тела в зазоре между двумя синусоидальными стенками, имитирующими кинематическую погрешность; удару зубьев в зазоре обратными профилями [64].

Периодическое изменение величины передаваемой нагрузки каждой парой зубьев колес приводит к изменению силы трения, которая также оказывает влияние на процесс возбуждения вибрации в зубчатом зацеплении [65].

Анализ известных моделей зубчатых передач свидетельствует об их разрозненности. В работах [66, 67] была предпринята попытка разработки модели вибровозбуждения зубчатых передач на основе обобщения всех вышеприведенных моделей. Однако, указанная модель описывает процесс пересопряжения зубьев и, как следствие, причин возникновения колебаний системы в дискретном виде не учитывая непрерывность данного процесса.

В результате анализа моделей причины, вызывающие виброактивность зубчатой передачи, можно разделить на кинематические и параметрические [68, 69].

Кинематические погрешности связаны с неточностями изготовления и сборки зубчатой передачи, параметрические – с переменной жесткостью зацепления [70 – 73]. Для определения влияния технологии изготовления на эксплуатационные показатели зубчатых колес с помощью профильных твердосплавных червячных фрез разработана методика оценки величины динамического проявления кинематической погрешности, являющейся комплексным показателем точности зубчатых передач [74].

Процесс формирования профиля зуба колеса сопровождается контактным взаимодействием заготовки колеса с режущим инструментом, характеризуемой силой и скоростью. В процессе шлифования в зоне контакта зуба колеса с шлифовальным кругом в силу высоких скоростей резания происходит локальный нагрев материала заготовки до значительных температур. В результате этого в поверхностном слое зуба формируются растягивающие остаточные напряжения, что негативно влияет на эксплуатационные показатели передачи. Процесс зубофрезерования в отличие от шлифования происходит с относительно низкими скоростями резания и высокими контактными нагрузками a , следовательно, незначительной температурой в зоне контакта инструмента с заготовкой. В поверхностном слое зубьев возникают сжимающие остаточные напряжения, что повышает жесткость и износостойкость зубьев колес. Поскольку при приложении нагрузки поверхностный слой является наиболее напряженным, то его структура оказывает значительное влияние на деформацию зуба колеса, являющуюся составной частью динамического проявления кинематической погрешности [75].

В процессе эксплуатации зубчатой передачи о величине деформации зуба можно судить по амплитуде колебания с зубцовой частотой. Поскольку при

различных методах чистовой обработки происходит формирование, как точности геометрических параметров, так и механических свойств поверхности зубьев, то по амплитуде колебаний можно судить о влиянии технологии на кинематическую погрешность в процессе эксплуатации передачи.

2.2 Анализ и синтез рабочего зацепления зубчатой передачи привода шаровой мельницы

Многочисленные исследования по оптимизации параметров эвольвентного зацепления направлены на увеличение нагрузочной способности и надежности зубчатых передач, уменьшение их габаритных размеров, массы, уровня шума и вибрации. Лучшие результаты объясняются исключением из задач оптимизации важного технологического ограничения – положения о стандартном исходном производящем контуре (ИПК). Э. Б. Вулгаков – автор теории эвольвентного зацепления в обобщающих параметрах, писал: «Такой синтез зацепления и передачи в целом открывает возможности творческого конструирования, разделяя этот процесс на конструирование эвольвентной части зубьев и конструирование переходной кривой. При этом инженера не удовлетворит стандартный производящий исходный контур с единственно возможным сочетанием параметров. В общем случае потребуется разработка специального инструмента, без которого оптимальное проектирование станет невозможным» [76]. С отказом части разработчиков от стандартного ИПК в практике проектирования эвольвентных передач утвердились два подхода: хорошо известный технологический и относительно новый конструктивный.

Технологический подход предусматривает синтез рабочего зацепления на основе стандартного ИПК, стандартные расчеты геометрии и прочности. Теоретические положения данного подхода используются в качестве методических основ преподавания теории и технологии зубчатых передач. Высокий уровень стандартизации и устоявшиеся программы подготовки специалистов способствуют сохранению технологического подхода в большинстве отраслей машиностроения. Однако современные требования к нагрузочной способности зубчатых передач, уровням шума и вибрации показывают, что нормы технологического подхода не всегда достаточны для достижения конкурентоспособности машин.

Конструктивный подход предусматривает синтез рабочего зацепления на основе анализа показателей нагрузочной способности и качества, которые рассматриваются как функции геометрических параметров рабочего зацепления. Сторонники конструктивного подхода отказались от технологических ограничений стандартного ИПК и на основе прямого конструирования (Direct Gear Design) создают зацепления, которые превосходят аналоги, разработанные по нормам технологического подхода. Повышение нагрузочной способности, снижение уровней шума и вибрации достигаются рациональной формой зубьев и высокими коэффициентами перекрытия [77 – 81]. Конструктивный подход развивает технические идеи начала XX века, интерес к которым был утрачен за длительный период доминирования технологических норм проектирования. Посредством ручного

графического анализа и эмпирического конструирования 100 лет назад было создано множество оригинальных зацеплений, включая зацепление несимметричных зубьев. Доктор инженер профессор Штутгартского высшего технического училища К. Бах в фундаментальном труде привел обзор публикаций своих современников, успешно конструировавших зацепления, выделив как наиболее удачные в области эвольвентного зацепления труды К. Хента, М. Маага и О. Лаше [82].

Конструктивный подход получил системное применение в авиационной промышленности, где действуют отраслевые стандарты и методики проектирования [83, 84]. В автомобильной промышленности возможности данного подхода реализованы не полностью. В станкостроении, судостроении, общепромышленном и гражданском машиностроении сохраняется технологический подход, что мотивируют дополнительными затратами на специальный инструмент, отсутствием директивных норм проектирования и специалистов. Эти проблемы можно решить, применив комплексный подход.

Конструктивный подход к оптимизации был применён и к решению проблемы продления срока службы тяжело нагруженных зубчатых колес привода шаровой мельницы. На рисунке 2.1 показано разрушение вершины зуба зубчатого колеса шаровой мельницы в результате износа на Балхашском медеплавильном комбинате (г. Балхаш, Казахстан).



Рисунок 2.1 – Разрушения зуба привода шаровой мельницы

На рисунке 2.1 показан, зуб привода шаровой мельницы, в котором происходит возникновение трещин и разрушений в зонах кромочного контакта.

Усталостному излому зуба предшествует трещина усталости, которая начинает зарождаться на нагруженной (растянутой) стороне у основания (выкружки) зуба, чаще на кромке торца; в дальнейшем трещина развивается вдоль ножки зуба по нормали к переходной кривой в направлении к сжатой стороне, а также по его длине, а затем зуб разрушается.

На поверхности усталостного излома зуба не всегда можно наблюдать все пять зон развития трещины. Это объясняется относительно малыми размерами зуба. Типичный излом зуба вследствие усталости чаще всего имеет три зоны: гладкую, где происходило зарождение трещины и ее медленный рост,

шероховатую, где рост трещины ускоряется, и грубую, где произошло хрупкое разрушение зуба.

Основные параметры процессов трения и изнашивания поверхностей – коэффициент трения f и износостойкость непосредственно выражают эксплуатационные свойства поверхностей деталей. В настоящее время с высокой достоверностью установлено, что на коэффициент трения наибольшее влияние оказывают параметры шероховатости. При фрикционном нагружении твердых тел материал в зонах фактического контакта подвергается импульсному воздействию тепловых и механических полей. Совокупное влияние этих полей и их концентрация в малых объемах вызывают интенсивное протекание ряда процессов.

Опасность заедания имеет место в основном в кромочной фазе контактирования. Кромочная фаза контактирования наблюдается как на входе пары зубьев в зацепление, так и на выходе из него.

Известно, что кромочным контактом на входе передается 0,5 – 0,7 нагрузки, передаваемой зубчатой парой. На выходе из зацепления практически вся нагрузка передается кромочным контактом.

Опасность кромочного контакта в настоящее время признается как Российскими, так и зарубежными учеными. В связи с этим на международной конференции «ТРИБО – 2001» была признана необходимость внедрения в практику проектирования методов расчета зубчатых передач, предотвращающих заедание при кромочном контакте. Суть метода модификации в повышении нагрузочной способности передачи, уменьшая с помощью модификации или корригирования уровень нагрузки передаваемой кромкой.

Применение модификаций, целенаправленной замены эвольвентной линии профиля кривой, позволяющей компенсировать деформации зубьев под нагрузкой, является одним из дорогостоящих при экспериментальной доводке методов проектирования зубчатых передач, поскольку часто ошибки назначения параметров модификации приводят к разрушению не только редуктора, но и двигателя. Однако современные методы компьютерного проектирования позволяют, в значительной степени, снизить затраты, за счет моделирования процессов зацепления зубчатых колес. Таким образом, появление новых методов позволяет уточнить и расширить сферу применения зубчатых передач коэффициентом перекрытия $\varepsilon > 2$. Тем не менее, указанные выше проблемы требуют проведения аналитического исследования эффективности работы данных зубчатых передач по сравнению с менее проблемными и более простыми в доводке зубчатыми передачами с коэффициентом перекрытия $\varepsilon = 1,5$ и $\varepsilon = 2,03$.

2.3 Моделирование и исследование качества изготовления тяжелонагруженных зубчатых передач на основе программного комплекса «AEROFLANK»

Качество зубчатых передач (показатели точности, назначения, технологичности, надежности) в значительной мере определяет качество

горных машин. Методы повышения качества зубчатых передач представляет собой единый комплексный процесс и распространяется на весь производственный цикл от проектирования до изготовления передач. Среди показателей качества следует выделить точность. Для зубчатых передач точность – главный показатель вследствие ограниченности используемых для изготовления передачи материалов и термохимической обработки колёс. Точность всегда рассматривалась как важная характеристика качества передачи или выделялась как важная самостоятельная характеристика работы зубчатой передачи [85 – 87].

Эвольвентное зацепление теоретически способно работать при нулевых боковых зазорах (толщина зуба, находящегося в зацеплении, равна ширине впадины ответного колеса). Однако неточности изготовления зубчатого венца приводят к искажению формы и взаимному смещению реальных профилей зубьев, что может вызвать их деформацию или поломку.

Разрушение контактной поверхности наблюдается только на ножках и головках зубьев, где имеет место вход зубьев в зацепление и выход из него [88]. На ножках ведомого колеса износ проявляется как микропиттинг, а на головках как ограниченное заедание. Анализ показывает, что причиной износа является не только повышенное скольжение эвольвентных профилей зубьев, что согласуется с теорией геометрии зубчатых передач, но и высокий уровень контактных давлений, связанный с малым радиусом кривизны кромки зубьев.

Наличие зон износа похожих на следы пластической деформации косвенно подтверждает это. Однако, согласно классической теории пластических деформаций, при высоких скоростях деформации, предел пластических деформаций смещается в область более высоких контактных напряжений [89, 90].

Вследствие отмеченных противоречий между существующими теориями и результатами экспериментов, виды износа и разрушения поверхности ножек и головок зубьев зубчатых колес требуется иной подход для расчета зубчатых передач шаровых мельниц.

Реализация нового подхода выполняется системой компьютерного моделирования «AEROFLANK».

Теоретической основой нового подхода к расчету зубчатых передач служит, во-первых, прямой синтез геометрии, не имеющей на первом этапе расчета привязки к исходному контуру, во-вторых, функциональный расчет хода изменения жесткости зацепления, напряжений, нагрузок, толщины слоя смазки, температуры, на каждом зубе, а также линейных и крутильных колебаний тел колес.

Программный комплекс «AEROFLANK» разработанный в Центральном институте авиационного моторостроения им. П.И. Баранова (г. Москва, Россия), состоит из следующих подсистем [91]:

1) геометрия цилиндрических зубчатых колес с модифицированным исходным контуром (притупленные кромки зубьев, поднутренные основания, приграничные зоны, и т.д.);

- 2) геометрия цилиндрических зубчатых колес с несимметричными зубьями;
- 3) геометрия цилиндрических шевронных зубчатых колес;
- 4) геометрия конических с круговыми зубьями и арочных зубчатых колес;
- 5) допуски по стандартам ISO, DIN, ГОСТ;
- 6) поля допусков на форму модификации профиля и направления зубьев;
- 7) ключевые элементы наладки зубошлифовальных станков, в том числе подготовка файлов управления *.pfl;
- 8) построение графиков коэффициентов формы зубьев и графиков удельной жесткости зубьев;
- 9) расчеты прочности по ГОСТ 21354-87, ISO 6336, DIN 3990;
- 10) построение кинематической погрешности методом решения обратной задачи теории зацепления и расчет кинематической погрешности, учитывающей деформацию зубьев;
- 11) подсистемы решения интегральных и дифференциальных уравнений;
- 12) подсистемы расчета полей напряжений с глубоким анализом глубины залегания контактных напряжений;
- 13) моделирование хода изменения контактных и изгибных напряжений от входа зубьев в зацепление до выхода него и распределение напряжений по всей ширине зубьев;
- 14) моделирование изменения толщины слоя смазки между контактными поверхностями каждого зуба и температуры в каждой точке контакта с учетом характеристик масла;
- 15) моделирование крутильных и радиальных колебаний, а также их спектрального состава;
- 16) моделирование динамических сил, действующих на подшипники;
- 17) расчет стационарных и бифуркационных амплитудно-частотных характеристик вышеперечисленных процессов;
- 18) прямые расчеты по данным измерения погрешностей профиля зубьев колес.

В настоящей работе описано применение «AEROFLANK» для расчета зубчатой передачи шаровой мельницы со следующими исходными данными:

Название – Шестерня $Z_1 = 20$ / Колесо $Z_2 = 260$;

Модуль нормальный $m_n = 16$;

Сведения по колесам:

Sim Helical Q = 7 – 6 – 6; $\beta = 5^\circ 11' 39''$, $Z_1 = 20$, $Z_2 = 260$, $X_1 = 0.5$, $X_2 = -0.5$, $Ha_1 = 1$, $Ha_2 = 1$, $Rf_1 = 0.348$, $Rf_2 = 0.38$, $B_1 = 660$, $B_2 = 660$.

Угол наклона зуба на делительном цилиндре $\beta = 5^\circ 11' 39''$;

Угол исходного контура $\alpha = 20^\circ$.

Исходная степень точности передачи 7 – 6 – 6 по ГОСТ 1643 – 81 [33, 92]. Частота вращения 19 об/мин; мощность 800 кВт.

В таблице 2.1, приведены нормы точности зубчатого зацепления определенных с использованием системы моделирования «AEROFLANK».

Таблица 2.1 – Нормы точности зубчатого зацепления

Параметр	Символ	Ведущее колесо	Ведомое колесо
Гарантированный минимальный боковой зазор, мкм	j_s	324.2	
ГОСТ 1643-81			
<i>Нормы кинематической точности колес</i>			
Накопленная погрешность шага	F_p	89	297
Накопленная погрешность k шагов	F_{pk}	64	191
Радиальное биение	F_r	75.5	141.3
<i>Нормы плавности</i>			
Общая погрешность профиля	f_f	18.9	49.3
Отклонение соседних шагов	f_{Pt}	± 20.9	± 28.3
Наибольшая разность шагов	f_{vPt}	33.4	45.2
Отклонение шага зацепления	f_{Pb}	19.6	26.6
<i>Нормы контакта</i>			
Погрешность направления зуба	F	31	31
DIN 3961-78			
<i>Нормы кинематической точности колес</i>			
Накопленная погрешность шага	F_p	63	103
Накопленная погрешность k шагов	F_{pk}	43	66
Радиальное биение	F_r	67	109
<i>Нормы плавности</i>			
Погрешность формы профиля	f_f	20	20
Погрешность наклона профиля	f_{fH}	13	13
Общая погрешность профиля	f_f	24.3	24.3
Отклонение соседних шагов	f_p	± 14.6	± 19.8
Наибольшая разность шагов	f_u	18.5	25
<i>Нормы контакта</i>			
Погрешность формы направления зуба	f_f	28	28
Погрешность наклона направления зуба	f_{fH}	13	13
Погрешность направления зуба	F	31	31
ISO 1328			
<i>Нормы кинематической точности колес</i>			
Накопленная погрешность шага	F_p	68	185
Накопленная погрешность k шагов	F_{pk}	40	106
Радиальное биение	F_r	68	111
<i>Нормы плавности</i>			
Погрешность формы профиля	f_f	19	30
Погрешность наклона профиля	f_{fH}	16	25
Общая погрешность профиля	F	24.7	39.2
Отклонение соседних шагов	f_p	± 15.5	± 23.4
Наибольшая разность шагов	f_u	18.7	25.3
<i>Нормы контакта</i>			
Погрешность формы направления зуба	f_f	22	27
Погрешность наклона направления зуба	f_{fH}	22	27
Погрешность направления зуба	F	31	38

Из таблицы 2.1 следует, что нормы точности, определенные с использованием системы моделирования AEROFLANK, имеют меньшее значение, чем по ГОСТ 1643 – 81. Так например, гарантированный минимальный боковой зазор по ГОСТ 1643 – 81 $j_s = 440$ мкм, а выбранный с использованием системы моделирования AEROFLANK $j_s = 324.2$ мкм.

Поэтому на основании рекомендаций можно принять нормы стандарта ISO 1328 для степеней точности (7 – 8 степень) изготовления зубчатых колес шаровых мельниц при незначительной разнице (5 – 7 мкм) между величинами допусков в ISO 1328 и ГОСТ 1643 – 81 [93]. Исключение составляет полная накопленная погрешность шага F_p , для которой при больших значениях модуля зубьев и делительного диаметра, разница допусков в ISO 1328 и ГОСТ 1643 – 81 составляет в 8–й степени точности 86 мкм.

Для проведения исследований использован программный комплекс AEROFLANK, показавший хорошую сходимость результатов моделирования работы зубчатых передач с результатами экспериментов [94]. В качестве исходных данных были использованы параметры зубчатых передач: с коэффициентом перекрытия 2.023 и с коэффициентом перекрытия 1.502. Режимы нагрузки для каждого эксперимента идентичны.

Использование системы прямого синтеза зубчатых передач AEROFLANK позволяет найти такую линию профиля, при которой зубья контактируют только через слой смазки на всем протяжении линии зацепления, что позволит снизить износостойкость зубчатой передачи шаровой мельницы и повысить точность. Установлено, что спроектированная зубчатая передача позволит в несколько раз уменьшить мощность, затрачиваемую на генерацию вибраций, а также уменьшить контактные и изгибные напряжения.

В настоящей работе описано применение AEROFLANK для расчета зубчатой передачи шаровой мельницы, исходные данные которой представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Параметры зубчатых передач

Технические параметры		
Зубчатое колесо	Шестерня	Колесо
Число зубьев	20	260
Рабочий модуль, мм	16	16
Угол зацепления, град.	20°	20°
Угол наклона зубьев	5°11'39"	5°11'39"
Коэффициент перекрытия	2,023	1,502
Ширина зубчатого венца	600	600

На рисунке 2.2, представлено окно программного комплекса AEROFLANK.

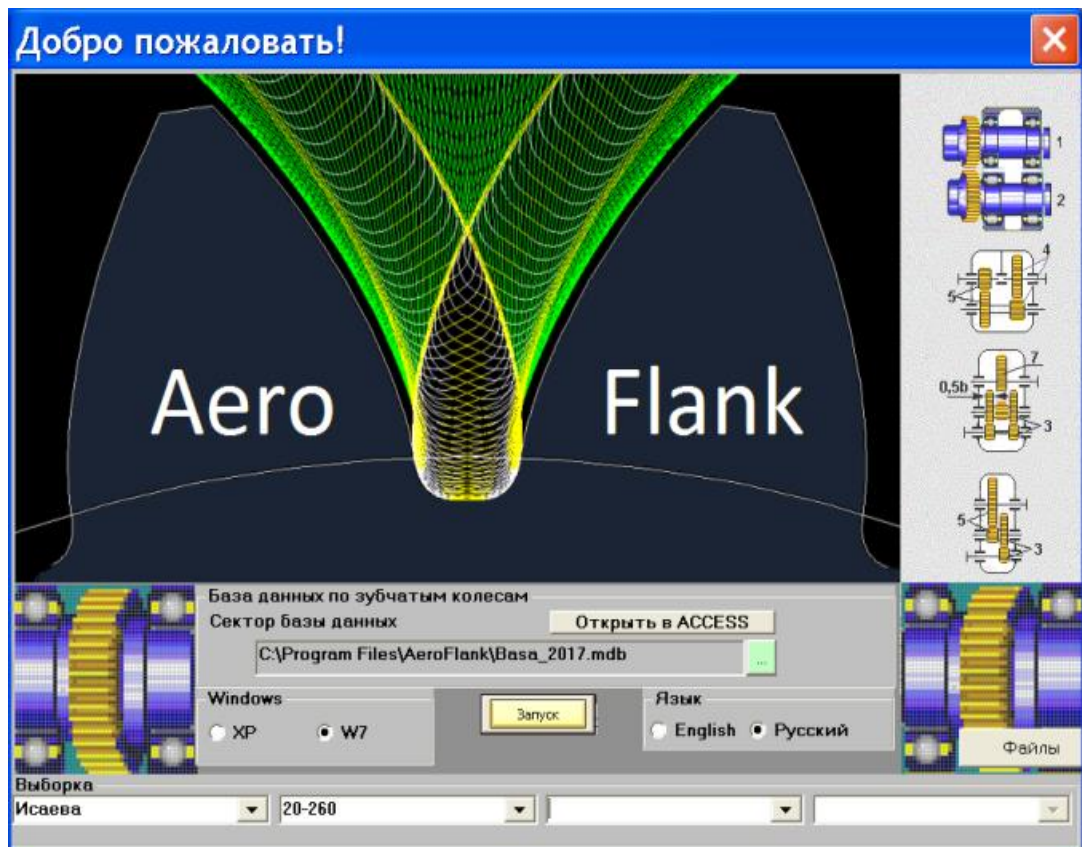


Рисунок 2.2 – Окно программного комплекса «AEROFLANK»

На рисунке 2.3 показано спроектированное исходное зубчатое зацепление в программе «AEROFLANK».

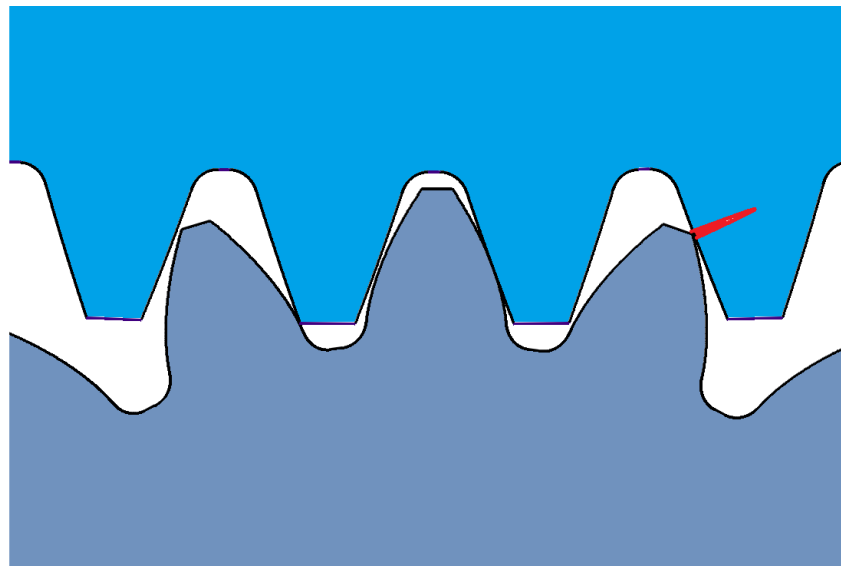


Рисунок 2.3 – Исходное зубчатое зацепление в программе «AEROFLANK»

На рисунке 2.4 показана форма тел колес и форма зубьев, желтый цвет, указывает на то, что в данном виде зацепления существует проблема, от входа зубьев в зацепление до выхода из него есть колебания нагрузок – это следствие

динамических процессов, возбуждаемых переменной жесткостью зубьев и погрешностями профиля зубьев колес.

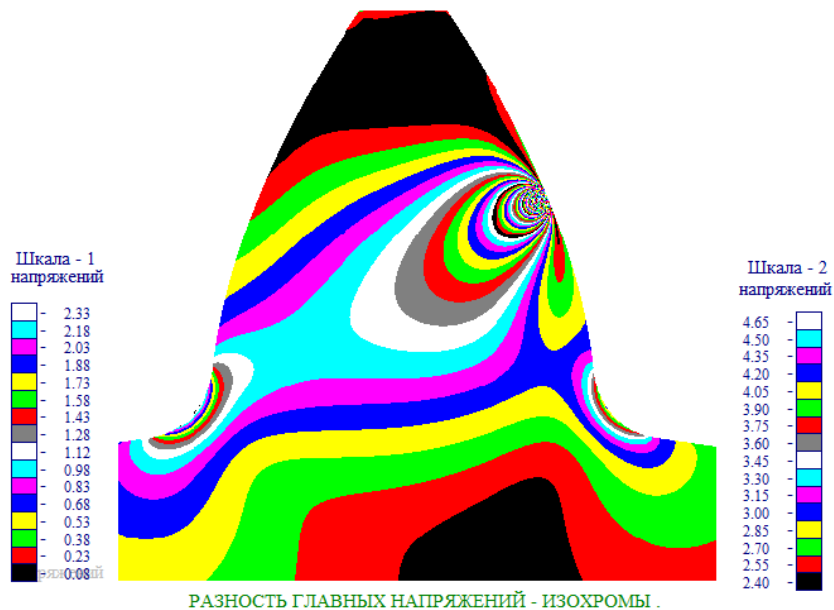


Рисунок 2.4 – Форма зубчатого зацепления

На рисунке 2.5 представлен результат распределения напряжений от действующих нагрузок ведомого и ведущего колеса.

Для m=1;F=1H; bw=1мм Число зубьев - 20. | *Коэффициент смещения = 0.50 | *Радиальный зазор - 0.25
 Угол исходного контура= 20.00 20.00 | *Высота головки- 1.00 | *Радиус исх. контура- 0.38 0.35
 *Протуберанец инструмента- 0.00 0.00 | *Полуширина контактной площадки- 0.02
 Угол max. напряжений - 40.25

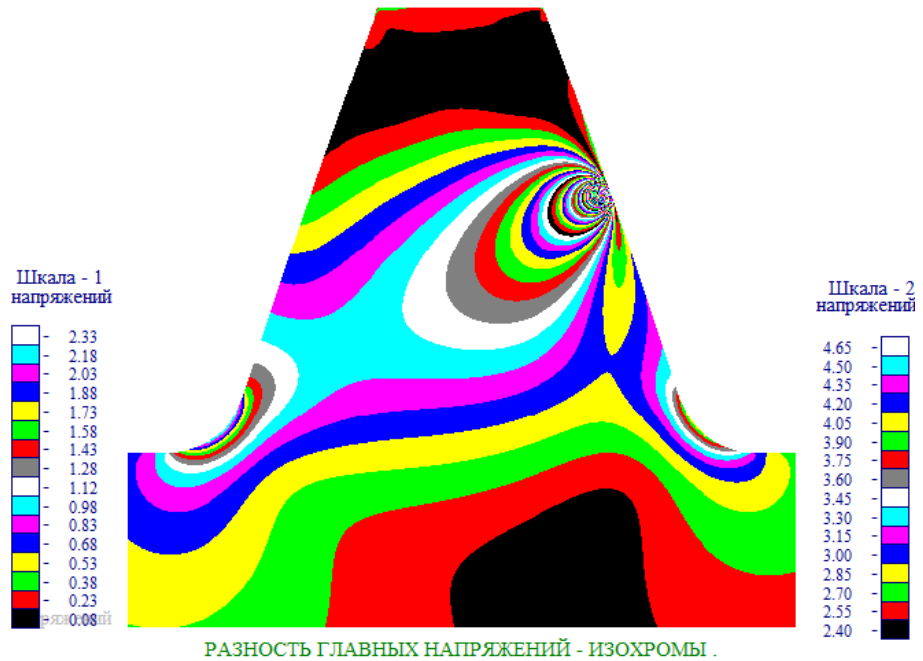
Макс. Напряж. изгиба = 2.21 [МПа]



а)

Для $m=1; F=1H; bw=1mm$ Число зубьев - 260. | *Коэффициент смещения = -0.50 | *Радиальный зазор - 0.02
 Угол исходного контура= 20.00 20.00 | *Высота головки- 1.00 | *Радиус исх. контура- 0.38 0.38
 *Протуберанец инструмента- 0.00 0.00 | *Полуширина контактной площадки- 0.02
 Угол max. напряжений - 42.12

Макс. Напряж. изгиба = 2.20 [МПа]



б)

Рисунок 2.5 – Поля напряжений на ведомом (а) и ведущем (б) колесе

Возможности программы позволяют смоделировать места зарождения усталостных трещин в виде пиков, расположенных вдоль ширины зубьев, рисунок 2.6.

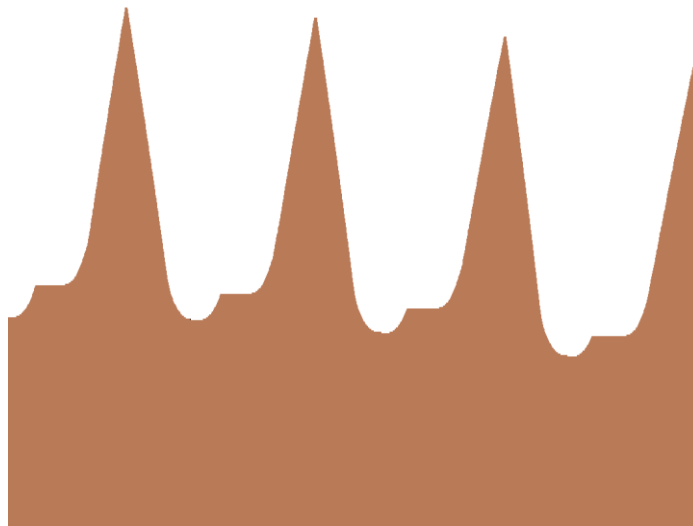


Рисунок 2.6 – Разрушение вершины зубьев износом в программе «AEROFLANK»

На рисунках 2.7 и 2.8 представлена расчетная форма зацепляющих зубьев в двухпарном и в однопарном зацеплении.

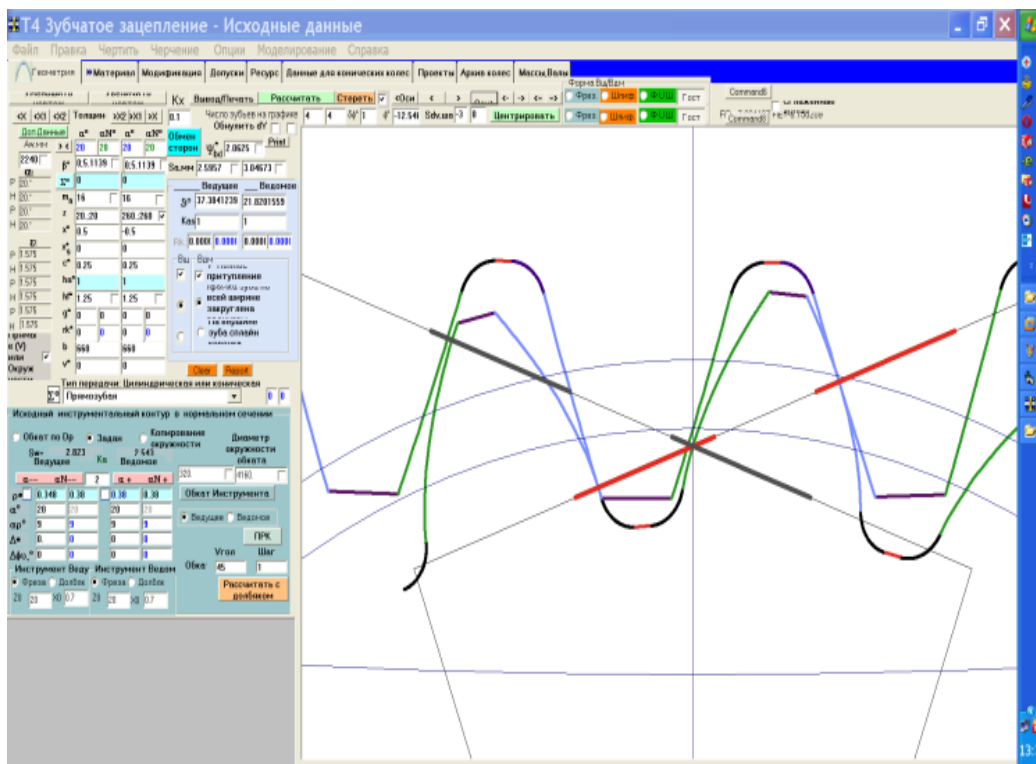


Рисунок 2.7 – Структурная схема зубьев в двухпарном зацеплении в программе AEROFLANK

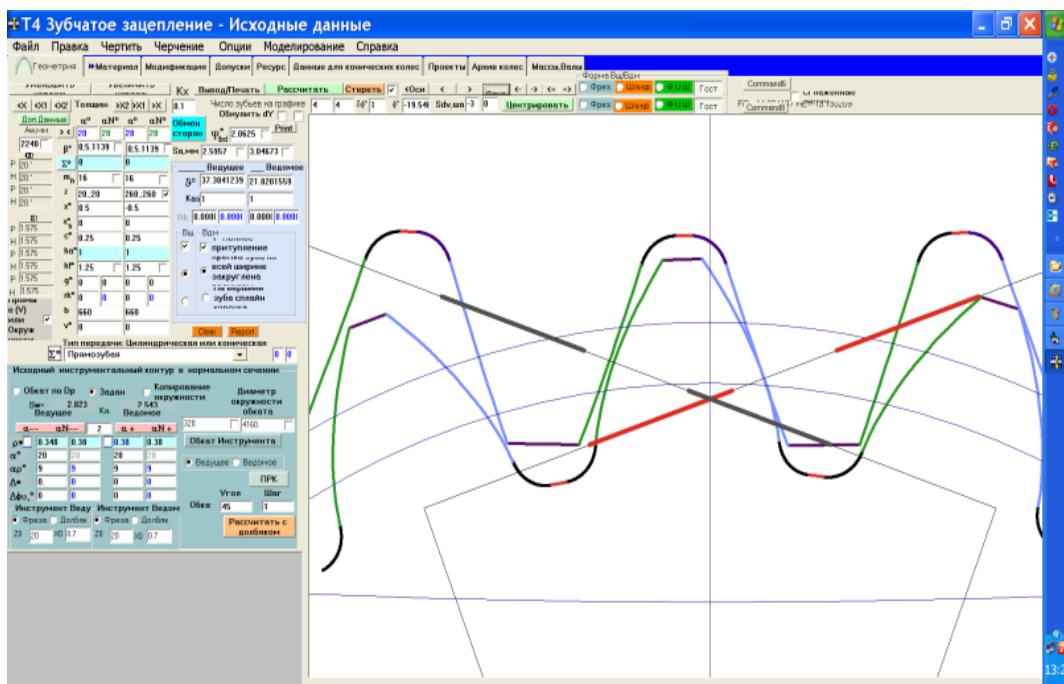


Рисунок 2.8 – Структурная схема зубьев в однопарном зацеплении в программе AEROFLANK

На рисунках 2.9 – 2.11 серым цветом показан суммарный контакт двух зубьев, зеленым – профиль ведущего колеса, синим – профиль ведомого колеса, прямая линия между обозначенными профилями зубьев обозначает идеальную передачу без погрешностей.

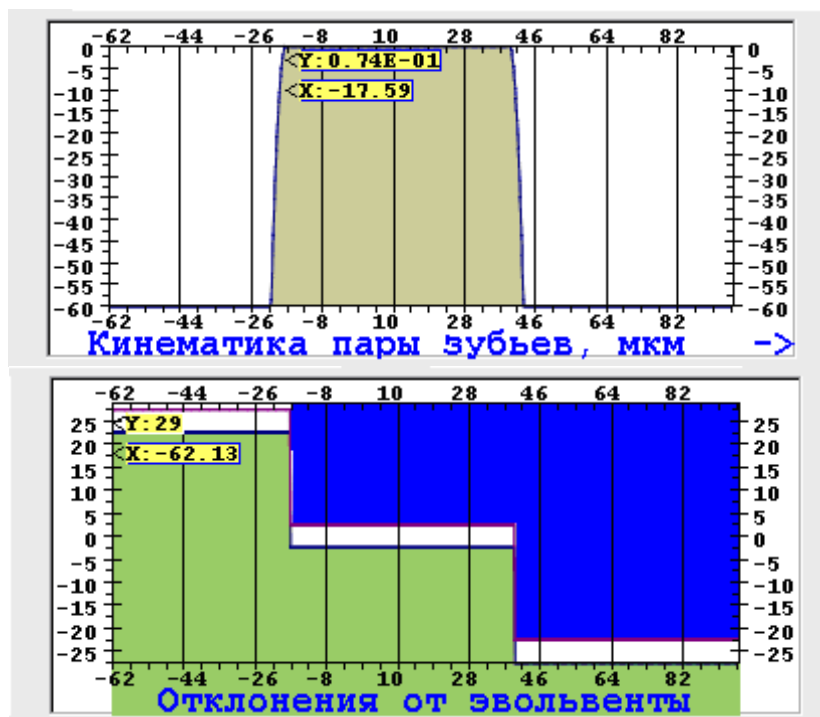
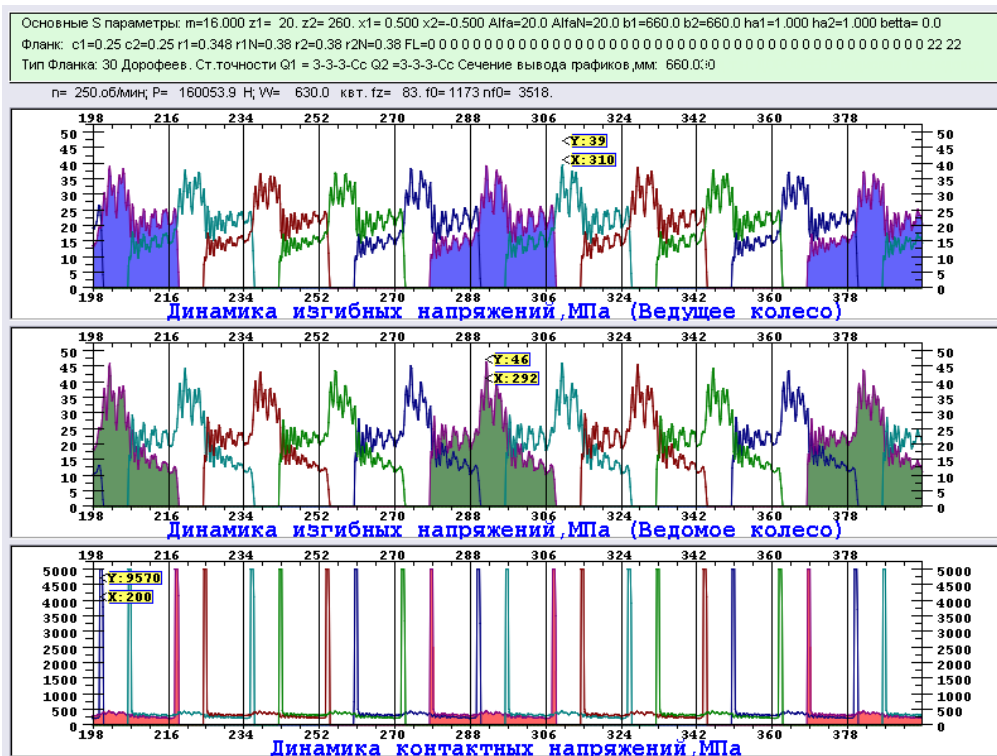


Рисунок 2.9 – Результаты расчета кинематики зубчатой передачи



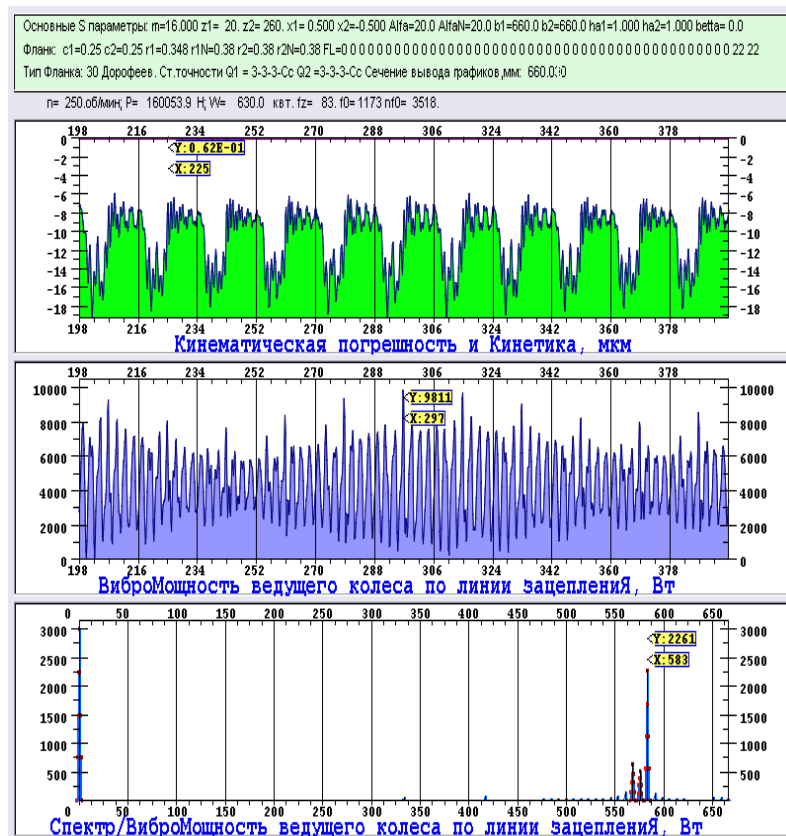


Рисунок 2.11 - Результаты расчета вибромощности передачи (лист 2)

Анализируя результаты расчета можем прийти к выводу, что в начале зацепления зубьев при кромочном контакте на ножке зуба шестерни контактное давление повышается. Оно превышает максимальное давление в конце зацепления на ножке зуба колеса в среднем в 1.21 раза, поэтому поверхностный слой рабочей поверхности зубьев шестерни должен обладать повышенной прочностью.

Контактные давления в начале и конце зацепления могут превышать давление в полюсе при однопарном зацеплении соответственно в 2.89 и 2.38 раза, при двухпарном зацеплении и распределении нагрузки между парами зубьев близком к равномерному – в 2.04 и 1.68 раза. Причем в полюсе всегда имеет место однопарное зацепление. При однопарном зацеплении вся внешняя нагрузка передается лишь одной парой зубьев. Такое зацепление характерно для колёс 8-й и более низкой степени точности. Ошибки их изготовления не гарантируют двухпарного зацепления. При двухпарном зацеплении внешняя нагрузка передается двумя парами зубьев, одновременно находящимися в зацеплении. Даже при двухпарном зацеплении контактные давления в начале и конце зацепления значительно превышают давление в полюсе зацепления. Давления в конце зацепления также очень высокие и при определенных условиях могут доминировать.

При соединении элементов зубчатой передачи нагрузка на зубья создает динамический колебательный процесс, который вызван наличием кромочного контакта. Установлено, что основную нагрузку несут сателлиты и их опоры. В

процессе эксплуатации кромочный контакт, дополнительно, усиливает развитие механического изнашивания может привести к отказу зубчатой передачи и приводит к сокращению надежности привода в целом. Уход от кромочного контакта и как следствие кромочного удара, позволяет сократить влияние динамических влияний на зубчатую передачу.

Одним из перспективных направлений развития зубчатых передач указано на использование модификаций профилей зубчатых передач. Исполнение модификации возможно двумя путями создание бочкообразности и фланкирования профиля. Эти методы были рассмотрены многими учеными, например, Ф.Л. Литвиным, Г.И. Шевелевой, М.Г. Сегалем, С.А. Лагутиным и рядом других. Особенно хотелось отметить цикл работ К.И. Гуляева (как персонально, так и совместно с его учениками и последователями) как одного из создателей теории приближенных (адаптивных) зацеплений. Необходимо указать и более поздние работы В.Л. Дорофеева, В.М. Медунецкого, М.В. Печенкина, Е.В. Шалобаева и их соавторов.

Проведение численных экспериментов по повышению качества зубчатой передачи шаровой мельницы путем создания бочкообразности и фланкирования профиля, показали, что форма зубьев должна быть изменена так, чтобы поверхности кромок были отведены от смежного профиля так, чтобы контактные напряжения были не больше, чем в полюсе зацепления.

2.4 Численное решение задачи по повышению качества зубчатого зацепления

Для численного решения задачи по повышению качества зубчатого зацепления в программе AEROFLANK, были введены параметры, указанные в пункте 2.3.

На рисунках 2.12 – 2.14 показаны динамика изгибных и контактных напряжений ведущего и ведомого колес до модификации (видны большие пики напряжений выделенные красным цветом), расчет температуры, толщины слоя смазки и структуры кинематики, расчет кинематической погрешности, вибромощности ведущего колеса по линии зацепления в программе AEROFLANK.

