

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский-технический университет  
имени К.И.Сатпаева

Институт промышленной инженерии имени А.Буркитбаева

Кафедра «Станкостроение, материаловедение и технологии  
машиностроительного производства»

Жусипов Алибек Искакович

Компьютерное моделирование оборудования по производству порошковых  
материалов

**ДИПЛОМНАЯ РАБОТА**

Специальность 5В071200 – Машиностроение

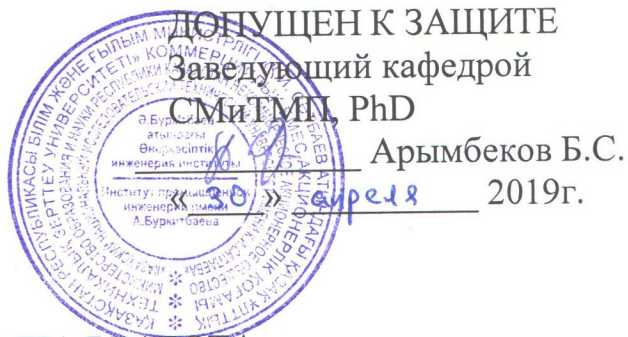
Алматы 2019

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет  
имени К.И.Сатпаева

Институт промышленной инженерии им. А. Буркитбаева

Кафедра «Станкостроение, материаловедение и технология  
машиностроительного производства»



ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

На тему: «Компьютерное моделирование оборудования для производства  
порошковых материалов»  
по специальности: 5В071200 - Машиностроение

Выполнил

Жүсіпов Ә.И.

Рецензент  
Магистр технических наук  
Преподаватель Каза ДИ им. А.Б.Гончарова  
Шакенова Ж.Н.

Научный руководитель  
канд. техн. наук, сеньор  
лектор Сушкова О.А.

« 19 » апреля 2019г.

« 19 » апреля 2019г.



Алматы 2019

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский-технический университет  
имени К.И.Сатпаева

Институт промышленной инженерии

Кафедра «Станкостроение, материаловедение и технология  
машиностроительного производства»

5B071200 – Машиностроение

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой  
СМиГМП, PhD, ассоц. проф.  
Арымбеков Б.С.

2018г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломной работы

Обучающемуся: Жусипов Алибек Искакович

Тема: Компьютерное моделирование оборудования по производству  
порошковых материалов.

Утверждена приказом Ректора Университета № 1252-б от «6» ноября 2018г.

Срок сдачи законченной работы «3» мая 2019г.

Исходные данные к дипломной работе: компьютерное моделирование по  
производству порошковых материалов.

Краткое содержание дипломной работы:

- а) литературный анализ
- б) расчет привода шаровой мельницы
- в) автоматизированные расчет и моделирование шаровой мельницы

Представлены \_\_\_ слайдов презентации работы

Рекомендуемая основная литература: из 15 наименований

а) Замрий А. Практический учебный курс. CAD/CAE система ARM  
WinMachine M: Научный мир 2008-240 с.

б) Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие/ С.А.  
Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.. Ицкович, В.П. Козинцов – 3-е изд.,  
стереотипное. Перепечатка с издания 1987 г. –М: ООО ТИД «Альянс» 2005.


в) Оборудование для измельчения материалов: дробилки и мельницы:  
учебное пособие, Тамбов: издательство Тамбовского Государственного  
Технического Университета, 2004. 75с.

**ГРАФИК**  
подготовки дипломной работы

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления руководителю	Примечание
Общий обзор дробильных машин Изучение принципа работы шаровой мельницы	12.02.19 – 15.03.19	Выполнено
Расчет привода шаровой мельницы	16.03.19 – 20.04.19	Выполнено
Автоматизированные расчет Создание 3D модели Нормоконтроль	22.04.19 – 25.04.19	Выполнено

**Подписи**

консультантов и нормоконтролера на законченную дипломную работу  
с указанием относящихся к ним разделов работы

Наименование разделов	Консультанты, И.О.Ф. (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
Нормоконтролер	Карпеков Р.К., лектор	30.04.2019	

Научный руководитель  Сушкова О.А.

Задание принял к исполнению обучающийся  Жусипов А.И.

Дата "6" ноября 2018 г.

## АННОТАЦИЯ

Дипломная работа на тему «компьютерное моделирование оборудования по производству порошковых материалов» представлена в виде расчетной части и пояснительных записок. Так же, в работу были включены автоматизированные расчеты выполненные в специализированной программе «АРМ WinMachine» и часть включающая в себя построенную графическую модель, выполненную в программе «SolidWorks».

В теоритической части был представлен обзор на виды обработки и получения порошковых материалов. Представлены механические способы получения порошков и две их основные группы. Так же были приведены примеры агрегатов и оборудования необходимых для данного процесса.

В расчетной части был выполнен расчет основных частей привода шаровой мельницы, которая была определена как образец для рассмотрения. Расчет включал в себя как кинематическую часть, так и силовой расчет.