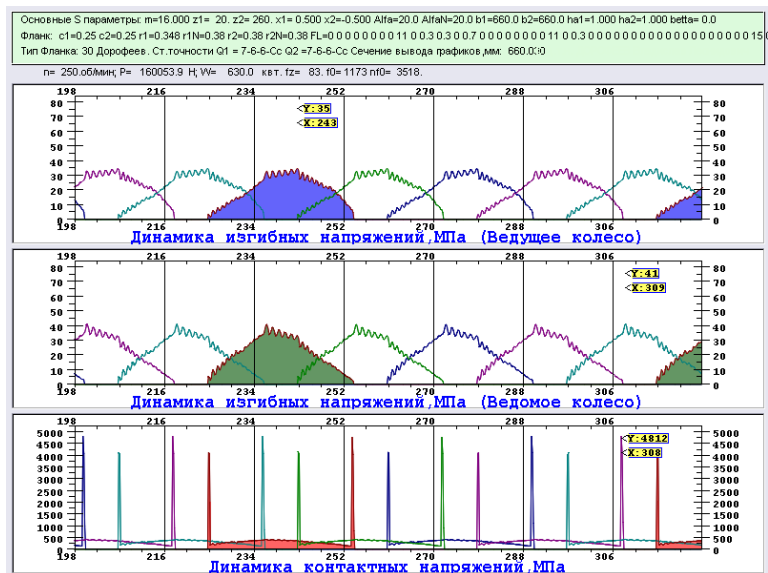


Рисунок 2.12 – Динамика изгибных и контактных напряжений ведущего и ведомого колес

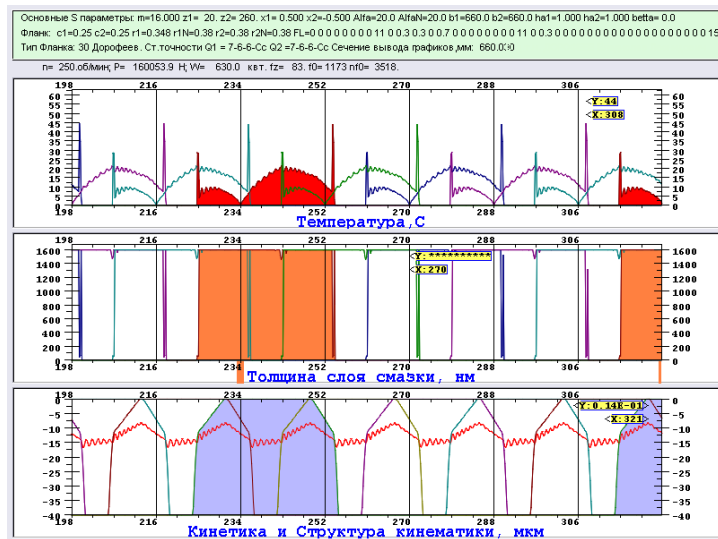


Рисунок 2.13 – Расчет температуры, толщины слоя смазки и структуры кинематики в программе AEROFLANK

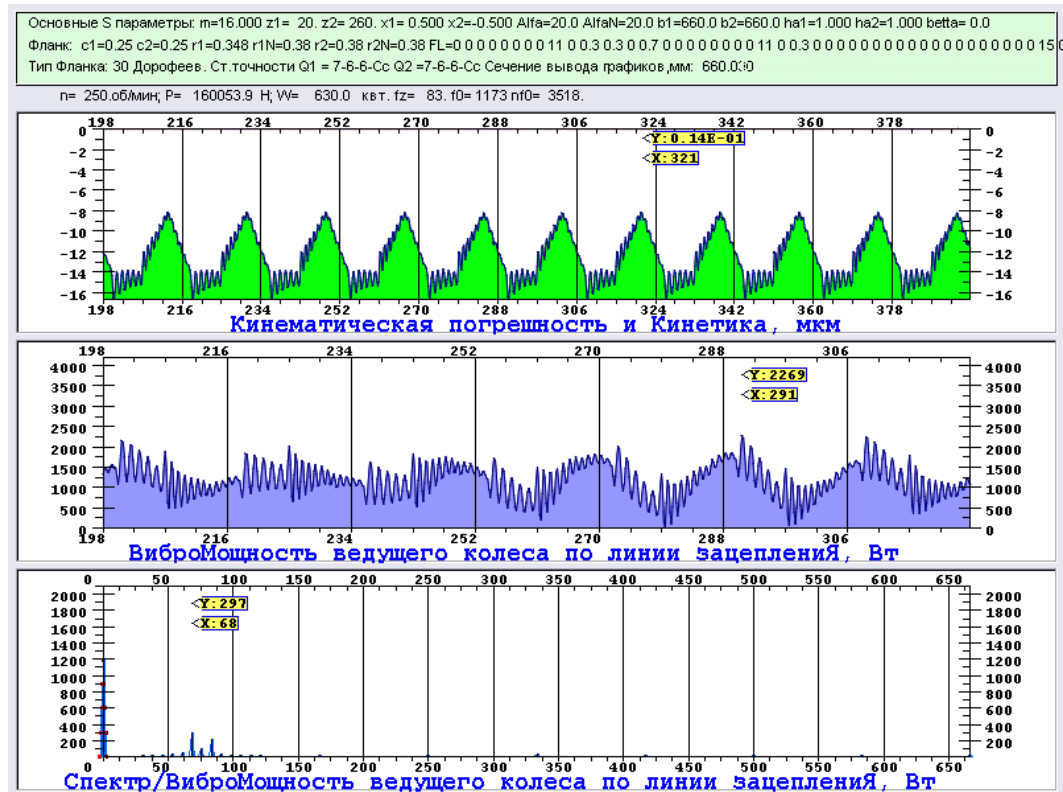


Рисунок 2.14 – Расчет кинематической погрешности, вибро мощности ведущего колеса по линии зацепления в программе AEROFLANK

Вычислительный эксперимент 1 (модификация 11 мкм):

Расчет модифицированной передачи начинаем с ввода данных параметров, а также параметров модификации по типу бочкообразность и фланкирование, как срез головки зуба с радиусом 11 мкм, как показано на рисунке 2.15.

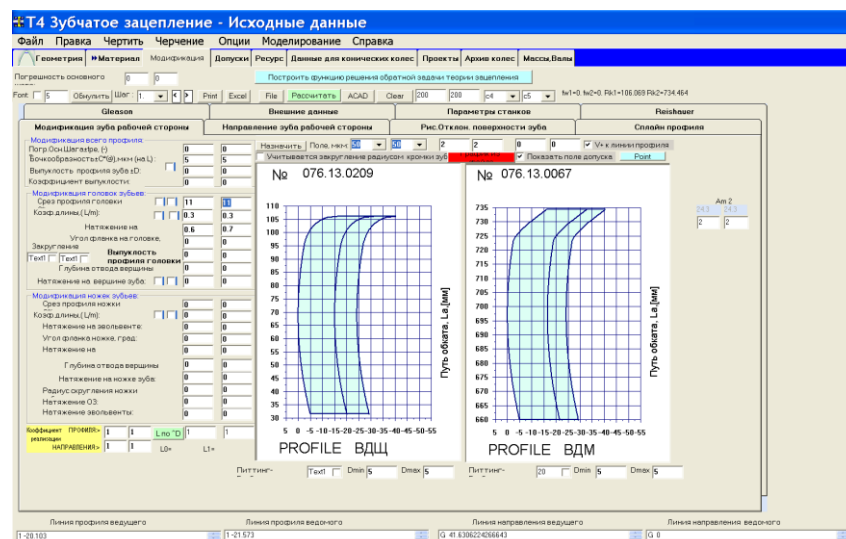


Рисунок 2.15 – Исходные данные для модифицированной передачи

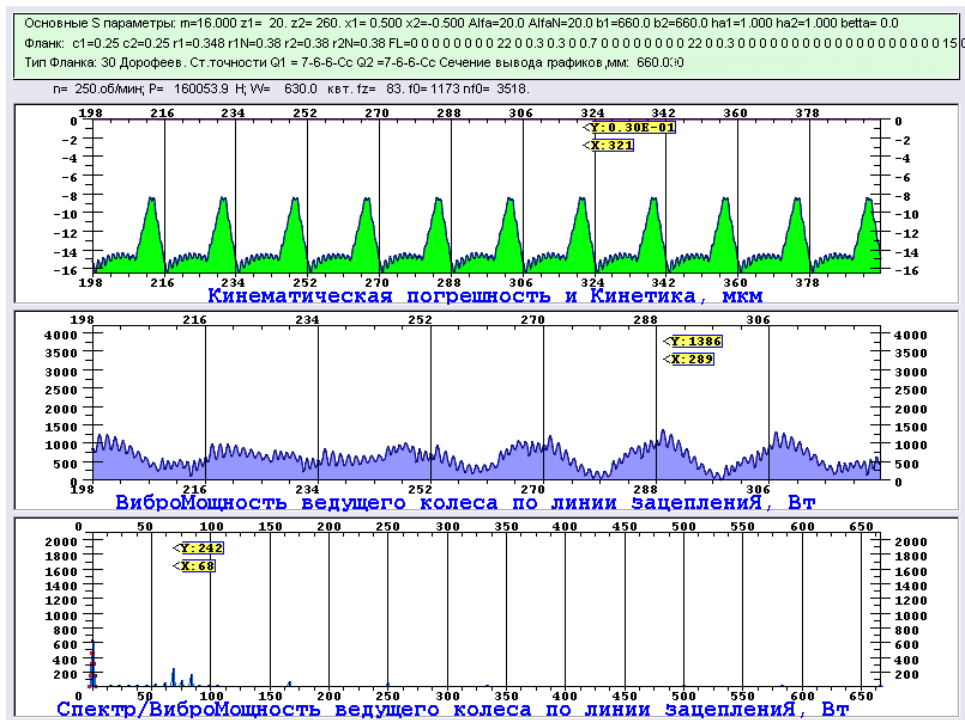


Рисунок 2.18 – Расчет кинематической погрешности, вибромощности ведущего колеса по линии зацепления в программе AEROFLANK

Расчет динамики изгибных напряжений (ведущего и ведомого колес) в программе AEROFLANK с модификацией 11 мкм показал, что динамика контактных напряжений значительно уменьшилась значения контактных напряжений с уровня 4500 МПа снизились до уровня 450 МПа, что показано на рисунке 2.19.

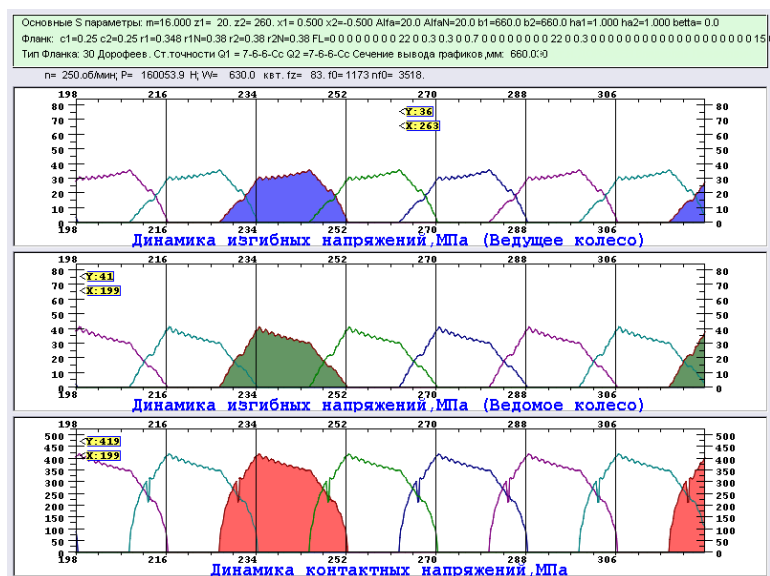


Рисунок 2.19 – Расчет динамики изгибных напряжений ведущего и ведомого колеса в программе AEROFLANK

После введения модификации зубьев (применение вместо эвольвентного профиля, позволяющего выполнить отвод вершин зубьев) концентрация напряжений – устранена.

Недостатком является то, что колесо большого диаметра сложно модифицировать. Метод решения проблемы заключается в том, что ведомое колесо не модифицируется, но ведущее колесо модифицируется не только у вершины, но и на ножке зубьев.

Окно ввода данных для модификации ведущего колеса показано на рисунке 2.20, модификация 11 мкм.

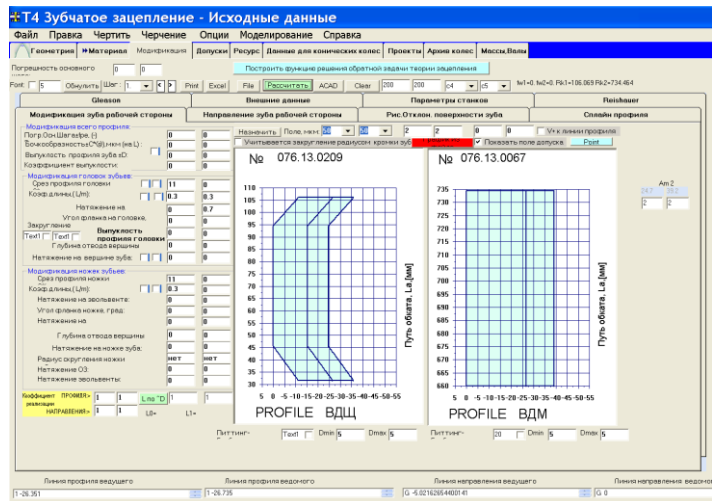


Рисунок 2.20 – Окно ввода исходных данных для модификации 11 мкм ведущего колеса

Результаты расчета модифицированной передачи представлены на рисунках 2.21 – 2.23.

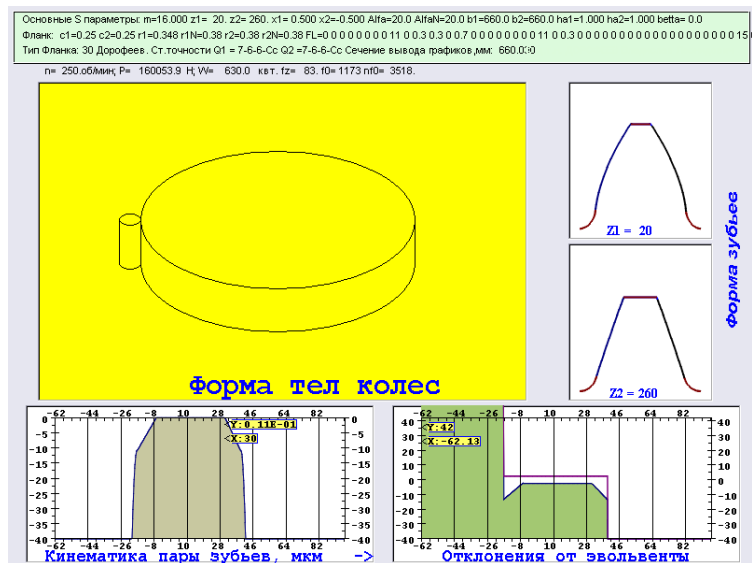


Рисунок 2.21 – Результаты расчета напряжений при модификации 11 мкм.

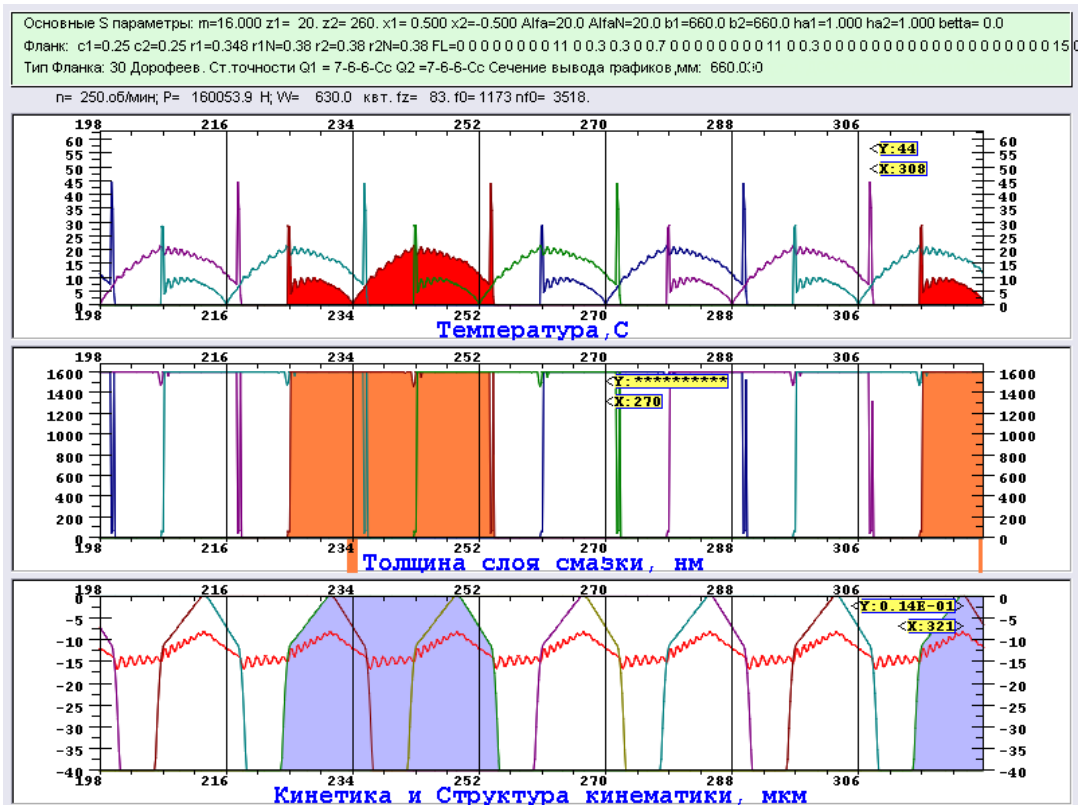


Рисунок 2.22 – Результаты расчета толщины слоя смазки, кинетики и структуры при модификации 11 мкм

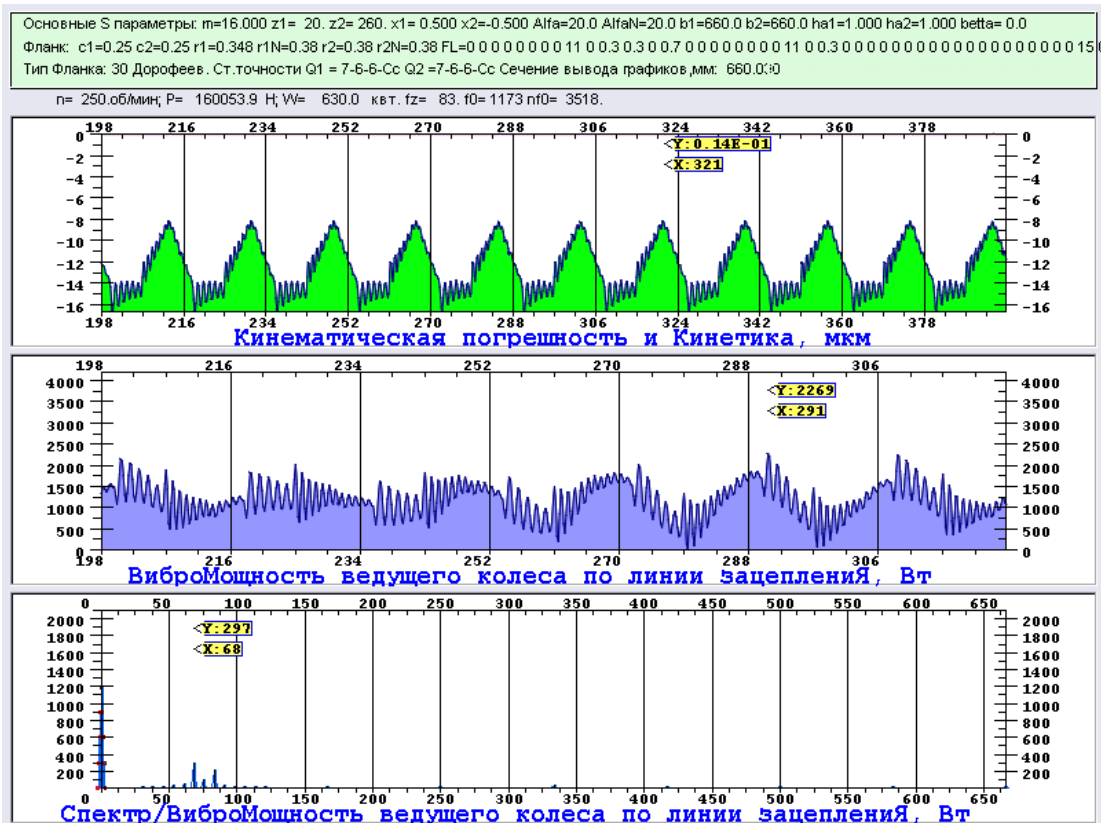


Рисунок 2.23 – Результаты расчета виброшности

По диаграммам вибромощности модифицированного и не модифицированного колеса видно, что происходит увеличение устойчивости к вибрациям колеса с изменённым профилем почти в 1,5 раза.

Вычислительный эксперимент 2 (модификация 22 мкм):

Исходными данными для фланкирования является срез профиля головки и ножки зуба ведущего колеса на 22 мкм, рисунок 2.24.

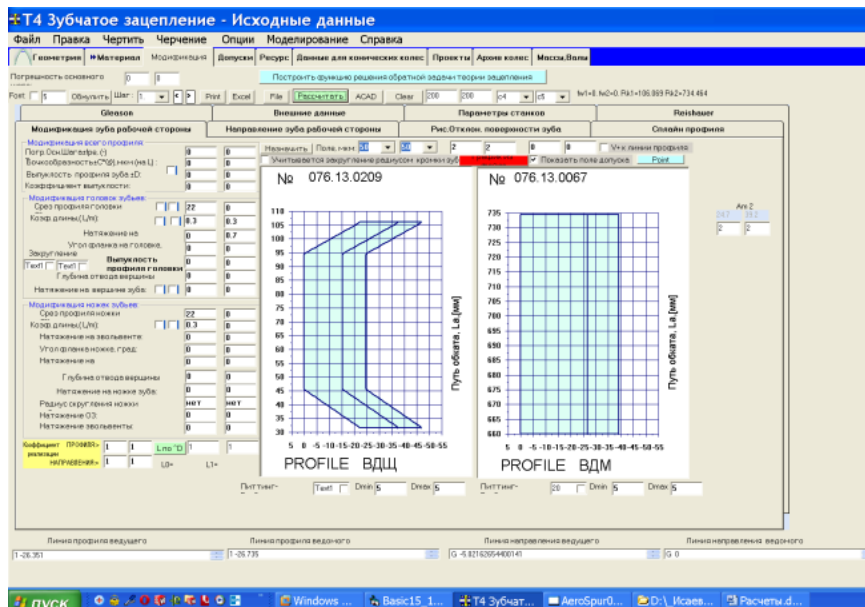


Рисунок 2.24 – Окно ввода данных модификации 22 мкм ведущего колеса

После численного расчета были получены результаты по изгибным и контактным напряжениям, по толщине смазочного слоя, а также по вибромощности ведущего зубчатого колеса, рисунки 2.25 – 2.28.

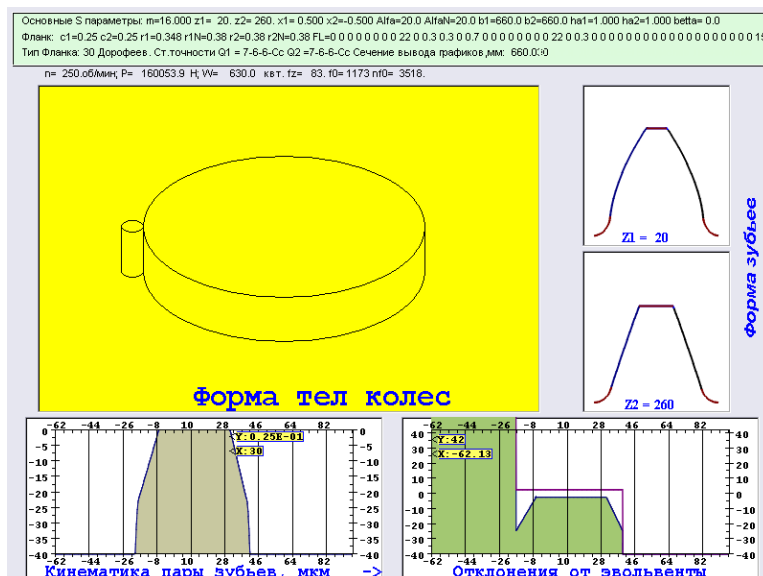


Рисунок 2.25 – Отклонения от эвольвенты 22 мкм ведущего колеса

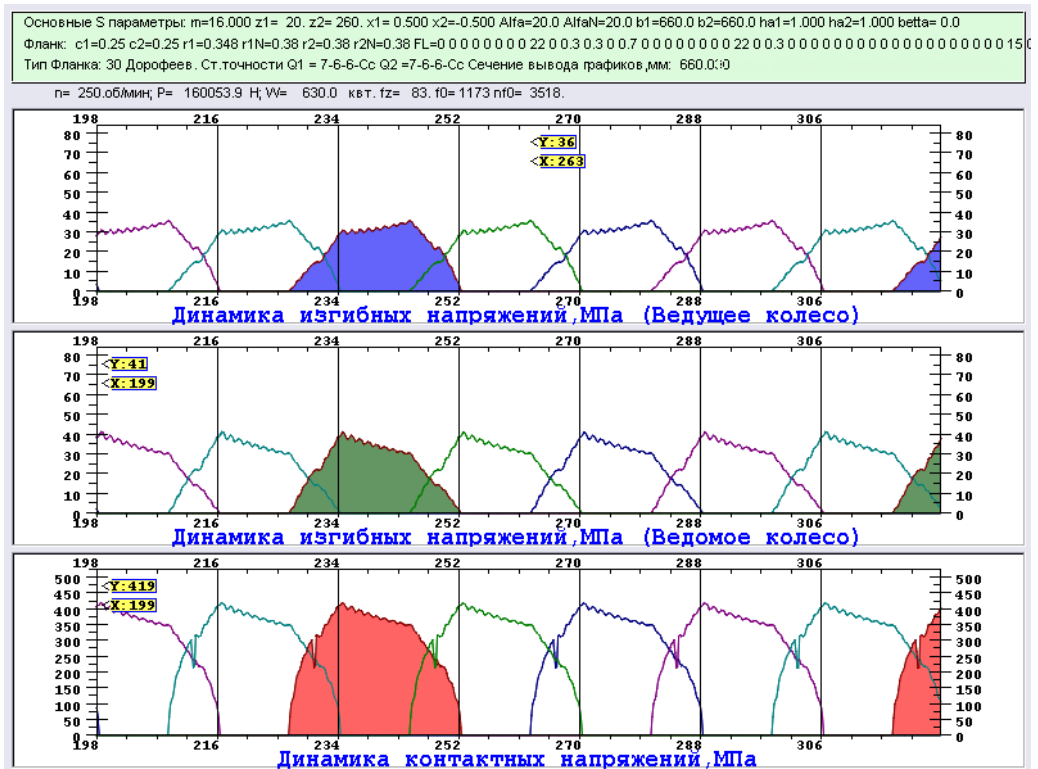


Рисунок 2.26 – Результаты напряжений при модификации 22 мкм ведущего колеса

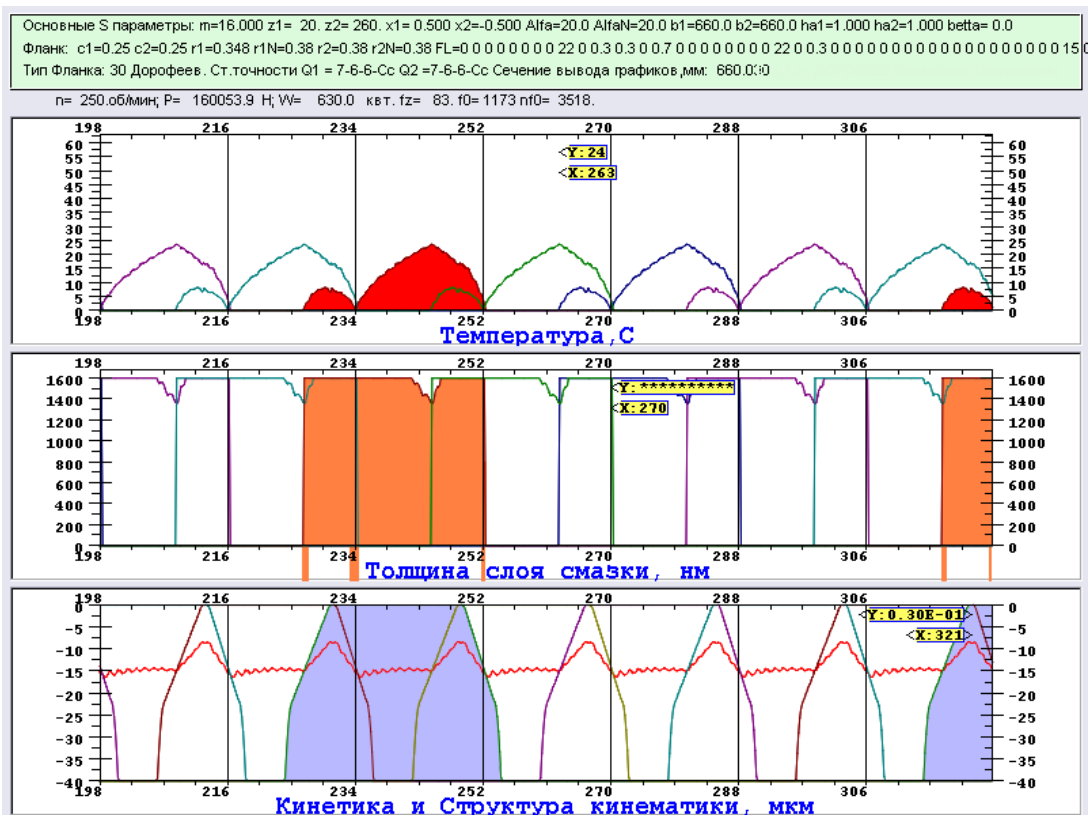


Рисунок 2.27 – Результаты расчета кинетических показателей передачи при модификации 22 мкм ведущего колеса

нагрузочной способности, предлагается как параметр модификации выбрать двойное фланкирование головки и ножки зуба на величину 22 мкм.

Выводы по 2 разделу

1. Выполнено моделирование и исследование качества изготовления тяжелонагруженных зубчатых передач на основе программного комплекса AEROFLANK. Установлено, что использование системы прямого синтеза зубчатых передач AEROFLANK позволяет найти такую линию профиля, при которой зубья контактируют только через слой смазки на всем протяжении линии зацепления, что позволит снизить износостойкость зубчатой передачи шаровой мельницы и повысить точность.

2. Установлено, что одним из перспективных направлений развития зубчатых передач, является модификация профиля зубчатой передачи, которая показывает, что форма зубьев должна быть изменена так, чтобы поверхности кромок были отведены от смежного профиля так, чтобы контактные напряжения были не больше, чем в полюсе зацепления.

3. Выполнен расчет динамики изгибных напряжений (ведущего и ведомого колес) в программе AEROFLANK при модификации 11 мкм, динамика контактных напряжений с уровня 4500 МПа снизились до уровня 450 МПа, а фланкирование на 22 мкм дает снижение контактных напряжений до 400 МПа, а снижение уровня изгибных напряжений до уровня 30 МПа и повышение вибромощности до 1200.

3 ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА НА СРОК СЛУЖБЫ И РЕЖИМОВ ОБРАБОТКИ ЗУБЬЕВ

3.1 Разработка динамической модели тяжело нагруженных зубчатых передач привода шаровых мельниц

Изнашивание и разрушение деталей машин происходит не только от повреждений, но и в результате усталостных явлений. При действии циклично повторяющихся нагрузок возникают усталость, приводящая к разрушению деталей. Увеличение напряжений в материале деталей, превосходящих пределы текучести или прочности, приводит к возникновению деформации и излому.

Механизм разрушения твердых тел в большой мере зависит от вида материала (металлы, хрупкие тела и др.), вида нагружения и величины нагрузки вызывающей разрушение. Следует различать механизм разрушения в условиях многократного воздействия, так как материал изменяет свои свойства в процессе повторного нагружения.

На работу зубчатых передач существенно влияют колебательные процессы, возникающие из – за погрешностей изготовления, непостоянства жесткости элементов конструкции и т.п. В отдельных случаях колебательные процессы могут вызвать на зубьях дополнительные нагрузки, соизмеримые с величиной статических нагрузок (а при проявлении резонанса или близких к нему превосходить). Поэтому учет динамических нагрузок при расчете передач является обязательным.

Динамические нагрузки зависят от масс вращающихся зубчатых колес (и связанных с ними деталей, от величины погрешностей изготовления, жесткостей связей и скорости, увеличиваясь с ростом перечисленных факторов) [95, 96].

Несомненно, рассматривая динамические воздействия эксплуатационных нагрузок тяжелых машин, мы не можем пренебречь колебанием системы. Данных по анализу видов колебаний элементов крупных машин в номинальном и стопорном режимах в литературе недостаточно, ввиду отсутствия достоверных сведений о внешних нагрузках, собственных частот колебаний и демпфирования. Задача осложняется и тем, что внешние нагрузки приняты как случайные явления [97].

Важной задачей исследования механических систем является определение отклика элементов на динамические воздействия, в том числе изучение динамических напряжений и деформаций в элементах крупных машин, как находящихся в зоне активного воздействия эксплуатационных нагрузок. Можно указать две основные группы динамических воздействий на элементы в крупных машин: в номинальном рабочем и в стопорном режимах машин.

Известно, что динамические процессы в механической части машинного агрегата связаны с соответствующими процессами в приводном электродвигателе, поскольку рассматривается система являющаяся электромеханической. Поэтому целесообразно учесть динамическую характеристику двигателя с зависимостями между выходными параметрами:

вращающим моментом и скоростью двигателя. Такой подход еще раз подтверждает о правомерности принятия системного анализа, а методология – правильно оценить неравномерность вращения и нагруженность звеньев крупных машин.

Анализ колебания элементов реальной машины, находящейся в потенциальном поле сил дает возможность выявлять следующее:

- определение условий возникновения пространственных колебаний рассматриваемых систем;
- изучение закономерностей развития нестационарных и стационарных нелинейных пространственных колебаний системы в условиях многократного циклического нагружения [98].

В последнее время значительные средства выделяются на модельные испытания с целью разработки и подтверждения методики физического моделирования механических систем. Это объясняется относительной простотой, высокой эффективностью и большим экономическим эффектом применения результатов экспериментально – теоретических исследований модели для натуральных конструкций.

Моделирование является единственно важным способом для решения динамических задач, трудно поддающихся математическому описанию, таких, например, как учет зазора между соприкасающимися частями элементов при определении их собственных частот, учет переменности масс, нахождение коэффициентов влияния при колебаниях сложных систем (Рисунок 3.1).

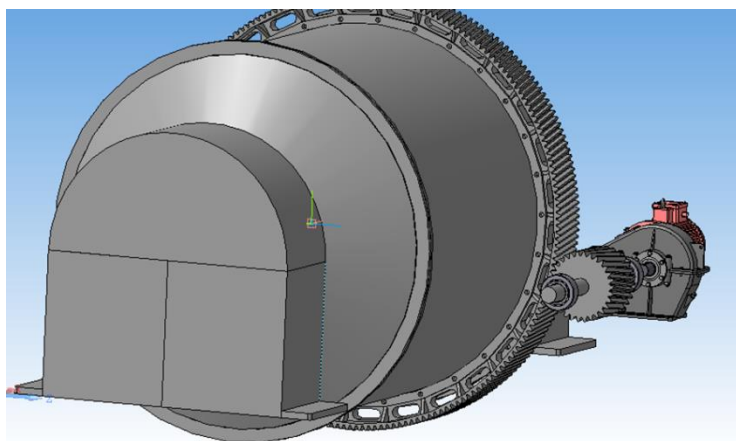


Рисунок 3.1 - 3D модель системы привода шаровой мельницы

Компьютерное моделирование колебательных процессов в системе привода шаровой мельницы проводилась в системе NASTRAN.

Проведение динамического анализа методом конечных элементов в системе NASTRAN имеет свои особенности, требования и допущения к расчетной модели, необходимые для корректного описания динамических свойств анализируемой системы. В основном это относится к заданию массовых свойств и коэффициентов демпфирования [99]. Стоит отметить, что при динамическом анализе для определения отклика нет необходимости

прямого моделирования специальных механизмов для гашения колебаний (амортизаторы, демпферы, компенсаторы и прочее). Такие конструктивные элементы описываются с помощью пружинно-демпферных конечных элементов решателя NX Nastran (CVISC, CDAMPi, CBUSH, CELASi) с корректным заданием их жесткостных и демпферных свойств.

При решении большинства задач динамики в качестве первоначального этапа рекомендуется проводить расчет собственных частот и форм колебаний. В терминах решателя NX Nastran данный тип расчета известен как расчет действительных собственных значений (Real eigenvalue analysis) или расчет нормальных форм колебаний (Normal modes analysis).

Для расчета комплексных собственных частот (Complex eigenvalue analysis) используются решения SEDCEIG 107 – Direct Complex Eigenvalues (прямой анализ комплексных собственных значений) и SEMCEIG 110 – Modal Complex Eigenvalues (модальный анализ комплексных собственных значений).

Известно, что коэффициент демпфирования мал и для большинства конструкций составляет от 0 до 0,1 в долях от критического. При этом отношение собственной частоты конструкции с учетом демпфирования к частоте без учета демпфирования определяется выражением, из которого видно, что, например, при коэффициенте демпфирования, равном 0,1, значения собственных частот практически одинаковы. Это объясняет широкое использование поиска действительных частот конструкции для решения большинства динамических задач, так как учет демпфирования имеет ряд трудностей и требует большего времени на вычислительный процесс. Расчету действительных собственных частот соответствуют решения SEMODES 103, SEMODES 103 – Flexible Body, SEMODES 103 – Superelement, SEMODES 103 – Response Simulation.

Целями определения собственных частот и форм колебаний конструкции могут являться: анализ взаимодействия между агрегатом, работа которого подразумевает динамическое воздействие (колебательное движение), и какой-либо системой, выступающей в роли опоры. Это, в свою очередь, дает возможность на стадии проектирования исключить вероятность попадания рабочей частоты приводного вала в диапазон, близкий к собственным частотам.

Явление совпадения частот называется резонансом и характеризуется резким увеличением амплитуд колебаний, что приводит к нежелательным динамическим нагрузкам, на основании полученных частот возможно определение необходимых мероприятий по внесению конструктивных изменений либо оценка их эффективности.

Например, анализируя энергию деформации конечных элементов расчетной модели на соответствующей форме колебаний, можно определить области конструкции, изменение жесткостных свойств которых приведет к уменьшению амплитуд колебаний, сдвигу собственных частот с целью предотвращения резонансного явления; анализ собственных частот и форм колебаний часто используется как предварительный этап перед различными типами динамического анализа. Результаты данного типа анализа могут использоваться при проведении дальнейшего динамического анализа методом

разложения по собственным формам: модальный переходный анализ – SOL 112, модальный частотный анализ – SOL 111.

Одной из основных задач проектирования системы автоматического управления электроприводом шаровой мельницы является задача параметрического синтеза системы управления при заданной структуре системы и входном воздействии на систему. Механическую часть электромеханической системы шаровой мельницы можно представить как систему состоящую из двух сосредоточенных масс и упругой связи между двигателем и барабаном мельницы. Благодаря демпфирующему действию электропривода мельницы, склонность механической части электропривода к колебаниям подавляется, и резонансное усилие колебаний ограничивается в степени, зависящей от параметров электромеханической системы. Подбором параметров можно свести колебательность системы к минимуму, обеспечив при этом уменьшение нагрузки механического оборудования и его износа [100].

Структурная схема электромеханической системы шаровой мельницы в среде MatLab представлена на рисунке 3.2 [101].

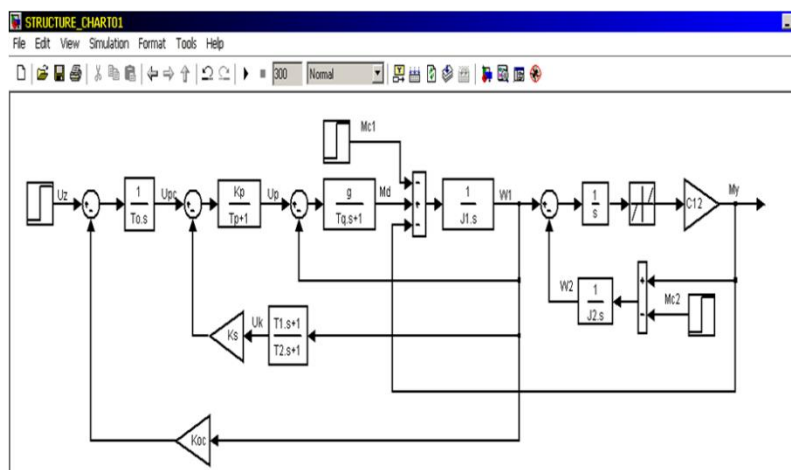


Рисунок 3.2 – Структурная схема электропривода шаровой мельницы

Описание структурной схемы электромеханической системы шаровой мельницы в среде MatLab представлена в Приложении Б.

Преобразователь частоты (ПЧ) представлен инерционным звеном с передаточной функцией $W(s) = K_p/(T_p s + 1)$, асинхронный двигатель представлен двумя динамическими звеньями: интегрирующим звеном с передаточной функцией $W(s) = 1/J_1 s$ и инерционным звеном с передаточной функцией $W(s) = b/(T_q s + 1)$. Стабилизация скорости асинхронного двигателя, как показано в структурной схеме, осуществляется с помощью обратных связей. Главная обратная связь построена на основе принципа управления по отклонению (коэффициент передачи K_{OC}). Внутренняя обратная связь системы управления представлена инерционно – форсирующим звеном с передаточной функцией $W(s) = (T_1 s + 1)/(T_2 s + 1)$, Приложение Б.

Расчетные уравнения электромеханической системы шаровой мельницы можно записать в следующем виде (уравнение 3.1 и 3.2):

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{1}{J_1} M - \frac{1}{J_1} M_y - \frac{1}{J_1} M_{c1} \quad (3.1)$$

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{1}{J_2} M_y - \frac{1}{J_2} M_{c2} \quad \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{1}{J_2} M_y - \frac{1}{J_2} M_{c2}$$

где, ω_1 – угловая частота вращения вала двигателя;

M - момент двигателя;

J_1 – момент инерции двигателя;

M_y - момент упругой деформации;

M_{c1} - момент сопротивления двигателя;

ω_2 – угловая частота вращения барабана мельницы;

M_{c2} - момент сопротивления механизма;

J_2 - момент инерции механизма.

$$\frac{dU_k}{dt} = \frac{T_1}{T_2 \cdot J_1} M - \frac{T_1}{T_2 \cdot J_1} M_y - \frac{1}{T_2} U_k - \frac{T_1}{T_2 \cdot J_1} M_{c1} \quad (3.2)$$

$$\frac{dU_p}{dt} = \frac{1}{T_0} U_z - \left(\frac{K_p \cdot K_{oc}}{T_0} + \frac{K_s K_p}{T_2} \right) \omega_1 - \frac{K_s K_p T_1}{T_2 J_1} M + \frac{K_s K_p T_1}{T_2 J_1} M_y + \frac{K_s K_p T_1}{T_2 J_1} M_{c1} + \frac{K_s K_p}{T_2} U_k,$$

где, T_0 – электромагнитная постоянная времени цепи статора и ротора АД;

K_p – коэффициент передачи преобразователя частоты;

U_p – напряжение на выходе преобразователя частоты;

U_{pc} – напряжение на выходе регулятора скорости;

U_k – напряжение на выходе звена с передаточной функцией $W(s) = \frac{1}{(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)}$;

U_z – задающее напряжение замкнутой системы ПЧ – АД;

K_s – коэффициент усиления суммированных сигналов обратных связей (с выхода регулятора скорости и скорости двигателя);

T_1, T_2 – постоянные времени корректирующего звена.

Для решения задачи синтеза параметров системы управления электроприводом шаровой мельницы уравнения (3.2) приводим к следующему виду:

$$\begin{aligned} \frac{dx_1}{dt} &= a_1 x_2 - a_2 x_4 - b_1; & \frac{dx_2}{dt} &= a_3 x_6 - a_4 x_1 - a_5 x_2; & \frac{dx_3}{dt} &= a_6 x_4 - b_2; \\ \frac{dx_4}{dt} &= a_7 x_1 - a_8 x_3; & \frac{dx_5}{dt} &= a_1 \frac{T_1}{T_2} x_2 - a_2 \frac{T_1}{T_2} x_4 - \frac{1}{T_2} x_5 - b_1 \frac{T_1}{T_2}; \\ \frac{dx_6}{dt} &= \frac{1}{T_0} U_z - \left(\frac{K_p \cdot K_{oc}}{T_0} + \frac{K_s K_p}{T_2} \right) x_1 - a_1 \frac{K_s K_p T_1}{T_2} x_2 + a_1 \frac{K_s K_p T_1}{T_2} x_4 + a_1 \frac{K_s K_p T_1}{T_2} M_{c1} + \frac{K_s K_p}{T_2} x_5, \end{aligned} \quad (3.3)$$

где, $x_1 = \omega_1$, $x_2 = M$, $x_3 = \omega_2$, $x_4 = M_y$, $x_5 = U_k$, $x_6 = U_p$

$$a_1 = 1/J_1, \quad a_2 = a_1, \quad a_3 = \beta/T_{\Omega}, \quad a_4 = a_3, \quad a_5 = 1/T_{\Omega}, \quad a_6 = 1/J_2, \\ a_7 = q(A) * C_{12}, \quad a_8 = a_7, \quad b_1 = a_1 M_{c1}, \quad b_2 = a_6 M_{c2}.$$

Программа синтеза написана на алгоритмическом языке MatLab [102, 103], с использованием метода Рунге-Кутта. Начальные приближения коэффициентов и постоянных времени системы управления задаются случайными числами. Синтез параметров системы управления осуществляется в диалоговом режиме работы с ЭВМ оператором – проектировщиком. Анализируя полученный результат (численные значения коэффициентов и постоянных времени системы управления) оператор выбирает приемлемый вариант решения задачи синтеза по переходным процессам скорости ω_D двигателя и моментам упругой деформации M_Y .

Процедура вычислений заключается в следующем:

1) В программу вводятся передаточные функции структурной схемы как символьные объекты с именем $W_1, W_2, W_3, W_4, W_5, W_6$.

2) Для повторения вычислений параметров системы управления электроприводом организуется цикл с оператором while. Коэффициенты передачи и постоянные времени системы управления задаются случайными числами.

3) Функция solve MATLAB обеспечивает возможность решения системы алгебраических уравнений в символьном виде с целью получения передаточной функции ЭМС мельницы.

4) На основе передаточной функции системы (W_c) вычисление параметра качества переходного процесса скорости двигателя (перерегулирование) осуществляется до тех пор пока перерегулирование меньше $G \leq 25\%$.

5) Переходной процесс скорости двигателя и момент упругой деформации рассчитывается методом Рунге – Кутта. По переходному процессу скорости двигателя и моменту упругой деформации выбирается приемлемый вариант счета переходных процессов (визуально по виду кривых переходных процессов на дисплее ЭВМ).

Один из наиболее приемлемых вариантов переходных процессов скорости двигателя и момента упругой деформации приведен на рисунке 3.3.

Переходные процессы скорости и момента упругой деформации получены при следующих параметрах системы управления электроприводом мельницы: в программе синтеза параметров системы управления используются рассчитанные параметры $b = 1279.2$ и $T_q = 0.05$ асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором серии ДЗО–630–0,66–600.

В результате параметрического синтеза системы управления электроприводом шаровой мельницы установлено:

- система управления электроприводом шаровой мельницы должна иметь обратную связь по скорости двигателя;

- снижение амплитуды момента упругой деформации обеспечивается выбором параметров (синтез параметров) системы управления электроприводом мельницы;

- расчет параметров системы управления электроприводом мельницы на ЭВМ осуществляется с высокой точностью.

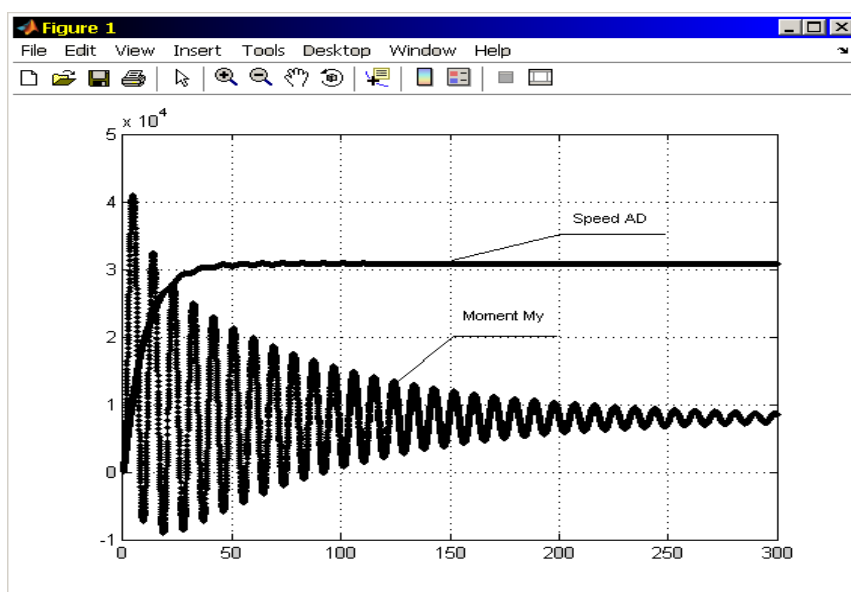


Рисунок 3.3 – Осциллограммы переходных процессов скорости двигателя и момента упругой деформации

Структурная схема электропривода разработана на основе обобщенной математической модели асинхронного двигателя с новой системой управления.

Программа расчета параметров системы управления электроприводом с механической частью шаровой мельницы, разработана на основе метода Рунге – Кутты 4–го порядка, программа синтеза написана на алгоритмическом языке MATLAB.

3.2 Разработка методики расчета динамических параметров и упрочнения поверхностного слоя зубчатых передач

Для разработки методики расчета динамических параметров привода шаровой мельницы, с помощью программной оболочки Nastran и программы MSC/Patran, построена конечно – элементная модель (КЭМ) рассчитываемой конструкции, соответствующая 3D модели системы привода шаровой мельницы (Рисунок 3.1).

Предлагаемая методика представлена двумя основными этапами:

Первым этапом расчета являются определение собственных форм и частот колебаний приводного вала, так как чрезмерное увеличение динамической нагрузки при входе в зацепление зубьев приводного вала ведет к значительному снижению долговечности передач.

Для моделирования были использованы следующие данные:

1. По чертежам создана твердотельная модель.
2. Закрепления моделировались в местах посадки подшипников, как демпфирующие элементы, данные по демпфирующим свойствам сферического подшипника подсчитывались, как жесткость по формуле (3.4).

$$J_y = 10^{-4} \frac{d}{\left[K_1 + \frac{K_2}{B} \left(1 + \frac{d}{D} \right) \right]}, \text{ Н/мкм}, \quad (3.4)$$

где, B, d, D – соответственно ширина, внутренний и наружный диаметр подшипника;

$K_2 = (0,65 - 3,2) \cdot 10^{-3}$ – коэффициент, учитывающий натяг подшипника (меньшие значения для большего натяга).

Данные по свойству материала:

Модуль упругости стали E: $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа

Плотность стали: $\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³

Твердотельная модель была создана в САД системе КОМПАС и импортирована в PATRAN через расширение x_t (Рисунок 3.4).

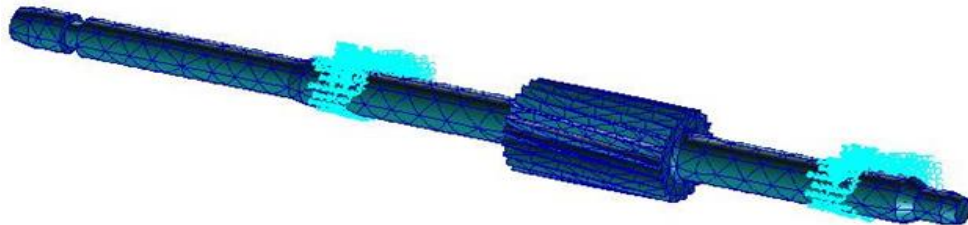


Рисунок 3.4 – Конечно-элементная модель приводного вала

Величину демпфирования (Modal Damping) создавали через RBE элементы с жесткостными характеристиками $k = 0,6$ кН/мкм (Рисунок 3.5).

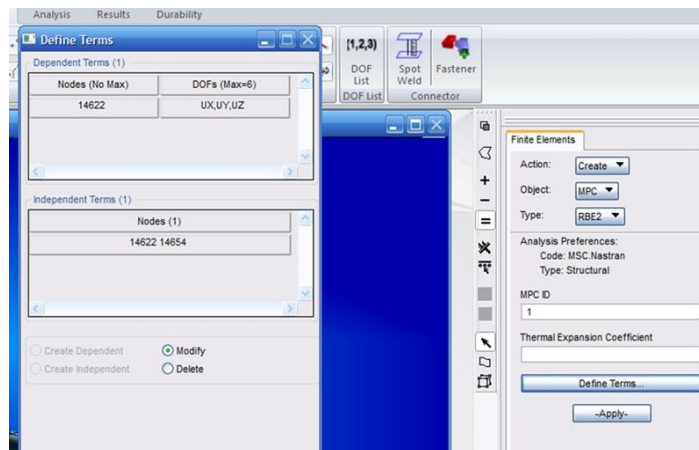


Рисунок 3.5 – Создание демпфирующих элементов RBE2

Выполнялся расчет типа «NORMAL MODELS», число собственных форм в настройке решателя соответствовало 10.

Примеры форм колебаний конструкции, соответствующих 1-й и 10-й собственным частотам (Таблица 3.1), показан на рисунке 3.6. Видно, что колебания вала носят сложный характер и сочетают изгибные и крутильные

формы. Низшая частота, которой соответствует изгибная форма, составляет 13,49 Гц.

Таблица 3.1 – Значение частот

Мода №	Частота (Гц)
1	21,421
2	21,475
3	70,225
4	70,379
5	100,300
6	113,300
7	113,300
8	182,690
9	182,690
10	183,490

На втором этапе предусмотрено исследование поведения приводного вала, как динамической системы при вынужденных колебаниях. Динамические свойства модели необходимо знать, чтобы не допустить или устранить нежелательные колебания [104].

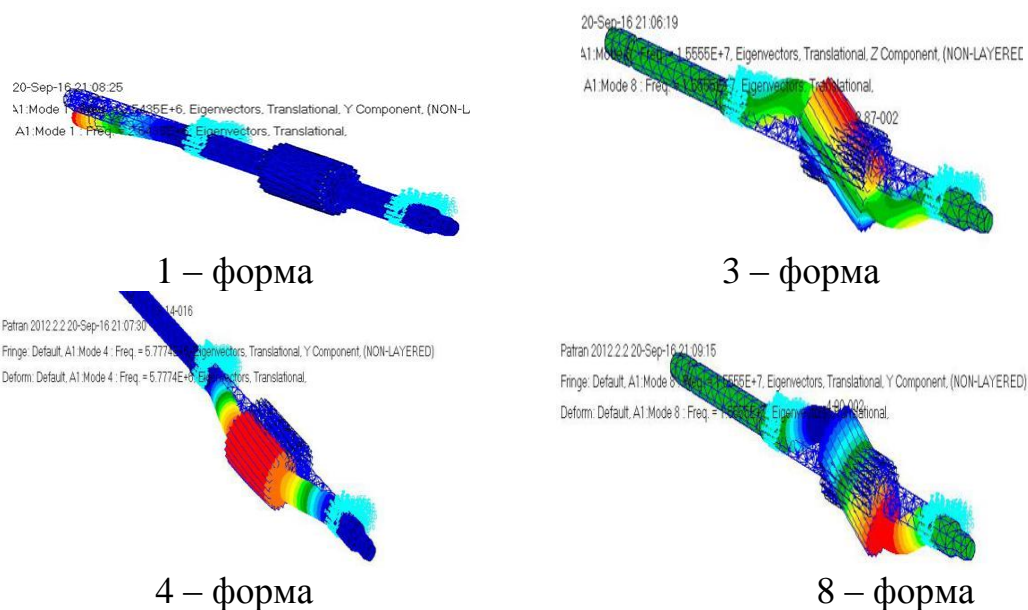


Рисунок 3.6 – Формы собственных колебаний приводного вала

Граничные условия заданы в виде демпфирующих опор, а в качестве возмущения принята дисбалансная сила приложенная к шестерне, возникающая за счет неуравновешенных масс шестерни, рассчитываемая по формуле (3.5):

$$f = \frac{n}{60} \quad (3.5)$$

где, n – число оборотов вала.

Амплитудно – частотные характеристики (АЧХ) конструкции приводного вала получены с применением алгоритма модального анализа для переходных процессов (Transient response; Type→Modal). В этом типе анализа используется разложение вектора узловых перемещений в ряд по формам собственных колебаний и последующее решение системы. В этом случае задается количество учитываемых собственных форм, а также поле частот силы в диапазоне 1–13 Гц.

Результаты расчета представлены в виде диаграммы, где по осям откладываются интервалы частот возмущающей силы и отклики системы на возмущение в виде амплитуд колебаний вынужденных колебаний (Рисунок 3.7).

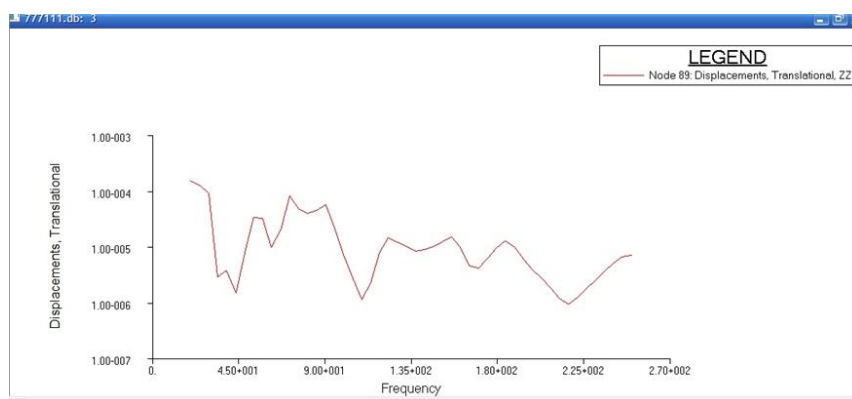


Рисунок 3.7 – Амплитудно-частотная характеристика

Наибольший отклик на возмущение можно оценить по резонансным пикам. Видно, что острые резонансные пики на частотах 45 и 70 Гц. На амплитудно-частотной характеристике проявляется третья собственная частота колебаний вала 70 Гц, а также вторая гармоника – 21 Гц, при этом амплитуда колебаний на этой частоте в два раза больше, чем на 70 Гц. Резонансные пики в области более высоких частот гармонически связаны с первой и второй частотой нормальных форм колебаний. На этих частотах проявляются изгибные колебания вала.

Таким образом, методом отклика динамической системы приводного вала на стационарное случайное возмущение определены частоты, на которых наиболее вероятно возникновение резонансных колебаний.

Для отработки методики расчета зубчатых зацеплений предпринята попытка разработки и верификации расчетных моделей с применением численных методов. Для этого в данной работе проведен модальный анализ ведущего колеса зубчатой передачи привода и рассмотрен возможный алгоритм анализа влияния динамических нагрузок на прочность колеса.

Снижение повреждаемости зубьев колеса от динамических нагрузок связано с применением смазок повышенной вязкости, которые увеличивают реальную ширину площадки контакта и лучшее демпфирование, как показали работы В.Г. Пестова, вязкие масла сильно снижают колебания динамической нагрузки [105].

Анализируя опыт исследования В.Г. Пестова и проведенный динамический анализ приводного вала шаровой мельницы, для увеличения стойкости передачи рекомендуется подбор электродвигателя с частотой более 21 Гц и смазкой вязкостью 32 – 50 мм²/с.

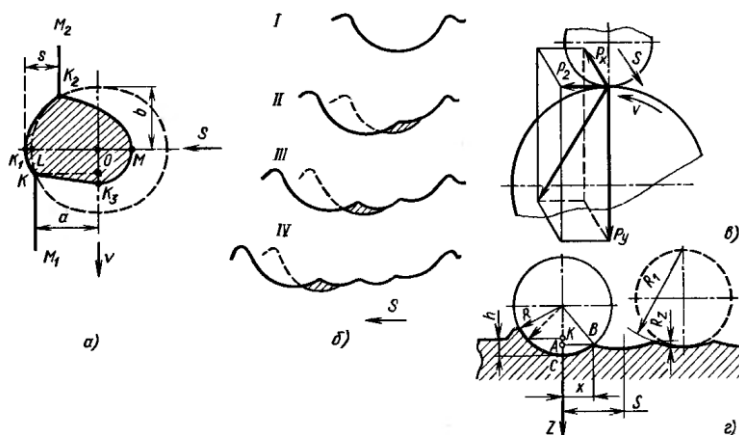
Снижение динамической нагрузки на зубчатую передачу осуществляется за счет демпфирующей способности приводного вала и магнитной системы электропривода.

3.3 Оценка параметров поверхностно пластического деформирования при механическом воздействии шариковыми и роликовыми инструментами

Шаровой инструмент можно классифицировать по следующим признакам: характеру обрабатываемых поверхностей – для наружных цилиндрических, для внутренних цилиндрических и для плоских; числу деформирующих элементов; характеру создания деформирующей силы – упругий и жесткий (деформирующая сила в упругом инструменте создается с помощью тарированной пружины) [106].

В зависимости от характера обрабатываемой поверхности образуется определенная форма пятна контакта, обычно это правильная геометрическая фигура (эллипс или окружность), искаженная упругой и пластической деформациями металла.

Для наружной цилиндрической поверхности (Рисунок 3.8, а) необработанная поверхность находится слева от линии $M_1KK_1K_2M_2$, а обработанная – справа.



a – пятно контакта инструмента с поверхностью; b – схема формирования микрогеометрии обкатываемой поверхности в направлении подачи; v – схема сил; z – схема контакта для расчета величины Rz ; K – уровень исходной поверхности; AB – уровень микронеровностей обкатанной поверхности; R_1 – радиус впадин обкатанной поверхности; h – глубина внедрения инструмента

Рисунок 3.8 – Обкатывание поверхности шаром

При статическом вдавливании формой контакта является эллипс с полуосями a, b . Во время обкатывания со скоростью v и подачей S перед шаром образуется стоячая волна деформированного металла, а за шаром остается пластически деформированная поверхность. Поэтому передняя часть пятна контакта ограничена линией KK_1K_2 , близкой к дуге эллипса, но частично выходящей за нее из – за образования стоячей волны, которая охватывает сферическую поверхность шара. Задняя часть пятна контакта ограничена линией KK_3MK_2 , при этом участки KK_3, K_3M, MK_2 являются кривыми, близкими к дугам соответствующих эллипсов. Поэтому площадь пятна контакта можно с достаточной точностью определить из геометрических соотношений, эта площадь на 30 – 50 % меньше площади эллипса с полуосями a, b . Площадь контакта определяют по формуле (3.6):

$$F_k = 8/3R \sqrt{\frac{R_d}{R_d \pm R}} (\sqrt{(h_1 + \omega)\omega} + \omega + \frac{1}{4}\sqrt{\omega h_1}), \quad (3.6)$$

где, R - радиус шара;

R_d - радиус детали;

h_1 - остаточная деформация;

ω - местная упругая деформация детали и инструмента.

Величину h_1 определяют экспериментально, а ω рассчитывают по формулам теории и упругости. Знак «+» в знаменателе первого подкоренного выражения – для случая обработки наружных цилиндрических поверхностей, а знак «-» – для обработки отверстий.

При обработки различных материалов на оптимальных режимах (давление 1200 – 1300 МПа) $F_k = 0,4 \dots 1,2 \text{ мм}^2$.

Соотношение сил при обкатывании (Рисунок 3.8, в) следующее: $P_z / P_y = 0,07 \dots 0,12$; $P_x / P_y = 0,05 \dots 0,1$.

Параметр шероховатости R_z , получаемый после обкатывания инструментом радиусом 1,5 – 2,0 мм с $S = 0,04 \dots 0,4 \text{ мм/об}$, можно рассчитать по формулам 3.2 - 3.4 (Рисунок 3.8, г):

$$R_z \approx R - \sqrt{R^2 - S^2/4}, \quad (3.7)$$

$$R_z \approx S^2/(8R), \quad (3.8)$$

С учетом упругой деформации последняя формула имеет вид:

$$R_z = [S^2/(8R) - (\omega_C - \omega_B)], \quad (3.9)$$

где, ω_C и ω_B – упругая деформация соответственно в точках C и B .

Упругую деформацию неровностей приближенно определяют с помощью формулы Герца. Из теории упругости известно, что при упругом контакте двух

тел смещение (ω_1 и ω_2) от местной деформации точек первого и второго тела в направлении действия силы определяется следующим образом:

$$\omega_1 + \omega_2 = \alpha - \beta\chi^2, \quad (3.10)$$

где, α - сближение обоих тел;

β - постоянная величина, зависящая от радиуса кривизны;

χ - расстояние точек от оси (от центра).

В таблице 3.2 представлены влияние исходного и требуемого параметров шероховатости, диаметра и числа шаров на подачу [106].

Таблица 3.2 – Подача в зависимости от исходного и требуемого параметров шероховатости, диаметра и числа шаров

Параметр шероховатости R_a , мкм		Число шаров в инструменте	S (мм/об) при диаметре шара, мм				
требуемый	исходный		6	10	22	40	100
0,4	3,2	1	0,20	0,25	0,35	0,50	0,80
		2	0,40	0,50	0,70	0,10	1,60
		3	0,60	0,75	1,10	1,50	2,50
0,2	1,6	1	0,14	0,20	0,25	0,35	0,60
		2	0,30	0,40	0,50	0,70	1,20
		3	0,35	0,60	0,75	1,00	1,80
0,1	1,6	1	0,10	0,15	0,20	0,25	0,40
		2	0,20	0,30	0,40	0,50	0,80
		3	0,30	0,45	0,60	0,75	1,20
0,05	0,8	1	0,07	0,10	0,12	0,20	0,30
		2	0,15	0,20	0,25	0,40	0,60
		3	0,20	0,30	0,40	0,60	0,90
0,025	0,8	1	0,05	0,06	0,09	0,12	0,20
		2	0,10	0,15	0,20	0,25	0,40
		3	0,15	0,20	0,30	0,40	0,60

Твердость поверхности при обкатывании повышается для всех металлов, и чем выше прочность обрабатываемого материала, тем больше оптимальное давление обкатывания.

Твердость значительно повышается до глубины 2 мм, однако на глубине 1,0 – 1,5 мм повышение твердости становится незначительным.

Число рабочих ходов и скорость обкатывания несущественно влияют на поверхностную твердость.

Стали с мартенсито – аустенитной структурой (HRC 53 – 65) при обкатывании заметно упрочняются уже при давлении 1500 – 1800 МПа. При дальнейшем повышении давления твердость не повышается, а вследствие переклепа может снижаться.

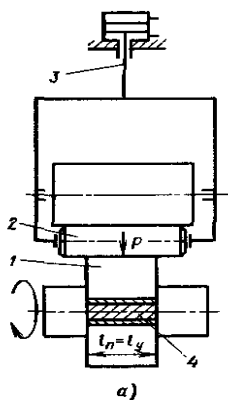
Остаточные напряжения в поверхностном слое зависят от давления, подачи, скорости, размеров инструмента, числа рабочих ходов, структуры и

свойств обрабатываемого материала. По мере повышения давления от минимального 1400 МПа, до предельного значения возрастают абсолютное значение и глубина «залегания» тангенциальных остаточных напряжений, т.е. напряжений, направленных по окружности обрабатываемой поверхности.

Осевые остаточные напряжения больше тангенциальных. С увеличением диаметра шара глубина «залегания» напряжений возрастает, а их градиент и абсолютные значения уменьшаются.

Увеличение скорости обкатывания до 40 – 50 м/мин не влияет на значения остаточных напряжений, более высокие скорости изменяют напряженное состояние поверхностного слоя. Так, при скорости 3,5 м/мин для стали 45 возникают напряжения сжатия с максимальным значением у поверхности около 400 МПа, а при скорости 186 м/мин их значение у поверхности снижалось до 250 МПа, а максимум сдвигался в глубину и составляло около 320 МПа.

Для обкатывания используют ролики различной конфигурации, которые обычно устанавливают под некоторым углом к оси обрабатываемой детали, при этом в зоне контакта остается отпечаток, форма которого зависит от конфигурации ролика, кривизны обрабатываемой поверхности и угла α (Рисунок 3.9)



- а – цилиндрическим роликом без осевой подачи «на врезание»;
 1 – обрабатываемая деталь; 2 – ролик; 3 – система нагружения;
 4 – пятно контакта; Р – нормальная сила, l_n – длина пластического отпечатка;
 l_y – длина упругого отпечатка.

Рисунок 3.9 – Схема обкатывания

Кратность приложения нагрузки, или число циклов нагружения, определяют по формуле (3.11).

$$N = \frac{l_k z}{S} k, \quad (3.11)$$

- где, l_k – ширина деформированной канавки, мм;
 z – число роликов;
 k – число рабочих ходов;
 S – подача, мм/об.

При силе обкатывания большей оптимальной, во-первых, может произойти дестабилизация процесса и перенаклеп поверхности, во-вторых, может ухудшиться работа механизмов используемого оборудования, быстрее наступит изнашивание инструментов, а также могут ухудшиться условия протекания процесса. Поэтому при обкатывании необходимо назначать минимальную силу, при которой обеспечивается обработка с максимальной производительностью.

Параметр шероховатости R_z для оптимальной силы обкатывания и обработки с подачами более 0,7 мм/об может быть определен по формуле (3.12):

$$R_z = (r - \sqrt{4r^2 - S^2})/2, \quad (3.12)$$

Соответственно можно рассчитать заданную подачу:

$$S = 2\sqrt{r * R_z - R_z^2} = 2.87\sqrt{r * R_z}, \quad (3.13)$$

3.4 Исследование параметров шероховатости и твердости износостойкости рабочих поверхностей зубчатых передач привода шаровых мельниц

Исследования поверхностно-пластического упрочнения на моделях заготовок из сталей 40Х, применяемых для изготовления зубчатых венцов привода шаровых мельниц на Балхашском горнометаллургическом комбинате, и 35ХМЛ проводились в стендовых условиях лаборатории кафедры «Стандартизация, сертификация и технология машиностроения» КазННТУ имени К.И. Сатпаева.

В результате процесса ППД необходимо было определить параметры шероховатости R_z от усилия давления P шарика и ролика и режимов обработки (S, n) , на поверхности заготовки, выполненный в виде вала из сталей 40Х и 35ХМЛ, а также параметры твердости поверхности НВ заготовок при усилиях давления P , различных оборотов n , при обкатке шариком и роликом, а также характер изменения твердости НВ по глубине h упрочненного слоя.

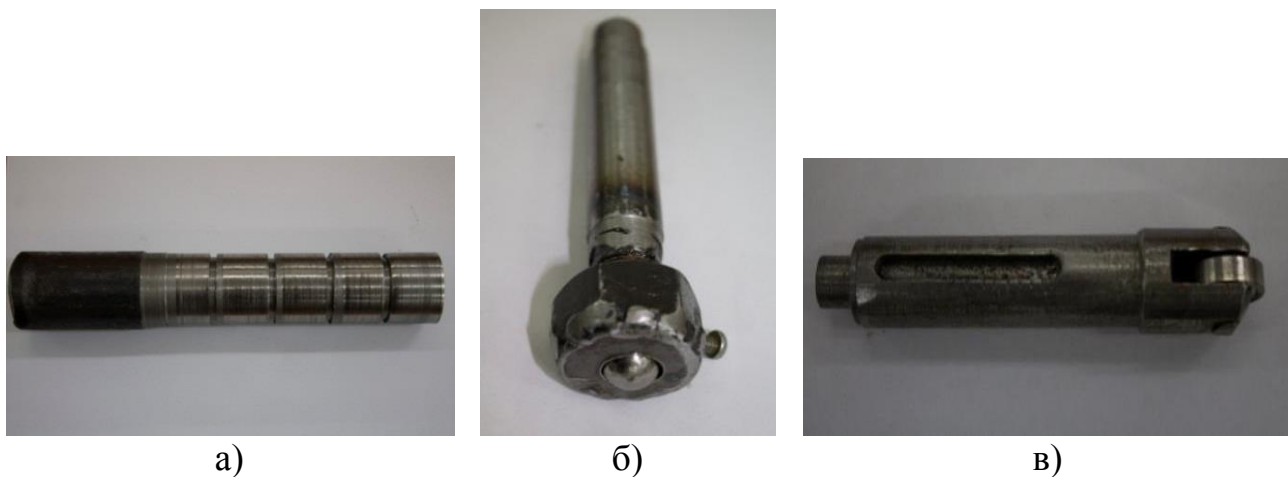
На рисунке 3.10 изображен экспериментальный стенд, выполненный на базе токарно винторезного станка GH2060ZH в патрон которого устанавливается испытуемая деталь с выполненной на ней ступенями, предварительно обработанные до шероховатости $R_z = 20$.



Рисунок 3.10 – Экспериментальный стенд на базе токарно-винторезного станка GZH2060ZH

На рисунке 3.11 показаны образцы детали, обкатник шариковый и роликовый накатник.

Измерение шероховатости проводилось на профилографе – профилометре модели 201 ПС, тип прибора по ГОСТ 9504 – 60; измерение твердости поверхности регистрировалось на приборе динамического ультразвукового универсального твердомера 54 – 459М, тип прибора по ГОСТ 22761 – 77.



а – образец заготовки с сегментами сталь 40Х и идентичный образец сталь 35ХМЛ; б – обкатник шариковый; в – накатник роликовый

Рисунок 3.11 – Испытываемые образцы детали и инструменты для обкатки

На рисунке 3.12 показаны приборы для измерения шероховатости и твердости.



а)



б)

а) профилограф – профилометр модель 201 ПС; б) твердомер универсальный модель 54 – 459М

Рисунок 3.12 – Приборы для измерения твердости и шероховатости

При проведении экспериментов использовали следующее оборудование:

– токарно – винторезный станок марки GH2060ZH; динамометр 5 тс; твердомер универсальный 54 – 459 м по НВ 95 – 470.

– резец токарный проходной отогнутый ($\varphi = 45^\circ$, $r = 0,5$ мм), шарик в державке $d = 15$ мм; ролик в державке $d = 22 \times 7$ мм; штангенциркуль 250 мм и микрометр.

Заготовки $d = 41$ мм сталь 40Х и сталь 35ХМЛ с разделенными на четыре равные по длине сегментами, каждый сегмент $l = 25$ мм.

Принятые обозначения: P – давление обкатника, Н; n – скорость вращения деталей, об/мин; S – подача обкатника, мм/об.

Давление обкатника P рассчитывается по формуле (3.14):

$$P = 12,5 \times \sigma_T (d/100)^2, \quad (3.14)$$

где, $\sigma_T(40X) = 80$ кг/мм².

$$P = 12,5 \times 80 (41/100)^2 = 1000 \times 0,82 = 820 \text{ Н};$$

Скорость для обработки сегментов заготовки выбирается $v_1=30$ м/мин; $v_2=60$ м/мин; $v_3=90$ м/мин; $v_4=100$ м/мин и рассчитывается по формуле (3.15):

$$v = \pi dn/1000, \quad (3.15)$$

Частота вращения шпинделя (n) рассчитывается по формуле (3.16):

$$n = v \times 1000 / \pi d, \quad (3.16)$$

$$n_1 = v_1 \times 1000 / \pi d; n_1 = 30 \times 1000 / 3,14 \times 41 = 30000 / 129 = 232 \text{ об / мин};$$

$$n_2 = v_2 \times 1000 / \pi d; n_2 = 60 \times 1000 / 3,14 \times 41 = 60000 / 129 = 465 \text{ об / мин};$$

$$n_3 = v_3 * 1000 / \pi d; n_3 = 90 * 1000 / 3,14 * 41 = 90000 / 129 = 697 \text{ об / мин};$$

$$n_4 = v_4 * 1000 / \pi d; n_4 = 100 * 1000 / 3,14 * 41 = 100000 / 129 = 775 \text{ об / мин};$$

Примечание: согласно технической характеристики станка, для испытаний взято ближайшее число оборотов.

Режимы предварительной обработки сегментов детали наружное обтачивание:

$$n_1 = 260 \text{ об / мин}, S = 0,23 \text{ мм / об}, t = 0,4 \text{ мм};$$

$$n_2 = 500 \text{ об / мин}, S = 0,23 \text{ мм / об}, t = 0,4 \text{ мм};$$

$$n_3 = 630 \text{ об / мин}, S = 0,23 \text{ мм / об}, t = 0,4 \text{ мм};$$

$$n_4 = 800 \text{ об / мин}, S = 0,23 \text{ мм / об}, t = 0,4 \text{ мм}.$$

В результате экспериментальных исследований необходимо найти функциональные зависимости: твердости HRC поверхности по глубине металла при обкатке шариком и роликом при различных режимах, а также изменения шероховатости поверхности R_z .

Методика проведения работы по ППД состоит в следующем:

1) Установить заготовку в центрах станка, токарный резец – в резцедержатель суппорта (Рисунок 3.13).

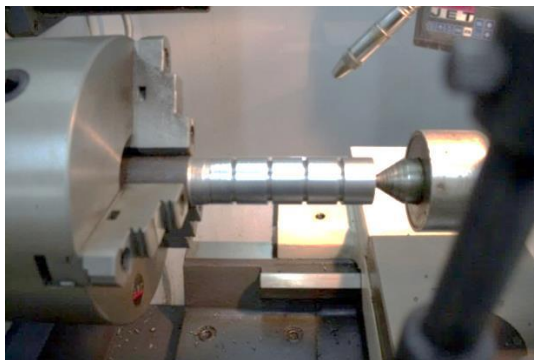


Рисунок 3.13 – Установка заготовки в центрах станка

2) Проточить с одной установки четыре сегмента заготовки, сталь 40Х ($R_{z1} = 14,3 \text{ мкм}; R_{z2} = 13,5 \text{ мкм}; R_{z3} = 12,8 \text{ мкм}; R_{z4} = 10 \text{ мкм}.$) и сталь 35ХМЛ ($R_{z1} = 13,9 \text{ мкм}; R_{z2} = 13,1 \text{ мкм}; R_{z3} = 12 \text{ мкм}; R_{z4} = 9,2 \text{ мкм}.$) (Рисунок 3.14).

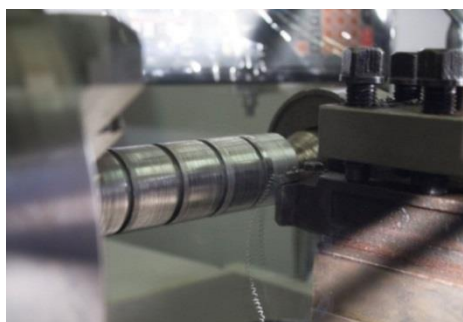


Рисунок 3.14 – Проточка заготовки четырех сегментов

3) Измерить штангенциркулем диаметры всех четырех участков.

4) Измерить среднее арифметическое отклонение профиля твердости (по HRC) на всех проточенных участках.

5) Измерить среднее арифметическое отклонение профиля шероховатости (по R_z) на всех проточенных четырех сегментах заготовок.

6) Закрепить заготовку в центрах станка, а в резцедержателе установить шариковый обкатник (Рисунок 3.15).



Рисунок 3.15 – Процесс накатки шариковым накатником

7) Установить режимы обкатывания для каждого сегмента заготовки отдельно.

8) Установить для первого сегмента заготовки усилие обкатывания. Для этого, подвести обкатник до касания шариком поверхности первого пояска и установить давления обкатника. Обкатать поясок за один рабочий ход при давлений обкатника $P = 820$ Н. Повторить указанные приемы для остальных трех сегментов заготовки, последовательно изменяя число оборотов n согласно расчетам.

9) Измерить диаметры сегментов, твердость HRC и шероховатость R_z их поверхности на всех участках, результаты занести в таблицу 3.3.

10) При подаче $S = 0,23$ мм/об и числе оборотов $n_1 = 260$ об / мин; $n_2 = 500$ об / мин; $n_3 = 630$ об / мин; $n_4 = 800$ об / мин, обработать заготовки для дальнейшего проведения экспериментов.

11) При постоянном давлении накатника $P = 820$ Н, постоянной подаче S изменяя число оборотов n , произвести обкатку шариковым и роликовым накатниками заготовки сталь 40Х и 35ХМЛ, замерить твердость HRC и шероховатость R_z .

12) Все полученные результаты при обкатке шариковым и роликовым накатниками, твердость HRC, шероховатость R_z , для сталь 40Х и 35ХМЛ занести в таблицы 3.4 – 3.7.

Процесс накатки роликовым накатником представлен на рисунке 3.16.

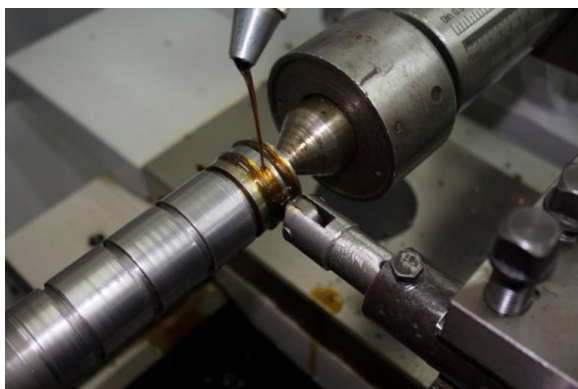


Рисунок 3.16 – Процесс накатки роликовым накатником

Таблица 3.3 – Экспериментальные данные шероховатость R_z (мкм) и твердость HRC (МПа) поверхности заготовок до накатки для сталь 40X в числителе, и 35ХМЛ в знаменателе.

Режимы обработки до накатки						Материал
№ Сег. заг.	Диам. вала, мм	HRC, МПа	R_z , мкм	S , мм/об	n , об/мин	
1	41	49/53	14,3/ 13,9	0,23/0,23	260	40X/ 35ХМЛ
2	41	57/61	13,5/ 13,1	0,23/0,23	500	40X/ 35ХМЛ
3	41	65/70	12,8/ 12	0,23/0,23	630	40X/ 35ХМЛ
4	41	70/77	10/ 9,2	0,23/0,23	800	40X/ 35ХМЛ

По представленным в таблице 3.4 данным построен график зависимости твердости поверхности $HRC = f(n)$ для сталь 40X при обработке шариковым ($d = 15$ мм) и роликовым ($d = 22$ мм) накатниками, при $P = 820$ Н (Рисунок 3.17).

Таблица 3.4 – Экспериментальные данные по оценке твердости HRC при обработке сталь 40X шариковым и роликовым накатниками, при давлении $P = 820$ Н

№ Сег. заг.	Чистовая обработка, сталь 40X		шарик ($d = 15$ мм)		ролик ($d = 22$ мм)	
	Твердость, HRC	n , об./мин.	Твердость, HRC	n , об./мин.	Твердость, HRC	n , об./мин.
1	49	260	75	260	70	260
2	57	500	79	500	74	500
3	65	630	82	630	76	630
4	70	800	90	800	85	800

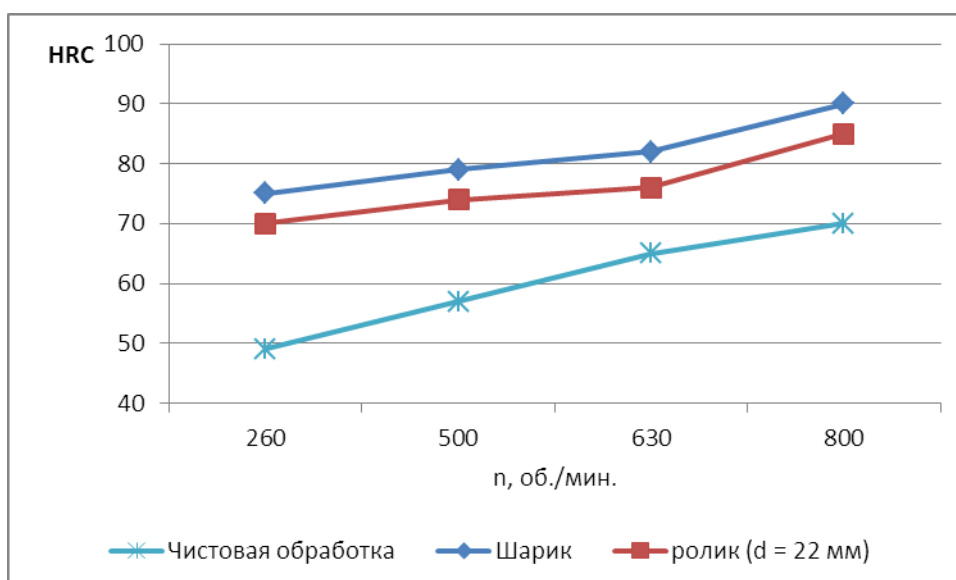


Рисунок 3.17 – График зависимости твердости поверхности $HRC = f(n)$ для сталь 40X при обработке шариковым ($d = 15$ мм) и роликовым ($d = 22$ мм) накатниками, при $P = 820$ Н

По представленным, в таблице 3.5, данным построен график зависимости твердости поверхности $HRC = f(n)$ для сталь 35ХМЛ при обработке шариковым ($d = 15$ мм) и роликовым ($d = 22$ мм) накатниками, при $P = 820$ Н (Рисунок 3.18).

Таблица 3.5 – Экспериментальные данные по оценке твердости HRC при обработке сталь 35ХМЛ шариковым и роликовым накатниками, при давлении $P = 820$ Н

№ Сег. заг.	Чистовая обработка, сталь 35 ХМЛ		шарик (d = 15 мм)		ролик (d = 22 мм)	
	Твердость, HRC	n, об./мин.	Твердость, HRC	n, об./мин.	Твердость, HRC	n, об./мин.
1	53	260	80	260	73	260
2	61	500	85	500	80	500
3	70	630	88	630	83	630
4	77	800	90	800	85	800

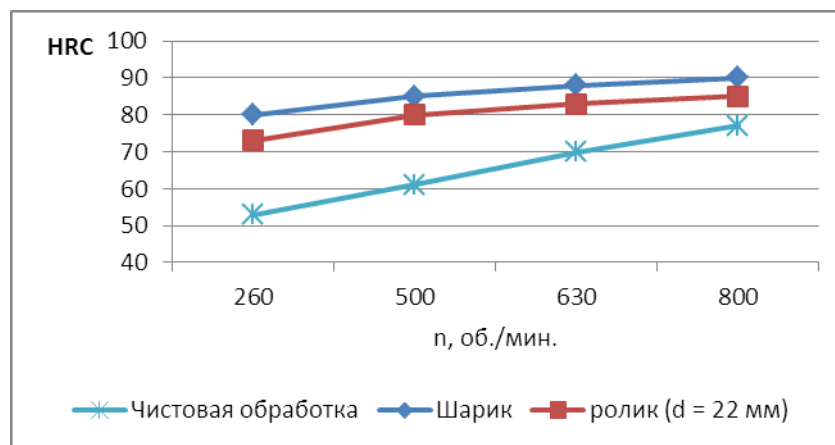


Рисунок 3.18 – График зависимости твердости поверхности $HRC = f(n)$ для сталь 35ХМЛ при обработке шариковым ($d = 15$ мм) и роликовым ($d = 22$ мм) накатниками, при $P = 820$ Н

По представленным в таблице 3.6 данным построен график зависимости шероховатость поверхности $R_z = f(n)$ для сталь 40Х при $P = 820$ Н обработке шариковым ($d = 15$ мм) и роликовым ($d = 22$ мм) накатниками (Рисунок 3.19).

Таблица 3.6 - Экспериментальные данные по оценке шероховатости поверхности R_z (мкм) при обработке сталь 40Х шариковым и роликовым накатниками, при давлении $P = 820$ Н

Номер сег. заг.	Чистовая обработка, сталь 40Х		ролик (d = 22 мм)		шарик (d = 15 мм)	
	R_z , мкм	n, об./мин.	R_z , мкм	n, об./мин.	R_z , мкм	n, об./мин.
1	14,3	320	5,6	320	3,7	320
2	13,5	500	4	500	3,3	500
3	12,8	630	3,9	630	2	630
4	10	800	3,6	800	0,9	800

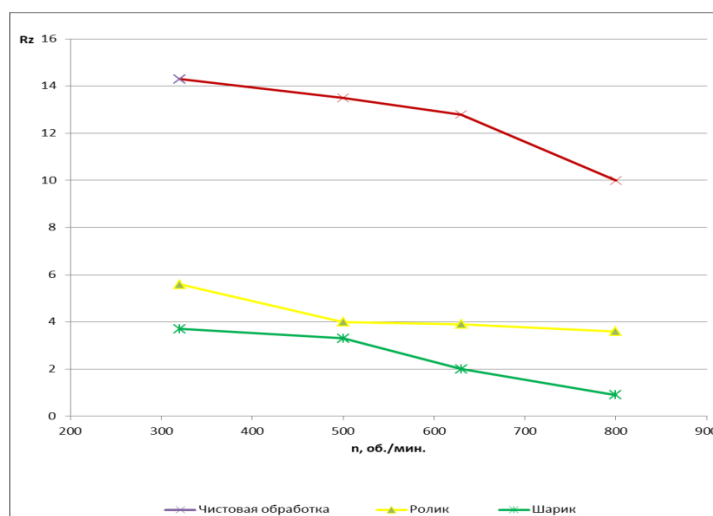


Рисунок 3.19 – График зависимости шероховатости $R_z = f(n)$ для сталь 40Х, при $P = 820$ Н

По представленным в таблице 3.7 данным построен график зависимости шероховатости поверхности $R_z = f(n)$ для сталь 35ХМЛ при $P = 820$ Н обработке шариковым ($d = 15$ мм) и роликовым ($d = 22$ мм) накатниками (Рисунок 3.20).

Таблица 3.7 – Экспериментальные данные по оценке шероховатости R_z при обработке сталь 35ХМЛ шариковым и роликовым накатниками, при давлении $P = 820$ Н

Номер сег. заг.	Чистовая обработка, сталь 35ХМЛ		ролик (d = 22 мм)		шарик (d = 15 мм)	
	Rz, мкм	n, об./мин.	Rz, мкм	n, об./мин.	Rz, мкм	n, об./мин.
1	13,9	320	5,3	320	4	320
2	13,1	500	4	500	3	500
3	12	630	2,5	630	1,3	630
4	9,2	800	1,5	800	0,5	800

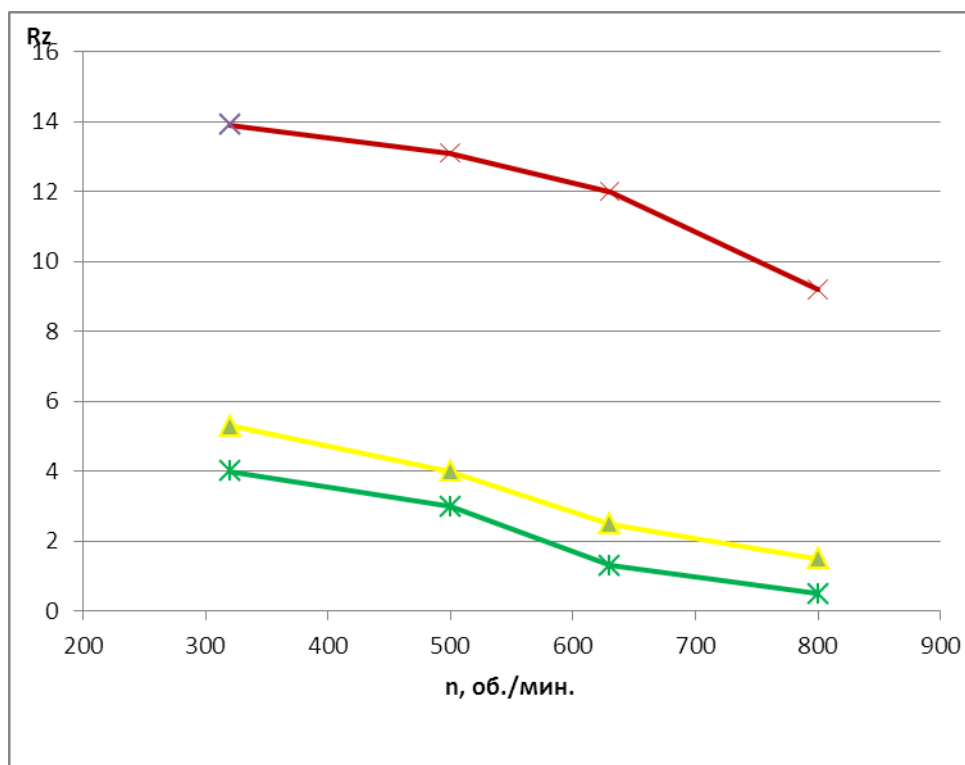


Рисунок 3.20 – График зависимости шероховатости $R_z = f(n)$ для сталь 35ХМЛ при $P = 820$ Н обработке шариковым ($d = 15$ мм) и роликовым ($d = 22$ мм) накатниками

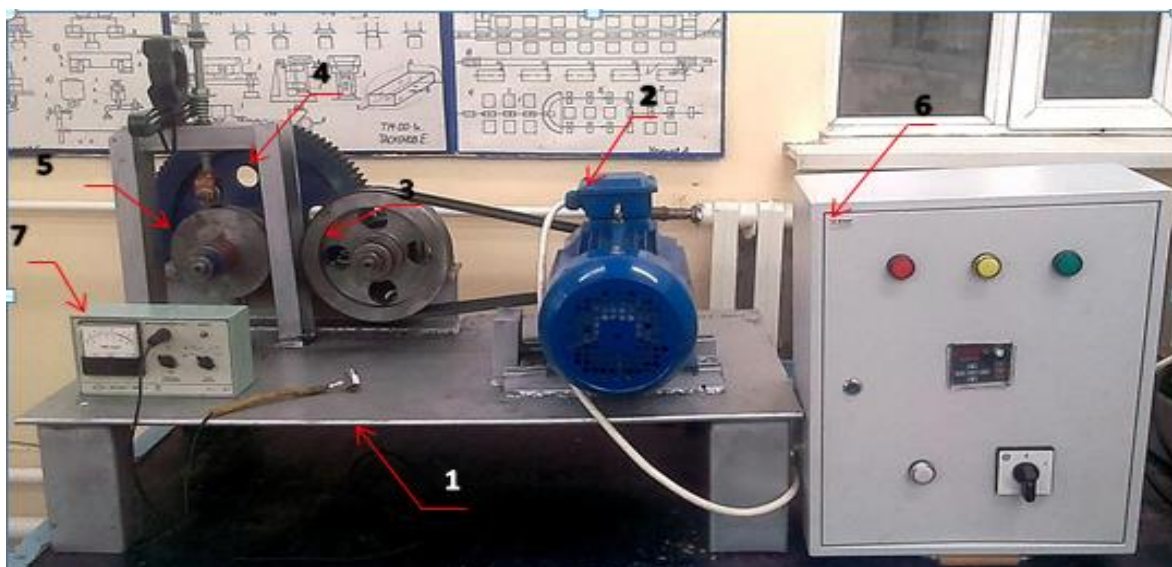
Представленные зависимости на рисунках 3.17 - 3.20 позволяют сделать следующие выводы:

- существует устойчивая тенденция роста упрочнения поверхностного слоя под действием шариковым и роликовым накатниками при увеличении числа оборотов вращения детали и давления накатника, достигающих 30 %;

- снижение шероховатости поверхности после накатки шариковым и роликовым накатниками зависит от числа оборотов детали и давления накатника, что значительно отвечает принятой нами модели упрочнения.

3.5 Исследование вибровозмущений в зубчатой передаче, влияющих на износ зубьев зубчатых колес

Для оценки параметров износостойкости зубчатых зацеплений привода шаровой мельницы в зависимости от динамических характеристик вибровозмущения в зубчатой паре, нами разработан экспериментальный стенд, оснащенный контрольно-измерительной аппаратурой, показанный на рисунке 3.21, технологические параметры которого приведены в Приложение В.



1 - горизонтальная рама; 2 - электродвигатель; 3- шкив; 4 - зубчатое колесо;
5 - вал; 6 - контрольно-измерительная система; 7 - виброметр

Рисунок 3.21 - Экспериментальный стенд с измерительной аппаратурой

Проведены исследования виброактивности зубчатого зацепления в зависимости от величины нагрузки и различных числах оборотов шаровой мельницы.

Для измерения вибрации стенд снабжен виброметром ВИП-2 с преобразователем виброизмерительным Д21А. Вибрация измерялась в трех взаимно перпендикулярных направлениях: вертикальном, горизонтально-поперечном (Рисунок 3.22) и горизонтально осевом по отношению к оси вала. Горизонтально-поперечную и горизонтально-осевую составляющие вибрации измеряют на уровне оси вала. Вертикальную составляющую вибрации измеряют на верхней части оси вала.

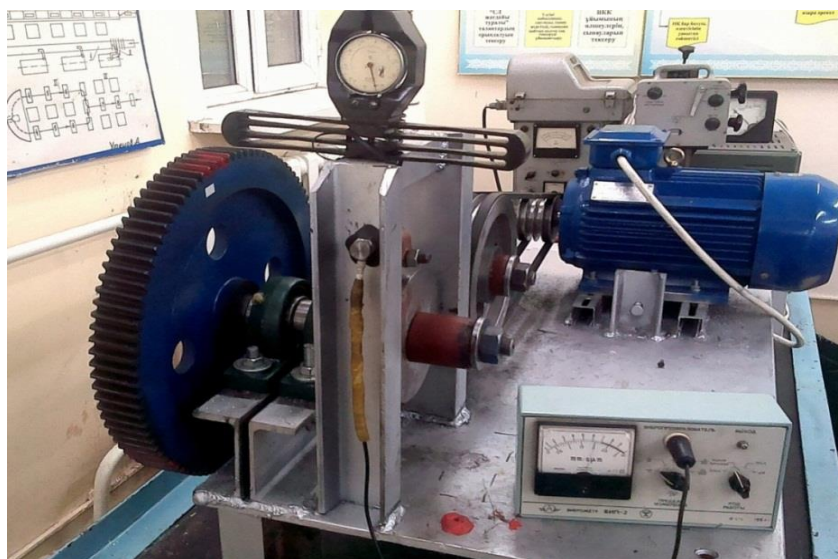


Рисунок 3.22 – Схема измерения горизонтально-поперечной вибрации

Для качественной установки зубчатых колес, при сборке стенда, производился замер пятна контакта, и, при пятне контакта вдоль ширины зуба производилась фиксация передачи, т.е. крепление подшипников передачи к основанию стенда.

Расположение пятна контакта на зубьях цилиндрического колеса представлено на рисунке 3.23



Рисунок 3.23 – Расположение пятна контакта на зубьях цилиндрического колеса

В результате проведенных экспериментов по табличным данным 3.8 – 3.11, построены графики зависимости величины вибрации от скорости вращения вала и величины вибрации от нагрузки на зубчатое колесо при различных значениях их скорости вращения, представлены на рисунках 3.24-3.27.

Таблица 3.8 – Экспериментальные данные по оценке вибрации (мкм) от скорости вращения вала и от нагрузки на зубчатое колесо при $n = 20$ об/мин

P, кН	горизонтальная осевая вибрация (мкм)	горизонтальная поперечная вибрация (мкм)	вибрация по вертикали (мкм)	n, об/мин
500	1,2	1,17	0,85	20
750	1,25	1,227	0,87	
1000	1,3	1,26	0,9	
1250	1,325	1,28	0,95	
1500	1,35	1,3	1	

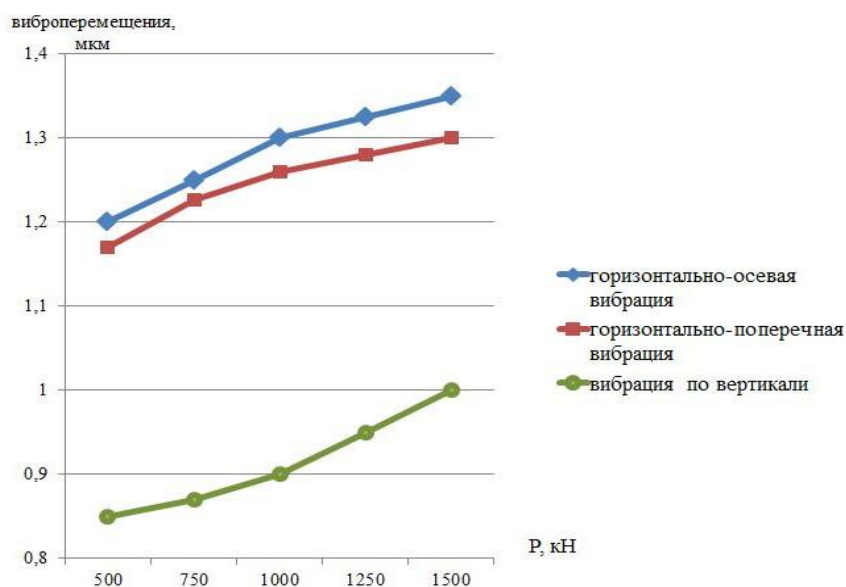


Рисунок 3.24 – График зависимости виброперемещения от нагрузки при числе оборотов $n = 20$ об/мин

Таблица 3.9 – Экспериментальные данные по оценке вибрации (мкм) от скорости вращения вала и от нагрузки на зубчатое колесо при $n = 30$ об/мин

P, кН	горизонтальная осевая вибрация (мкм)	горизонтальная поперечная вибрация (мкм)	вибрация по вертикали (мкм)	n, об/мин
500	2,2	1,6	1,2	30
750	2,22	1,615	1,215	
1000	2,23	1,625	1,23	
1250	2,25	1,65	1,25	
1500	2,3	1,7	1,3	

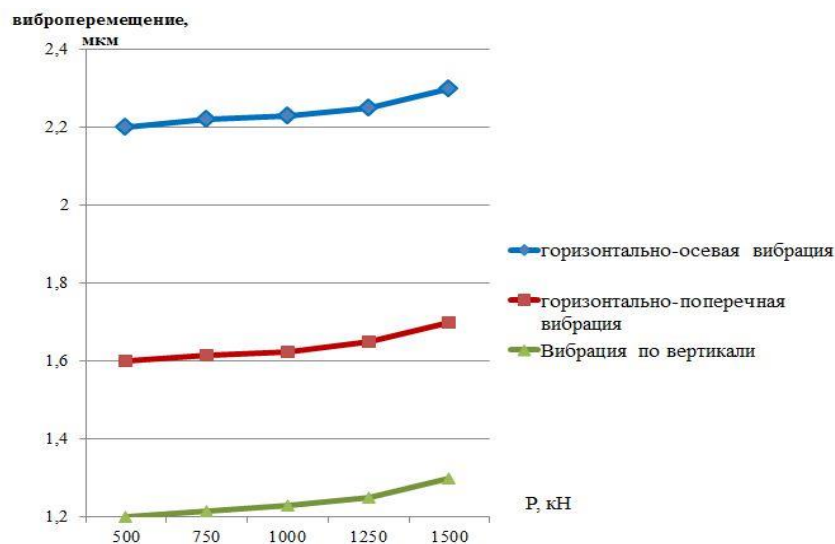


Рисунок 3.25 – График зависимости виброперемещения от нагрузки при числе оборотов $n = 30$ об/мин

Таблица 3.10 – Экспериментальные данные по оценке вибрации (мкм) от скорости вращения вала и от нагрузки на зубчатое колесо при $n = 40$ об/мин

P, кН	горизонтальная осевая вибрация (мкм)	горизонтальная поперечная вибрация (мкм)	вибрация по вертикали (мкм)	n, об/мин
500	7	6,95	6	40
	7,1	7,015	6,04	
1000	7,2	7,065	6,078	
	7,225	7,1	6,12	
1500	7,25	7,17	6,2	

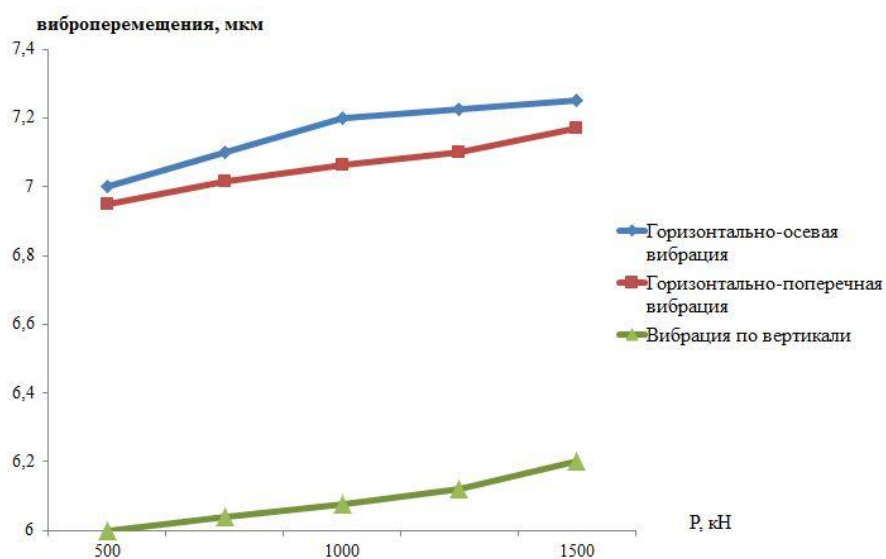


Рисунок 3.26 – График зависимости виброперемещения от нагрузки при числе оборотов $n = 40$ об/мин

Таблица 3.11 – Экспериментальные данные по оценке вибрации (мкм) от скорости вращения вала и от нагрузки на зубчатое колесо при различных скоростях

Р, кН	горизонтальная осевая вибрация (мкм)	горизонтальная поперечная вибрация (мкм)	вибрация по вертикали (мкм)	п, об/мин
500	1,2	1,01	0,85	20
	1,65	1,32	1,05	25
	2,2	1,6	1,2	30
	4,3	3,8	3,2	35
	7	6,75	6	40

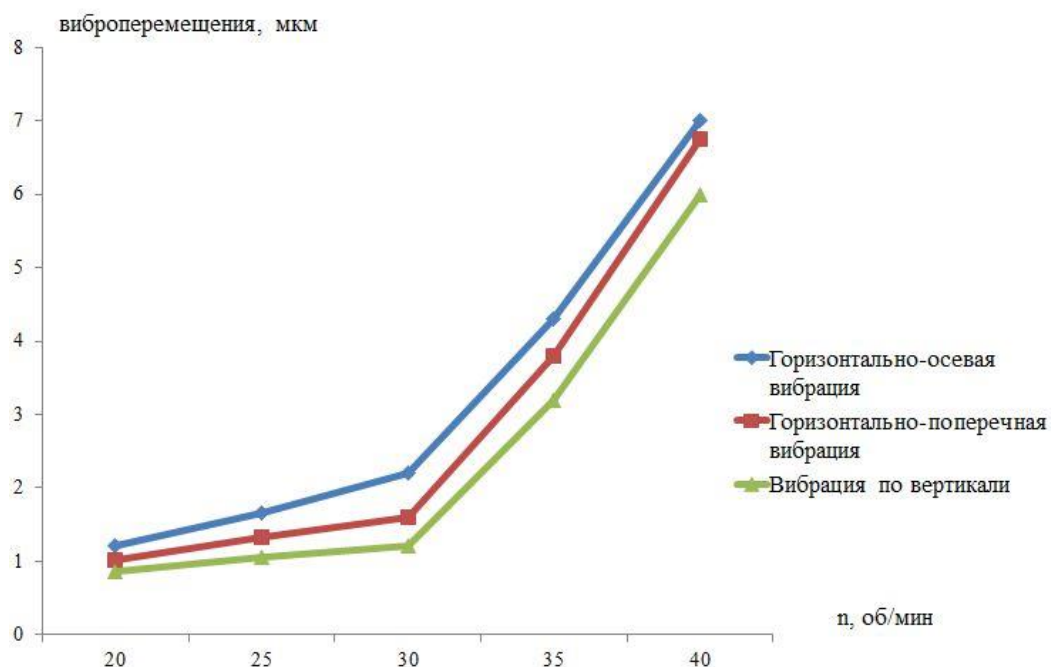


Рисунок 3.27 – График зависимости виброперемещения от числа оборотов при Р = 500 кН

Из графиков видно, что при увеличении числа оборотов значительно растет вибрация вдоль оси. При числе оборотов равном 20 об/мин и нагрузке Р = 500 кН вибрация вдоль оси составляет 0,85 мкм и возрастает до 6 мкм при числе оборотов равном 40 об/мин.

Были проведены измерения износа поверхности зубьев колеса при работе станда 60 часов при нагрузке 500 кН, 1000 кН и 1500 кН и числе оборотов 20 об/мин. При таком режиме работы зубчатой передачи, величина износа составляет порядка 0,02 мм.

Общий ресурс работы зубчатых передач привода шаровых мельниц составляет порядка 3,5 года или при вращении мельницы 19 об/мин составит более 20 млн. оборотов, при котором величина износа составит более 5,6 мм.

С учетом выше изложенного можно констатировать следующее:

1) Установлено, что повышение эксплуатационной надежности и расширение технологических возможностей при восстановлении и изготовлении зубчатых зацеплений, может быть эффективно достигнуто за счет применения методов пластического деформирования поверхностей зубьев зубчатых передач;

2) Моделирование процесса дробеструйной обработки обеспечивается применением ППД механического способа накатки шариковым или роликовым накатниками. Найдены функциональные зависимости качества поверхности $R_z = f(n)$; $HRC = f(n)$, которые позволяют рекомендовать методы поверхностно-пластического деформирования зубчатых зацеплений в качестве упрочняющей технологии.

Выводы по 3 разделу

1. Разработана динамическая модель привода шаровой мельницы, параметры которой влияют на показатели износостойкости зубчатых передач, а именно статические и динамические моменты относительно оси вращения барабана, учитывающие векторы сил веса, давления и трения разных частей материала загрузки на внутренней поверхности барабана;

2. В соответствии с разработанный структурной схемой механизма вращения барабана шаровой мельницы и обобщенной расчетной схемой шаровой мельницы, описанной системой дифференциальных уравнений с двумя степенями свободы

$$\left. \begin{aligned} M_1 - M_{12} &= J_1 \ddot{\omega}_1 \\ M_{12} - M_c &= J_2 \ddot{\omega}_2 \end{aligned} \right\} \quad (3.17)$$

найден динамический коэффициент системы

$$k_d = \frac{M_{12M}}{M_{12cp}} = 1 + \frac{1}{\sqrt{1 + T^2 P_{12}^2}} \quad (3.18)$$

3. Разработана программа расчета параметров системы управления электроприводом с механической частью шаровой мельницы на основе метода Рунге-Кутты 4-го порядка. Снижение динамической нагрузки на зубчатую передачу осуществляется за счет демпфирующей способности приводного вала и магнитной системы электропривода;

4. Проведен динамический анализ методом конечных элементов в системе NASTRAN, определены амплитудно-частотные характеристики приводного

вала с зубчатой передачей и влияние их пиковых характеристик на износостойкость зубчатых передач.

5. Моделирование процесса дробеструйной обработки обеспечивается применением ППД механического способа накатки шариковым или роликовым накатниками. Найдены функциональные зависимости качества поверхности $R_z = f(n)$ и $HRC = f(n)$, которые позволяют рекомендовать методы поверхностно-пластического деформирования зубчатых зацеплений в качестве упрочняющей технологии.

4 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ОБРАБОТКИ ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА ПРИВОДА ШАРОВОЙ МЕЛЬНИЦЫ

4.1 Характер поведения материалов зубчатых колес под действием сосредоточенных нагрузок

Тяжелонагруженные зубчатые колеса шаровой мельницы испытывают большие статические и динамические нагрузки в процессе ее работы, что является причиной их износа различного характера [11, 13, 14]. Износ (изнашивание) характеризуется постепенным разрушением материалов и относится к одному из видов поверхностного разрушения и отличается от объемного разрушения следующими признаками:

- напряжения делокализованы по поверхности, поскольку все находящиеся в контакте участки с равной вероятностью могут участвовать в пластической деформации и разрушении;

- происходит непрерывное наложение циклов пластического деформирования и разрушения, когда вслед за уносом продуктов износа наступает следующий цикл;

- процесс относится к динамическим и, соответственно, имеет место динамический характер структурных изменений в поверхностном слое, материал при каждом цикле переходит в резко новое состояние.

Эти изменения строения и структуры тонкого поверхностного слоя обусловлены:

- исходным несовершенством структуры поверхностных слоев (в связи с общим искажением атомно-кристаллического строения на поверхности металла – межатомные связи не скомпенсированы);

- активным взаимодействием этого искаженного слоя с внешней средой и образованием при этом в зоне контакта продуктов в виде пленок с различной коррозионной активностью;

- высокой концентрацией напряжений при сложной схеме их воздействия на тонкие поверхностные слои металла, что сопровождается в ряде случаев повышением температуры.

В общем виде износ определяется действием следующих факторов:

- сочетанием свойств трущихся материалов;

- качеством контактирующих поверхностей (классом чистоты, наличием смазки);

- характером движения (скольжение, качение, удары, течение);

- скоростью взаимного перемещения;

- уровнем нагрузки;

- отводом отделяющихся частиц (продуктов износа) или присутствием какого-то другого материала, осложняющего трение;

- развитием коррозионных процессов.

Совокупность этих факторов, которые часто невозможно разделить, усложняет теоретическое описание процессов изнашивания и вынуждает

прибегать многочисленным упрощениям. В результате сделанные выводы и рекомендации не имеют всеобщего характера.

На рисунке 4.1 показан процесс износа, состоящий из трех стадий.

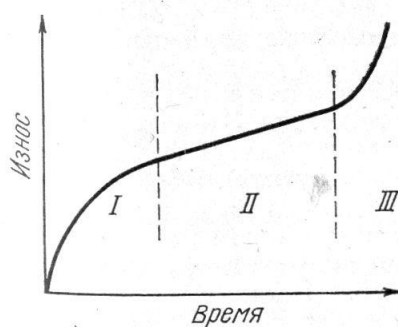
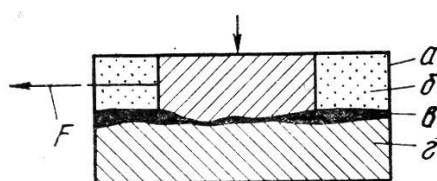


Рисунок 4.1 – Кривая износа

На участке I по мере увеличения износа происходит снижение его скорости. Эта стадия реализуется при приработке подшипников и других элементов скольжения за счет устранения неровностей на контактирующих поверхностях. После стадии или фазы приработки начинается участок II, на котором скорость износа остается приблизительно постоянной, что дает возможность прогнозировать величину износа и, соответственно, учесть ее при определении размеров изделия. На участке III происходит быстрое, по экспоненте нарастание процесса, в глубинных слоях зарождаются микро- и макротрещины, его характер становится катастрофическим, что и приводит к выходу изделия из строя.

Схематическая модель процесса износа представлена на рисунке 4.2, где a и z – контактирующие тела 1 и 2; b – окружающая среда; v – промежуточное вещество.



F – направление движения; a, z - контактирующие тела 1 и 2;
 b – окружающая среда; v – промежуточное вещество

Рисунок 4.2 – Модель процесса износа

Материал тела 2 всегда твердый, а тела 1 – может быть твердым, жидким и газообразным. Промежуточное вещество также может быть твердым (изнашиваемое тело), жидким (смазка) или газообразным (воздух). Вследствие имеющихся на контактных поверхностях неоднородностей в начале процесса возникает большое число мелких трещин. С течением времени они увеличиваются в размерах, проникают в глубинные слои, фрагментируются – в

результате на трущихся поверхностях образуются сколы и отрыв частиц, что значительно ускоряет износ материала.

Несмотря на то, что процесс износа в соответствии с определением всегда связан с трением, до сих пор не удалось установить четкой связи между достаточно просто экспериментально определяемым коэффициентом трения и характеристиками износа. Степень износа в зависимости от состояния материала оценивается потерей массы или переносом ее с одного места на другое, его деформацией и изменением свойств.

Классификация видов изнашивания определяется природой процессов, протекающих в зоне контакта:

- механическое – абразивное, эрозионное, кавитационное, усталостное – развивается путем резания, выламывания (выкрашивания) частиц, за счет трения;

- молекулярно-механическое – адгезионное за счет сцепления материалов на отдельных участках сопряженных поверхностей с последующим механическим разрушением образовавшихся связей;

- коррозионно-механическое – определяемое химическим взаимодействием среды с материалами трущихся тел и механическим удалении продуктов взаимодействия.

- электроэрозионное – под действием электрического тока.

Абразивное изнашивание развивается в результате режущего или царапающего действия твердых тел или частиц. Механизм этого вида изнашивания заключается в удалении материала с изнашиваемой поверхности в виде очень мелкой стружки или целых фрагментов (участков) материала, находящихся в «предразрушенном» (сильно наклепанном) состоянии. Сюда относится материал, выдавленный предварительно по сторонам пластически деформированной царапины, а также представленный в виде более или менее дисперсных кусочков, хрупко отделяющихся при однократном или многократном воздействии.

Такой вид износа не единственно возможный. Сюда же относятся следующие виды износа: выражающийся в появлении остаточной деформации под действием сил трения и не сопровождающийся потерей массы тела, проявляющийся в текучести, когда у контактирующих материалов происходит смещение отдельных участков поверхности в результате развития явления текучести или смятия, вызывающий изменение свойств материалов из-за нагрева областей контакта или других процессов, выражающийся в переносе материала между контактирующими поверхностями материалов.

Изнашивание при хрупком разрушении происходит, когда поверхностный слой одного из трущихся металлов претерпевает большую пластическую деформацию, интенсивно наклепывается, становится хрупким и затем разрушается, обнажая лежащий под ним менее хрупкий материал, после чего явление повторяется, т.е. носит циклический характер.

Хрупкий поверхностный слой может образоваться также при обогащении поверхности твердыми структурными элементами из-за различной скорости их изнашивания, при изменении состава и свойств поверхностного слоя в процессе

трения вследствие взаимодействия металла со средой, а также при структурных превращениях вследствие нагрева при трении (для стали это часто наблюдаемая мгновенная закалка тонкого поверхностного слоя на мартенсит).

Адгезионное изнашивание связано с различными видами «схватывания» металла при трении: диффузионный перенос металла с одной поверхности контактирующих деталей на другую; вырывание частиц с одной поверхности, налипание или наволакивание их на другую и появление на поверхностях рисок и задиров; заедание сопряженных деталей, сопровождаемое резким повреждением поверхностей и повышением сопротивления трения.

Схема повреждения поверхности при адгезионном изнашивании состоит в следующем. Сначала наблюдается схватывание металлов на некотором участке мгновенной поверхности контакта; возникшая связь тотчас разрушается, так как детали находятся в относительном движении. Если материал в месте мгновенного соединения окажется прочнее основного материала (например, в результате местного наклепа), то разрушение произойдет по основному (менее прочному) материалу, и в этом случае на одной поверхности образуется углубление от удаленной частицы, на другой – выступающая частица.

Практика показывает, что ни одна из механических характеристик прочности, взятая в отдельности, не может служить надежным критерием при выборе износостойких материалов, поскольку $HВ$, σ_B , $\sigma_{0,2}$ и др. характеризуют свойства макрообъемов материала, а сопротивление изнашиванию сильно зависит от свойств микрообъемов и отдельных структурных составляющих.

В этой связи разрабатываются методы оценки износостойкости (фрикционной прочности) и концепция о структурной приспособляемости материалов при трении с перестройкой исходной структуры в новую в направлении максимального упрочнения.

4.2 Выбор материала зубчатого венца и оценка его на технологические качества

Стальное литье является одним из основных способов получения крупноразмерных заготовок и деталей и занимает второе место после производства отливок из серого чугуна. На долю фасонного стального литья в песчаные формы приходится 95 % всех изделий и полуфабрикатов. Обычно литая сталь используется в производстве без дополнительного улучшения методами обработки давлением. Отличается от деформируемой большей физической и химической неоднородностью и, соответственно, более низкими пластическими свойствами и ударной вязкостью.

Существенным недостатком литых сталей является повышенное содержание вредных примесей (серы, фосфора, кислорода, азота и водорода), дендритная и зональная ликвация, которая в большей степени развивается при замедленном охлаждении крупногабаритных отливок. В местах соприкосновения дендритов или их ветвей, как правило, скапливаются примеси, образуются микропоры и микроскопические усадочные раковины, что ухудшает механические свойства литой стали. Уменьшение содержания

вредных примесей достигается обработкой жидкими синтетическими шлаками (рафинирование) и модифицированием [107].

К группе литейных сталей относятся среднеуглеродистые (улучшаемые) стали с содержанием углерода 0,3-0,4 %. Основными легирующими элементами таких сталей являются хром, никель, молибден, вольфрам, марганец и кремний в количестве, не превышающем 3-5 % и элементы, измельчающие зерно - ванадий, титан, ниобий, цирконий ($\approx 0,1$ %). Термическая обработка заключается в закалке в масле (нормализации) и высоком отпуске (550-650 °С). Поскольку механические свойства стали разных марок после стандартной термической обработки при сквозной прокаливаемости мало отличаются между собой, то не они, а прокаливаемость определяет выбор стали для той или иной детали. Улучшение свойств достигается легированием, в результате которого также повышается прокаливаемость стали, которая тем выше, чем большее количество легирующих элементов она содержит.

Согласно, чем больше сечение детали, тем более легированная сталь используется для ее изготовления. Основным легирующим элементом таких сталей является хром, вводимый в количестве около 1 %, который одновременно способствует измельчению зерна, снижению порога хладноломкости и повышению прокаливаемости. К типичным представителям сталей этого класса относится сталь марки 40Х.

В случае крупных деталей, которые невозможно быстро охладить при отпуске, для предотвращения развития отпускной хрупкости в качестве дополнительного легирующего элемента применяется молибден в пределах 0,15-0,30 %. Кроме того, молибден в отличие от марганца, кремния и титана не уменьшает запас вязкости, снижает порог хладноломкости и чувствительность к отпускной хрупкости II-ого рода.

При необходимости получения высокой прочности с одновременно высокой пластичностью и вязкостью в изделиях крупных размеров, используются стали, прокаливающиеся на большую глубину (например, 40Х и 35ХМЛ). Интенсивность падения свойств изделий при увеличении их диаметра при термической обработке тем меньше, чем более легирована сталь. Критерии при выборе марки стали кратко могут быть сформулированы следующим образом:

- выбор марки стали (степени легированности) определяется размером термически обрабатываемой заготовки;
- уровень прочности определяет температуру отпуска;
- наличие концентраторов напряжений и динамических нагрузок определяет необходимость легирования элементами, снижающими температуру перехода в хрупкое состояние (никель) или применять сталь повышенной чистоты [108].

Легированные среднеуглеродистые конструкционные стали имеют после отжига приблизительно одинаковую структуру, состоящую из феррита и перлита. После литья такие стали, особенно в случае крупных заготовок характеризуется развитой дендритной ликвацией, а после термообработки –

закалка (нормализация) плюс высокий отпуск их структура представляет собой продукты распада мартенсита или сорбита.

При такой обработке прочность сталей достигает значений 1200-1400 МПа при высокой пластичности и вязкости, поэтому их можно применять для деталей сложной формы, подвергающихся динамическим и усталостным нагрузкам.

Сталь 40X относится к сталям с высокой прочностью и вязкостью. Применяется после закалки и высокого отпуска для изготовления валов, осей, рычагов, пальцев, шестерен и др. Обладает некоторой склонностью к отпускной хрупкости. Твердость по НВ лежит в пределах 2000-2300 МПа после отжига, закалки и отпуска, соответственно. После нормализации на воздухе, закалки с 820 °С в масло и отпуска при 550 °С с охлаждением в воде твердость достигает значений 3900-4200 МПа.

Молибден в хромистой среднеуглеродистой стали 35ХМЛ способствует измельчению зерна, увеличивает прокаливаемость (толщину закаленного слоя), несколько повышает прочность, устраняет склонность к отпускной хрупкости и росту зерна при нагреве. К достоинствам стали этой марки относится также повышение свойств при высокой температуре и хорошая свариваемость. Кроме того, молибден задерживает распад мартенсита, что способствует сохранению высокой твердости при эксплуатации. Твердость такой стали достигает НВ 2300-2900 МПа.

Сталь применяется после закалки и высокого отпуска (иногда после нормализации и отпуска) для изготовления ответственных и крупных деталей (коленчатые валы, роторы, валы, диски турбин), а также крепежных деталей, работающих при повышенной температуре.

В соответствии с молекулярно-механической теорией изнашивания (трения) существует два основных способа повышения износостойкости:

- снижение прочности адгезионных связей (применение разного рода прослоек);

- увеличение твердости трущейся поверхности (выбор материала).

Второй способ непосредственно связан со свойствами материалов контактирующих поверхностей. Высокая твердость (прочность) приводит к снижению способности материалов к пластической деформации и подавлению процессов микрорезания. В результате в основном реализуется не пластическое, а упругое (обратимое) деформирование зон контакта, в меньшей степени происходит разогрев материалов и его термическое разупрочнение.

Сталь 35ХМЛ в отличие от 40X имеет мелкозернистую структуру, которая в результате характеризуется повышенной прочностью (твердостью) и более высоким сопротивлением пластической деформации. Кроме того, данная сталь сильнее прокаливается, соответственно, закаленный слой имеет большую толщину и способен выдерживать большие контактные напряжения.

Отливки из стали 35ХМЛ проходят два вида термической обработки. К ним относятся отжиг и нормализация. Отжиг проводится непосредственно после литья, его цель состоит в перекристаллизации структуры и измельчении зерна, а также снятии внутренних напряжений. Возникновение внутренних

напряжений в отливке вызвано неравномерностью затвердевания различных по массе частей отливки. Известно, что меньшие по массе части отливки охлаждаются быстрее и становятся препятствием для релаксации напряжений при охлаждении более массивных частей отливки. В этом случае между указанными частями после окончательного охлаждения возникают внутренние напряжения, которые необходимо как можно быстрее снижать.

Кроме внутренних напряжений в различных по массе частях отливки в процессе кристаллизации формируется различная по размерам и однородности структура. В стали 35ХМЛ, как до эвтектоидной стали, непосредственно после литья зерна перлита являются крупными, а по их границам располагается ферритная сетка. Неодинаковость скорости охлаждения при кристаллизации отливки способствует получению разноразмерной структуры представлена на рисунке 4.3.

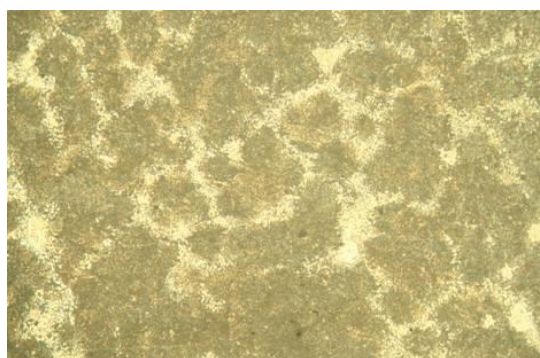


Рисунок 4.3 - Структура стали 35ХМЛ непосредственно после литья, $\times 100$

В связи с получением после литья неоднородной структуры и высокого уровня напряжений отливки подвергают отжигу. Режим отжига включает три стадии: нагрев, выдержка и охлаждение.

Отливки массой 10-15 тонн из стали 35ХМЛ при отжиге нагревают по следующему режиму: посадка в печь при температуре $400\text{ }^{\circ}\text{C}$, выдержка 3-4 часа для прогрева по сечению, затем медленный нагрев со скоростью $70\text{-}80\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{ч}$ до температуры $860\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($A_{C3} = 800\text{ }^{\circ}\text{C}$), выдержка в течение 7-8 часов для завершения структурно-фазовых превращений и дополнительная выдержка в течение 4-5 часов для получения гомогенного аустенита. После завершения выдержек назначается охлаждение, которое включает два этапа.

На первом этапе охлаждают со скоростью не более $50\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{ч}$ до температуры $650\text{ }^{\circ}\text{C}$. В процессе этого охлаждения в интервале температур от $860\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $750\text{ }^{\circ}\text{C}$ (A_{r3}) замедляется рост зерна аустенита. Затем при охлаждении от A_{r3} до A_{r1} из аустенита выделяется феррит, после чего при температуре A_{r1} происходит превращение аустенита в перлит. Следует полагать, что при охлаждении в интервале от 700 до $650\text{ }^{\circ}\text{C}$ и при более низких температурах структура состоит из феррита и перлита [109].

На втором этапе охлаждение происходит со скоростью менее $30\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{ч}$ до $400\text{ }^{\circ}\text{C}$, затем допускается охлаждение на воздухе, когда проводится также обрубка прибылей. Охлаждение со скоростью $30\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{ч}$ в интервале температур

от 650 до 400 °С необходимо для релаксации напряжений в интервале температур рекристаллизации и достаточной пластичности металла. Охлаждением отливок с температуры ниже 400 °С не влияет на их деформацию, так как в этом интервале температур металл достаточно упругий.

Таким образом, общая продолжительность нахождения отливок в печи составляет при нагреве 8 часов, при выдержке 12 часов, при охлаждении 13 часов, всего 33 часа.

На рисунке 4.4, представлена структура стали 35ХМЛ после литья и последующего отжига.

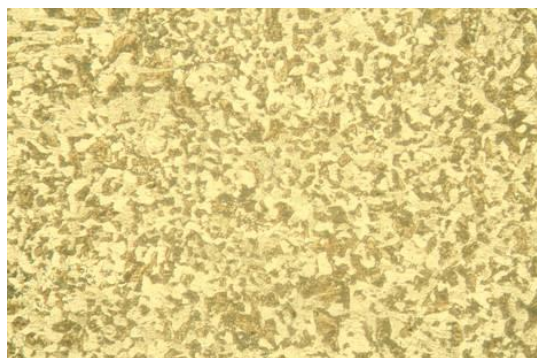


Рисунок 4.4 – Структура стали 35ХМЛ после литья и последующего отжига, x100

Материал зубчатых колес выбирают в зависимости от назначения и условий эксплуатации последних, передаваемых ими нагрузок, скоростей вращения и т.п. При выборе марки стали необходимо учитывать следующие требования: низкую стоимость материала, хорошую обрабатываемость резанием, минимальное коробление при закалке и три основных эксплуатационных показателя – высокую прочность, долговечность работы и повышенную стойкость к износу.

При выборе марки сталей для крупномодульных зубчатых колёс, кроме твёрдости, необходимо учитывать размеры заготовки. Это объясняется тем, что прокаливаемость сталей различна. Стали с плохой прокаливаемостью при больших сечениях нельзя термически обработать на высокую твёрдость. Поэтому марку стали для упрочняемых зубчатых колёс выбирают с учётом их размеров с припуском на механическую обработку после нормализации или улучшения.

Для повышения прочности и износостойкости в стали добавляют один или несколько легирующих элементов. Хром является одним из наиболее универсальных и широко применяемых легирующих элементов. Хром усиливает действие углерода, повышает твердость, стойкость к износу и прокаливаемость при термической обработке. В хромистой стали 40Х с невысоким содержанием углерода с трудом можно устранить образование феррита или промежуточной структуры при охлаждении в процессе закалки. Это показывает, что хром затрудняет главным образом образование перлита, т.е. процесс, начинающийся в выделением карбидов из аустенита, тогда как

образование доэвтектоидного феррита или промежуточных структур при легировании указанными количествами хрома существенно не изменяется.

Молибден повышает прочность феррита и способность стали к улучшению, а также увеличивает сопротивление ползучести при высоких температурах. Так как молибден является дорогим легирующим элементом, его обычно не применяют для повышения механических свойств при комнатной температуре конструкционных сталей, которые используются только в прокатном и отожженном состоянии, хотя в этом случае при добавке 0,1% Мо достигается несколько большая прочность.

При нормальном проведении операции отпуска преимущество стали с молибденом заключается в улучшении закаливемости, повышении устойчивости против отпуска и возможности охлаждать улучшаемые изделия после отпуска медленно. Особым преимуществом обладает хромомолибденовая сталь в отношении обрабатываемости. Так как хромомолибденовая сталь, вследствие высокого положения критических точек при нагревании, становится мягче после отжига, механическая обработка этой стали в отожженном состоянии легче.

Исходя из вышесказанного, вместо низколегированной хромистой стали 40Х применяем хромомолибденовую сталь 35ХМЛ, имеющую лучшую восприимчивость к закалке, повышенную стойкость против отпуска и малую склонность к отпускной хрупкости.

Химические и механические свойства стали 35ХМЛ приводятся в таблице 4.1

Таблица 4.1 – Химический состав стали 35ХМЛ, в %

Химический элемент	Содержание, %
Кремний (Si)	0,20-0,40
Марганец (Mn)	0,40-0,90
Медь (Cu)	не более 0,30
Молибден (Mo)	0,20- 0,30
Никель (Ni)	не более 0,30
Сера (S)	не более 0,040
Углерод (C)	0,30-0,40
Фосфор (P)	не более 0,040
Хром (Cr)	0,80- 1,10

В таблице 4.2 приводятся механические свойства стали 35ХМЛ в зависимости от температуры отпуска.

Таблица 4.2 – Механические свойства стали 35ХМЛ в зависимости от температуры отпуска

Температура отпуска, °С	$\sigma_{0,2}$ (МПа)	σ_b (МПа)	δ_5 (%)	ψ (%)	КСУ (кДж/м ²)	НВ
600	740	830	22	52	78	250
650	700	830	26	55	108	238
700	640	760	32	60	-	225

Анализируя влияние химических элементов на показатели качества материала можно констатировать, что хром и марганец легируют стали для хорошей прокаливаемости и являются дешевыми химическими элементами. Хром является одним из наиболее универсальных легирующих элементов. Он усиливает действие углерода, повышает твердость, износостойкость, увеличивает предел упругости, прочность на разрыв и прокаливаемость.

Марганец повышает деформацию деталей при закалке и ухудшает обрабатываемость резанием. Содержание марганца в стали стремятся снизить.

Никель и молибден в стали повышают сопротивление хрупкому разрушению стали, увеличивая пластичность и вязкость, уменьшая чувствительность к концентраторам напряжений. Никель увеличивает ударную прочность, предел упругости и прочность стали на разрыв. Прочная и вязкая поверхность никелевых сталей обеспечивает высокое сопротивление усталости и износу. Никелевые стали хорошо цементируются, что уменьшает деформации при закалке, но никель ухудшает обрабатываемость резанием. Молибден увеличивает прокаливаемость сталей и уменьшает их твердость.

Титан способствует уменьшению размера зерна, глубины цементованного слоя и прокаливаемости, склонен к образованию карбидов, ухудшает обрабатываемость резанием. Обычно в легированную сталь добавляют титан для ее раскисления. Чем выше в стали концентрация химических элементов, тем выше ее прокаливаемость. Прокаливаемость - глубина закаленной зоны при заданных условиях охлаждения.

В цементованном состоянии из стали 35ХМЛ изготавливаются тяжело нагруженные шестерни. Эта легированная сталь обеспечивает высокую прочность, износостойкость и хорошие физико-механические свойства. Материал из стали 35ХМЛ обладает хорошей обрабатываемостью, при резании этого материала износ инструмента, силы резания и шероховатость обработанной поверхности малы.

Для оценки изделия в целом, в нашем случае, зубчатого колеса, необходимо рассмотреть деталь с точки зрения технологичности ее изготовления. В таблицах 4.3-4.5 приведена погрешность шага $\pm f_{pt}$, мкм, полная накопленная погрешность шага F_p , мкм, погрешность винтовой линии зуба общая (погрешность направления зуба общая) F_β , мкм.

Таблица 4.3 – Погрешность шага $\pm f_{pt}$, мкм

Степень точности	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\pm f_{pt}$ (ГОСТ 1643-81)	16	25	32	45	71	100	140	200	-
$\pm f_{pt}$ (ISO 1328)	10	15	21	29	41	58	82	116	165

Таблица 4.4 – Полная накопленная погрешность шага F_p , мкм

Степень точности	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
F_p (ГОСТ 1643-81)			100	160	224	315	-	-	-	-
F_p (ISO 1328)	41	57	81	115	162	229	324	459	649	917

Таблица 4.5 – Погрешность винтовой линии зуба общая (погрешность направления зуба общая) F_{β} , мкм

Степень точности	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
F_{β} (ГОСТ 1643-81)			22	28	32	56	90	140	224	355
F_{β} (ISO 1328)	12	17	24	34	48	68	96	136	192	272

По формуле (4.1) определяем средний квалитет точности изготовления поверхностей детали:

$$IT_{cp} = \frac{\sum IT_i \cdot n_i}{\sum n_i} \quad (4.1)$$

где, IT_i – квалитет точности i -ой поверхности;

n_i – количество поверхностей, имеющих квалитет точности IT_i .

Коэффициент шероховатости рассчитывается по формуле 4.2:

$$K_{ш} = 1 - \frac{1}{Ш_{cp}} \quad (4.2)$$

$$K_{ш} = 1 - \frac{1}{8,6} = 0,12$$

Конструктивно деталь считаем технологичной.

Обеспечение технологичности конструкции изделия является одной из основных функций Единой системы технологической подготовки производства (ЕСТПП).

В Приложении Г, в соответствии с ГОСТ 14.201-83 «Обеспечение технологичности конструкции изделий. Общие требования», приводим расчет количественных показателей технологичности и точности обработки.

4.3 Методология структуры технологического процесса изготовления цилиндрических косозубых колес

Эксплуатационные показатели зубчатых колес определяются всем комплексом выполняемых при изготовлении операций, начиная от формирования заготовки колеса и заканчивая операцией чистовой обработки зубьев. Как показывают результаты исследований причин образования дефектов и разрушения зубчатых колес в процессе эксплуатации, основное влияние на их несущую способность и долговечность оказывает способ формирования заготовки, термическая или химико-термическая обработка, методы формирования зубьев и операция окончательной обработки [110].

Выбор материала, видов механической термической или химико-термической, а также окончательной обработки зубчатых колес обуславливается необходимостью обеспечения требуемой стойкости поверхностных слоев зубьев против контактных повреждений, абразивного изнашивания и заедания, необходимую изгибную прочность. В соответствии с этим основным материалом для зубчатых колес является термически обработанная сталь.

При проектировании технологического процесса изготовления зубчатых колес необходимо учитывать: форму венца зубчатого колеса, степень точности, назначение, режимы работы, требования, предъявляемые к весу и габаритным размерам; технологические требования, связанные с серийностью, технологическими возможностями предприятия в части изготовления колес; экономические требования, связанные со стоимостью материала и химико-термической обработки, получения заготовки и механической ее обработки.

Необходимо, также, учитывать затраты на инструмент для механической обработки заготовки на всех этапах технологического процесса. В связи с повышением окружных скоростей и передаваемых нагрузок при обеспечении высокой кинематической точности, все большее распространение в машиностроении получают термообработанные зубчатые колеса, твердость боковых поверхностей которых составляет 58-63 HRC.

Технологический процесс изготовления цилиндрических косозубых колес условно можно разделить на четыре этапа: получение заготовки зубчатого колеса; предварительное формирование зубчатого венца; термическая либо химико-термическая обработка; окончательное формирование зубьев колеса.

Выбор заготовки для изготовления зубчатого колеса зависит от серийности производства, а также оснащенности конкретного предприятия парком необходимого станочного оборудования. Кроме этого, этап получения заготовки включает в свой состав операции механической ее обработки под последующее предварительное зубонарезание.

Определение способа предварительного формирования зубьев производится, исходя из обрабатываемости материала, конструктивных особенностей зубчатого колеса, а также требований, предъявляемых к нагрузочной способности передачи, экономических соображений (тип производства, производительность способа обработки, расходы на оборудование и инструмент, возможности автоматизации) [111].

В производстве изготовления зубчатого колеса для предварительного формирования зубьев наибольшее распространение получил лезвийный инструмент, работающий по методу обката. Он, наряду с высокой производительностью, обеспечивает высокую точность геометрических параметров нарезаемых зубьев.

Для производства зубчатых колес наружного зацепления с открытым венцом среди лезвийного режущего инструмента, работающего методом обката, чаще используют червячные фрезы [112].

С целью повышения окружных скоростей, а также передаваемых нагрузок, необходимо применять химико-термическую обработку зубчатых колес. При

использовании термической обработки - закалка ТВЧ, на поверхности зубьев возникают остаточные напряжения сжатия относительно большой величины и благоприятное их распространение по глубине. Возникновение остаточных напряжений сжатия обусловлено мартенситными превращениями при охлаждении материала заготовки колеса и увеличения объема поверхностного слоя [113, 114].

Напряжения, возникающие под действием приложенной нагрузки в процессе эксплуатации зубчатого колеса, суммируются с остаточными напряжениями, вызванными термической обработкой, в результате чего происходит перераспределение напряжений в опасной зоне у основания зуба, что приводит к повышению усталостной прочности. Колеса с зубьями высокой твердости наружной поверхности и относительно мягкой сердцевиной в процессе эксплуатации имеют более высокие динамические и эксплуатационные показатели [115, 116].

Окончательную обработку зубьев выполняют с целью обеспечения заданной точности и микрогеометрии рабочих поверхностей зубьев. Наибольшее распространение получило зубофрезерование.

С появлением сверхтвердых режущих материалов твердостью 87-92 HRA, появилась возможность применения твердосплавных червячных фрез. Для обработки закаленных зубчатых колес с твердостью боковой поверхности зубьев 58-63 HRC [117, 118].

Применение твердосплавных червячных фрез повышает несущую способность и долговечность зубчатых колес, что обусловлено увеличением усталостной прочности, образованием в поверхностном слое сжимающих остаточных напряжений и улучшением эпюры распределения остаточных напряжений в сечении зуба [119].

По данным автора [120] использование червячных фрез позволяет также реализовать основной принцип зубонарезания, согласно которому главное движение должно быть независимым от формообразующих движений и осуществляться по плавной и замкнутой траектории.

Применение твердосплавных червячных фрез с криволинейными боковыми поверхностями зубьев взамен аппроксимированных прямой линией, позволяет получить колеса с профилем зубьев, приближенному к теоретически точному. Этим снижается кинематическая погрешность от неточности профиля боковых поверхностей зубьев и ее динамическое проявление.

Применение твердосплавных червячных фрез для чистовой обработки зубьев колес позволяет, наряду с высокой точностью геометрических параметров, получить качественный механически упрочненный поверхностный слой зубьев. При этом, в сравнении с зубошлифованием, продолжительность чистовой обработки зубчатого колеса сокращается в 1,5-4 раза, что повышает технологическую эффективность их производства [121, 122].

Кроме этого, за счет применения операции зубофрезерования взамен зубошлифования становится возможным сокращение парка шлифовальных станков. Этим сокращается номенклатура используемого оборудования а,

следовательно, снижаются затраты на его обслуживание, ремонт и необходимый режущий инструмент.

4.4 Расчет режимов резания технологического процесса механической обработки половины венца

Расчет режимов резания определяется в соответствии с методикой, изложенной [123]. Анализ процесса механической обработки половины венца должен быть проведен с точки зрения обеспечения качества продукции. При этом следует выяснить, правильно ли он составлен для выполнения требований чертежа и соблюдаются ли все требования технологического процесса. Данные технологического процесса по механической обработке половины венца (Приложение Д). Представленный технологический процесс позволяет выполнить все требования чертежа.

Операция фрезерная 025, 030.

Станок: Фрезерный станок 6М616Ф11-22

Инструмент : Фреза торцевая + 210 твердосплавные Т15К6 с вставными зубьями $D_{фр1} = 210$ 500 мм, $z = 20$, $B = 45$ мм, ГОСТ 1092-80

$D_{фр2} = 50$ 300 мм, $z = 6$ ТУ 2-035-591-77, 9304-72.

Приспособление: Подкладки, планки, болты, упоры.

Выбираем глубину фрезерования $t = 5$ и ширину фрезерования $B = 45$.
Определяем подачу.

Расчет подачи определяется по формуле (4.3):

$$S_M = S_Z \cdot z \cdot n_{ст}, \quad (4.3)$$

$$S_M = 0,05 \cdot 20 \cdot 340 = 340 \text{ мм/мин.}$$

Расчет скорости резания определяется по формуле (4.4):

$$v = \frac{C_v \cdot D^{0,25}}{T^{0,2} \cdot t^{0,15} \cdot S^{0,4} \cdot z^{0,1} \cdot B^{0,1}} \cdot K \quad (4.4)$$

где, $C_v = 332$;

$T = 500$ мин – стойкость инструмента;

$B = 45$ мм – ширина фрезерования.

$$v = \frac{332 \cdot 210^{0,25}}{500^{0,2} \cdot 5^{0,15} \cdot 0,05^{0,4} \cdot 20^{0,1} \cdot 45^{0,1}} \cdot 0,88 = 264 \text{ м / мин}$$

Поправочный коэффициент определяется по формуле (4.5):

$$K = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv} \quad (4.5)$$

где, $K_{mv} = 1$ - коэффициент, учитывающий качество обрабатываемого материала;

$K_{uv} = 1,1$ - коэффициент, учитывающий материал инструмента;

$K_{nv} = 0,8$ - коэффициент учитывающий состояние поверхности заготовки.

Расчет оборота фрезы при фрезеровании рассчитываем по формуле (4.6):

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot D_{fp}} \quad (4.6)$$

$$n = \frac{1000 \cdot 264}{3,14 \cdot 210} = 400 \text{ об/мин}$$

По паспорту станка $n_{cm} = 340$ об/мин.

Мощность резания определяется по формуле (4.7):

$$N = \frac{P_z \cdot v}{1020 \cdot 60} \quad (4.7)$$

$$N = \frac{1555,9 \cdot 264}{1020 \cdot 60} = 6,7 \text{ кВт}$$

Сила резания при фрезеровании равна $P_z = 1555,9$ Н.

Определяем мощность станка по формуле (4.8):

$$N_{cm} = \frac{N}{\eta} \quad (4.8)$$

где, $\eta=0,75$ – КПД станка.

$$N_{cm} = \frac{6,7}{0,75} = 8,9 \text{ кВт}$$

Операция сверлильная 045:

Станок: Расточной станок WNB-150.

Инструмент: Сверло спиральное +46.

Приспособление: Планки, болты, упоры. Пластина подрезная 85*50*14*40.

Оправка к пластине +45,5*5*50*14*40*530*№5.

Расчет глубины резания: $t = 0,5 \cdot D = 0,5 \cdot 46 = 27$

Выбор подачи при сверлении отверстия без ограничивающих факторов выбираем максимальную допустимую по прочности сверла выбираем подачу. [124] по таблице: $S = 0.48 - 0.58$ мм/об. Выбираем большую подачу 0,5 мм/об.

Расчет скорости резания определяем по формуле (4.9):

$$v = \frac{C_v D^q}{T^m s^y} K_v = \frac{9,8 \cdot 46^{0,4}}{50^{0,2} \cdot 0,5^{0,5}} 0,9 = 32,2 \text{ м / мин} , \quad (4.9)$$

где, $C_v = 9,8$ коэффициент, $q = 0,4$; $y = 0,5$; $m = 0,2$; степени даны в таблице [125].

Период стойкости $T = 25$. [126].

Коэффициент на обрабатываемый материал: $K_{mv} = 1$ [124]

Коэффициент на инструментальный материал: $K_{inv} = 1,06$ [127].

Коэффициент глубины резания: $K_{lv} = 0,85$ [128]

Общий поправочный коэффициент: $K_v = 1,6 \cdot 1 \cdot 0,85 = 0,9$

Расчет вращения шпинделя рассчитывается по формуле (4.10):

$$n = \frac{1000 v}{\pi D} = \frac{1000 \cdot 29,6}{3,14 \cdot 46} = 204,9 \text{ об / мин} \quad (4.10)$$

Поправка по паспорту станка: $n_D = 205$ об/мин.

Расчет скорости резания рассчитывается по формуле (4.11):

$$v_D = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 46 \cdot 205}{1000} = 29,6 \text{ м / мин} \quad (4.11)$$

Расчет крутящего момента рассчитывается по формуле (4.12):

$$M_{кр} = 10 C_M \cdot D^q \cdot S^y \cdot K_p = 10 \cdot 0,0345 \cdot 46^2 \cdot 0,5^{0,7} \cdot 0,94 = 411 \text{ Нм} \quad (4.12)$$

где $C_M = 0,0345$ коэффициент $y = 0,8$, $q = 2$ показатели степени.

$C_p = 68$ коэффициент, $y = 0,7$, $q = 12$ показатели степени [129].

Расчет мощности резания рассчитывается по формуле (4.13):

$$N_e = \frac{M_{кр} \cdot n}{9750} = \frac{411 \cdot 205}{9750} = 8,6 \text{ кВт} \quad (4.13)$$

4.5 Расчет режимов резания технологического процесса механической обработки венца сборного зубчатого колеса

На первой стадии расчета приводим в Приложении Д, расчёт режимов резания венца сборного зубчатого колеса.

Операция сверлильная 010, 025, 055.

Станок: Сверлильный станок 2А576, Расточная с ЧПУ ИР 1400.

Инструмент: Сверло спиральное +40.

Приспособление: Планки, болты, упоры.

Пластина подрезная 85*50*14*40.

Оправка к пластине +45,5*5*50*14*40*530*№5

Расчет глубины резания: $t = 0,5 \cdot D = 0,5 \cdot 40 = 20$

Выбор подачи при сверлении отверстия без ограничивающих факторов выбираем максимальную допустимую по прочности сверла выбираем подачу по таблице: $S = 0.48 - 0.58$ мм/об. Выбираем большую подачу 0,5 мм/об.

Расчет скорости резания рассчитывается по формуле (4.14):

$$v = \frac{C_V \cdot D^q}{T^m \cdot S^y} K_V = \frac{9,8 \cdot 40^{0,4}}{25^{0,2} \cdot 0,5^{0,5}} \cdot 0,9 = 30,5 \text{ м / мин} \quad (4.14)$$

где $C_V=9,8$ коэффициент, $q=0,4$; $y=0,5$; $m=0,2$; степени даны в таблице [130].

Период стойкости $T=25$ [126].

Поправочные коэффициенты: $K_V = K_{MV} \cdot K_{IV} \cdot K_{UV}$

Коэффициент на обрабатываемый материал: $K_{MV}=1$ [124]

Коэффициент на инструментальный материал: $K_{IV}=1,06$ [125]

Коэффициент глубины резания: $K_{UV}=0,85$ [128]

Общее поправочный коэффициент: $K_V=1,6 \cdot 1 \cdot 0,85=0,9$

Расчет вращения шпинделя рассчитывается по формуле (4.15):

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi D} = \frac{1000 \cdot 29,6}{3,14 \cdot 46} = 204,9 \text{ об / мин} \quad (4.15)$$

Поправка по паспорту станка: $n_D = 205$ об/мин.

Расчет скорости резания рассчитывается по формуле (4.16):

$$v_D = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 46 \cdot 205}{1000} = 29,6 \text{ м / мин} \quad (4.16)$$

Расчет крутящего момента рассчитывается по формуле (4.17):

$$M_{кр} = 10 C_M \cdot D^q \cdot S^y \cdot K_p = 10 \cdot 0,0345 \cdot 40^2 \cdot 0,5^{0,7} \cdot 0,94 = 311 \text{ Нм} \quad (4.17)$$

где, $C_M=0,0345$ – коэффициент;

$y=0,8$, $q=2$ – показатели степени;

$C_p=68$ коэффициент;

$y=0,7$, $q=1,2$ – показатели степени [129].

Расчет мощности резания рассчитывается по формуле (4.18):

$$N_e = \frac{M_{кр} \cdot n}{9750} = \frac{311 \cdot 205}{9750} = 6,5 \text{ кВт} \quad (4.18)$$

Операция токарная 015, 020, 035.

Станок: Карусельный станок КУ-51Ф1.

Инструмент: Набор токарных резцов.

Резец ГОСТ 18880-73. Проходной отогнутый резец ГОСТ 18877-73, и т.д.

Приспособление: Планшайба, подставки, планки, болты.

Точение, глубина резания t : при черновом точении и отсутствии ограничений по мощности оборудования, жесткости системы СПИД принимается равной припуску на обработку; при чистовом точении припуск срезается за два прохода и более. На каждом последующем проходе следует назначать меньшую глубину резания, чем на предшествующем. При параметре шероховатости обработанной поверхности $R_a = 3,2$ мкм включительно $t = 0,5-2,0$ мм; $R_a = 1,6$ мкм, $t = 0,1-0,4$ мм.

Принимаем для точения: черного $t = 2$ мм, чистового $t = 0,2$ мм.

Подача s : при черновом точении принимается максимально допустимой по мощности оборудования, жесткости системы СПИД, прочности режущей пластины и прочности державки.

Подачи при чистовом точении выбирают в зависимости от требуемых параметров шероховатости обработанной поверхности и радиуса при вершине резца [126].

Принимаем подачу при точении: черновом $s = 0,8$ мм/об; чистовом $s = 0,1$ мм/об.

Скорость резания v : при наружном продольном и поперечном точении и растачивании рассчитывают по эмпирической формуле (4.19):

$$v = \frac{C_v}{T^m t^x s^y} K_v \quad (4.19)$$

Среднее значение стойкости T при одно инструментальной обработке – 30-60 мин., принимаем $T = 45$ мин.

Значения коэффициента C_v показателей степени x , y и m приведены в таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Значения коэффициентов.

При точении	
черновом	чистовом
$C_v = 340$	$C_v = 420$
$x = 0,15$	$x = 0,15$
$y = 0,35$	$y = 0,20$
$m = 0,20$	$m = 0,20$

Коэффициент K_v является произведением коэффициентов, учитывающих влияние материала заготовки K_{mv} (таблица 12 [125]), состояние поверхности $K_{пв}$, материала инструмента $K_{ив}$.

$$K_v = K_{mv} K_{пв} K_{ив} \quad (4.20)$$

$$K_{\text{mv}} = \left(\frac{750}{\sigma_{\epsilon}} \right)^{n_v}$$

При точении черновом:

$$K_v = \left(\frac{750}{\sigma_{\epsilon}} \right)^{n_v} = \left(\frac{750}{930} \right)^1 = 0,81$$

При точении чистовом:

$$K_v = \left(\frac{750}{\sigma_{\epsilon}} \right)^{n_v} = \left(\frac{750}{930} \right)^1 = 0,81$$

Значения коэффициента $K_{\text{пв}}$, $K_{\text{ив}}$, K_v приведены в таблице 4.7.

Таблица 4.7 – Значения коэффициентов

При точении	
черновом	чистовом
$K_{\text{пв}} = 0,9$	$K_{\text{пв}} = 1,0$
$K_{\text{ив}} = 1,0$	$K_{\text{ив}} = 1,0$
$K_v = 0,81 \cdot 0,9 \cdot 1,0 = 0,73$	$K_v = 0,81 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 0,81$

При точении черновом:

$$v = \frac{C_v}{T^m t^x s^y} K_v = \frac{340}{45^{0,2} \cdot 2^{0,15} \cdot 0,8^{0,35}} \cdot 0,73 = 112,9 \quad \text{м/мин}$$

При точении чистовом:

$$v = \frac{C_v}{T^m t^x s^y} K_v = \frac{420}{45^{0,2} \cdot 0,2^{0,15} \cdot 0,1^{0,2}} \cdot 0,81 = 307,1 \quad \text{м/мин}$$

Силу резания принято раскладывать на составляющие силы, направленные по осям координат станка (тангенциальную P_z , радиальную P_y и осевую P_x). При наружном продольном и поперечном точении эти составляющие рассчитывают по формуле (4.21).

$$P_{z,y,x} = 10C_p t_x s_y v_n K_p, \quad (4.21)$$

Постоянная C_p и показатели степени x , y и n для конкретных (расчетных) условий обработки для каждой из составляющих силы резания приведены в таблицах 4.8 и 4.9.

Поправочный коэффициент K_p представляет собой произведение ряда коэффициентов, учитывающих фактические условия резания.

$$K_p = K_{\text{мп}} K_{\text{фр}} K_{\text{гр}} K_{\lambda p} K_{\text{гр}} \quad (4.22)$$

Все расчетные данные при черновом точении и чистовом точении приведены в таблицах 4.8 и 4.9.

Таблица 4.8 – Рекомендуемые подачи при черновом наружном точении

	C _p	t, м м	s, мм /об	v, м/мин	x	y	n	K _{мп}	K _{фр}	K _{γр}	K _{λр}	K _{гр}	P,Н
P _x	339	2	0,8	112,9	1,0	0,5	-0.4	0,92	1,0	1,0	1,0	0,93	658
P _y	243	2	0,8	112,9	0,9	0,6	-0.3	0,92	1,0	1,0	1,25	0,82	794
P _z	300	2	0,8	112,9	1,0	0,75	-0.15	0,92	1,0	1,0	0,85	1,0	1830

Таблица 4.9 – Рекомендуемые подачи при чистовом наружном точении

	C _p	t, мм	s, мм /об	v, м/мин	x	y	n	K _{мп}	K _{фр}	K _{γр}	K _{λр}	K _{гр}	P,Н
P _x	339	0,1	0,1	307,1	1,0	0,75	-0.4	0,92	1,0	1,0	1,0	0,93	8,63
P _y	243	0,1	0,1	307,1	0,9	0,75	-0.3	0,92	1,0	1,0	1,25	0,82	14,89
P _z	300	0,1	0,1	307,1	1,0	0,4	-0.15	0,92	1,0	1,0	0,85	1,0	84,59

Мощность резания рассчитывают по формуле (4.23):

$$N = \frac{P_z \cdot v}{1020 \cdot 60} \text{ кВт} , \quad (4.23)$$

При точении черновом:

$$N = \frac{P_z \cdot v}{1020 \cdot 60} = \frac{1830 \cdot 112,9}{1020 \cdot 60} = 3,37 \text{ кВт}$$

При точении чистовом:

$$N = \frac{P_z \cdot v}{1020 \cdot 60} = \frac{84,6 \cdot 307,1}{1020 \cdot 60} = 0,42 \text{ кВт}$$

Выбираем станок с мощностью превышающей рассчитанную мощность (11кВт).

Операция зубофрезерная 040.

Станок: Зубофрезерный станок мод. 5345

Инструмент: Фреза червячная по ГОСТ 9324 – 80 «Фрезы червячные чистовые однозаходные для цилиндрических зубчатых колес с эвольвентным профилем. Технические условия», m = 16

Приспособление: Оправка 9П - 6797

Расчёт режимов резания при зубофрезеровании $m = 16, Z = 260$

Режимы резания червячными фрезами обычно назначают исходя из минимальных затрат на зубообработку. При этом за основу принимают значения стойкости и износа фрезы по задней поверхности, определяемые по таблице 4.10 [125].

$$T^* = 360 \text{ мин}, h_3^* = 0,8 \text{ мм}$$

Полную обработку следует производить не более чем за 2-3 рабочих хода. Если вследствие недостаточной мощности или жесткости станка приходится производить два черновых хода, то обычно принимают глубину фрезерования $t_1 = 1,4 m$ и $t_2 = 0,8 m$.

Для повышения производительности принимают возможно большие значения подачи, которые при черновом нарезании ограничены обычно мощностью главного привода станка, а при чистовом – шероховатостью и волнистостью поверхности зубьев.

По таблицам 2.25 и 2.26 определим подачи при черновом и чистовом нарезании зубчатого колеса однозаходной червячной фрезой:

черновое – $S_0 = 3 \text{ мм/об}$

чистовое – $S_0 = 1 \text{ мм/об}$

По таблице 4.11 [125] определим скорость резания:

черновое – $v = 27 \text{ м/мин}$

чистовое – $v = 48,5 \text{ м/мин}$

Определим силу резания по формуле (4.24).

$$P_z = C_p m^{1,4} S^{0,95} t^{1,4} v^{-0,28} K_{10} K_M \cdot 9,8 \quad (4.24)$$

где, C_p – коэффициент, учитывающий влияние постоянных факторов на силу резания (при зубофрезеровании червячной фрезой можно принять $C_p = 15$);

K_{10} – коэффициент, учитывающий заходность фрезы;

K_M – коэффициент, учитывающий твердость материала колеса.

Сила резания: черновая обработка – $P_z = 10309 \text{ Н}$; чистовая обработка – $P_z = 3081 \text{ Н}$

Модификация головки и ножки зуба, глубина обработки составляет $t = 22 \text{ мкм}$.

Выводы по 4 разделу

1. Выбран материал зубчатого венца, изготавливаемой из среднеуглеродистой стали 35ХМЛ, проведена оценка его на технологические качества: влияние молибдена на измельчение зерна; увеличение прокаливаемости; повышение прочности, что устраняет склонность к отпускной хрупкости и росту зерна при нагреве, задерживает распад мартенсита, способствуя сохранению высокой твердости при эксплуатации.

2. Выполнен анализ конструкции зубчатого венца по точностным характеристикам качества поверхности обработки и технологичность: установлены количественные показатели технологичности зубчатого венца - коэффициент технологичности $K_T = 0,72 \leq 0,75$ по ГОСТ 14.201 – 83;

3. Применение твердосплавных червячных фрез для черновой и чистовой обработки закаленных зубьев колес с твердостью боковой поверхности 58-63 HRC, позволяет получить качественный механически упрочненный поверхностный слой, с высокой точностью геометрических параметров, что в сравнении с зубошлифованием, снижает время обработки в 1,5-4 раза.

4. Выполнен расчет режимов резания технологического процесса механической обработки половины венца и венца сборного зубчатого колеса; найдены рациональные параметры процесса (скорость резания v_d , силы резания по x , y , z , подачи S и мощности резания N_e при чистовой и черной обработки) и нового технологического парка станков и режущих инструментов.

5 МЕТРОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ И ТЕХНИКО – ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СПОСОБОВ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА

5.1 Современные и традиционные методы контроля качества цилиндрических зубчатых колес

Зубчатый венец характеризуется очень большим количеством параметров и размеров, каждый из которых может иметь отклонения, возникающие в процессе изготовления. Различные параметры и их отклонения по-разному влияют на конечное качество зубчатого венца. Более того, в зависимости от области применения и дополнительных условий, те или иные параметры могут менять свою значимость [131].

В странах СНГ точность изготовления цилиндрических зубчатых колес регламентируется ГОСТ 1643 – 81 Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски и посадки. Предусмотрено 12 степеней точности, более точные колеса имеют меньшие степени точности.

Каждая степень точности регламентирует три нормы - кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев в передаче, а также шесть видов сопряжений и восемь видов допусков на боковой зазор. Возможно комбинирование степеней точности, например, 8 – 7 – 6 - Ва (8 – степень кинематической точности, 7 – плавности работы, 6 – по нормам контакта, с видом сопряжения В и видом допуска на боковой зазор) [132].

Нормы точности могут назначаться в зависимости от области применения зубчатого колеса. При этом меняется характер допустимых погрешностей и величина погрешности, например, для делительных и планетарных передач важна кинематическая точность, для высокоскоростных передач главным является плавность работы передачи, для тяжело нагруженных тихоходных передач необходимо обеспечить полноту контакта зубьев, а для реверсивных отсчетных передач важна величина бокового зазора.

Для каждой нормы точности ГОСТ определяет основные отклонения зубчатого колеса, которые влияют на данную норму. Всего стандартом определено 24 погрешности, подлежащих контролю. Семь погрешностей определяют кинематическую точность: кинематическая погрешность зубчатого венца F'_{ir} , накопленная погрешность шага колеса F_{pr} , накопленная погрешность k шагов F_{pkr} , погрешность обката F_{cr} , колебание длины общей нормали $F_v W_r$, радиальное биение зубчатого венца F_{rr} , колебание измерительного межосевого расстояния за оборот колеса F''_{ir} .

Плавность работы зависит также от 7 погрешностей: местная кинематическая погрешность колеса f'_{ir} , циклическая погрешность зубцовой частоты колеса f_{zr} , циклическая погрешность зубчатого колеса $f_z k_r$, погрешность профиля зуба f_{fr} , отклонение шага зацепления $f_p b_r$, отклонение шага $f_p t_r$, колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе f''_{ir} .

Точность контакта зубьев определяется 4 параметрами: погрешность направления зуба F_r , погрешность контактной линии F_{kr} , отклонение осевых шагов по нормали F_{pknr} , суммарное пятно контакта.

Боковой зазор в передаче определяются 6 параметрами: дополнительное смещение исходного контура E_{hr} , отклонение длины общей нормали E_{Wr} , отклонение средней длины общей нормали E_{Wmr} , отклонение толщины зуба E_{cr} , предельные отклонения измерительного межосевого расстояния E_{ar} , отклонение размера по роликам E_{mr} .

Для измерения практически каждого из этих параметров требуется специализированное метрологическое средство:

- прибор для комплексного однопрофильного контроля;
- прибор для абсолютного измерения накопленной погрешности шага;
- приборы для относительного измерения накопленной погрешности шага;
- кинематомер;
- зубомерный микрометр для контроля длины общей нормали;
- нормалемер для определения отклонений от номинального значения длины общей нормали;
- биениемер;
- прибор для двухпрофильного контроля (межцентромер);
- волномер (для контроля циклической погрешности);
- эвольвентомер;
- шагомер накладной;
- ходомер (для контроля линии зуба);
- зубомер смещения;
- штангензубомер. [133]

ГОСТ разрешает проверку не по всем параметрам, а по комплексам из нескольких параметров в каждой группе. И даже в этом случае требуются различные метрологические средства. В метрологической лаборатории, проверяющей зубчатые колеса, должно находиться от одного до двух десятков приборов. Только в этом случае можно быть уверенным, что зубчатые колеса проверены в соответствии с ГОСТ.

Особенности современного состояния метрологического обеспечения зубчатых колес состоит в том, что для контроля каждой погрешности применяется свое средство измерения и специально обученный персонал для работы на отдельных приборах. [134]

Требования к точности изготовления зубчатого венца определяются эксплуатационными требованиями к зубчатому зацеплению. К этим требованиям укрупненно можно отнести: износостойкость, виброустойчивость, шумность, передаваемый крутящий момент, надежность и плавность. Все эти требования ужесточаются по мере развития техники. Соответственно, ужесточаются и требования по точности к зубчатым венцам и совершенствуются методы контроля этих требований.

В настоящий момент совершенно четко прослеживаются несколько тенденций в изменении технологических и точностных требований к зубчатым колесам [135]:

- повышение надежности;
- снижение уровня шума;
- увеличение передаваемого момента, мощности;

- улучшение динамических характеристик;
- увеличение срока службы;
- увеличение ремонтпригодности.

Отклонения отдельных параметров зуба и зубчатого венца влияют на функциональные возможности зубчатого колеса или пары колес в зубчатом зацеплении, только зубчатое колесо с правильным эвольвентным профилем и точным шагом обеспечивает передачу вращения с постоянной угловой скоростью.

Основные характеристики зубчатых колес, которые должны быть обеспечены конструктивными и технологическими методами:

- точность (динамика, плавность работы);
- долговечность;
- надежность;
- передача больших моментов;
- минимальная стоимость.

Эти требования должны быть обеспечены соответствующим контролем в процессе изготовления деталей с зубчатыми венцами.

Для обеспечения указанных требований к зубчатым колесам изменяется конструкция самих колес. В первую очередь это касается точности: сегодня в мире основную массу составляют колеса 5 – 7-й степеней точности. Другой тенденцией является наличие модификаций по профилю и линии зуба (конструктивных заданных отклонений от исходных параметров). В отдельных случаях вводятся топографические модификации на всей поверхности зуба [135].

Применение цифровых систем управления позволило напрямую применить результаты измерения зубчатых колес для повышения качества. В традиционных технологиях повышение точности требовало изменения технологии, изменения конструкции приспособлений, ремонта и модернизации станков. Для станков с ЧПУ достаточно ввести в корректоры значения погрешности обработанной детали и при обработке следующей детали погрешности уже будут скомпенсированы.

Таким образом, полученные в результате измерения зубчатого венца значения отклонений применяются в современной технологии для корректировки наладки станка. Целью этой корректировки может быть не только повышение качества обработанного венца, но и оптимизация параметров зубчатого зацепления.

Потребитель продукции должен быть уверен в ее качестве и иметь сертификат международного образца, дающий исчерпывающую информацию о качестве зубчатого венца.

Основные современные тенденции в измерении зубчатых колес [134]:

- не просто измерение детали с заключением «годная – негодная», а анализ отклонений с обратной связью с производством;
- более высокая точность измерений;
- более высокая скорость измерения;

- возможность контроля непосредственно в производстве;
- возможность измерения модификаций и топографии зуба;
- внедрение новых стандартов измерения и оценки;
- достоверность измерений;
- выдача стандартизованных протоколов (прослеживаемость результатов на различных стадиях производства и при поставке изделия потребителю). Эти тенденции привели к появлению новых методов контроля зубчатых венцов.

Современные средства контроля зубчатых венцов:

- измерение геометрических параметров производится, не на всей рабочей поверхности зуба. Поэтому определены параметры, по которым можно оценить точность всей боковой поверхности. К этим параметрам для косозубых зубчатых колес относят шаг по делительной окружности, линию профиля и линию направления зуба;

- измерение этих геометрических параметров происходит либо в определенных точках (шаг, радиальное биение, толщина зуба), либо вдоль определенных линий (профиль, направление зуба, модификации). С внедрением современных метрологических средств появилась возможность измерения всей боковой поверхности – измерения топографии зуба;

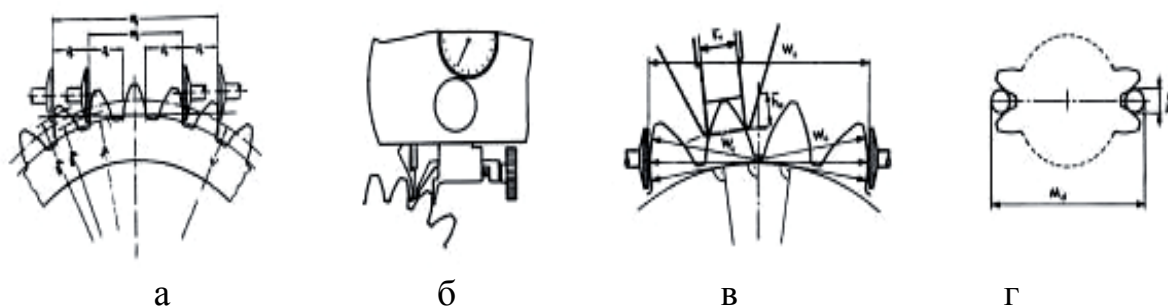
- геометрические параметры определяются путем прямого измерения размеров, отклонений положения, направления и формы. Дополнительно могут оцениваться волнистость и шероховатость поверхности;

- кроме измерения геометрических параметров, при контроле зубчатого венца могут быть осуществлены функциональные проверки, к ним относят, в первую очередь, проверку кинематической точности на приборах однопрофильного контроля, проверку колебания измерительного межосевого расстояния на приборах двухпрофильного контроля, проверку пятна контакта на контрольно – обкатных станках, проверку уровня шума и проверку передаточной способности на соответствующих приборах;

- кроме указанных проверок геометрии и функциональности зубчатого венца осуществляют проверку твердости, прочности и структуры материала детали различными разрушающими и неразрушающими методами контроля.

Международные стандарты различают *измерение* и *проверку* зубчатых венцов.

Под *измерением* понимается определение абсолютного размера. Применительно к цилиндрическим зубчатым колесам может быть измерена длина общей нормали, основной шаг, толщина зуба и ширина впадины (Рисунок 5.1).



а – длина общей нормали; б – шаг зацепления; в – толщина зуба;
г – размер по роликам

Рисунок 5.1 – Измерение зубчатых венцов

При *проверке* определяют, соответствует ли изготовленная деталь одному или нескольким заданным условиям. Применительно к зубчатым колесам проверяется окружной шаг, радиальное биение, профиль, боковая линия, образующая линия, а также кинематическая точность с помощью одно – и двухпрофильных приборов.

Измерение ручными средствами, характеризуется простотой обращения со средствами измерения и дешевизной самих средств измерения (Рисунок 5.2).

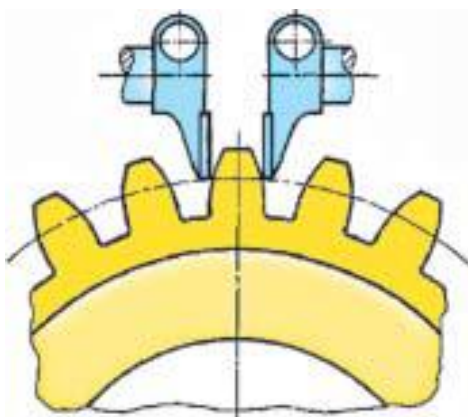


Рисунок 5.2 – Измерение ручными средствами

Эти приборы могут быть применены непосредственно около станка. В то же время, измерение ручными средствами не дает заключения о качестве зубчатого венца, так как обладает ограниченной информативностью результата, проверка осуществляется по одному параметру. Кроме того, существуют определенные сложности при измерении косозубых колес.

Проверка на приборах одно – и двухпрофильного контроля, в отличие от измерений ручными средствами, дает прямую информацию о качестве колеса (Рисунок 5.3).

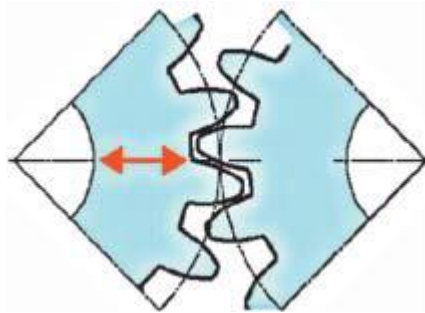


Рисунок 5.3 – Проверка на приборах однопрофильного контроля

Данный метод проверки обеспечивает короткое время измерения детали. Но эти методы также обладают существенными недостатками. Несмотря на то, что результаты проверки позволяют сделать заключение о качестве детали, они не дают ни качественной, ни количественной информации, которую можно было бы напрямую использовать для внесения коррекции в технологический процесс изготовления детали. Кроме того, проверка осуществляется с применением измерительных колес, которые достаточно дороги в приобретении (изготовлении) и эксплуатации (восстановление). Хотя время непосредственно проверки достаточно мало (достаточно одного оборота детали, сопряженной с измерительным колесом).

Совершенствование систем управления и повышение точности, а также необходимость повторяемости измерений привело к широкому внедрению зубоизмерительных машин – универсальных приборов для контроля зубчатых венцов. Зубоизмерительная машина является средством аналитического контроля отклонений зубчатого венца. Применение этого средства контроля обеспечивает оптимальное качество контроля и представления результатов проверки параметров зубчатого венца. Получаемые результаты дают полную информацию о причинах возникновения погрешностей и позволяют использовать эту информацию для соответствующей корректировки технологии изготовления детали.

Принцип работы зубоизмерительной машины и традиционных приборов для контроля эвольвенты, направления зуба и шага зубьев во многом схож. В процессе измерения щуп измерительной машины сканирует боковую поверхность зуба по профилю, по линии зуба и последовательно касается всех боковых сторон зубьев. В результате этих основных проверок определяется погрешность профиля, погрешность линии зуба, отклонения шагов и погрешность радиального биения.

На любом выбранном зубе может быть проведена проверка профиля и линии зуба в нескольких сечениях. В этом случае результатом измерения является топография поверхности зуба. Во многих случаях сегодня используется модификация поверхности зуба по профилю и направлению, имеющая целью оптимизацию технологии изготовления колес (модификация зуба при черновой обработке с целью компенсации деформаций при термической обработке) параметров готового изделия. Возможность оценки топографии зуба дает возможность наглядно оценить модификацию

поверхности зуба. Кроме того, при применении дополнительного программного обеспечения для зубоизмерительных машин существует возможность моделирования и оценки контакта измеренного зуба либо в зацеплении с идеальным колесом, либо в зацеплении с другим измеренным колесом.

При получении диаграммы профиля, можно определить пять основных причин возникновения данной погрешности:

- биение фрезы на оправке;
- неправильная заточка фрезы (фреза была переточена с радиальным биением из - за установки с перекосом на оправку или оправки на заточной станок);
- слишком большой люфт шпинделя фрезы фрезерного станка;
- слишком большой люфт стола фрезерного станка.

В настоящий момент в мире существует около десятка поставщиков зубоизмерительных машин.

Зубоизмерительные машины фирмы Mahr (Германия) обладают уникальной встроенной системой термокомпенсации, что обеспечивает точность измерения даже при колебаниях температуры в помещении. Например, при колебании температуры в помещении на 8 градусов разброс результатов измерения составляет всего 0,6 микрона.

Современные средства измерения зубчатых колес – зубоизмерительные машины – позволяют выполнить основные требования, которые определяются современной конструкцией и технологией изготовления. На обеих боковых поверхностях трех или четырех зубьев измеряются погрешности профиля и линии зуба. На всех зубьях измеряются погрешности шага по обоим боковым поверхностям и погрешности радиального биения. Кроме этого, производится измерение толщины зуба (размера по шарикам). Зубоизмерительная машина не имеет ограничений в части измерения колес с нестандартными параметрами профиля и линии зуба (модификации по профилю и линии зуба).

Практически зубоизмерительная машина как современное средство измерения заменяет все ранее применявшиеся приборы для контроля зубчатых колес и позволяет измерять, кроме цилиндрических колес, также конические колеса, червяки, червячные колеса и зуборезные инструменты (червячные фрезы, долбяки и шеверы).

5.2 Метрологическое обеспечение параметров качества поверхности крупномодульных косозубых зубчатых колес привода шаровой мельницы

Для измерения и расчета геометрических параметров качества поверхностей деталей машин в настоящее время существует большой арсенал средств класса профилографов – профилометров, кругломеров, в которых используются микропроцессорные комплектующие. Однако они имеют большой недостаток – ограничение по числу измеряемых параметров как стандартизованных, так и исследовательских.

Весьма распространенными в России являются: профилограф – профилометр мод. 170622, позволяющий измерить пять геометрических параметров шероховатости поверхности: Ra , Rz , Rm ах, Rp , Rv ; профилограф-

профилометр мод. 170311, определяющий Ra , Rz , Rm ax, Rp , Sm , tp на десяти уровнях; кругломер мод. 175121 – ЕФК (отклонение от круглости); цифровой измеритель шероховатости поверхности (ООО «Градиент – Техно», г. Москва), измеряющий Ra , Rz ; профилометр «Абрис ПМ – 7» (выпускается в Пензе) для измерения Ra , Rz , Rm & x , Sm , tp .

Общим недостатком этих вычислительных средств является то, что они не позволяют быстро принимать решения о состоянии ТС по результатам измерений и не дают возможности представлять информацию в виде таблиц, графиков без предварительной обработки данных.

Расширить возможности измерительно – вычислительных приборов позволяет создание ИИС на базе микропроцессорной техники.

В этом плане следует отметить программно-аппаратный комплекс на базе ЭВМ совместимого ПК «Абрис ПМ – 7.2» (Рисунок 5.4).



Рисунок 5.4 – Измерительная система «Абрис ПМ – 7.2»

Эта система позволяет проводить измерение, обработку, расчет параметров шероховатости и вывод на экран монитора и печатающее устройство результатов расчета и профилограммы измеренного участка поверхности детали.

Аналогичные комплексы для измерения геометрических параметров качества поверхностей деталей машин на базе ЭВМ имеются у ряда зарубежных фирм производителей, например система «Hommel Tester T8000» (Hommelwerke GmbH, Германия), системы серии SV – 600 (Mitutoyo Corp., Япония), системы Talysurf (Rank Pressing Industries Corp., Великобритания) и т. п.

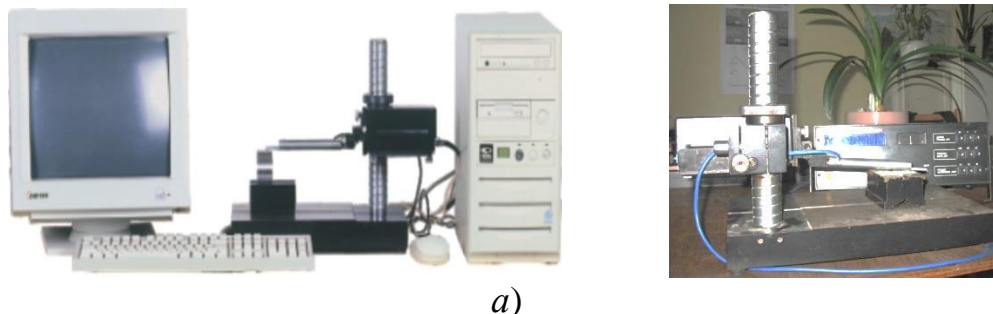
Эти средства контроля позволяют измерять параметры шероховатости и волнистости, регламентированные стандартом ISO 4287:1997.

Похожие системы на базе ЭВМ созданы с применением в качестве измерительных устройств кругломеров различных модификаций, например «Абрис К 10.2» мод. 11 – 320 – 1 (Россия), F1003, F1004, F4003, F4004 (Hommelwerke GmbH, Германия), «Round Test» (Mitutoyo Corp., Япония) и др.

Применение указанных измерительных комплексов открывает большие возможности для качественного управления процессами обработки деталей машин путем увеличения скорости измерений параметров, обработки и представления информации. Однако такие системы, рекомендованные для работы в лабораториях, трудно использовать в цеховых условиях в связи с их

относительно большими габаритными размерами и ограниченным пространством рабочей зоны.

К мобильным средствам измерений геометрических параметров поверхности можно отнести профилометры мод. 170622 и «Абрис Н ПМ – 7.3» (Рисунок 5.5).



а) – Профилометр модели 170622; б) – Профилометр «Абрис ПМ-7.3»

Рисунок 5.5 – Мобильные средства измерений геометрических параметров поверхности

Их основным недостатком является ограниченное метрологическое обеспечение характеристик геометрических параметров качества. Эти профилометры могут обеспечить производственные запросы сегодняшнего дня, но не удовлетворяют требованиям научного поиска на перспективу.

Указанные профилометры имеют разъемы дистанционного управления, что позволяет передавать сигналы измерения с датчиков в системы обработки данных. Это позволяет создавать мобильные ИИС параметров качества поверхностей деталей на базе ЭВМ.

Таким образом, несмотря на широкий спектр применяемых средств измерений геометрических параметров качества поверхностей деталей машин необходима разработка ИИС, позволяющих в цеховых и лабораторных условиях измерять соответствующие параметры (регламентированные стандартами и исследовательские); обрабатывать и представлять полученную информацию в наглядной форме (вывод на экран монитора, в виде протоколов), проводить статистическую обработку данных и т.п.

Это будет способствовать решению вопросов комплексного управления параметрической надежностью ТС в части геометрических параметров качества, регламентируемых инженерией поверхности.

В связи с этим в Брянском государственном техническом университете (БГТУ) с целью метрологического обеспечения геометрических параметров качества поверхностей деталей машин создан виртуальный прибор (ВП), решающий задачу автоматизации измерения и расчета параметров шероховатости, волнистости и отклонений от круглости (регламентированных государственными стандартами и исследовательских), а также хранения и анализа полученных данных.

В состав аппаратного обеспечения разработанного виртуального прибора входят измерительные и вычислительные модули и модуль сопряжения (Рисунок 5.6).

В качестве вычислительного (управляющего) модуля используется компьютер ЮМ РС, в роли измерительных модулей для измерения параметров шероховатости и волнистости – профилограф – профилометр мод. 170311; для измерения отклонений от круглости применяется кругломер мод. 175121. Использование указанных моделей приборов не имеет принципиального значения. Главным является наличие индуктивного преобразователя, а остальное решается программным путем. Модулем сопряжения между ПЭВМ и измерительными блоками служит универсальный адаптер аналого – цифрового ввода – вывода NVL 03 для IBM PC (ЗАО «Компания «Сигнал», Москва).

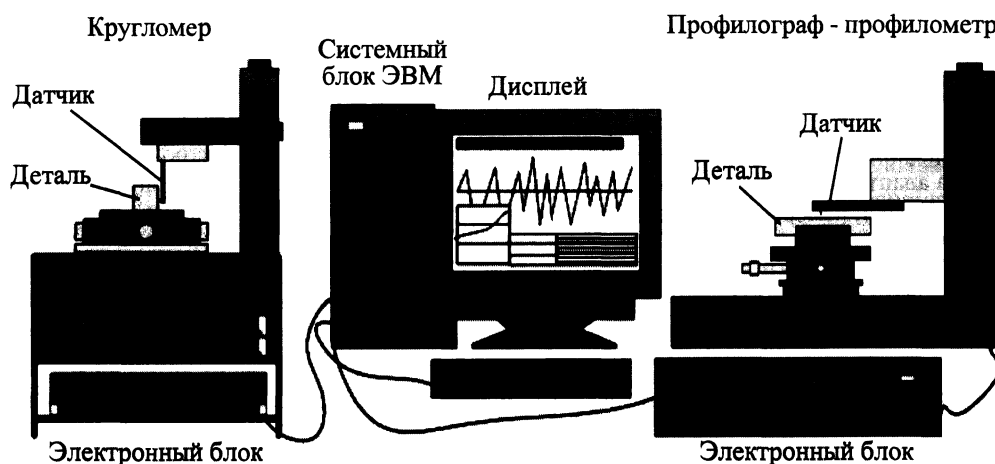


Рисунок 5.6 – Виртуальная измерительная – информационная система (ИИС) для измерения и расчета геометрических параметров поверхностей деталей машин

Разработанный виртуальный прибор позволяет измерять и вычислять как стандартные, так и исследовательские геометрические характеристики поверхностей деталей машин.

Наличие в конструкции электронных блоков профилографа – профилометра мод. 170311 и кругломера мод. 175121 специальных разъемов

«Дистанционное управление» позволяет подключать их к внешним устройствам управления. Благодаря этому измерительную информацию с датчиков можно передавать в память ПЭВМ. При этом во время работы виртуального прибора эксплуатируются только измерительные субблоки электронных блоков профилометра и кругломера, а работа счётно – решающих субблоков исключается.

Для использования в цеховых условиях разработан мобильный виртуальный прибор, рассчитанный на определение геометрических характеристик поверхностей деталей машин, отличающийся технической реализацией и малыми габаритными размерами (Рисунок 5.7).

В качестве управляющего модуля может применяться любой компьютер – ноутбук, а как измерительный – блок привода с датчиком – преобразователем от профилометра мод. 170622 или других моделей, устанавливаемые в зависимости от контуров и габаритных размеров контролируемой детали непосредственно на измеряемую поверхность с соответствующими сменными опорами. В роли модуля согласования используется электронный блок оригинальной конструкции, выполняющий функции сопряжения управляющего и измерительного модулей, а также аналого – цифровой преобразователь (АЦП).

Часть функций производственного мобильного виртуального прибора выполняется с помощью программных модулей, используемых при работе ранее созданного виртуального прибора. Так, для обеспечения интерфейса пользователя применяются те же программы установки графических режимов, загрузки шрифтов и т.п.

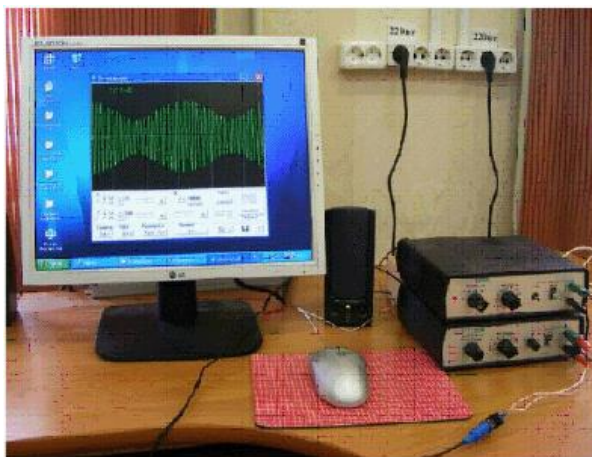


Рисунок 5.7 – Мобильный измерительный виртуальный прибор

В связи с использованием в качестве согласующего устройства электронного блока, более совершенного по своей конструкции, чем серийно выпускаемый электронный блок профилометра мод. 170622, разработаны программы, предназначенные для управления функционированием системы в процессе реализации измерительных задач (организация ввода – вывода информации, инициализация и запуск периферийных объектов, самоконтроль и

диагностика). Принцип действия измерительного блока аналогичен принципу действия измерительного субблока профилометра – профилографа мод. 170311. Блок согласования реализован на базе микроконтроллера AT89C51 фирмы Atmel (США), представляющего собой восьмиразрядную однокристальную микроЭВМ с системой команд MCS – 51 фирмы Intel (США).

Достоинства разработанной системы (Рисунок. 5.8): высокая скорость измерений, небольшие габаритные размеры, малая масса и т. д. – позволяют эффективно использовать ее в цеховых и лабораторных условиях для контроля геометрических параметров качества поверхностей деталей машин (шероховатости, волнистости) при их изготовлении, научных экспериментах.

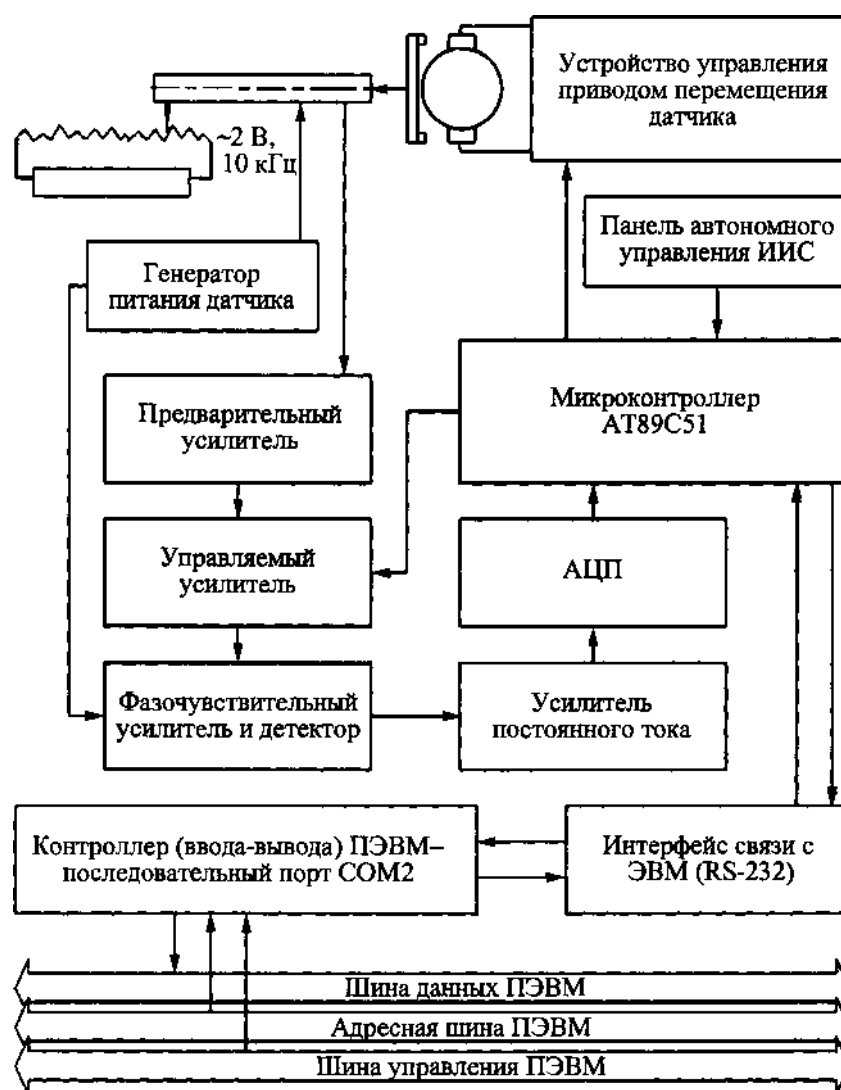


Рисунок 5.8 – Структурная схема производственной мобильной ИИС измерения геометрических параметров качества поверхностей деталей машин

Для повышения точности измерений предлагается использовать в качестве измерительного элемента стандартную лазерную головку CD – проигрывателя или ей подобную.

Измерительный блок, служащий для управления лазерным преобразователем и передачи измеренной информации в память компьютера,

может быть создан, например, на базе микроконтроллера AT89C51.

Ввиду того, что крупногабаритное колесо трудно доставить в лабораторию, измерения производят по принципу online, т.е. видеосъемка происходит в месте установки колеса, а преобразование картины – на компьютере в лаборатории. [135]

В последнее время появился ряд работ [136, 137], позволяющих повысить качество получаемых изображений при помощи их математической обработки.

На основании указанных данных компьютерная программа вычисляет теоретический профиль двух соседних зубьев. Точки этого профиля запоминаются в форме матрицы $[W]$, а профиль изображается на мониторе. Сфотографированный профиль состоит из двух зубьев. Вычисленный профиль представлен в бинарной форме, исключая точки с яркостью больше пороговой. Потом точки профиля запоминаются как матрица действительного профиля $[R]$.

Важным вопросом является выбор измерительной базы, т.е. точки (либо точек), относительно которой сравниваются профили. Предусматриваем две возможные измерительные базы: – наружный диаметр, – диаметр делительной окружности.

На сегодняшний день можно измерить толщину зуба на произвольной высоте, получить график и таблицу отклонений. Среди очевидных преимуществ метода – его дешевизна и большая производительность. Метод позволяет определять величину износа контактирующих поверхностей и дать заключение о работоспособности зубчатой передачи. Измерение толщины зубьев является только первой частью программы комплексного измерения зубчатых колес на основе рассмотренного метода

В настоящее время метрологическое обеспечение крупномодульных зубчатых колес заключается в измерении: колебания длины общей нормали, погрешности обката, радиального биения зубчатого венца, колебания измерительного межосевого расстояния при двухпрофильном зацеплении, циклической погрешности, профиля, бокового зазора, исходного контура (смещения), толщины зуба E_{is} и T_c [138].

Наименьшее смещение исходного контура должно обеспечить получение гарантированного бокового зазора в передаче и одновременно компенсировать погрешность изготовления колес и монтажа передачи. Измерение дополнительного смещения исходного контура осуществляется с помощью зубомеров смещения.

5.3 Обоснование применения способов смазки при работе тяжело нагруженных зубчатых передач и разработка рекомендаций по их применению

Основными причинами выхода из строя зубчатых передач при эксплуатации, с учетом влияния смазочного материала, являются следующие:

- абразивный износ зубьев, который возникает в результате воздействия частиц пыли, грязи, попадающих из окружающей среды, или продуктов износа, содержащихся в смазочном материале;

- выкрашивание рабочих поверхностей, определяемое усталостным характером, наблюдается в зубчатых колесах, работающих в среде смазочного материала. Усталостное выкрашивание сосредотачивается преимущественно у полюса и на ножке зуба, как у ведущей шестерни, так и у ведомого колеса.

Исследования [139] показали, что интенсивность шума и коэффициент полезного действия передачи с косозубыми колесами при окружных скоростях $V_{\text{окр}} = 2 - 20$ м/сек не изменяются при развитии выкрашивания материала, вплоть до его распространения на всю поверхность ножек зубьев.

Автором [140] установлено, что, воздействие сил трения сводится к увеличению наибольших напряжений сдвига в тонком поверхностном слое металла на отстающих поверхностях (ножках) и к уменьшению их на опережающих (головках).

Величина предела контактной выносливости зависит от реологических и физико-химических свойств смазочного материала. Исследования [141] показали, что при испытаниях смазочного материала более вязкий материал способствует повышению предела контактной выносливости. Это явление объясняется тем, что с уменьшением вязкости смазки при нагреве увеличивается коэффициент трения между зубьями, а также облегчается проникновение смазочного материала в образующиеся усталостные трещины [142, 143].

Таким образом, можно сказать, что смазка играет важнейшую роль в сохранении работоспособности зубчатых передач. Процесс изнашивания, который выражается в изменении размеров детали, оценивается величиной износа. Чаще всего износ характеризуется интенсивностью изнашивания, под которой понимают отношение износа тела к пути трения, на которой происходит изнашивание.

Интенсивность изнашивания изменяется в очень широких пределах ($J_{\text{и}} = 10^{-3} \dots 10^{-12}$) и зависит от вида контактного взаимодействия сопряженных тел, материала, условий среды, характера механических и физико-химических процессов, протекающих в контакте, величины действующих напряжений, скорости скольжения и температуры среды [144, 145].

Проблемой обеспечения длительной работоспособности зубчатых передач механизмов является проблема создания прочных трущихся поверхностей и обеспечения на этих поверхностях устойчивой защитной масляной пленки. Выбрав определенный тип смазочного материала для каждого конкретного случая эксплуатации, можно добиться оптимальной работы механизма и его наименьшей энергоемкости [145].

Разработке методов расчета зубчатых колес и исследованию процесса изнашивания посвящено большое количество работ. Наиболее достоверным и приемлемым, по нашему мнению, является метод расчета зубчатых передач по износу с учетом экспериментальных данных интенсивности изнашивания, предложенный и совершенствуемый Ю. Н. Дроздовым [145 - 147].

Допустимая величина износа $[\delta_{\text{и}}]$, определяющая долговечность передачи, для зубчатых передач, она составляет 0,05-0,4 от модуля зацепления.

Интенсивность изнашивания зависит от многих факторов. Автором [58] показано, что основным фактором, влияющим на интенсивность изнашивания зубчатых колес, являются нагрузка, твердость рабочих поверхностей, скорость скольжения, геометрия передачи, температура, вид смазочного материала, условия внешней среды.

Ю. Н. Дроздовым [145] дается в общем виде формула для определения интенсивности изнашивания зубчатых колес:

$$I_{и1,2} = \exp(-k) \left(\frac{\sigma_H}{HB}\right)^{\alpha_1} \cdot \left(\frac{P_c}{P_{кр}}\right)^{\alpha_2} \cdot \left(\frac{T_k}{T_{кр}}\right)^{\alpha_3}. \quad (5.1)$$

Наиболее существенное влияние на интенсивность изнашивания оказывает фактор, характеризующий напряженное состояние в контакте и механические свойства поверхности зуба, значения коэффициента α_1 для всех стальных колес, лежат в пределах от 1,010 до 1,313.

Коэффициент α_2 лежит в пределах от 0,030 до 0,013.

Коэффициент α_3 лежит в интервале 1,241-3,112 [148].

Выбор соответствующих материалов колес и пластичного смазочного материала позволяет на этапе проектирования обеспечить минимальные потери и оптимальные режимы работы зубчатой передачи при заданных условиях эксплуатации.

Расчет зубчатых передач с оценкой влияния смазки на контактную прочность достаточно развит и широко распространен. В работе [149] показано, что, увеличение толщины смазочного слоя и снижение коэффициента трения скольжения способствуют повышению несущей способности зубчатого зацепления по условию контактного усталостного разрушения, а также ГОСТ 21354-87 Расчет зубчатых передач на контактную выносливость.

Наиболее эффективными и многоцелевыми добавками в смазочных материалах остаются графит и дисульфид молибдена (MoS_2), нитрид бора (BN). Порошкообразные твердые добавки должны обладать высокой адгезией к металлическим поверхностям, хорошим смачиванием дисперсионной средой, высокой степенью чистоты продукта (98,5 - 99,5 %), полным отсутствием абразивных примесей, высокой степенью дисперсности частиц порошка и узким фракционным составом, высокой химической, гидролитической и термической стабильностью.

Наиболее применяемыми добавками, обладающими указанными свойствами, являются графит, дисульфид молибдена, полимерная добавка ПТФЭ [150, 151].

Промышленно выпускаются смазочные материалы с добавками графита и дисульфида молибдена: графитная УссА, Графитол, НК-50, Лейнерная-ВЛ, Униол-3М, Фиол-2М, Лита, Шрус-4, ВНИИНП-210, ВНИИНП-214, ВНИИНП-220, ВНИИНП-223, ВНИИНП-232 и др. [151].

Триботехнические свойства смазочных материалов значительно улучшаются при введении в них порошков мягких металлов, их оксидов или солей. К таким добавкам относятся высокодисперсные порошки меди, олова,

свинца, цинка, бронзы, латуни, серебра, алюминия и сплавов на их основе. Их действия объясняются хорошей адгезионной способностью дисперсных частиц [152].

Принято считать [153, 154], что наиболее эффективно применение высокодисперсных добавок на основе меди. Наибольшее распространение получили смазочные материалы с добавками меди и ее солей (CuJ , Cu_2O , $\text{CuSO}_4 \cdot 5\text{H}_2\text{O}$, $\text{Cu}(\text{OH})_2$ и другие соединения), которые составляют порядка 100 нм.

Результаты исследования [155, 156] показали, что при введении в пластичные смазочные материалы ультрадисперсных порошков алмазографита, величина износа контактирующих поверхностей снижается в 2-4 раза, коэффициент трения уменьшается на 14-40 %, а в некотором случае до 60 %, в зависимости от вида базового смазочного материала.

В настоящее время известно большое число смазочных сред, в состав которых введены ультрадисперсные порошки металлов, оксидов, полимеров, углерода [157-159]. Главным подходом в разработке таких материалов является создание в зоне контакта разделительного слоя препятствующего взаимодействию деталей узла трения.

Многочисленными экспериментами доказано, что введение порошков ультрадисперсных материалов снижает интенсивность изнашивания в 3-10 раз, повышает нагрузочно-скоростной режим работы в 1,5-2 раза, меняет показатели вязкости смазочных материалов на 20-70 %. Можно утверждать, что внесение ультрадисперсных порошков благотворно влияет на состояние контактирующих поверхностей, упрочняя их, снижая шероховатость, создавая защитные пленки.

Такие смазочные композиции разрабатывались на базе моторных масел для двигателей внутреннего сгорания [156, 160, 161] и в трансмиссиях различных видов.

Следует отметить положительное влияние добавок в случаях, когда жидкостная смазка может переходить в режим смешанной и граничной, при которых сохранность деталей трибоузла обеспечивается, прежде всего, защитным действием поверхностных пленок. Кроме того, ультрадисперсные частицы меняют структуру поверхностного слоя деталей трибоузла, а также микрогеометрию поверхности, выполняя в этом случае функцию абразивного выглаживания имеющихся шероховатостей. [162]

К наиболее употребительным ультрадисперсным, или наноматериалам [156, 162-164], относятся ультрадисперсные углеродосодержащие продукты детонационного синтеза, называемые порошками ультрадисперсного алмаза. Их применение в смазочных материалах, как правило, сопровождается положительным эффектом.

Авторами [165] предлагается способ нанесения покрытий на стальные изделия, заключающийся в том, что после предварительной пластической деформации поверхности в зону контакта с обрабатывающим инструментом подают медьсодержащую смазочно-охлаждающую жидкость (СОЖ).

Осаждение меди на рабочую поверхность происходит контактным методом из СОЖ и одновременно осуществляют поверхностно-пластическое деформирование (ППД) покрытия. Согласно изобретению применяют СОЖ, дополнительно содержащую композиции высокодисперсных металлов, которые при ППД взаимодействуют с медьсодержащим подслоем с образованием новых покрытий, обладающих низким коэффициентом трения.

В работе [166] предлагается способ нанесения защитных покрытий на рабочие поверхности деталей и устройство для его осуществления, заключающийся в том, что проводится упрочняющая обработка поверхности методом пластического деформирования и одновременное нанесение металлического покрытия из специальной жидкости, содержащей соли защитного металла.

Авторами [167] предлагается способ нанесения защитных покрытий на рабочие поверхности тяжелонагруженных зубчатых колес, заключающийся в том, что после предварительной приработки зубчатой передачи шаровой мельницы в течение 10-12 часов и перевода шаровой мельницы в рабочий режим, в зону зубчатого зацепления подается смазочно-охлаждающая жидкость с повышенным содержанием хлорида меди с целью «залечивания» всех пор, микротрещин, образованных после механической обработки поверхности.

При этом происходит пластическое деформирование зубьев зубчатой передачи и создается поверхностное покрытие зубьев, т.е. компоненты смазочно-охлаждающей жидкости вдавливаются в неровности поверхности, повышая контактную прочность зубчатой передачи и понижая коэффициент трения.

В зону контакта подается смазочно-охлаждающая жидкость следующего состава, содержащая мас. %: хлорид меди - 10-15; коллоидный графит - 10-15; ацетамид - 5-10; мочевины - 1,0; стеариновая кислота - 1,0; вода - 5-20; композиции высоко-дисперсных металлов: меди - 3,0; никеля - 3,0; глицерин - остальное.

Для проведения исследований и моделирования изменения толщины слоя смазки между контактными поверхностями каждого зуба и температуры в каждой точке контакта с учетом характеристик масла использован программный комплекс AEROFLANK, показавший хорошую сходимость результатов моделирования работы зубчатых передач с результатами экспериментов. В качестве исходных данных были использованы параметры зубчатых передач, описанных ранее в п. 3.1.2.3.

Перспективным направлением повышения износостойкости зубчатых передач привода шаровой мельницы является разработка специальных смазок позволяющая при работе зубчатой передачи через тонкий слой смазки осуществлять передачу крутящего момента ведущей шестерни зубчатому колесу.

А также, после приработки зубчатых колес произвести упрочнение поверхности зубьев при помощи механических накатников или дробеструйной обработки по авторским свидетельствам № 23770, № 29620, № 22999 [167] (Приложение Ж).

5.4 Техничко - экономическое обоснование применения результатов экспериментального исследования и испытаний образцов зубчатых передач

Эффективность выполненных в диссертационной работе исследований состоит в учете всех исследуемых параметров, а именно:

- результатов рациональных геометрических параметров зубчатой передачи влияющих на износостойкость;
- учета динамических параметров зубчатой передачи, влияющих на расчетные характеристики ресурса работы зубчатого зацепления;
- выбора и разработки эффективного способа упрочнения поверхностного слоя зубьев зубчатой передачи, что позволит повысить срок службы эксплуатации шаровых мельниц;
- разработка ресурсосберегающей (прогрессивной) технологии изготовления зубчатых колес шаровых мельниц позволит значительно снизить энергозатраты на изготовление зубчатого колеса.
- применение высокопрогрессивного инструмента – червячных фрез с твердосплавными вставками, позволит, существенно снизить время обработки зубчатых колес и сэкономить материальные и энергетические ресурсы;
- применение прогрессивного оборудования с числовым программным управлением (ЧПУ) позволит в значительной мере сократить издержки на изготовление зубчатого колеса;

Экономическая эффективность эксплуатации зубчатой передачи является комплексным показателем, учитывающим вышеприведенные факторы, и на стадии проектирования не все можно заранее учесть.

Только по одному фактору сравнения технологии изготовления зубчатых передач на заводе АЗТМ г. Алматы с предлагаемой технологией имеется существенное снижение времени изготовления на 24790 мин. Штучное время изготовления зубчатого венца с применением модульных фрез составляет 35650 мин, а штучное время изготовления по разрабатываемой нами технологией составляет 10860 мин или экономия составит:

$$T_{шт.с} - T_{шт.н} = 35650 - 10860 = 24790 \text{ мин или } 413 \text{ ч.}$$

Потребность изготовления зубчатых венцов на Балхашской горно-обогатительной фабрике составляет более 10 венцов.

По данным завода АЗТМ стоимость одного часа, с учетом всех материальных и энергетических затрат равна – 600 т.

Итого ожидаемый экономический эффект по изготовлению 10 венцов составит – $413 \times 600 \times 10 = 2\,478\,000$ тенге/год на одном венце

Экономический эффект достигается за счет разработки рациональной технологии изготовления с применением твердосплавных червячных фрез и упрочняющей технологии по авторским свидетельствам [5, 80, 81] и обеспечении специально-смазывающих веществ с добавками компонентов которыми возможно «залечивание» микротрещин и обеспечение нормальной работы зубчатой передачи.

Стоимость зубчатого венца шаровой мельницы МШЦ 3200-4500 $z = 260$; $l = 600$ мм; $m = 16$; масса колеса равна 15 тонн составит 20 400 000 тенге. Срок зубчатого венца службы 3,5 года.

Повышение срока службы зубчатого венца за счет новой упрочняющей технологии и выбора стали 35ХМЛ вместо стали 40Х позволяет продлить срок службы на 25 % за счет снижения контактных напряжений, что составляет 5 100 000 тенге одной шестерни. Учитывая, что на Балхашской обогатительной фабрике находится в эксплуатации более 35 шаровых мельниц. Суммарный эффект на программу 37 мельниц составляет 188 700 000 тенге.

Учитывая, что мы вводим закалку зубчатых колес и применение упрочняющей технологии ППД, составляющей от стоимости изготовления 10%, то суммарный экономический эффект составит 17 700 000 тенге.

Выводы по 5 разделу

1. Предложена новая композиция смазочно-охлаждающей жидкости с повышенным содержанием хлорида меди, подающейся в зону контакта зубчатых колес и образовании при этом защитного триботехнического слоя, имеющая следующий состав: содержащая мас. %: хлорид меди – 10-15; коллоидный графит – 10-15; ацетамид – 5-10; мочевины - 1,0; стеариновая кислота - 1,0; вода – 5-20; композиции высокодисперсных металлов: меди - 3,0; никеля – 3,0; глицерин – остальное, внесение которой, в зону контакта зубьев зубчатой передачи, снижает коэффициент трения в 1,5-2 раза; износостойкость контактирующих поверхностей повышается в 1,5-1,6 раза, позволяет рекомендовать для промышленного применения.

2. Метрологическое обеспечение параметров качества поверхности крупномодульных косозубых зубчатых колес привода шаровой мельницы достигается за счет применения профилографов-профилометров, кругломеров, а промышленные мобильные ИИС на базе микропроцессорной техники расширяют возможности указанных измерительно-вычислительных приборов.

3. Техно-экономическое обоснование технологии изготовления зубчатого венца привода шаровой мельницы достигается за счет разработки рациональной технологии изготовления с применением твердосплавными, червячными фрезами и упрочняющей технологии по авторским свидетельствам № 23770 № 29620, № 22999 и обеспечении специально-смазывающих веществ с добавками компонентов которыми возможно «залечивание» микротрещин и обеспечение нормальной работы зубчатой передачи.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Краткие выводы по результатам диссертационных исследований

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

1. Рассмотрены основные параметры износа зубьев зубчатых передач шаровой мельницы при длительной работе, главными причинами выхода из строя открытых зубчатых передач привода является механический износ в сочетании с абразивным и усталостным выкрашиванием (питтинг);

2. Выполнен анализ и оценка параметров качества изготовления тяжелонагруженных зубчатых колес с большим модулем, по всем нормам точности (показателям кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев и по боковому зазору в передаче);

3. Выполнено моделирование и исследование качества изготовления тяжелонагруженных зубчатых передач на основе программного комплекса AEROFLANK, установлено, что использование системы прямого синтеза зубчатых передач AEROFLANK позволяет найти такую линию профиля, при которой зубья контактируют только через слой смазки на всем протяжении линии зацепления, что позволит снизить износостойкость зубчатой передачи шаровой мельницы и повысить точность;

4. Выполнен расчет динамики изгибных напряжений зубчатых колес в программе AEROFLANK при модификации 11 мкм и 22 мкм, что дает снижение контактных напряжений до уровня 400 МПа, а изгибных напряжений до 30 МПа.;

5. Разработана программа расчета параметров системы управления электроприводом с механической частью шаровой мельницы на основе метода Рунге-Кутты 4-го порядка устанавливающая, что снижение динамической нагрузки на зубчатую передачу осуществляется за счет демпфирующей способности приводного вала и магнитной системы электропривода;

6. Проведен динамический анализ методом конечных элементов в системе NASTRAN, определены амплитудно-частотные характеристики приводного вала с зубчатой передачей и влияние их пиковых характеристик на износостойкость зубчатых передач;

7. Установлено, что моделирование процесса дробеструйной обработки обеспечивается применением ППД механического способа накатки шариковым или роликовым накатниками. Найдены функциональные зависимости качества поверхности $R_z = f(n)$ и $HRC = f(n)$, которые позволяют рекомендовать методы поверхностно-пластического деформирования зубчатых зацеплений в качестве упрочняющей технологии;

8. Выполнен анализ материала зубчатого венца, изготавливаемого из среднеуглеродистой стали 35ХМЛ и проведена оценка его на технологические качества, установлено влияние молибдена на измельчение зерна, увеличение прокаливаемости и повышение прочности, что устраняет склонность к отпускной хрупкости, задерживает распад мартенсита и способствует сохранению высокой твердости при эксплуатации;

9. Установлено, что применение твердосплавных червячных фрез для черновой и чистовой обработки закаленных зубьев колес с твердостью боковой поверхности 58-63 HRC, позволяет получить качественный механически упрочненный поверхностный слой, с высокой точностью геометрических параметров, что в сравнении с зубошлифованием, снижает время обработки в 1,5-4 раза;

10. Предложена новая композиция смазочно-охлаждающей жидкости с повышенным содержанием хлорида меди, подающейся в зону контакта зубчатых колес и образовании при этом защитного триботехнического слоя, имеющая следующий состав: содержащая мас. %: хлорид меди – 10-15; коллоидный графит – 10-15; ацетамид – 5-10; мочевины - 1,0; стеариновая кислота - 1,0; вода – 5-20; композиции высокодисперсных металлов: меди - 3,0; никеля – 3,0; глицерин – остальное, внесение которой, в зону контакта зубьев зубчатой передачи, снижает коэффициент трения в 1,5-2 раза; износостойкость контактирующих поверхностей повышается в 1,5-1,6 раза, позволяет рекомендовать для промышленного применения;

11. Метрологическое обеспечение параметров качества поверхности крупномодульных косозубых зубчатых колес привода шаровой мельницы достигается за счет применения профилографов-профилометров, кругломеров, а промышленные мобильные ИИС на базе микропроцессорной техники расширяют возможности указанных измерительно-вычислительных приборов.

12. Выполнено технико-экономическое обоснование технологии изготовления зубчатого венца привода шаровой мельницы, экономический эффект составляет 17 700 000 тенге.

13. Получен Патент РК № 33468. Безлюфтовая зубчатая передача. Поветкин В.В., Аскараров Е.С., Букаева А.З., Исаева И.Н., Сейтханов А.М. Оpubл. 22.02.2019, бюл.№8.

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 работы, а именно:

- выполнено обоснование основных методов износа и обработки зубчатого венца, источников технологической погрешности и параметров качества;

- выполнено моделирование и исследование качества изготовления тяжело нагруженных зубчатых передач на основе программного комплекса «AEROFLANK» и обоснованы рациональные параметры профиля зубчатой передачи, позволяющие передавать нагрузку на зубья через гарантированный слой смазки.

- разработана динамическая модель тяжело нагруженных зубчатых передач привода шаровой мельницы, изменение параметров которой позволило снизить влияние динамической нагрузки на зубчатую передачу за счет демпфирующей способности приводного вала и магнитной системы электропривода, тем самым уменьшился износ зубьев передачи;

- разработана новая технология изготовления крупномодульных зубчатых колес привода шаровой мельницы с применением новых материалов с

высоколитейными свойствами, повышенными механическими характеристиками и рациональной технологией механической обработки с применением ППД;

- 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 тяжело нагруженных зубчатых передач шаровых мельниц, используемых в обогатительном производстве.

Результаты диссертационной работы были внедрены на АО Петропавловский завод тяжелого машиностроения (ПЗТМ) (г. Петропавловск, Казахстан), а также на заводе АО «Карданвал» (г. Чимкент, Казахстан), ТОО «Научно-внедренческий центр «Алмас» (г. Алматы, Казахстан), на что получены Акты внедрения (Приложение Е). Им переданы:

- методика проектирования тяжело нагруженных зубчатых передач шаровых мельниц, учитывающая влияние технологических способов поверхностно – активного воздействия, обеспечивающая эксплуатационную долговечность;

- технология изготовления зубчатых колес, позволяющая стабилизировать ее качественные показатели, при работе передачи в условиях динамического нагружения и положительного влияния стабилизирующих факторов демпфирования магнитной системы привода;

- в качестве новых методов поверхностно-пластического деформирования полученные КазНИТУ им. К.И.Сатпаева патенты:

1. Патент РК №22999. Способ нанесения защитных покрытий на рабочие поверхности тяжело нагруженных зубчатых колес. Поветкин В.В., Сушкова О.А., Опубл.15.10.2010, бюл.№10;

2. Патент РК № 23770. Способ упрочнения зубчатых колес. Поветкин В.В., Сушкова О.А. Опубл.14.09.2012, бюл.№9;

3. Инновационный патент РК №29620. Способ упрочнения зубчатых колес привода шаровых мельниц. Поветкин В.В., Сушкова О.А., Ибрагимова З.А. Опубл.16.03.2015, бюл.№3.

Результаты научно исследовательской работы внедрены в учебный процесс при подготовке бакалавров и магистрантов по специальностям 5В071200 – «Машиностроение», 5М071200 – «Машиностроение» в КазНИТУ имени К.И. Сатпаева (г. Алматы), на что получен Акт внедрения (Приложение Ж). Им переданы: - лекционный курс:

1. Динамика косозубой передачи и ее влияние на кинематическую погрешность;

2. Анализ и синтез рабочего зацепления зубчатой передачи привода шаровой мельницы.

- практических занятий:

1. Разработка динамической модели тяжело нагруженных зубчатых передач привода шаровых мельниц;

2. Разработка методики расчета динамических параметров и упрочнения поверхностного слоя крупномодульных зубчатых передач шаровых мельниц.

Оценка технико-экономической эффективности внедрения.

Выполнен технико-экономический расчет эффективности на один зубчатый венец шаровой мельницы МШЦ 3200-4500, который показал ожидаемую годовую экономическую эффективность внедрения новой упрочняющей технологии и выбора стали 35ХМЛ вместо 40Х, более 17 млн. тенге.

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 новой конструкции тяжело нагруженной зубчатой передачи.

Научно-методический уровень представленной диссертационной работы отражает комплексность данных исследований, что подтверждается Актом внедрения результатов исследований в производство (Приложение Е).

Приведенные результаты достоверны и представляют научную ценность и расширяют область практического применения тяжело нагруженной зубчатой передачи привода шаровой мельницы, что подтверждено публикацией соответствующих научных трудов автора и обсуждением результатов на международных конференциях различного уровня.

Оригинальность и новизна исследований выражены в том, что использование системы прямого синтеза зубчатых передач в программе AEROFLANK, позволило найти такую линию профиля, при которой зубья передачи контактируют только через слой смазки на всем протяжении линии зацепления, и повысило износостойкость зубчатой передачи привода; разработана динамическая модель тяжело нагруженных зубчатых передач привода шаровой мельницы, изменение параметров которой позволило, снизить влияние динамической нагрузки шаровой мельницы на зубчатую передачу за счет демпфирующей способности приводного вала и магнитной системы электропривода, тем самым уменьшило износ зубьев передачи; разработана методика расчета зубчатого венца привода шаровой мельницы в среде NASTRAN, позволила выполнить расчет усталостной прочности и долговечности зубчатого колеса с помощью модуля MSC/Fatigue; разработана новая технология изготовления крупномодульных зубчатых колес привода шаровой мельницы с применением новых материалов с высоколитейными свойствами и повышенными механическими характеристиками; рациональной технологией механической обработки с применением ППД и новой консистенции смазочного материала.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Назарбаев Н.А. Послание Президента Республики Казахстан «Новые возможности развития в условиях четвертой промышленной революции» от 10 января 2018 года.
- 2 Бритарев В.А. Горные машины и комплексы / В.А. Бритарев, В.Ф. Замышляев. – М.: «Недра», 1984. – 288 с.
- 3 Олизаренко В.В. Основы эксплуатации горных машин и оборудования: учебное пособие / В.В. Олизаренко. – Магнитогорск: МГТУ, 2008. – 169 с.
- 4 Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1993. – 364 с.
- 5 Иванов С.Л. Повышение ресурса трансмиссий горных машин на основе оценки энергонагруженности их элементов / С.Л. Иванов. – СПб.: Санкт-Петербургский государственный горный институт (технический университет), 1999. – 92 с.
- 6 Докукин А.В. Статистическая динамика горных машин / А.В. Докукин, Ю.Д. Красников, З.Я. Хургин. – М.: Машиностроение, 1978. – 239 с.
- 7 Андреев С.Е., Перов В.А., Зверевич В.В. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. – М.: Недра, 1980. – 415 с.
- 8 Серго Е.Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. – М.: Недра, 1985. – 282 с.
- 9 Webster, M. and C. Norbart. An Experimental Investigation of Micropitting Using a Roll Disk Machine / Tribology Transactions, 1995. – Vol. 38. – P. 883-893.
- 10 Кох П.И. Надежность и долговечность одноковшовых экскаваторов / П.И. Кох. – М.: «Машиностроение», 1966. – 133 с.
- 11 Костецкий Б.И. Классификация видов поверхностного разрушения и общая закономерность трения и изнашивания // Вестник машиностроения. – 1984. – № 11. – С. 78-81
- 12 Eleod A. Numerical modeling of particle detachment // Abstracts of Papers of The World Tribology Congress. Bath, UK: Bookcraft Limited. – 1997. – P. 44.
- 13 Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. – М.: Высшая школа, 1991. – 320 с.
- 14 Тененбаум М.М. Сопротивление абразивному изнашиванию. – М.: Машиностроение, 1976. – 266 с.
- 15 Поветкин В.В., Сушкова О.А., Ибрагимова З.А. Общие положения изнашивания поверхностей подвижных соединений деталей машин // Научный журнал Вестник КазНТУ. – 2012. – № 2 (90). – С. 33-38.
- 16 Поветкин В.В., Сушкова О.А., Ибрагимова З.А. Анализ отказов нагруженных узлов шаровых мельниц // Республиканский научный журнал Наука и Образование Южного Казахстана. – 2012. – № 2 (93). – С. 105-108.
- 17 Ткачев В.Н. Работоспособность деталей машин в условиях абразивного изнашивания. – М.: Машиностроение, 1995. – 335 с.

- 18 Сафонов Б.П. Влияние твердости сталей на триботехнические характеристики металла при изнашивании абразивом // Трение и износ. – 1991. – № 4. – Т. 12. – С. 653-659.
- 19 Виноградов В.Н., Червяков И.Б., Леви СМ. Абразивное изнашивание в потоке твердых частиц // Вестник машиностроения. – 1984. – № 12. – С. 27.
- 20 Ибрагимова З.А., Шуханова Ж.К., Асан А.Е., Поветкин В.В. Виды износа и повреждения зубьев привода шаровых мельниц // Труды Международных Сатпаевских чтений «Роль и место молодых ученых в реализации Казахстан 2050». – Алматы, 2014. – С. 184-188.
- 21 Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н. Трение и износ в экстремальных условиях: справочник. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.
- 22 Кудрявцев В.Н. Несущая способность зацепления и рекомендации к выбору типов передач // Повышение несущей способности механического привода. – Л.: Машиностроение, 1973. – С. 13-65.
- 23 Чернилевский Д.В. Детали машин основы конструирования. – М.: Машиностроение, 2006. – 656 с.
- 24 Иванов С.Л. Трехмерные области существования передач внешнего и внутреннего зацепления / С.Л. Иванов, А.С. Фокин, И.Е. Звонарев, А.Ю. Маркова // Проблемы исследования и проектирования машин: сборник статей VI международной научно-технической конференции. – Пенза, 2010. – С. 47-51.
- 25 Фокин А.С. Экспериментальная оценка смазывающей способности консистентных смазок для горных машин / А.С. Фокин, С.Л. Иванов, И.Е. Звонарев // Горное оборудование и электромеханика. – 2011. – №9. – С. 29-32.
- 26 Lawrence G. Ludwig. Practical Lubrication of Open Gearing. Machinery Lubrication. 2006. – Vol. 7 [электронный ресурс] URL: <http://www.machinerylubrication.com/Read/910/open-gearing-lubrication> (дата обращения: 20.05.2013)
- 27 Кирин И. А. Разработка методов повышения точности изготовления зубчатых колес двигателей летательных аппаратов на основе математического моделирования процессов обработки: Диссер. - Москва, 2002 - 154 с.
- 28 Гулида Э.Н. Управление надежностью цилиндрических зубчатых колес. – Львов: Высшая школа, 1983. - 136 с.
- 29 Голембиевский А.И. Системный анализ процесса зубодолбления. – Минск: Наука и техника, 1993. - 152 с.
- 30 Вулгаков Э.Б. Теория зубчатых передач. - М.: Машиностроение, 1995. - 320 с.
- 31 Генкин М.Д., Рыжов М.А., Рыжов Н.М. Повышение надежности тяжело нагруженных зубчатых передач. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
- 32 Калашников С.Н., Калашников А.С. Изготовление зубчатых колес. - М.: Высшая школа, 1980. - 303 с.
- 33 ГОСТ 1643-81 Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – М.: Издательство стандартов, 1989. – 68 с.
- 34 Марков Н.Н., Артемов Н.И. Появление кинематической погрешности зубчатых колес под действием нагрузок и скоростей вращения //

Вестник машиностроения. - 1986. - №3 - С. 21-24.

35 Технология изготовления прецизионных закаленных цилиндрических зубчатых колес с малым числом. зубьев. - М.: ЭНИМС, 1973. - 68 с.

36 Якимов А.В., Смирнов Л.П., Бояршинов Ю.А., Перова Э.Н., Напарьин Ю.А. Качество изготовления зубчатых колес. - М.: Машиностроение. 1979. - 191 с.

37 Козлов М.П. Зубчатые передачи точного приборостроения - Москва, , 1958. - 393 с.

38 Кане М.М. Выбор рациональной точности цилиндрических зубчатых колес на различных операциях их обработки. Вестник машиностроения. 1996. - №8. - С.3-8.

39 Кане М.М. Изменение параметров качества поверхности зубьев цилиндрических зубчатых колес на различных операциях их изготовления // Вестник машиностроения. - 1997. - №7 - С.3-7.

40 Кане М.М. Управление процессами проектирования и изготовления зубчатых передач // Вестник машиностроения. - 1997. - №11. - С.8-12.

41 Rice Carl S. The art and Science of gear shaping. Tool and prod. 1981. - 47. №2 P. 95-98.

42 Naga Akio/ The performance of new Solid Tic cutting tools T12A. Austral. Mach. And Prod. Eng. 1978.-31.N6/P112-115.

43 Новиков О.Е., Грозинский Э.Я., Коньшин А.С. Алмазноэрозионное зубохонингование. - М.: Машиностроение, 1986. - 88 с.

44 Кирич И.А. Автоматизация подготовки управляющих программ для операции "снятие фасок по торцу зуба" // Проблемы машиностроения и автоматизации. - 2001. - №3. - С. 83-86.

45 Колесов Н.В., Петухов Ю.Е. Математическая модель червячной фрезы с протуберанцами. - М.: СТИН, 1995. - №4. - С. 26-29.

46 Виноградов Б.В., Трясучев Л.М., Кирнос В.Д. Контроль работы открытой зубчатой передачи барабанной мельницы пирометрическим способом // Горный журнал. Известия высших учебных заведений. – 1985. – № 12. – С. 60-62..

47 Тимофеев Б.П. Стандартизация параметров точности зубчатых колес и передач / Б.П. Тимофеев // Актуальные задачи машиноведения, деталей машин и триботехники: труды Международной научно-технической конференции, 27-28 апреля 2010 г. / Балт. Гос. Техн. Ун-т. – СПб., 2010. – С. 10-14.

48 Проблемы качества механических передач и редукторов. Точность и контроль зубчатых колес и передач: материалы Всесоюзной конференции / под ред. Б.П.Тимофеева и Е.В.Шалобаева. - Л.: Изд-во ЛДНТП, 1991. - 140 с.

49 Павленко А.И., Георгиева Л.П. Повышение точности как резерв увеличения экономичности и ресурса зубчатой передачи // Материалы Всесоюзной конференции «Проблемы качества механических передач и редукторов. Точность и контроль зубчатых колес и передач». - Л.: Изд-во ЛДНТП, 1991. - С. 117-118.

- 50 Шалобаев Е.В., Сабо Ю.И. Увеличение ресурса зубчатой передачи на основе повышения точности ее изготовления // Тезисы докладов юбилейной научно-технической конференции. - СПб.: ИТМО, 2000. - С.51.
- 51 Виноградов Б.В., Трясучев Л.М., Кирнос В.Д. Контроль работы открытой зубчатой передачи барабанной мельницы пирометрическим способом // Горный журнал. Известия высших учебных заведений. – 1985. – № 12. – С. 60-62.
- 52 ISO 1328–1:1995, Cylindrical gears - ISO system of accuracy - Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to corresponding flanks of gear teeth.
- 53 Шалобаев Е.В., Арнаутов К., О Методике расчета параметров точности зубчатых колес и передач по действующей нормативной документации. - Известия ТулГУ, Технические науки, 2011. - Вып. 5. - Ч. 2. - С. 126-140
- 54 Семенча П.В., Зислин Ю.А. Редукторы горных машин. Конструкции, расчет и испытания. - М.: Недра, 1990. - 237 с.
- 55 Коган Б.И. Технологическое обеспечение качества изготовления редукторов горных машин. - Кемерово: Кузбассвузиздат, 1999. - 276 с.
- 56 Краснощекой Н. П., Добровольский А. А., Добровольский А. В. Развитие теории зацепления. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1998. - №5. - С. 42-49.
- 57 Айрапетов Э.Л. Динамическое нагружение многопарных передач зацеплением // Вестник машиностроения. – 1991. - № 8. - С. 18-21; № 9. - С. 19-21.
- 58 Лагутин С.А., Сандлер А.И. Шлифование винтовых и затылованных поверхностей. - М.: Машиностроение, 1991. – 112 с.
- 59 Бабаян К.С, Генкин М.Д. К вопросу о внутренней динамике прямозубой зубчатой пары // Машиноведение. – 1983. - № 5. - С. 11-13.
- 60 Ковалев Н. А. Внутренняя динамика зубчатых передач // Машиноведение. – 1983. - №4. - С. 42-47.
- 61 Булгаков Э. Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. Обобщенная теория и проектирование. - М.: Машиностроение, 1974. – 264 с.
- 62 Вулгаков Э. Б., Васина Л. М. Эвольвентные зубчатые передачи в обобщающих параметрах. Справочник по геометрическому расчету. - М.: Машиностроение, 1978. – 173 с.
- 63 Айрапетов Э. Л., Апархов В. И., Генкин М. Д., Жирнов А. А., Косарев О. И. Возбуждение колебаний в зубчатых передачах // Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами. - М.: Наука, 1976. - С. 3 - 18
- 64 Артемов И. И. Комплексное обеспечение точности автоматизированного производства зубчатых колес. Автореферат на соискание ученой степени доктора технических наук. Москва, СТАНКИН, 1992
- 65 Поджаров Е. И. Колебания зубчатой передачи при действии переменных сил трения между зубьями // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. № 8. - С. 44 - 49.
- 66 Косарев О.И. Математическое моделирование процесса

вибровозбуждения в зацеплении цилиндрических зубчатых передач // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1998. - № 5. - С. 57 - 66.

67 Косарев О. И. Модель вибровозбуждения в прямозубом зацеплении // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1996. № 1. - С. 22 - 33.

68 Артемов И. И., Кадыров А.А. К вопросу комплексного обеспечения точности автоматизированного производства зубчатых колес. // Комплексное обеспечение точности автоматизированных производств: Сб. статей. - Пенза: ПГУ, 1995. - С. 3 – 7

69 Штриплинг Л. О., Андриенко Л. А. Расчет кинематической погрешности цилиндрических зубчатых передач // Известия вузов. Машиностроение. – 1998. - № 1. - С. 3.

70 ГОСТ 21098 - 83. Цепи кинематические. Методы расчета точности.

71 Попов П. К. Расчетно-экспериментальное обеспечение точности зубчатых передач. Автореферат на соискание ученой степени доктора технических наук. - Москва, 1996.

72 Штриплинг Л. О. Расчет точности работы зубчатых передач и приводов на их основе в реальных условиях эксплуатации. Автореферат на соискание ученой степени доктора технических наук. - Москва, 1998.

73 Штриплинг Л. О. Учет параметрических колебаний при расчете кинематической погрешности цилиндрических зубчатых передач. // Известия вузов. Машиностроение. – 1997. - № 4. - С.6.

74 Черников В.С. Снижение динамического проявления кинематической погрешности цилиндрических прямозубых передач технологическими методами. // Комплексное обеспечения показателей качества транспортных технологических машин. Сб. статей. - Пенза: ПГУ, 2001. С. 400 - 405.

75 Вибрация в технике. Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов. Под ред. д-ра техн. наук, проф. Ф. М. Диментберга и д-ра техн. наук, проф. К. С. Колесникова. - М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.

76 Болотовский И.А. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач. – М.: Машиностроение, 1997. – 448 с.

77 Вулгаков Э.Б., Дорофеев Б. Л. Компьютерное проектирование эвольвентных зубчатых передач в обобщающих параметрах // Конверсия в машиностроении. - 2002. - № 6. - С. 148-151.

78 Capelevich A. L., Shekhtman Y. V. Tooth Fillet Profile Optimization for Gears with Symmetric and Asymmetric Teeth // Gear Technology. 2009. 73 - 79.

79 Каргин П. А. Синтез эвольвентных зубчатых передач при свободном выборе параметров зуборезного инструмента. - Ростов-н/Д: РГАСХМ, 1998. - 121с.

80 Плеханов, Ф. И. Исследование напряженно-деформированного состояния зубьев колес в зоне их контакта / Ф. И Плеханов // Передачи и трансмиссии. Ассоциация инженеров механических трансмиссий. И.-М.,1995.- №1.- С. 10–11.

81 Айрапетов В.В. Корнилов, Е.В. // Материалы межд. конгресса

PROCEEDINGS. Sofia Bulgaria. 26.- 28.09.95. Vol.2 p. 82-84.

82 Ефимов Е.В. Нестационарная термическая модель процесса заедания зубьев эвольвентной цилиндрической передаче в фазе кромочного контакта / Е.В. Ефимов, И. А. Копф, В.В. Корнилов // Вестник машиностроения. - 1993. № 5-6. С.34-36.

83 Krizan. Numerical procedure for obtaining the gears addendum modification coefficients based on the sliding friction loss // Материалы между конгресса PROCEEDINGS. Sofia Bulgaria. 26.-28.09.95. Vol.2 p.97-100.

84 Klein B. Ubertragungseigenschaften von Verzahnungsgeometrien // "Technica" (Suisse), 1988, 37, N5, 15-24.

85 Поветкин В.В., Керимжанова М.Ф., Исаева И.Н., Орлова Е.П. Качество изготовления тяжело нагруженных зубчатых передач и его влияние на износостойкость // Промышленность Казахстана. - 2016. - №6 (99). - С. 52-54.

86 Тайц Б.А. Точность и контроль зубчатых передач / Б.А. Тайц, Н.Н. Марков – Изд. 2-е перераб и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1978 – 136 с.

87 Тимофеев Б.П., Абрамчук М.В. Нормы точности зубчатых колёс и передач: нужен новый стандарт / Б.П. Тимофеев, М.В. Абрамчук // Стандарты и качество. – М.: РИА «Стандарты и качество», 2010. - № 5. - С. 60-63.

88 Система моделирования "AEROFLANK" & прямой синтез износостойких и малошумных зубчатых передач / В.Л. Дорофеев, В.В. Голованов, Д.В. Дорофеев // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.39-48.

89 Вулгаков Э.Б. Теория эвольвентных зубчатых передач. – М., Машиностроение, 1995. – 320с.

90 Теория пластических деформаций металлов / Е.П. Унксов, У. Джонсон, В.Л. Колмогоров и др.: Под ред. Е.П. Унксова, А.Г. Овчинникова. – М.: Машиностроение, 1983. – 598с

91 Дорофеев В.Л., Дорофеев Д.В., Журавлев В.Н., Единович А.Б. Применение программного комплекса AEROFLANK для расчета распределения нагрузок по ширине зубьев, прогиба валов и сил, действующих на // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – 2015. - № 1(51).- С.56-62.

92 Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584 с.

93 Тимофеев Б.П., Абрамчук М.В. Зубчатые передачи. Сравнение табличных значений параметров точности зубчатых колёс и передач в стандартах ISO 1328 и ГОСТ 1643-81. /Электронный ресурс <http://tmm.spbstu.ru>.- 2007. – С.60-70.

94 Фролов К.В., Попов С.А., Пуш А.В., Мусатов А.К. Теория механизмов и механика машин / Учебник для ВУЗов. - 2-е изд. перераб. и доп. - М.: Высшая школа, 1998. - 500 с.

95 Поветкин В.В., Сушкова О.А., Татыбаев М.К., Багитова С.Ж., Ибрагимова З.А., Исаева И.Н. Динамические модели шаровых мельниц // Сборник научных статей XII Международная научно-техническая конференция

«Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины» Курск, 2016. - Том 1.- – С.147-158.

96 Поветкин В.В., Алтынов Ж.Л., Нурымов Е.К., Букаева А.З., Исаева И.Н. Методика оценки сложных систем с позиций надежности // Сб. статей научно-информационного центра «Знание» по материалам XII международной заочной научно-практической конференции «Развитие науки в XXI веке», 2 часть.- Харьков, 2016. - С. 74-80.

97 Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов. - М.: АН СССР, 1959.

98 Herting, David N., "MSC/NASTRAN Advanced Dynamic Analysis User's Guide," version 70, 1997.

99 Гинесин Л.Ю. Расчёт критических оборотов роторов ГТД с использованием 3D моделей в MSC.Nastran // Вторая Российская конференция пользователей систем MSC.- Москва, 2011. С. 132-135

100 Чиликин Ф.В., Ключев В.И., Сандлер А.С. Теория автоматизированного электропривода. – М.: «Энергия», 1979. – 616 с.

101 Терехов В.М., Осипов О.И. Системы управления электроприводов. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 304 с.

102 Ануфриев И.Е., Смирнов А.Б., Смирнова Е.Б. MATLAB 7. – СПб.: БХВ Петербург, 2005.

103 Алексеев Е.Р., Чеснокова О.В. MATLAB 7. – М.: ИТ Пресс, 2006.

104 Жилкин А.К. Основы инженерных расчетов в NASTRAN: пособие-М., 2012. – 576 с.

105 Пестов В.Г. Экспериментальное определение динамических нагрузок на зубьях цилиндрических прямозубых колес.- М.: Машиностроение, 1997

106 Одинцов Л. Г. Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием. Справочник. – М.: Машиностроение, 1987. - 328 с.

107 Энциклопедия неорганических материалов. Киев: Главная редакция украинской советской энциклопедии, 1977. С. 326-327, 704-705

108 Гуляев А.П. Материаловедение М.: Металлургия, 1977. С 385-390

109 Лившиц Б. Г. Металлография. - М.: Металлургия, 1971. - 404 с.

110 Черников В.С. Обеспечение точности изготовления цилиндрических прямозубых колес в условиях мелкосерийного производства: Диссер Пенза – 2002 - 135 с.

111 Производство зубчатых колес: Справочник/ С. Н. Калашников, А. С. Калашников, Г. И. Коган и др.; Под общ. ред. Б. А. Тайца. 3-е изд., перераб. и допол. - М.: Машиностроение, 1990. – 464 с.

112 Калашников С.П., Калашников А.С. Изготовление зубчатых колес. - М.: Высшая школа, 1986. - 287 с.

113 Болховитинов Н. Ф. Металловедение и термическая обработка. - М.: Машиностроение, 1965. – 503 с.

114 Солнцев Ю.П., Веселов В. А., Демянцевич В. П. Металловедение и технология металлов. - М.: Металлургия, 1988. – 512 с.

- 115 Зубчатые и червячные передачи. Некоторые вопросы кинематики, динамики, расчета и производства. Под ред. д-ра техн. наук Н. И. Колчина. - Л.: Машиностроение. 1974. – 352 с.
- 116 Бодяко М.Н., Астапчик С.А. Электротермообработка сплавов с особыми свойствами. - М.: «Наука и техника», 1977. – 256 с.
- 117 Калашников С.Н., Калашников А.С. Зубчатые колеса и их изготовление. - М.: Машиностроение, 1983. – 264 с.
- 118 Коганов И.А., Федоров В.П., Валиков Е.Н. Прогрессивные методы изготовления цилиндрических зубчатых колес. М.: Машиностроение, 1981. – 131 с.
- 119 Кораблев А.И., Решетов Д.Н. Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач. - М.: Машиностроение. 1968. – 287 с.
- 120 Сахаров Г.Н. Обкаточные инструменты. - М.: Машиностроение, 1983. – 232 с.
- 121 Овумян Г.Г. Совершенствование технологических процессов зубообработки // Энергомашиностроение, 1984. - № 8. - С. 15-17.
- 122 Жибин А. И., Кравченко В. И., Печеный В. И. оптимизация технологических процессов изготовления зубчатых колес и редукторов. // Вестник машиностроения. – 1989. - № 9. - С. 54-55.
- 123 Справочник технолога-машиностроителя/ под ред. Косиловой А.Г. и Мещерякова Р.К. в двух томах. - М.: Машиностроение, 1985 - 1 т. - 657 с.
- 124 Чупырин, В.Н. Технология технического контроля в машиностроении: Справочное пособие/Под общ. ред. В.Н.Чупырина. - М.: Издательство стандартов, 1990. - 340 с.
- 125 Рубинштейн С. А. Основы учения о резании металлов и режущий инструмент. - М.: Машиностроение, 1968. - 392 с.
- 126 Чупырин, В.Н., Никифоров, А.Д. Технологический контроль в машиностроении: Справочник проектировщика/Под общ. ред. В.Н. Чупырина, А.Д. Никифорова. - М.: Машиностроение, 1987. - 415 с.
- 127 Справочник режимы резания металлов./ Под ред. Ю.В.Барановского – М.: Машиностроение, 1972. – 234 с.
- 128 Общемашиностроительные нормативы времени. - М.: Машиностроение, 1974. – 173 с.
- 129 Зуборезный инструмент. Издательство комитета стандартов.
- 130 Локтев Д. А., Международный информационно-технический журнал «Оборудование и инструмент для профессионалов» Металлообработка Киев, 2009- № 4. - С. 6 – 11
- 131 ГОСТ 1643 – 81 Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски и посадки. – М.: Машиностроение, 2004. – 480 с.
- 132 Радкевич Я. М. Метрология, стандартизация и сертификация: учебник для ВУЗов / Я. М. Радкевич, А. Г. Схиртладзе, Б. И. Лактионов. – М.: Высш. шк., 2004. – 767 с.
- 133 Марков А. Л. Измерение зубчатых колес. Допуски, методы и средства контроля / А. Л. Марков. – Л.: «Машиностроение», 1977. – 124 с.
- 134 Тайц Б. А. Точность и контроль зубчатых колес. - М.,

«Машиностроение», 1972. – 368 с.

135 Домбек З. Шалобаев Е.В. Силовые передачи, датчики и двигатели электроприводов // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2012. – Вып. 12. Ч. 1 – С. 101-107

136 Сизиков В.С. Математические методы обработки результатов измерений. - СПб.: Политехника, 2001. – 249 с.

137 Петров Ю.П., Сизиков В.С. Корректные, некорректные и промежуточные задачи с приложениями. – СПб.: Политехника, 2003. – 261 с.

138 Коган Б.И. Обработка зубьев цилиндрических крупномодульных зубчатых колес / Учебное пособие. – Кемерово: Кузбассвузиздат, 2003. – 56 с

139 Хотев А.И. Экспериментальное исследование влияния величины угла наклона зубьев на нагрузочную способность цилиндрических косозубых передач с эвольвентным профилем / А.И. Хотев // Сб. трудов ЛМИ. – Ленинград, 1962. – № 23. – С. 81-87.

140 Петрусевич А. И. Роль гидродинамической масляной пленки в стойкости и долговечности контакта машин / А.И. Петрусевич // Вестн. Машиностроения, 1963. – № 1. – С. 33-45.

141 Розенберг Ю.А. Смазка механизмов машин / Ю.А. Розенберг, И.Э. Виноградова. – М.: Гостоптехиздат, 1960. – 333 с.

142 Трение, изнашивание и смазка: Справочник / под ред. И. В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. – Т. 1. – 400 с.

143 Трение, изнашивание и смазка: Справочник / под ред. И. В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – Т. 2. – 358 с.

144 Когаев В.П. Прочность и износостойкость деталей машин / В.П. Когаев, Ю. Н. Дроздов. – М.: Высш. шк., 1991. – 320 с.

145 Дроздов Ю.Н. Трение и износ в экстремальных условиях / Ю. Н. Дроздов, В.Г. Павлов, В.Н. Пучков. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.

146 Дроздов Ю.Н. Прогнозирование изнашивания с учетом механических, физико-химических и геометрических факторов / Ю. Н. Дроздов // Трение и износ. 2002. – Т. 23. – № 3. – С. 252-257.

147 Дроздов Ю.Н. Структура методов расчета на износ / Ю.Н. Дроздов // Вестн. Машиностроения, 2003. – № 1. – С. 25-28.

148 Терентьев В.Ф. Смазка и смазочные материалы в трибосистемах / В.Ф. Терентьев, В. Е. Редькин, С.И. Щелканов. – Новосибирск: Изд-во СО РАН, 2002. – 187 с.

149 Ширококов В.В. Толщина смазочного слоя при качении со скольжением тел с учетом тепловых процессов /В.В. Ширококов, Ю.Н. Дроздов // Машиноведение, 1979. – № 4. – С. 90-93.

150 Смазочные материалы: антифрикционные и противоизносные свойства. Методы испытаний / Р.М. Матвеевский, В.Л. Лашхи, И.А. Буяновский и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 224 с.

151 Сеницын В. В. Пластичные смазки и оценка их качества / В. В. Сеницын. – М.: Изд-во стандартов, 1975. – 192 с.

152 Сулима А. М. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин / А.М. Сулима, В.А. Шулов, Ю.Д. Ягодкин. – М.:

Машиностроение, 1988. – 240 с.

153 Долговечность трущихся деталей машин/ Под ред. Д.Н. Гаркунова. – М.: Машиностроение, 1987. – 303 с.

154 Кузьмин В.Н. Влияние смазочных композиций с различными присадками на износостойкость трибосопряжений /В.Н. Кузьмин, Л.И. Погодаев, П.П. Дудко // Трение, смазка, износ. <http://www.tribo.ru>.

155 Витязь П.А. Нанокристаллические алмазы и перспективы их использования / П. А. Витязь // Наноструктурные материалы: получение и свойства. – Минск: НАНБ, 2000. – С. 8-20.

156 Методология создания смазочных материалов с наномодификаторами / М.И. Люты, Г.А. Костюкович, А.А. Скаскевич, В.А. Струк, О.В. Холодилов // Трение и износ. 2002. – Т. 23. – № 4. – С. 411-424.

157 Беляев С.А. Трение и изнашивание при использовании УДП-присадки меди в смазке / С.А. Беляев, С.Ю. Тарасов, А.В. Колубаев // Трение, смазка, износ, [http // www.tribo.ru](http://www.tribo.ru).

158 Витязь П.А. Перспективные нанофазные материалы на основе ультрадисперсных алмазов / П.А. Витязь // Теоретические и технологические основы упрочнения и восстановления изделий машиностроения. – Новополоцк, 2001. – С. 4-8.

159 О влиянии ультрадисперсных наполнителей на реологические свойства пластичных смазок / В. В. Жевнов, В. А. Смуругов, И. О. Деликатная и др. // Трение и износ. 2001. – Т. 22. – № 6. – С. 699-702.

160 Многофункциональные алмазографитовые присадки к моторным маслам / А.М. Ставер, В.Е. Редькин, В. Янушек и др. // Ультрадисперсные порошки, материалы и наноструктуры: Материалы Межрег. конф. с межвуз. участием / отв. ред. В.Е. Редькин. – Красноярск: КГТУ, 1996. – С. 188-190.

161 Селютин Г.Е. Применение металлоорганических и металлокерамических материалов для восстановления и увеличения ресурса поверхностей трения / Г.Е. Селютин, В.Ф. Терентьев, С.И. Щелканов, Г.М. Яковлев // Наука – производству, 2003. – С. 212-218.

162 Влияние материала фрикционной пары на триботехнические свойства консистентной смазки, модифицированной ультрадисперсными алмазами / П.А. Витязь, В.И. Жорник, В.А. Кукаренко и др. // Трение и износ, 2000. – Т. 21. – № 5. – С. 527-533.

163 Киреенко О.Ф. Фуллереновая сажа как антифрикционная и противоизносная добавка к смазочным маслам / О.Ф. Киреенко, Б.М. Гинзбург, В.П. Булатов // Трение и износ, 2002. – Т. 23. – № 3. – С. 304-309.

164 Точильников Д.Г. Влияние фуллеренов на трибологические характеристики пластичных смазок / Д.Г. Точильников, Б.М. Гинзбург // Трение и износ, 2001. – Т. 22. – № 5. – С. 555-559.

165 Патент РФ №2110609, Способ нанесения покрытий на стальные изделия / Мальчиков Г.Д., Малышева Н.С., Веклина В.А., Берсудский А.Л. Оpubл.10.05.1998, бюл. №3.

166 Патент РФ №2053106. Способ нанесения защитных покрытий на рабочие поверхности деталей и устройство для его осуществления / Берсудский

А.Л. Оpubл. 27.01.1996, бюл. № 6.

167 Инновационный патент № 22999 Способ нанесения защитных покрытий на рабочие поверхности тяжело нагруженных зубчатых колес /Поветкин В. В., Сушкова О.А. Оpubл. 15.10.2010, бюл. № 10

168 Поветкин В.В., Керимжанова М.Ф., Ибрагимова З.А., Татыбаев М.К., Исаева И.Н. Обоснование технологических способов повышения долговечности зубчатых колес // Международный сборник научных трудов «Прогрессивные технологии и системы машиностроения». – Донецк, 2015. - № 1, С. 165-171

169 Поветкин В.В., Керимжанова М.Ф., Ибрагимова З.А., Даиров А.А., Исаева И.Н. Повышение износостойкости поверхностей зубчатых зацеплений методами энергетической активации // Сборник трудов XXII Международная научно – техническая конференция «Машиностроение и техносфера XXI века». – Донецк, 2015. – Т.2. - С. 76-81

170 Поветкин В.В., Керимжанова М.Ф., Ибрагимова З.А., Исаева И.Н. Исследования поверхностно-пластического упрочнения на моделях из стальных заготовок // Сборник трудов XXII Международная научно – техническая конференция «Машиностроение и техносфера XXI». – Донецк, 2015. – Т.2. – С. 71-75

171 Исаева И.Н., Поветкин В.В. Современное состояние обработки конструкционных материалов концентрированными потоками энергии // Первый независимый научный вестник. – Киев, 2016. – № 7. – С. 84-89

172 Поветкин В.В., Исаева И.Н., Ибрагимова З.А. Современное состояние упрочнения поверхности крупномодульных деталей деформационными методами // Сборник материалов «Инновационные подходы и технологии для повышения эффективности производств в условиях глобальной конкуренции» международная научно – практическая конференция, посвященная памяти член-корреспондента КазАСХН, д.т.н., профессора Тулеуова Е.Т. – Семей, 2016. – № 1. – С. 443-447

173 Irina Isaeva., Vitaly Povetkin., Madina Isametova., Manshuk Kerimzhanova., Amina Bukayeva., Zaure Ibragimova. Assessment of dynamic parameters of heavy-duty gears Vibroengineering PROCEDIA. – Lithuania. – P 46-52

174 Поветкин В.В., Исаева И.Н., Шадхин Ю.И. Параметрический синтез системы управления электроприводом шаровой мельницы Научно-технический и производственный горный журнал Казахстана "Горный". – Алматы, 2017. – № 2. – С. 23-25

175 Дорофеев В.Л., Поветкин В.В., Исаева И.Н., Орлова Е.П. Проектирование износостойкой зубчатой передачи шаровой мельницы с использованием системы моделирования AEROFLANC // Вестник КазННТУ имени К.И. Сатпаева. – Алматы: КазННТУ, 2017. – С.61-67

Приложение А

Чертеж и 3D модель зубчатого колеса

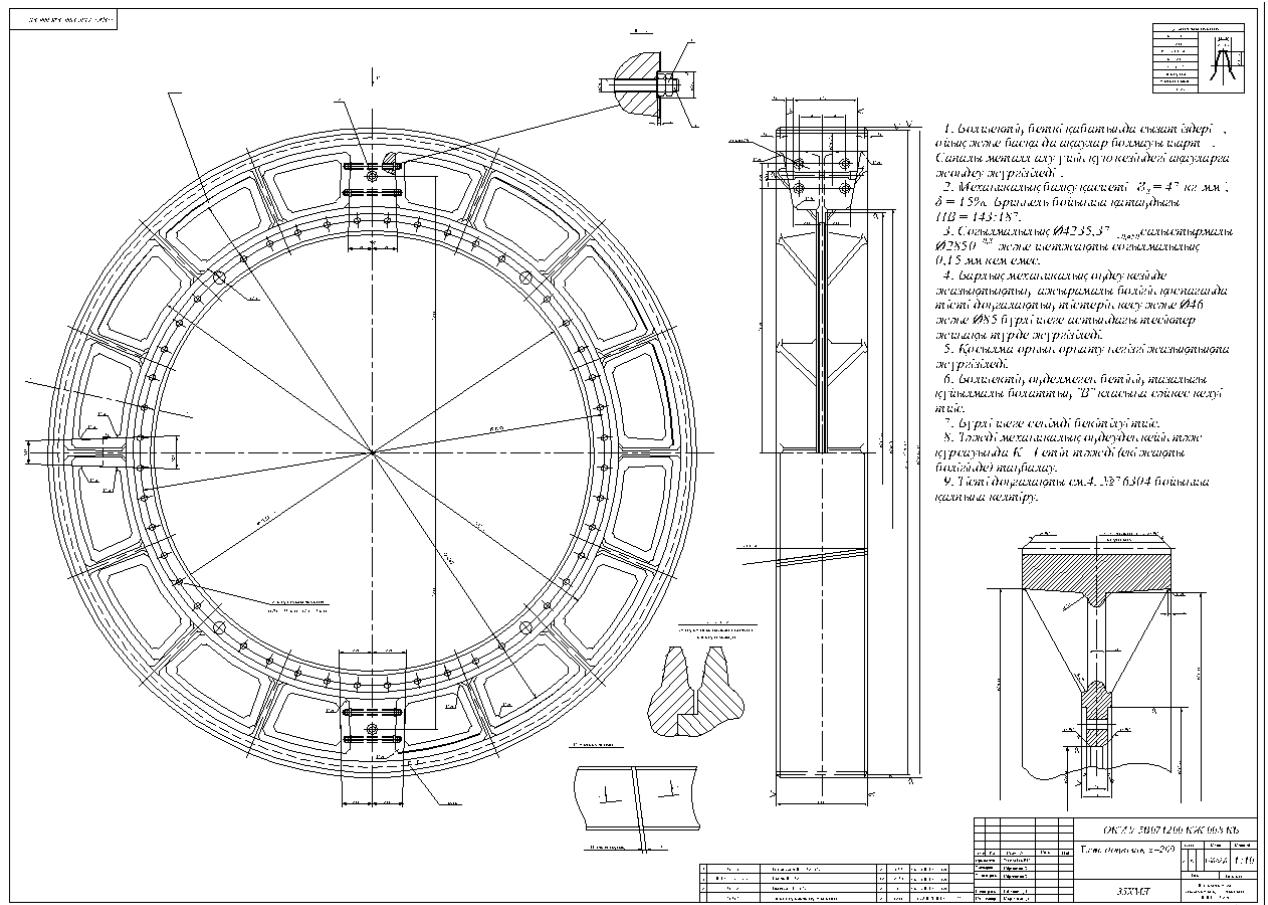


Рисунок А.1 – Чертеж зубчатого колеса

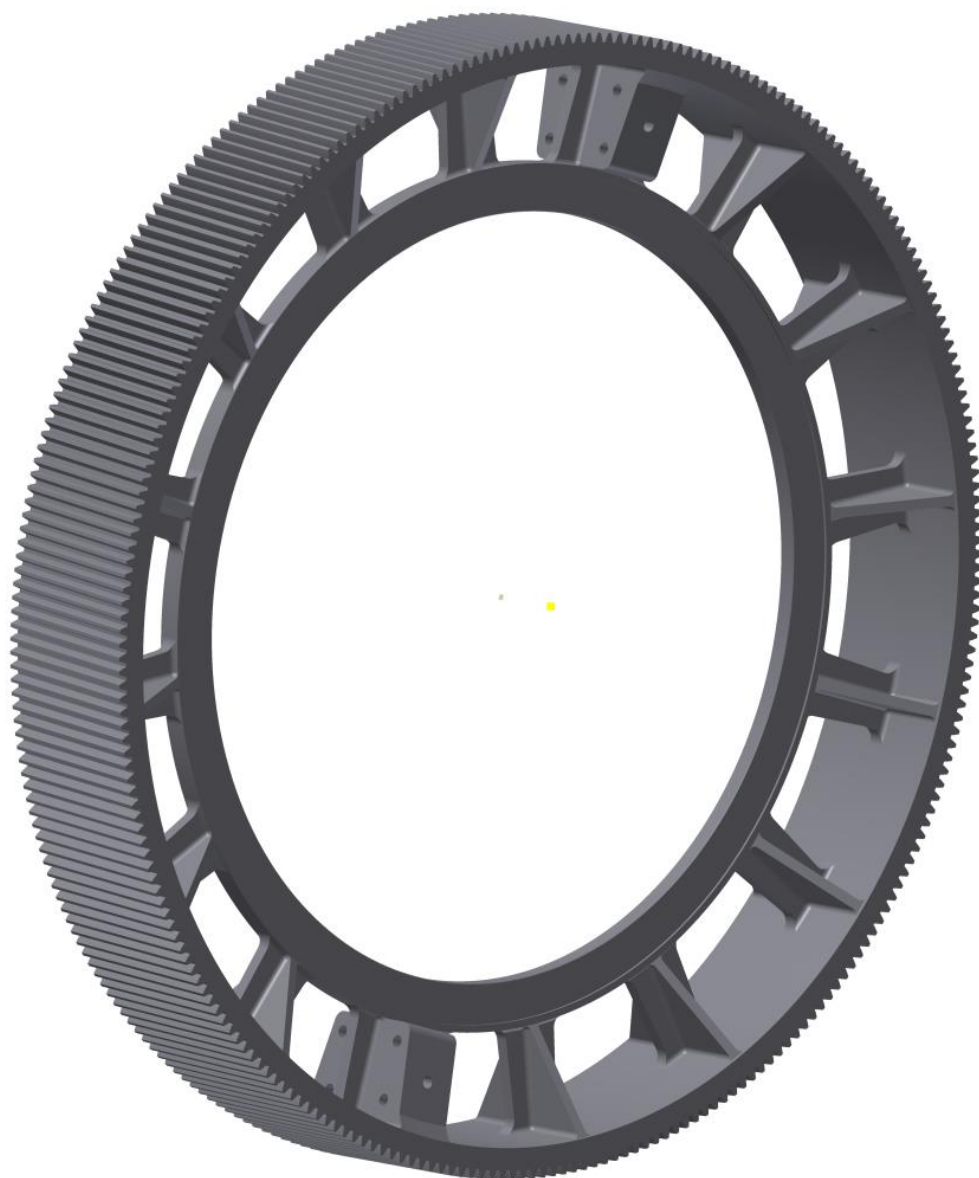


Рисунок А.2 – 3D модель зубчатого колеса

Приложение Б

Структурная схема электромеханической системы шаровой мельницы в среде MatLab

Структурная схема электропривода (Рисунок Б.1) шаровой мельницы состоит из структурной схемы линейризованной замкнутой системы преобразователь частоты – асинхронный двигатель (ПЧ – АД)

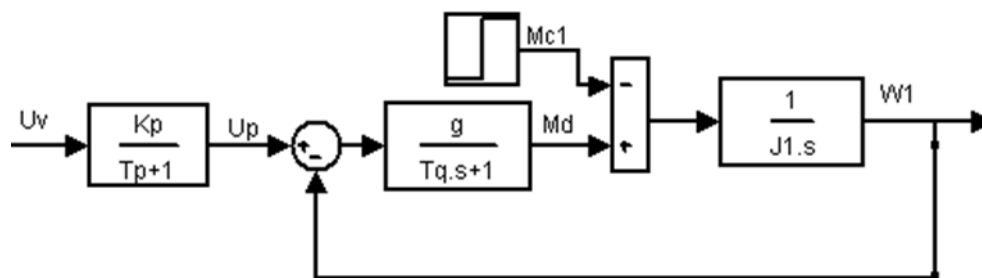


Рисунок Б.1 – Структурная схема системы ПЧ – АД

На структурной схеме электропривода преобразователь частоты (ПЧ) представлен инерционным звеном (Рисунок Б.2).

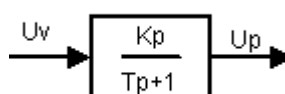


Рисунок Б.2 – Инерционное звено

Инерционное звено с передаточной функцией рассчитывается по формуле (Б1)

$$W(s) = \frac{K_p}{T_p s + 1} \quad (\text{Б1})$$

Структурная схема асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором с двумя динамическими звеньями представлена на рисунке Б.3

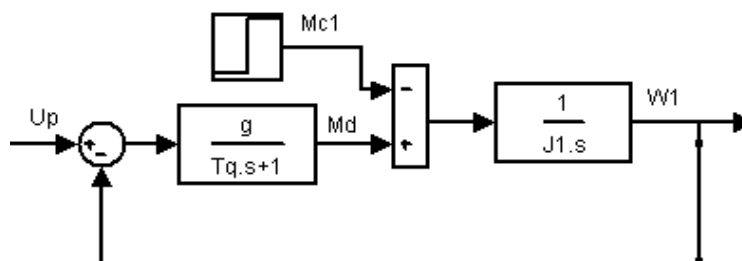


Рисунок Б.3 – Структурная схема асинхронного двигателя

Схема интегрирующего звена показана на рисунке Б.4

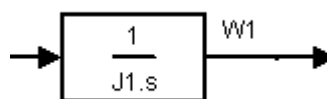


Рисунок Б.4 - Интегрирующее звено

Интегрирующее звено с передаточной функцией рассчитывается по формуле (Б2)

$$W(s) = \frac{1}{J_1 s} \quad (\text{Б2})$$

Схема второго инерционного звена показана на рисунке Б.5

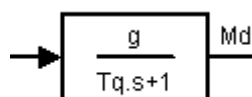


Рисунок Б.5 – Инерционное звено

Звено с передаточной функцией рассчитывается по формуле (Б3).

$$W_G(s) = \frac{b}{T_q s + 1} \quad (\text{Б3})$$

Передаточные функции (Б2) и (Б3) охвачены единичной обратной связью.

Стабилизация скорости асинхронного двигателя осуществляется с помощью обратной связи с коэффициентом K_{OC} и интегрирующим звеном (Рисунок Б.6)

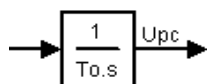


Рисунок Б.6 – Интегрирующее звено

Передаточная функция данного интегрирующего звена, рассчитывается по формуле (Б4)

$$W_{pc}(s) = \frac{1}{T_o s} \quad (\text{Б4})$$

Стабилизация скорости асинхронного двигателя осуществляется также с помощью обратной связи, которая осуществляется звеном, представленным на рисунке Б7

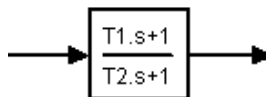


Рисунок Б7 – Звено

Звено с передаточной функцией рассчитывается по формуле (Б5)

$$W(s) = \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1} \quad (\text{Б5})$$

Главная обратная связь с коэффициентом передачи K_{OC} построена на основе принципа управления по отклонению. Внутренняя обратная связь системы управления представлена инерционно-форсирующим звеном с передаточной функцией (Б5).

Механическая часть электромеханической системы шаровой мельницы, (Рисунок Б.7) состоит из следующих звеньев:

- звена с нелинейной статической характеристикой (Рисунок Б.8), моделирующее зазор редуктора мельницы;
- безинерционного звена с коэффициентом жесткости C_{12} (Рисунок Б.9), на выходе которого получается сигнал момента упругой деформации M_Y .

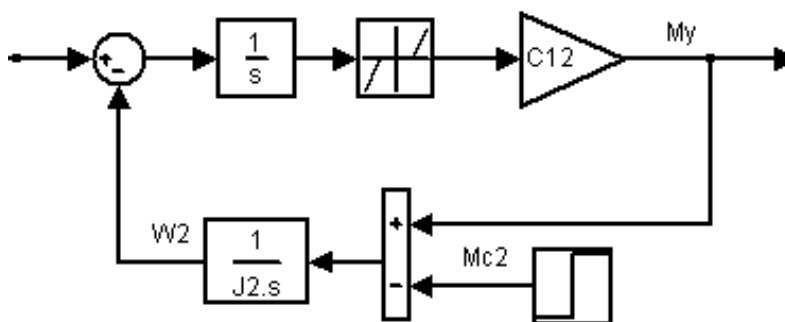


Рисунок Б.7 – Структурная схема механической части шаровой мельницы

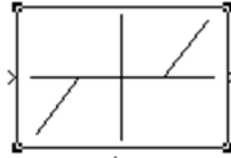


Рисунок Б.8 – Звено с нелинейной статической характеристикой

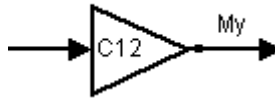


Рисунок Б.9 – Безынерционное звено

Указанные звенья механической части имеют обратную связь. В цепи этой обратной связи присутствует интегрирующее звено (Рисунок Б.10)

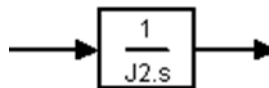


Рисунок Б.10 – Интегрирующее звено

Данное звено с передаточной функцией по формуле (Б6)

$$W_{Mq}(s) = \frac{1}{J_2 s} \quad (\text{Б6})$$

На выходе интегрирующего звена (Рисунок Б.10) появляется сигнал угловой скорости мельницы, который затем сравнивается с угловой скоростью асинхронного двигателя для получения возможности исследования влияния зазора на момент упругой деформации.

Приложение В

Казахский национальный исследовательский технический университет
имени К.И. Сатпаева
Кафедра «Стандартизация, сертификация и технология машиностроения»

Паспорт

Экспериментальный стенд для исследования тяжелоагружённых
зубчатых передач

Алматы, 2016

Введение

Техническое описание предназначено для изучения назначения, устройства и функционирования Экспериментального стенда для исследования тяжело нагруженных зубчатых передач.

1 Экспериментальный стенд для исследования тяжело нагруженных зубчатых передач

Стенд для испытания зубчатых колес СТ301, в дальнейшем «Стенд», предназначен для испытания зубчатых колес на износ, силовые воздействия статического и динамического характера, реверс и т.д., представлен на рисунке 1.

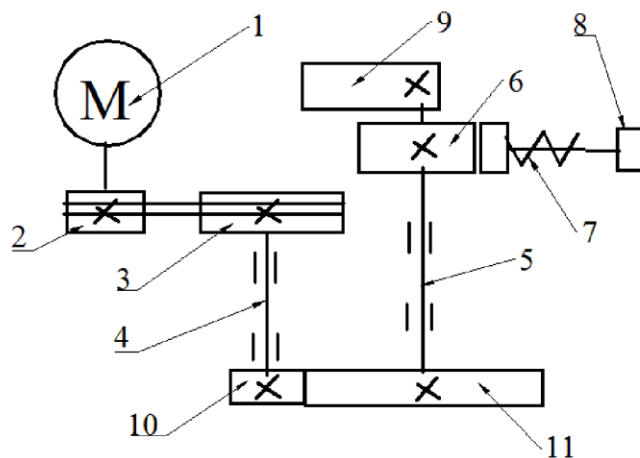


Рисунок 1 - Кинематическая схема Стенда

Асинхронный двигатель 1 вращает шкив 2, который через ремни вращает шкив 3, жестко установленный на приводном валу 4. На валу 4 ставится зубчатое колесо 10. Это колесо 10 вращает зубчатое колесо 11, которое установлено на валу 5. На валу 5 установлены тормозной диск 6, поджатый колодкой 7 с пружиной. Усилие пружины регулируется винтом. На рисунке 2, 3, 4 и 5 изображен рабочий чертеж опытной установки.

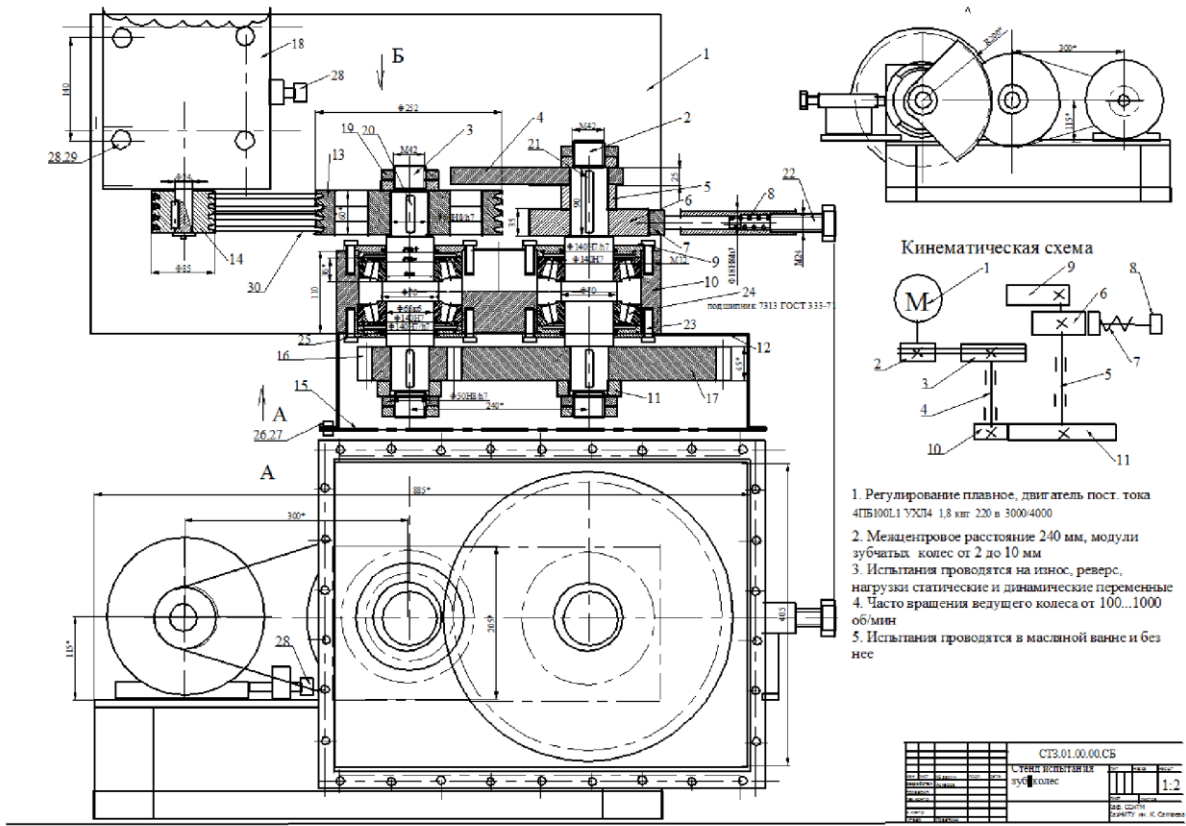


Рисунок 2 - Сборочный чертеж

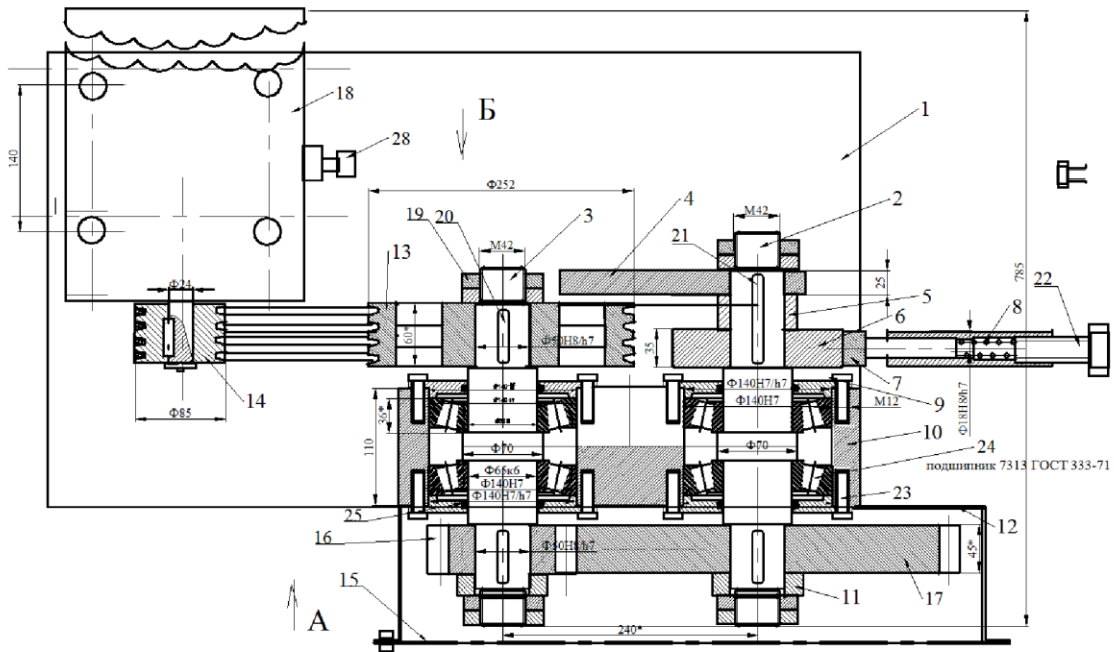


Рисунок 3 - Разрез по осевой плоскости

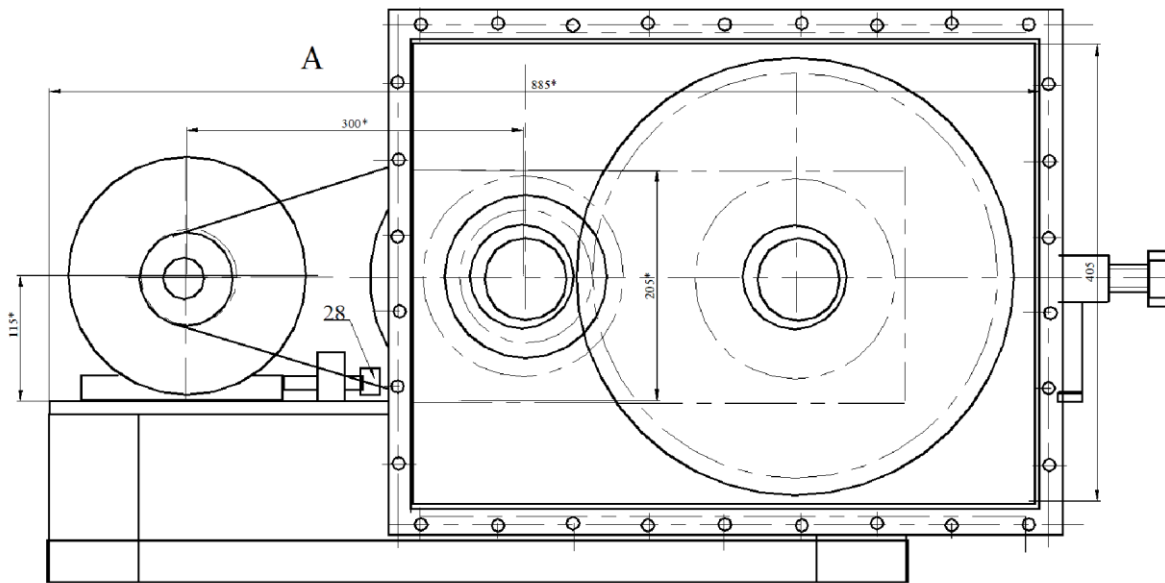


Рисунок 4 - Вид А

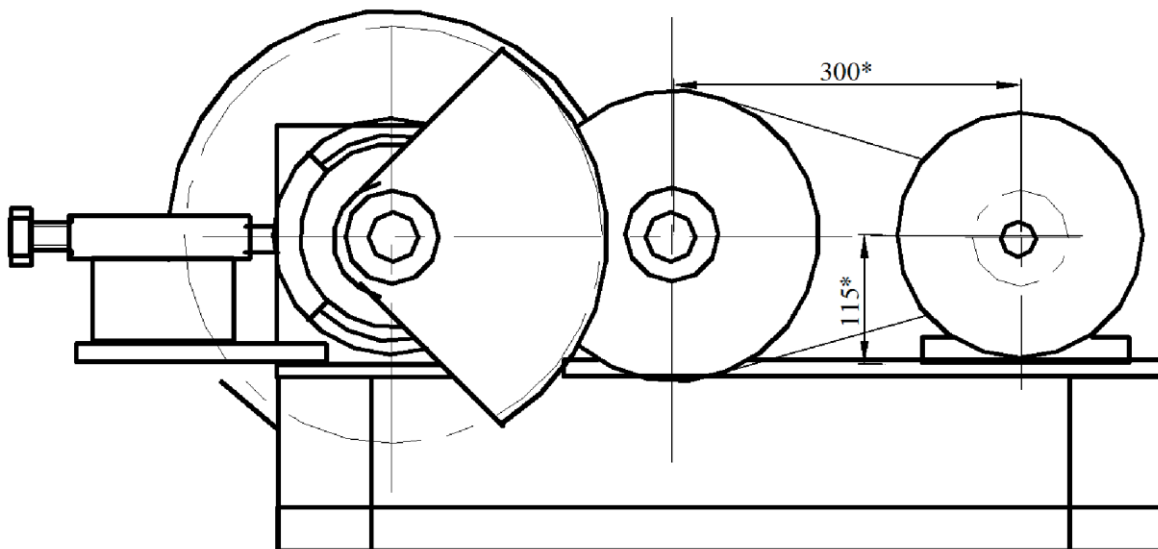


Рисунок 5 - Вид Б

Экспериментальный стенд для исследования тяжело нагруженных зубчатых передач состоит из:

горизонтальной рамы, несущей на себе основные узлы и электрический привод, основной вал, ведомый шкив, ведущее зубчатое колесо, вторичный вал, ведомое зубчатое колесо, системы тормозного механизма, ременной передачи, автоматики КиП.

В таблице 1 приведена техническая характеристика стенда.

Таблица 1 - Техническая характеристика стенда

Мощность электродвигателя	кВт	2,2
Скорость вращения двигателя	об/мин	1000
Передаточное отношение ременной передачи	-	1:3
Скорость вращения ведущей шестерни	об/мин	300
Передаточное отношение зубчатой передачи	-	3,7
Число зубьев ведущей шестерни	шт	Z=25
Число зубьев ведомой шестерни	шт	Z=95
Модуль зубчатой передачи	мм	m=5
Угол наклона зубьев	град	$\beta=5$
Диаметр тормозного барабана	мм	160
Вес Стенда	кг	200

Система автоматического управления и защиты обеспечивает надежность работы и безопасность эксплуатации, а также облегчает управление.

Устройства этой системы расположены в щитах, а также на различных составных частях установки.

Выносной пульт управления состоит из корпуса, пусковой аппаратуры, реле контроля фаз, комплекта автоматических выключателей, рабочих переключателей, частотного преобразователя и контрольных световых индикаторов

2 Размещение и монтаж

Размещение экспериментального стенда для исследования тяжело нагруженных зубчатых передач должно быть выполнено в соответствии с проектом и «Правилами устройства и безопасной эксплуатации стационарных установок и механизмов».

3 Меры безопасности

3.1 К проведению монтажных и пусковых работ допускается персонал, изучивший настоящую инструкцию и действующие инструкции по безопасному ведению работ. Обучение и проверку знаний персонала

производят до начала работ с оформлением допуска к работам в установленном порядке.

3.2 Ответственным за правильное и безопасное ведение работ назначается лицо или лица, имеющие законченное среднее образование и практический стаж работы на монтаже и пуско-наладке.

3.3 К работам можно приступить при наличии проекта производства работ или технологической карты, в которых должны быть отражены вопросы техники безопасности при проведении монтажа.

3.4 Необходимо организовать хранение деталей и инструмента, выделить ответственных лиц для работы на подъемных средствах. Площадка должна быть снабжена аптечкой.

3.5 При производстве сварочных работ следует соблюдать «Правила пожарной безопасности при проведении сварочных и других огневых работ на объектах народного хозяйства».

3.6 Гидравлические испытания производить согласно правилам Госгортехнадзора. Осмотр при испытании проводит специально подготовленный персонал. При работе стенда не должны находиться посторонние лица.

3.7 Кроме общих Требований правил техники безопасности монтажный персонал обязан выполнять специальные требования, касающиеся данного производства.

3.8 Срочность работ или неблагоприятные условия не являются основанием для нарушения правил техники безопасности.

4. Подготовка к монтажу

4.1 К началу монтажа в месте расположения установки удалить посторонние предметы.

Температура окружающей среды должна не превышать рекомендованную для работы данной установки.

Рабочая площадка должна быть освещена и снабжена переносным освещением с напряжением не выше 36 В.

На площадке необходимо организовать размещение деталей и сборочных единиц оборудования, материалов, приспособлений, инвентаря и такелажных средств.

4.2 Монтируемое оборудование на площадку.

Грузоподъемность крана должна быть не менее веса установки.

Установку, опускаемую на пол, необходимо ставить на деревянные подкладки для возможности свободного удаления троса.

Доставленные к месту монтажа сборочные единицы и детали установки подлежат расконсервации: нужно удалить со всех поверхностей смазку деревянными скребками, остатки смазки смыть уайт-спиритом и протереть чистыми салфетками или ветошью, не оставляющей волокон.

Собственно установка, поставляемый в собранном виде, при хранении не более 18 месяцев расконсервации не подлежит. Удаляется смазка только с наружных поверхностей.

В случае переконсервации или истечении срока консервации, несоответствии условий хранения и транспортировки установки техническим нормам следует произвести полную или частичную переборку машины.

В процессе переборки необходимо: тщательно осмотреть детали установки, выявить коррозию, трещины, коробления и другие дефекты; проверить и отрегулировать сопряжения деталей в соответствии с нормами, указанными в формуляре машины; все детали следует очистить от грязи и коррозии, промыть уайт-спиритом и высушить (продуть и вытереть насухо); в направлении, обратном нормальному ходу масла.

Течь горючей жидкости не допускается.

5 Порядок монтажа

5.1 Перед установкой производится сборка основных элементов конструкции посредством болтового соединения с установкой контргайек.

Высоту замеряют от поверхности. Для выставки по уровню производят при помощи точного металлического уровня, с ценой деления 0,05...0,1 на 1000 мм.

5.2 При монтаже электродвигателей привода и рабочего органа необходимо произвести натяжку ременной передачи и проверить соотношение друг к другу расположения зубчатых колес.

6 Общие указания по эксплуатации

Эксплуатация установок Экспериментального стенда для исследования тяжелонагруженных зубчатых передач должна обеспечивать их бесперебойную, надежную и экономичную работу и полностью соответствовать «Правилам устройства и безопасной эксплуатации стационарных компрессорных установок, воздухопроводов и газопроводов», настоящей инструкции и другим относящимся к технике безопасности нормативным документам.

6.1. На месте эксплуатации установки должны быть разработаны инструкции по безопасному обслуживанию на основании указанных правил и инструкций.

6.2. Каждая установка должна иметь комплект эксплуатационной документации, а также документы, определяемые вышеуказанными нормативными документами.

6.3. При эксплуатации установки необходимо выполнять все правила и рекомендации, приведенные в настоящей инструкции и формуляре установки.

7 Меры безопасности

Основными видами аварий и травматизма при неправильном обслуживании установки являются:

- а) разрыв трубопроводов и сосудов от давления сжатого воздуха;
- б) поражение электрическим током;
- в) ожоги от горячих поверхностей.

Для обеспечения безопасной работы необходимо выполнять нижеперечисленные основные правила техники безопасности.

7.1 Обслуживающий персонал стенда должен быть ознакомлен с инструкцией по эксплуатации установки, проинструктирован по технике безопасности и пожарной безопасности.

7.2 Пуск в работу установки с неполадками средств аварийной сигнализации и блокировок, обеспечивающих безаварийную работу, не допускается.

7.3 Рабочее место машиниста должно находиться от машины на расстоянии, обеспечивающем выполнение санитарных норм по шуму (шумовые характеристики машин приведены в формуляре).

7.4 территория проведения работ должно быть освещено в соответствии с требованиями действующих норм.

7.5 Электрооборудование и узлы установки, которые из-за нарушения изоляции могут оказаться под напряжением, должны быть надежно заземлены.

7.6 При обслуживании и осмотре горячих поверхностей необходимо соблюдать осторожность.

7.7 Во время работы установки не разрешается оставлять её без наблюдения, допускать на место работы посторонних лиц.

7.8 Не допускается:

- а) класть инструмент и другие предметы на работающую установку;
- б) промывать бензином детали и элементы установки.

7.9 Все работы, связанные с электрооборудованием, должны вестись в соответствии с правилами эксплуатации электроустановок.

8 Подготовка установки к работе

8.1 Проверить уровень установки, при необходимости отрегулировать.

8.2 Произвести подключение электроснабжения пульта управления и электрооборудования установки.

9 Пуск установки

9.1 Произвести включение основного подающего питания электроснабжения установки.

9.2 Произвести включение электродвигателя привода установки при помощи переключателя №1 и выбрать необходимую скорость движения привода при помощи потенциометра частотного преобразователя.

9.3 Прослушать работу установки. При обнаружении стука или звуков, не свойственных нормальной работе установки, остановить установку и устранить неполадки.

9.4 Наблюдение за установкой во время работы.

Во время работы установки машинист обязан:

- Следить за показаниями приборов, установленных на щите и непосредственно у контролируемых точек, вести журнал наблюдений по форме, приведенной в формуляре установки.

- Контролировать и фиксировать в журнале, не реже 1 раза в 2 часа
- температуру приводов установки;
- электрические параметры электродвигателя (ток, напряжение).

Немедленно остановить установку, если:

- слышны стуки, удары в механизмах или двигателе или обнаружены их неисправности, которые могут привести к аварии;
- приборы на щите указывают на перегрузку электродвигателя;
- вышли из строя контрольно-измерительные приборы;
- появился запах гари или дыма из электродвигателя;
- заметно увеличилась вибрация установки.

При обнаружении указанных выше неисправностей, установку следует отключить, не дожидаясь срабатывания автоматической защиты.

10 Специальные указания по эксплуатации

В месте работы установки необходимо иметь:

- а) инструкцию;
- б) сменный журнал учета работы установки, приемки и сдачи смен;
- в) производственную инструкцию по безопасной эксплуатации установки;

11 Порядок работы

Испытуемое колесо 11.

1. Испытания на надежность. На стенд ставится колесо 11. Пружиной 7 устанавливается средняя статическая нагрузка. Мотор 1 на постоянной скорости вращает стенд определенное время (5...10 часов). Исследуется износ колеса.

2. Испытание на реверс. То же, что и в п.1. Но в определенное время меняется направление вращения мотора 9.

3. Испытание на статическую повышенную нагрузку. То же, что в п.1. Но нагрузка пружинной 7 увеличена в несколько раз.

4. Сравнительные испытания. То же, что в п.1. Вместо колеса 11 ставится два колеса, ширина которых в 2 раза меньше колеса 11. Колеса имеют разные материалы изготовления или геометрию. Исследуется разница характера износа.

5. Скоростные испытания колеса. Колеса 10 и 11 поменять местами.

12 Техническое обслуживание

12.1 Для обеспечения бесперебойной работы, надежности и долговечности установки необходимо периодически осматривать его узлы и детали (с целью проверки их состояния), подтягивать резьбовые соединения и устранять возможные неисправности.

12.2 Содержание планово-предупредительных мероприятий, проводимых в процессе эксплуатации и их периодичность, выраженная в часах наработки, приведены в Инструкции по техническому обслуживанию установки.

Изготовитель «ИП Киселева А.С.»

Приложение Г

Расчет количественных показателей технологичности и точности обработки

Количественно технологичность конструкции оценивается по комплексному показателю, определяемому как совокупность значений частных показателей технологичности с учетом коэффициентов их весомости, рассчитывается по формуле (Г.1).

$$K_T = \frac{\sum_{i=1}^n K_i \varphi_i}{\sum_{i=1}^n \varphi_i} \quad (\text{Г.1})$$

где, K_T – комплексный показатель технологичности;

K_i – частный показатель технологичности;

φ_i – коэффициент весомости частного показателя;

n – количество частных коэффициентов весомости показателя.

Деталь представляет собой тело вращения, не прецизионное. Нормативные значения коэффициентов технологичности приведены в таблице Г.1. Коэффициент технологичности не должен превышать 0,75.

Таблица Г.1 – Нормативные значения коэффициентов технологичности

№	Наименование частного показателя технологичности	Обозначение	Весовые коэффициенты
1.	Показатель обрабатываемости материала	$\varphi_{ом}$	0,8
2.	Показатель сложности конструкции детали	$\varphi_{сл}$	0,7
3.	Коэффициент точности и шероховатости поверхностей детали	$\varphi_{пов}$	0,6
4.	Показатель унификации конструктивных элементов	$\varphi_{эу}$	0,7
5.	Показатель использования материала	$\varphi_{им}$	1,0

Увеличение себестоимости получаемой методами обработки резанием детали вследствие удлинения технологического процесса ее изготовления учитывается показателем сложности конструкции детали, определенным в виде:

$$K_{сл} = 0,25(K_k + K_p + K_b + K_c) \quad (\text{Г.2})$$

где, K_k, K_p, K_b, K_c – коэффициенты;

$K_k = 0,8$ – зависит от количества обрабатываемых поверхностей (>20);

$K_p = 0,6$ – зависит от количества повышенных требований по точностям формы и взаимного расположения поверхностей (>2);

$K_B = 0,9$ – зависит от количества видов механической обработки (>2);
 $K_C = 0,9$ – зависит от точности изготовления, шероховатости поверхностей.

$$K_{сл} = 0,25(K_k + K_p + K_B + K_C) = 0,25(0,8 + 0,6 + 0,9 + 0,9) = 0,8$$

Коэффициент точности и шероховатости поверхностей деталей: $K_{пов} = 0,58$
 Общее количество конструктивных элементов детали: $N_3 = 21$. Количество унифицированных элементов в детали: $N_{3у} = 20$.

К унифицированным элементам относятся такие элементы, которые изготавливаются стандартным режущим инструментом и не требуют применения специальной оснастки (оправок, планшайб, кондукторов и др.). Количество нетехнологичных элементов детали: $n = 1$.

Нетехнологичные элементы - такие элементы, изготовление которых, из общих соображений вызывает дополнительные технологические проблемы.

Коэффициент унифицированных элементов рассчитывается по формуле Г.3:

$$K_{уэ} = \frac{N_{3у}}{N_3} - 0,1n = \frac{20}{21} - 0,1 \cdot 1 = 0,85 \quad (Г.3)$$

Показатель использования материала рассчитывается по формуле Г.4:

$$K_{им} = \frac{m_d}{m_3} \quad (Г.4)$$

где, m_d – масса детали;

m_3 – масса заготовки.

$m_d = 10862,8$ кг;

$m_3 = 14107,53$ кг.

$$K_{им} = \frac{m_d}{m_3} = \frac{10862,8}{14107,53} = 0,77$$

В таблице Г.2 представлены значения полученных коэффициентов технологичности детали.

Таблица Г.2 – Значения полученных коэффициентов технологичности

№	Наименование частного показателя технологичности	Обозначение	Весовые коэффициенты
1.	Показатель обрабатываемости материала	$K_{ом}$	0,55
2.	Показатель сложности конструкции детали	$K_{сл}$	0,8
3.	Коэффициент точности и шероховатости поверхностей детали	$K_{пов}$	0,58

4.	Показатель унификации конструктивных элементов	$K_{уэ}$	0,85
5.	Показатель использования материала	$K_{им}$	0,77

Коэффициент технологичности рассчитывается по формуле Г.5:

$$K_T = \frac{K_{OM}\varphi_{OM} + K_{сл}\varphi_{сл} + K_{пов}\varphi_{пов} + K_{уэ}\varphi_{уэ} + K_{им}\varphi_{им}}{\varphi_{OM} + \varphi_{сл} + \varphi_{пов} + \varphi_{уэ} + \varphi_{им}} \quad (Г.5)$$

$$K_T = \frac{0,55 \cdot 0,8 + 0,8 \cdot 0,7 + 0,58 \cdot 0,6 + 0,85 \cdot 0,7 + 0,77 \cdot 1,0}{0,8 + 0,7 + 0,6 + 0,7 + 1,0} = 0,72 < 0,75$$

Деталь является технологичной.

Приложение Д

Технологический процесс по механической обработке половины венца

Таблица Д.1 – Рабочий технологический процесс механической обработки половины венца

№ Операции	Наименование и содержание операции	Оборудование	Приспособлени е и вспомога- тельный инструмент	Режущий инструмент	Измерительный инструмент
1	2	3	4	5	6
05	Разметочная операция 1) Разметить торцы обода в размер 6000, торцы ступицы в размер 90 2) Маркировать пару одним порядковым номером (правую и левую)	-	-	-	-
010	Фрезерная операция 1) Фрезеровать прибыли 2) Фрезеровать торцы обода грубо с припуском 5 на сторону в размер 610(6000+5+5) в 2 установки	Фрезерный станок 6М616Ф11-22	Подкладки, планки, болты, упоры	Фреза торцевая+210	Контроль ОТК
015	Слесарная операция 1) Отпилить заусенцы		Контрольный стол	Набор напильников	-
020	Разметочная операция 1) Нанести осевые через центр детали разметить 2 прямых разъема (вид А, вид В)	-	-	Керновка	Контроль ОТК
025	Фрезерная операция 1) Фрезеровать 2 прямых разъема (вид А, вид В) 2 замка в размер 2000+2000	Фрезерный станок 6М616Ф11-22	Подкладки, планки, болты, упоры	Фреза торцевая+210 Фреза концевая +50	Контроль ОТК

Продолжение таблицы Д.1

1	2	3	4	5	6
030	Фрезерная операция 1) Фрезеровать 2 косых разъема угол 5 градуса (вид А, вид В) 2 замка в размер 2000+2000 (с учетом припуска на плоскостях обода)	Фрезерный станок 6М616Ф11-22	Подкладки, планки, болты, упоры, Подставки клиновые угол 5 градусов – 2шт	Фреза торцевая+210 Фреза концевая +50	Угломер 1-2 ГОСТ5378-88
040	Слесарная операция 1) Опилить заусенцы	-	Слесарный стол	Набор напильников	-
045	Расточная операция 1) Сверлить на разъемах по координатам 8 отверстия +46 планировать +85	Расточной станок WNB-150	Планки, болты, упоры, Пластина подрезная 85x50x14x40, Оправка к пластине+45,5x5x50x14x40x53 0x№5	Сверло спиральное+46	Контроль ОТК
050	Слесарная операция 1) Опилить заусенцы	-	Слесарный стол	Набор напильников	Контроль ОТК

Таблица Д.2 – Рабочий технологический процесс механической обработки венца сборного зубчатого колеса

№ Операции	Наименование и содержание операции	Оборудование	Приспособление и вспомогательный инструмент	Режущий инструмент	Измерительный инструмент
1	2	3	4	5	6
005	Слесарная 1)Собрать венец из 2-х половин на шпильки, гайки.	Подставка Слесарные инструменты	Контроль ОТК Измерительный инструмент	-	-
010	Сверлильная 1)Сверлить две отверстия + 40А планировать +60. Установить валики поз.2. 4-ы установки меры согласно эскизу.	Сверлильный станок 2А576	Стол контрольный	Сверло спиральное +40,+60	Калибр-пробка +40,+60
015	Токарно-карусельный 1)Точить грубо с припуском на 3 сторону 2)Точить торцы обода в размер 606(600+3+3) 3)Точить торцы ступицы в размер 96(90+3+3) 4) Точить планировок в размер 76(70+3+3) до +3155	Карусельный станокКУ-51Ф1	Планшайба, подставки, планки, болты	Токарные резцы. Резец ГОСТ 18880-73, Проходной отогнутый резец ГОСТ 18877-73	Контроль ОТК
	5)Точить наружный до +4242(+4242, 37+6 припуск) Точить отверстие +2850-6 припуск) в 2 установки	-	-	-	-

Продолжение таблицы Д.2

1	2	3	4	5	6
020	Токарно-карусельный Точить окончательно. 1) Точить обода в размер 600 2) Точить торцы ступицы в размер 90 3) Точить торцы планировок в размер 70 до +3155 Наружный +4235,37К Отверстие +2850h Фаски, в 2 установки	Карусельный станок КУ-51Ф1	Планшайба, подставки, планки, болты	Токарные резцы. Резец ГОСТ 18880-73, Проходной отогнутый резец ГОСТ 18877-73	Контроль ОТК
025	Расточной станок 1) Выверить по наружному диаметру с точностью до 0,2	Расточная ЧПУ ИР 1400	Специальное приспособление для крепления на столе станка	-	Калибр-пробка +20Н7
	2) Выставить по разьему 3) Центровать, сверлить, зенковать, развернуть 260 отверстие +20Н7- (техн) глубина 20мм для деления и фиксации. 4) Точить фаску 1x45° Лист 2	-	-	Сверло центровочное +6,3 Сверло спиральное +18 Зенкер +19,85 Развертка +20Н7	-
030	Контроль ОТК Проверить размеры согласно проведенной механической обработке	Стол контрольный	-	-	Пробка +20Н7, ШЦ П-100-650-0,05 ГОСТ 166-89, специальный шаблон
035	Токарно-винторезная 1) Точить фаску под зубофрезерную обработку 15°±30'	Карусельный станок КУ-51Ф1	Специальное приспособление для крепления на столе	Проходной отогнутый резец ГОСТ 18877-73	Шаблон специальный

Продолжение таблицы Д.2

1	2	3	4	5	6
040	Зубофрезерная 1)Фрезеровать зубья z=260 модулем m=16 согласно ТТ чертежа за 2 прохода	Зубофрезерный станок мод.5345	Оправка 9П-6797	Фреза червячная m=16 ГОСТ9324	Штангензубомер, нормалемер мод. 2221-К ГОСТ7760-81
045	Слесарная 1)Опилить заусеницы на зубьях	-	Приспособление	Набор напильников	-
050	Операция разметочная 1) Разметить 40 отв+40 2) Разметить 4 отверстия +90	-	Приспособление	Керновка	-
055	Сверлильная операция 1)Сверлить 40 отверстия +40 2)Сверлить 4 отверстия +90	Сверлильный станок 2А576	Приспособление	Сверло спиральное +40 Сверло спиральное +90	Калибр-пробка +40 Калибр-пробка +90
060	Слесарная операция 1)Опилить заусеницы	-	Слесарный стол	Набор напильников	-
075	Термическая 1) Произвести закалку зубьев колеса ТВЧ	ТВЧ, индуктор	-	-	-
070	Контрольная ОТК Проверить соответствие термообработке ТТ чертежа	Стол контрольный	-	-	-
040	Зубофрезерная, чистовая 1)Фрезеровать зубья z=260 модулем m=16 согласно ТТ чертежа	Зубофрезерный станок мод.5345	Оправка 9П-6797	Фреза червячная m=16 ГОСТ9324	Штангензубомер, нормалемер мод. 2221-К ГОСТ7760-81
080	Контроль ОТК Проверить размеры согласно проведенной мехобработке	Стол контрольный	-	-	ШЦ II-250-0,05 ГОСТ 166-89
085	Контроль ОТК Проверить радиальное и торцевое биения согласно ТТ чертежа детали	Стол контрольный	Приспособление для проверки биения	-	Индикатор часового типа

Приложение Е

Технико - экономическое обоснование технологии изготовления зубчатого венца привода шаровой мельницы

1 Способ упрочнения зубчатых колес дробеструйным методом

Технической задачей предлагаемого способа является исправление геометрических погрешностей изготовления зубчатых колес и погрешностей их установки при монтаже зубчатой передачи, а также влияния динамических сил (смещений), за счет предварительной приработки зубчатой пары и затем упрочнение поверхности слоя зубчатого колеса методом поверхностно - пластического деформирования дробеструйной обработкой.

Задача предлагаемого способа осуществляется за счет того, что производится обработка дробью эвольвентой поверхности зубьев ведомой шестерни, для создания в поверхностном слое наклепа и развития в нем положительных напряжений сжатия, ведомую шестерню передачи подвергают предварительной приработке ведущей закаленной шестерней в течении 8-10 часов при холостом режиме вращения шаровой мельницы.

Техническим результатом изобретения является увеличение ресурса работы тяжело нагруженных зубчатых зацеплений шаровых мельниц. Для достижения технического результата зубчатые колеса венца шестерни (ведущего колеса) подвергают предварительной приработке в течение 10-12 ч при полной нагрузке холостого режима мельницы. Затем производят дробеструйный наклеп зубьев колеса по эвольвенте и по ширине колеса. Это позволит механическим упрочнениям повысить изгибную прочность зубьев. В процессе наклепа изменяется тонкая кристаллическая структура аустенита и мартенсита, происходит сдвигообразование и дисперсизация субструктуры. Эти изменения установлены с помощью рентгеноструктурного анализа по уширению интерференционных линий рентгенограмм деформированных закаленных сталей. Интенсивное дробление блоков в самых различных металлах и сплавах, независимо от химического состава и исходной твердости, было обнаружено уже при малых степенях деформации, соизмеримых с деформацией, имеющей место при поверхностном наклепе дробью.

При наклепе повышается плотность дислокации; процесса пересечения дислокаций, а также их упругое взаимодействие требуют дополнительных затрат энергии, а следовательно, и повышения деформирующих напряжений. Дробление блоков субструктуры в процессе наклепа также способствует торможению дислокаций, т.к. границы зерен служат эффективным препятствием движению дислокаций.

Структурные превращения в поверхностном слое, а также пластическая деформация этого слоя, возникающая при наклепе, приводят к увеличению его объема и, вследствие сопротивления со стороны недеформированных внутренних слоев, к упругому сжатию, вызывающему в поверхностных слоях остаточное сжимающие напряжения, а внутри детали - остаточные

растягивающие напряжения. Сжимающие напряжения, складываясь с рабочими растягивающими, уменьшают вредное действие последних.

На рисунке Е.1 показан зубчатый сектор 1 с устройством для дробеструйного наклепа 2, где через канал 4 подается дробь, а через канал 3 - сжатый воздух.

Упрочнение зубчатых зацеплений шаровых мельниц реализуется наклепом дробью посредством устройства, показанного на фигуре.

Устройство для упрочнения зубчатых колес шаровой мельницы представляет собой дробеструйную насадку 2, имеющую возможность перемещаться в вертикальной плоскости 5, вдоль ширины впадины зуба 6 и качающиеся движения 7 для огибания траектории эвольвенты. Устройство смонтировано на основании шаровой мельницы и позволяет ориентировать его относительно венца зубчатого зацепления.

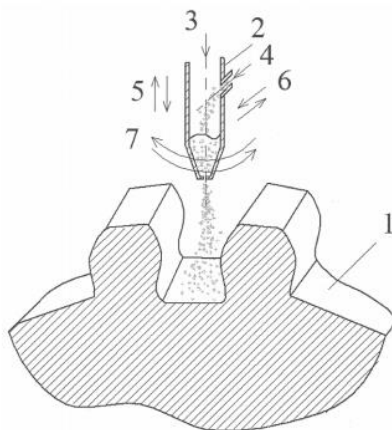


Рисунок Е.1 – Устройство для упрочнения зубчатых колес шаровой мельницы дробеструйным наклепом

Способ упрочнения зубчатых колес реализуется следующим образом: на корпус шаровой мельницы монтируется венец и, при холостом режиме вращения шаровой мельницы, производится приработка зубчатой передачи. Ведущая шестерня выполнена из высоколегированной стали 34ХН1М, которая действует как обрабатывающий инструмент, вследствие того, что поверхность ее зубьев имеет твердость $HRC \geq 40$ единиц, а ведомая - из стали 35ХМЛ без термообработки. Следовательно, последняя во время приработки, при вращении шаровой мельницы в холостом режиме (без шаровой заправки и мелющих тел), подвергает ведомую шестерню небольшому износу, т.е. снимает тонкий слой металла и, тем самым, осуществляется приработка рабочих поверхностей зубчатой пары. В этом случае прирабатывается зубчатая пара - ведомое колесо и ведущая шестерня.

После того, как зубчатая пара прирабатывается в течение 10 - 12 ч, производится дробеструйная обработка, глубина наклепанного слоя эвольвентной поверхности зубьев составляет 1,5 - 2 мм. При этом одновременно обрабатывается вся эвольвентная кривая и впадины зубьев (всего профиля) и по длине зацепления. После обработки первой впадины колесо мельницы

проворачивается на один зуб. Процедура упрочнения повторяется. Это позволяет создать упрочнение по всей эвольвенте зуба. После обработки поверхности очищаются. Данная обработка положительно влияет на усталостную прочность зуба, тем самым повышается ресурс работы на 30 - 40 %. При характерных видах износа ведомую шестерню дробеструйную обработку можно повторить.

2 Способ нанесения защитных покрытий на рабочие поверхности тяжело нагруженных зубчатых колес

Для упрочнения тяжело нагруженных зубчатых колес привода шаровых мельниц, после предварительной приработки зубчатой передачи шаровой мельницы в течение 10 - 12 часов и перевода шаровой мельницы в рабочий режим, в зону зубчатого зацепления подается смазочно - охлаждающая жидкость с повышенным содержанием хлорида меди с целью «залечивания» всех пор, микротрещин, образованных после механической обработки поверхности. При этом происходит пластическое деформирование зубьев зубчатой передачи и создается поверхностное покрытие зубьев, т.е. компоненты смазочно- охлаждающей жидкости вдавливаются в неровности поверхности, повышая контактную прочность зубчатой передачи и понижая коэффициент трения.

Задача предлагаемого способа осуществляется за счет того, что СОЖ с повышенным составом хлорида меди подается в рабочем режиме вращения шаровой мельницы после приработки тяжело нагруженных зубчатых колес.

Техническим результатом изобретения является увеличение ресурса работы тяжело нагруженных зубчатых зацеплений привода шаровых мельниц.

Способ осуществляется следующим образом: пластическое деформирование обрабатываемой поверхности тяжело нагруженных зубчатых колес осуществляется в рабочем режиме вращения барабана шаровой мельницы после предварительной приработки зубчатых колес открытой пары в течение 10-12 часов и одновременной подачей смазочно-охлаждающей жидкости, с повышенным содержанием хлорида меди, в зону контакта зубчатых колес и образовании при этом защитного триботехнического слоя. В зону контакта подается смазочно-охлаждающая жидкость следующего состава, содержащая мас. %: хлорид меди – 10 - 15; коллоидный графит – 10 - 15; ацетамид – 5 - 10; мочевины - 1,0; стеариновая кислота - 1,0; вода – 5 - 20; композиции высоко - дисперсных металлов: меди - 3,0; никеля - 3,0; глицерин – остальное.

3 Способ упрочнения зубчатых колес привода шаровых мельниц

Для увеличения ресурса работы тяжело нагруженных зубчатых зацеплений шаровых мельниц зубчатые колеса венца шестерни после приработкой и перед дробеструйной обработкой дополнительно нагревают поверхностный слой зубьев колеса до температуры ниже структурных фазовых превращений посредством высокотемпературного и высокоскоростного факела ракетных горелок, путем создания пятна контакта факела горелки по всей высоте зуба, включая дно зуба, что обеспечивает предельную плотность

внутренней энергии поверхностного слоя. В результате повышается качества поверхности обработанного материала, его стойкость к поверхностному истиранию. Для достижения технической задачи предлагается способ упрочнения зубчатых колес привода шаровых мельниц, включающий предварительную приработку зубчатого венца ведомого колеса зубчатым ведущим колесом закаленными зубьями в течение 10 - 12 часов при рабочем режиме мельницы, затем осуществляют краткосрочный нагрев поверхности профиля зубьев высокоскоростным и высокотемпературным факелом ракетных горелок в течение 5,0 - 10,0 мс, путем перемещения факела горелки вдоль ширины зуба колеса, после чего поверхность зуба колеса подвергают дробеструйной обработкой.

При механическом нагружении до разрушения поверхностного слоя процессу нарушения межатомных связей предшествует искажение кристаллической решетки до критической величины. При механическом нагружении предельное искажение кристаллической решетки обусловлено скоплением в деформируемых локальных объемах поверхностного слоя критической плотности дислокации, при которой дальнейшее поглощение энергии кристаллической решеткой приводит к нарушению межатомных связей.

Учитывая, что удельная энергия, затрачиваемая на предельное искажение кристаллической решетки, не зависит от вида подводимой энергии (тепловая или механическая) и соответствует величине теплосодержания (энтальпии) металла. А также то, что в процессе нагрева энергия поглощается кристаллической решеткой практически равномерно по всему объему металла, а при пластической деформации вследствие анизотропного и несовершенства кристаллической решетки происходит неоднородное поглощение энергии. Следовательно, для обеспечения максимального упрочнения в процессе дробеструйного нагружения в локальных объемах, находящихся на границе контакта поверхности с дробью, искажения кристаллической решетки должны достигать предельно возможной величины.

Структурные превращения в поверхностном слое, а также пластическая деформация этого слоя, возникающая при наклепе, приводят к увеличению его объема и, вследствие сопротивления со стороны недеформированных внутренних слоев, к упругому сжатию, вызывающему в поверхностных слоях остаточное сжимающие напряжения, а внутри детали - остаточные растягивающие напряжения. Сжимающие напряжения, складываясь с рабочими растягивающими, уменьшают вредное действие последних.

Соответственно при пластическом поверхностном деформировании целесообразно насыщение слоя энергией за счет его предварительного нагрева. Это не только ускорит процесс поверхностного пластического деформирования и снизит энергозатраты, но позволит регулировать величину плотности внутренней энергии, накапливаемой локальным микрообъемом поверхностного слоя, а также задавать глубину его расположения от наружной поверхности детали. Что имеет важное практическое значение, особенно при

проектировании операций упрочнения на стадии конструкторско-технологической подготовки производства.

При предлагаемом способе подогрев металла осуществляется факелом ракетной горелки. Зона нагрева расположена перед зоной пластического деформирования. Температура нагрева 320 - 550°C.

Устройство на рисунке Е.2 состоит из зубчатого сектора - 1, устройства для дробеструйного наклепа - 2, ракетной горелки - 3, устройства для распыления горючего - 4, камеры сгорания ракетной горелки - 5, устройства крепления горелки и дробеструйного устройство - 6, каналов подачи воздуха - 7, подачи дроби - 8, подачи окислителя в горелку - 9, подачи горючего - 10, сопла горелки - 11, факела горелки - 12, факела потока дроби - 13, направления перемещения всего устройство - 14. Устройство смонтировано на основании шаровой мельницы и позволяет ориентировать его относительно венца зубчатого зацепления.

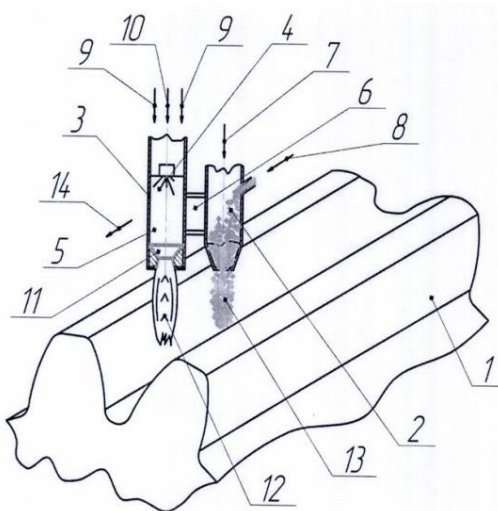


Рисунок Е.2 – Устройство упрочнения зубчатых колес шаровых мельниц

Устройство по способу упрочнения зубчатых колес шаровых мельниц работает следующим образом: на корпусе шаровой мельницы монтируется венец приводной шестерни и под рабочей нагрузкой производится приработка зубчатой передачи. Ведущая шестерня выполнена из высоколегированной стали, а ведомая - из стали 35ХМЛ, которая действует как обрабатывающий инструмент, вследствие того, что поверхность ее зубьев имеет твердость HRC 48 единиц. Следовательно, подвергает ведомую шестерню быстрому износу, т.е. снимает тонкий слой и, тем самым, осуществляется приработка, т.е. все поверхности изнашиваются и в этом случае прирабатываются ведомое колесо и ведущая шестерня.

После того, как зубчатая пара прирабатается в течение 10-12 ч (без шаровой загрузки и мелющей массы), производится кратковременный нагрев поверхности зуба колеса высокоскоростным и высокотемпературным факелом ракетной горелки в течений 5,0-10,0 мс, для этого факелом горелки 12 которой подается из горелкой 3 на поверхность зубьев 1 из камеры сгорания 5 через

сопло 11. Внутри камеры сгорания 5 через распылитель 4 подается окислитель 9 и горючее 10 для образования факела 12, затем из дробеструйной насадкой 2 подается через канал 8 дробь а через канал 7 сжатый воздух, который выбрасывается из устройство 2 с дробью потоком 13 на поверхность зубьев 1. В данном случае мы имеем термодинамическое и дробеструйное устройство скрепленно кронштейном 6, расположенное на некотором расстоянии L друг от друга. Это расстояние выбирается из расчета времени нагрева горелкой поверхности зуба в течение указанного выше времени, после чего осуществляется дробеструйная обработка на глубину наклепанного слоя эвольвентной поверхности зубьев составляющей 2-3 мм. При этом одновременно обрабатывается вся эвольвентная кривая и впадины зуба всего профиля и по длине зацепления. После обработки первой впадины, колесо мельницы проворачивается на один зуб. Процедура упрочнения повторяется. После обработки поверхности очищаются. Это позволяет создать упрочнение по всей эвольвенте зуба. Данная обработка положительно влияет на усталостную прочность зуба, тем самым повышается ресурс работы на 30-50%. При характерных видах износа данную обработку можно повторять. Предложенное упрочнение поверхностного слоя пластическим деформированием способствует повышению контактной выносливости и износостойкости деталей.

Предложенное изобретение обеспечивает расширение области применения упрочняющей обработки и увеличение производительности.

Приложение Ж

Акты внедрения результатов исследований



Утверждаю:

Главный инженер АО «ПЗТМ»

М.В. Войсковой

АКТ

внедрения результатов НИР Исаевой И.Н. по теме докторской диссертационной работы (PhD): « Исследование технологических методов повышения качества изготовления тяжело нагруженных зубчатых передач привода шаровых мельниц»

Мы, представители Некоммерческого акционерного общества «Казахский национальный исследовательский технический университет имени К.И. Сатпаева», д.т.н профессор кафедры « Стандартизация, сертификация и технология машиностроения» Поветкин В.В., докторант Исаева И.Н., с одной стороны и представители АО «ПЗТМ» (г. Петропавловск) директор Техноцентра Липинский В.К., главный технолог Техноцентра Кузьмин Ю.В., рассмотрели материалы диссертационной работы Исаевой И.Н., выполненной на тему: « Исследование технологических методов повышения качества изготовления тяжело нагруженных зубчатых передач привода шаровых мельниц»:

1. методику проектирования тяжело нагруженных зубчатых передач шаровых мельниц, учитывающую влияние технологических способов поверхностно – активного воздействия, обеспечивающих эксплуатационную долговечность;
2. технологию изготовления зубчатых колёс, позволяющую стабилизировать её качественные показатели, при работе передачи в условиях динамического нагружения и положительного влияния стабилизирующих факторов демпфирования магнитной системы привода.

Вывод: Результаты НИР могут быть использованы при проектировании и изготовлении тяжело нагруженных зубчатых передач.

от КазННТУ им. К.И. Сатпаева

от АО «ПЗТМ»

Поветкин В.В.

Исаева И.Н.

Липинский В.К.

Кузьмин Ю.В.



УТВЕРЖДАЮ

Директор ТОО «Научно-внедренческий центр «Алмас»

Д.Ж. Смашов

16.10.2017г.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

об рассмотрении результатов НИР по теме проекта:

№757. МОН. ГФ.15.ЭМ.5 «Разработка конструкторско-технологических методов повышения износостойкости тяжело нагруженных зубчатых передач привода шаровых мельниц»

Мы, представители Казахского национального исследовательского технического университета им. К.И. Сатпаева, профессор кафедры «Стандартизация, сертификация и технология машиностроения» д.т.н. Поветкин В.В., ведущий научный сотрудник, к.т.н. Орлова Е.П., докторант Исаева И.Н., с одной стороны и представители ТОО «Научно-внедренческого центра «Алмас», главный конструктор Марков А.Л., ведущий инженер Конарбаев М.А., рассмотрели отчеты по проекту №757. МОН. ГФ.15.ЭМ.5 «Разработка конструкторско-технологических методов повышения износостойкости тяжело нагруженных зубчатых передач привода шаровых мельниц».

В результате рассмотрения отчетных материалов пришли к выводу. Результаты НИР могут быть использованы при проектировании, изготовлении и эксплуатации тяжело нагруженных зубчатых передач. При повышении эксплуатационной износостойкости зубьев зубчатого зацепления привода шаровой мельницы на 30-40% срок службы, в общем, может быть увеличен до 22%, следовательно, будет повышен ресурс работы шаровой мельницы в целом.

Рекомендовано для внедрения в производство:

1. Методика повышения износостойкости тяжело нагруженных зубчатых передач, используемая при проектировании, изготовлении и эксплуатации;

2. Технология изготовления и смазки крупномодульных зубчатых передач, привода шаровых мельниц, позволяющей снизить время изготовления зубчатого венца и получить ожидаемый экономический эффект более 170 млн.тенге;

3. В качестве новых методов поверхностно-пластического деформирования предлагаются, полученные КазНИТУ им. К.И. Сатпаева патенты:

1) Патент РК №22999. Способ нанесения защитных покрытий на рабочие поверхности тяжело нагруженных зубчатых колес. Поветкин В.В., Сушкова О.А. Оpubл.15.10.2010, бюл.№10;

2) Патент РК №23770. Способ упрочнения зубчатых колес. Поветкин В.В., Сушкова О.А. Оpubл.14.09.2012, бюл.№9;

3) Инновационный патент РК №29620. Способ упрочнения зубчатых колес привода шаровых мельниц. Поветкин В.В., Сушкова О.А., Ибрагимова З.А. Оpubл.16.03.2015, бюл.№3.

От КазНИТУ им. К.И. Сатпаева

От ТОО «Научно-внедренческий центр «Алмас»

Поветкин В.В.

Марков А.Л.

Орлова Е.П.

Конарбаев М.А.

Исаева И.Н.



Утверждаю:
Президент АО «Карданвал»
Ж.Б.Сихимбаев

16.10.2017г.

внедрения результатов НИР по теме проекта:
**№ 757.МОН. ГФ.15.ЭМ.5 «Разработка конструкторско-технологических методов
повышения износостойкости тяжело нагруженных зубчатых передач привода
шаровых мельниц»**

Мы, представители Казахского национального исследовательского технического университета им. К.И.Сатпаева, профессор кафедры «Стандартизация, сертификация и технология машиностроения» д.т.н. Поветкин В.В., ведущий научный сотрудник, к.т.н. Орлова Е.П., ведущий научный сотрудник PhD доктор Ибрагимова З.А., докторант Исаева И.Н, с одной стороны и представители АО «Карданвал» президент Сихимбаев Ж.Б., главный технолог Маренкова Н.И., главные специалисты и начальник отдела кадров Ратушина Т.П. рассмотрели отчеты по проекту № 757.МОН. ГФ.15.ЭМ.5 «Разработка конструкторско-технологических методов повышения износостойкости тяжело нагруженных зубчатых передач привода шаровых мельниц».

В результате рассмотрения отчетных материалов пришли к выводу. Результаты НИР могут быть использованы при проектировании, изготовлении и эксплуатации тяжело нагруженных зубчатых передач. При повышении эксплуатационной износостойкости зубьев зубчатого зацепления привода шаровой мельницы на 30-40% срок службы, в общем, может быть увеличен до 22%, следовательно, будет повышен ресурс работы шаровой мельницы в целом.

Передано для внедрения в производство:

1. Методика повышения износостойкости тяжело нагруженных зубчатых передач, используемая при проектировании, изготовлении и эксплуатации;

2. Технология изготовления и смазки крупномодульных зубчатых передач привода шаровых мельниц, позволяющая снизить время изготовления зубчатого венца и получить экономический эффект более 170млн.тенге;

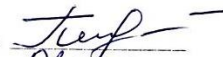



3. В качестве новых методов поверхностно-пластического деформирования предлагаются, полученные КазННТУ им. К.И. Сатпаева патенты:

1) Патент РК № 22999. Способ нанесения защитных покрытий на рабочие поверхности тяжело нагруженных зубчатых колес / Поветкин В.В., Сушкова О.А. Оpubл.15. 10. 2010, бюл.№10;

2) Патент РК №23770. Способ упрочнения зубчатых колес / Поветкин В.В., Сушкова О.А. Оpubл. 14.09.2012, бюл. № 9;

3) Инновационный патент РК №29620. Способ упрочнения зубчатых колес привода шаровых мельниц / Поветкин В.В., Сушкова О.А., Ибрагимова З.А. Оpubл. 16.03.2015, бюл. №3.

От КазННТУ им.К.И.Сатпаева

Поветкин В.В. 
Орлова Е.П. 
Ибрагимова З.А. 
Исаева И.Н. 

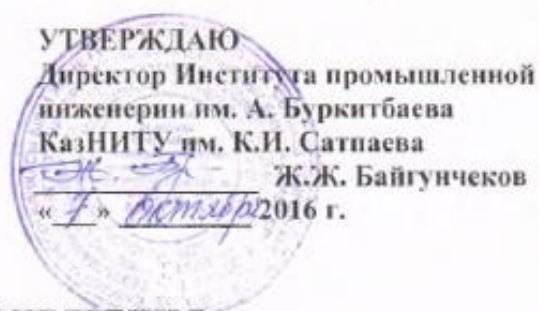
От АО «Карданвал»

Маренкова Н.И.
Ратушина Т.П.



Приложение 3

Акт внедрения НИР в учебный процесс



АКТ ВНЕДРЕНИЯ результатов НИР в учебный процесс

Мы, ниже подписавшиеся, директор Института промышленной инженерии им. А. Буркитбаева Ж.Ж. Байгунчиков, заведующий кафедрой «Стандартизация, сертификация и технология машиностроения» А.Т. Альпеисов и научный консультант PhD докторской диссертации В.В. Поветкин составили настоящий АКТ ВНЕДРЕНИЯ по результатам диссертационной работы И.Н. Исаевой на тему «Исследование технологических методов повышения качества изготовления тяжело нагруженных зубчатых передач привода шаровых мельниц» в учебный процесс для подготовки обучающихся бакалавров и магистрантов по специальности 5В071200 - «Машиностроение», 6М071200 - «Машиностроение» в виде:

- лекционного курса:
 1. Динамика косозубой передачи и ее влияние на кинематическую погрешность;
 2. Анализ и синтез рабочего зацепления зубчатой передачи привода шаровой мельницы.
 - практических занятий:
 1. Разработка динамической модели тяжело нагруженных зубчатых передач привода шаровых мельниц;
 2. Разработка методики расчета динамических параметров и упрочнения поверхностного слоя крупномодульных зубчатых передач шаровых мельниц.
- Эффективность внедрения результатов диссертационной работы:
1. Обучение бакалавров и магистрантов по разработанным технологическим процессам изготовления зубчатых колес большого диаметра и модуля.
 2. Обучение студентов бакалавриата, магистратуры патентно - информационной работе, определению современного технического уровня научных исследований в области «Износа зубьев крупномодульных зубчатых передач шаровых мельниц при длительной работе».
 3. Результаты диссертационной работы предлагается использовать при проведении практических занятий.

Заведующий кафедрой «Стандартизация,
сертификация и технология машиностроения»
к.т.н, доцент

 А.Т. Альпеисов

Научный консультант
PhD докторанта,
д.т.н., профессор

 В.В. Поветкин

PhD докторант

 И.Н. Исаева

Приложение И

Патент на изобретение: «Безлюфтовая зубчатая передача»

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ РЕСПУБЛИКА КАЗАХСТАН

REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

ПАТЕНТ
PATENT

№ 33468

ӨНЕРТАБЫСҚА / НА ИЗОБРЕТЕНИЕ / FOR INVENTION



(21) 2017/0853.1
(22) 09.10.2017

Қазақстан Республикасы өнертабыстары мемлекеттік тізілімінде тіркеу күні / Дата регистрации в Государственном реестре изобретений Республики Казахстан / Date of the registration in the State Register of Inventions of the Republic of Kazakhstan: 18.02.2019

(54) Люфтсіз тісті беріліс
Безлюфтовая зубчатая передача
Anti-backlash gear

(73) Поветкин Виталий Васильевич (KZ)
Povetkin Vitaliy Vasilyevich (KZ)

(72) Поветкин Виталий Васильевич (KZ)
Аскаров Ерлан Сейткасымович (KZ)
Букаева Амина Захаровна (KZ)
Исаева Ирина Николаевна (KZ)
Сейтханов Азамат Мухтарович (KZ)

Povetkin Vitaliy Vasilyevich (KZ)
Askarov Yerlan Seitkasymovich (KZ)
Bukayeva Amina Zakharovna (KZ)
Issayeva Irina Nikolayevna (KZ)
Seitkhanov Azamat Mukhtarovich (KZ)





«Ұлттық зияткерлік меншік институты» РМК директоры
Директор РГП «Национальный институт интеллектуальной собственности»
Director of RSE «National institute of intellectual property»



РЕСПУБЛИКА КАЗАХСТАН

(19) KZ (13) B(11) 33468

(51) F16H 55/18 (2006.01)

F16H 55/17 (2006.01)

F16H 1/04 (2006.01)

МИНИСТЕРСТВО ЮСТИЦИИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

К ПАТЕНТУ

(21) 2017/0853.1

(22) 09.10.2017

(45) 22.02.2019, бюл. №8

(72) Поветкин Виталий Васильевич, Аскарар Ерлан Сейткасымович, Букаева Амина Захаровна, Исаева Ирина Николаевна, Сейтханов Азамат Мухтарович

(73) Поветкин Виталий Васильевич

(56) SU 602727 A1 15.04.1978

SU 1567834 A1 30.05.1990

(54) БЕЗЛЮФТОВАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА

(57) Изобретение относится к области зубчатых передач, в частности к конструкции безлюфтовых зубчатых цилиндрических колес. Безлюфтовая зубчатая передача, содержащая два спаренных одинаковых зубчатых колеса, установленных на одном валу, одно колесо ставится на вал жестко, второе имеет возможность свободного проворота,

между колесами установлен упругий элемент, который позволяет выбрать мертвый ход в зацеплении, путем проворота одного колеса относительно другого, отличающаяся тем, что в обоих колесах имеются соприкасающиеся пазы, в которые залит легкоплавкий металл, который периодически можно разогревать до температуры текучести. Применение предлагаемого технического решения позволит значительно увеличить жесткость сцепления спаренных зубчатых колес, что обеспечит высокую точность кинематических параметров работы зубчатой передачи при частых изменениях направления вращения и больших нагрузках. Это может найти применение в металлорежущих станках, промышленных роботах, строительных машинах и т.д.

(19) KZ (13) B (11) 33468

Изобретение относится к области зубчатых передач, в частности к конструкции безлюфтовых зубчатых цилиндрических колес.

Известен способ уменьшения люфта зубчатой передачи путем повышения точности изготовления зубчатых колес и их сборки (Справочник конструктора точного приборостроения. Под ред. Литвина Ф.Л. Машиностроение, 1964, с 815). Недостатком этого способа является высокая стоимость изготовления зубчатых колес и их сборки.

Известна конструкция безлюфтовой зубчатой передачи с применением двух спаренных одинаковых зубчатых колес, выбранная авторами за прототип (Справочник конструктора точного приборостроения. Под ред. Литвина Ф.Л. Машиностроение, 1964, с 814), установленных на одном валу, одно колесо ставится на вал жестко, второе имеет возможность свободного проворота, между колесами установлен упругий элемент, который позволяет выбрать мертвый ход в зацеплении, путем проворота одного колеса относительно другого. Недостатком этой передачи является малая точность поворота зубчатой передачи при реверсе направления вращения, так как имеется малая жесткость зубчатого сцепления, которое обеспечивается величиной упругости упругого элемента. При изменении направления вращения при больших нагрузках упругий элемент деформируется и меняет кинематические параметры передачи, что нежелательно при высоких точностных требованиях к зубчатой передаче.

Задачей изобретения является повышение точности вращения зубчатых колес при больших нагрузках, путем уменьшения мертвого хода при изменении направления вращения путем увеличения жесткости сцепления спаренных зубчатых колес.

Технический результат достигается тем, что безлюфтовая зубчатая передача, содержащая два спаренных одинаковых зубчатых колеса, установленных на одном валу, одно колесо ставится на вал жестко, второе имеет возможность свободного проворота, между колесами установлен упругий элемент, который позволяет выбрать мертвый ход в зацеплении, путем проворота одного колеса относительно другого, дополнительно в обоих колесах имеются соприкасающиеся пазы, в которые залит легкоплавкий металл, который периодически можно разогревать до температуры текучести.

На фиг.1 показан чертеж сцепления зубчатой передачи, на фиг.2 - разрез А-А, на фиг.3 - разрез Б-Б, на фиг.4 - разрез В-В.

Безлюфтовая зубчатая передача состоит из вала 1, на котором установлены зубчатые колеса 2 и 3, одинаковые по размерам и количеству зубьев. Колесо 2 жестко закреплено на валу 1, например шпонкой 4. Колесо 3 свободно проворачивается относительно вала 1. Зубчатые колеса 2 и 3

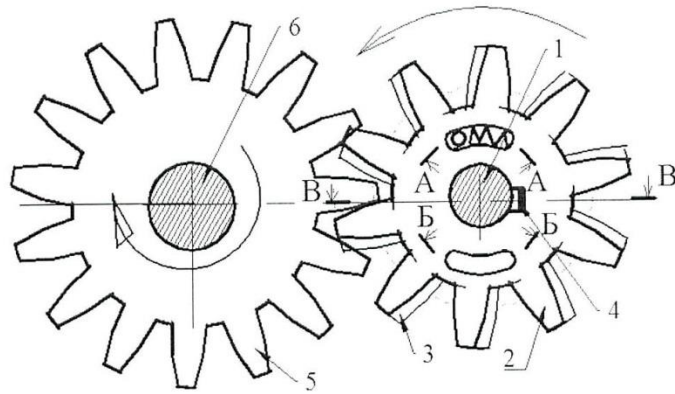
взаимодействуют с зубчатым колесом 5, которое установлено на валу 6. В колесах 2 и 3 имеются соответственно пазы 7 и 8, 9 и 10. В пазе 7 колеса 2 установлена пружина 11, которая давит на палец 12 установленный в пазе 8 колеса 3. В паз 9 колеса 2 и паз 10 колеса 3 залит легкоплавкий металл 13, например свинец, который образует единую массивную болванку.

Безлюфтовая зубчатая передача работает следующим образом. В начале работы зубчатые колеса 2 и 3 смещены относительно друг друга под действием пружины 11. Зубья колеса 3 выбирают мертвый ход (люфт), который может быть в зацеплении колес 2, 3 с колесом 5. В это время легкоплавкий металл 13 в пазах 9 и 10 нагревается до температуры текучести. Металл 13 становится мягким и не препятствует смещению колес 2 и 3 под действием пружины 11. После этого нагревание металла 13 прекращают, он охлаждается и становится твердым и жестко фиксирует положение колес 2 и 3 относительно друг друга. Вал 1 вращается от привода в одну сторону, затем происходит изменение направления вращения. Жесткость колес 2 и 3 относительно друг друга обеспечивает безлюфтовую передачу. В процессе работы, интенсивного изменения направления вращения, происходит износ, смещение колес 2 и 3, что приводит к появлению люфта в зацеплении. В этом случае зубчатая передача останавливается, производится нагрев металла 13. Колеса 2 и 3 под действием пружины 11 занимают новое безлюфтовое положение. Металл 13 охлаждается и, цикл повторяется снова.

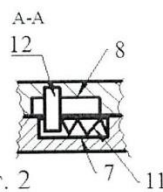
Применение предлагаемого технического решения позволит значительно увеличить жесткость сцепления спаренных зубчатых колес, что обеспечит высокую точность кинематических параметров работы зубчатой передачи при частых изменениях направления вращения и больших нагрузках. Это может найти применение в металлорежущих станках, промышленных роботах, строительных машинах и т.д.

ФОРМУЛА ИЗОБРЕТЕНИЯ

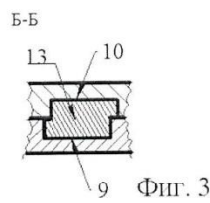
Безлюфтовая зубчатая передача, содержащая два спаренных одинаковых зубчатых колеса, установленных на одном валу, одно колесо ставится на вал жестко, второе имеет возможность свободного проворота, между колесами установлен упругий элемент, который позволяет выбрать мертвый ход в зацеплении, путем проворота одного колеса относительно другого, *отличающаяся* тем, что в обоих колесах имеются соприкасающиеся пазы, в которые залит легкоплавкий металл, который периодически можно разогревать до температуры текучести.



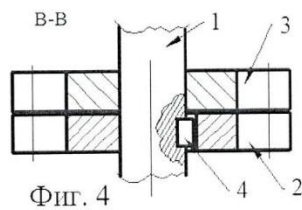
Фиг. 1



Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4

Верстка З. Абылкасымова
 Корректор Б. Омарова