Для расчетов были определены необходимые данные: выходная мощность на барабане 9,8 кВт, и частота вращения на валу 190 оборотов в минуту. Расчетный срок службы привода составляет около 8 лет.

В части по моделированию и автоматизированным расчетам, была представлена графическая модель и расчеты выполненные на программе «АРМ WinMachine», которые включали в себя расчет зубчатого колеса и расчет выходного вала.

## ANNOTATION

Thesis on «computer modeling of equipment for the production of powder materials» is presented in the form of the calculation part and explanatory notes. Also, the work includes automated calculations which were performed on the specialized program «APM WinMachine», and part which includes the constructed graphical model, implemented on the program «SolidWorks»

The theoretical part provides an overview of the ways of processing and producing of powder materials. The mechanical methods of obtaining powders and their two main groups are presented. There were also examples of machines and equipment required for this process.

In the design part, the calculation of the main parts of the ball-mill's drive was done, which was chosen as a sample for consideration. The calculation included both the kinematic part and the forces calculation.

For the calculations was opredeleny required data: power output at drum 9,8 kW, and the frequency of rotation of the shaft 190 revolutions per minute. The approximate time of service for the drive is about 8 years.

In the part of modeling and automated calculations, was presented a graphical model and calculations performed on the program «APM WinMachine», which includes the calculation of the gear and the calculation of the output shaft.

## АҢДАТПА

«Унта материалдарды ондіруге арналған жабдыктарды модельдеу» тақырыбындағы дипломдық жұмыс есептеу бөлімі және түсіндірме жазба түрінде ұсынылған. Осы жұмыс, «APM WinMachine» мамандандырылған програма арқылы орындалған автоматтандырылған есептеулер және «SolidWorks» програмасы арқылы жасалған графикалық модельден тұратын бөлімдер енгізілді.

Теоритикалық бөлімде ұнтақты материалдарды өңдеу және алу түрлеріне шолу ұсынылды. Ұнтақтарды алудың механикалық тәсілдері және олардың екі негізгі топтары көрсетілді. Сонымен қатар осы процесс үшін қажетті агрегаттар мен жабдыктардың мысалдары келтірілген.

Есептеу бөлімінде, үлгі ретінде таңдалған шарлы диірмен жетегінің негізгі бөліктерінің есептеуі орындалды. Есептеу кинематикалық бөлімді және күштік есептеу бөлімін де қамтиды.

Есептеу үшін қажетті деректер анықталды: барабандағы шығыс қуаты 9,8 кВт, және білікке айналу жиілігі минутына 190 айналым. Жетектің есептік қызмет ету мерзімі шамамен 8 жыл.

Модельдеу және автоматтандырылған есептеулер бөлігінде «APM WinMachine» бағдарламасында орындалған графикалық модель және есептеулер ұсынылды, олар тісті дөңгелекті есептеу және шығыс білігін есептеуді қамтиды.

## СОДЕРЖАНИЕ

	Введение	9
1	Механические способы получения порошков и их применение	10
2	Расчеты привода шаровой мельницы	12
2.1	Кинематический расчет привода шаровой мельницы и определение подходящего электродвигателя	12
2.2	Расчет редуктора, цилиндрической передачи с прямыми зубьями	16
2.3	Расчет закрытой зубчатой передачи	25
2.4	Расчет выходного вала	32
3	Моделирование и расчет в «АРМ WinMachine»	34
	Заключение	43
	Список использованной литературы	44



## ВВЕДЕНИЕ

В химической и смежных отраслях промышленности широко применяются процессы измельчения, смешивания и сортировки сыпучих материалов. Темпы развития химической и других отраслей промышленности требуют совершенствования конструкций оборудования для измельчения, смешивания и классификации, повышения его надежности и работоспособности.

Необходимая интенсификация механических процессов может быть достигнута только на основе глубоких знаний как принципа действия и конструкций соответствующего оборудования, так и особенностей его эксплуатации.

Так же, современные темпы развития промышленности требуют выбора технологий производства, требующих наименьших затрат и выполняемых в кратчайшие сроки. Наряду с новыми и передовыми технологиями можно отметить стремительный рост внедрения аддитивных технологий. И некоторые типы этих технологий нуждаются в сырье, которым непосредственно являются порошковые материалы.

На данном момент, аддитивные технологии использующие в качестве сырья порошковые материалы, такие как SLM, SLS - технологии, являются весьма перспективными технологиями. В связи с их внедрением, может возникнуть необходимость получение порошков высокого качества и точности.

Получение порошков высокого качества, напрямую зависит от оборудования, на котором происходит производство порошковых материалов. Такие как шаровые мельницы вихревые мельницы или виброустановки, дробилки и прочее.

## 1 Механические способы получения порошков и их применение

Есть две основные группы способов, через которые получают порошки, физико-химические и механические.

Механические способы - подразумевают собой дробление металла происходит за счет оказывания на металл внешних сил. В то же время, механические способы делятся на две группы: дробление металла в твердом состоянии и преобразование металлического расплава(жидкого металла) в порошок[8].

Дробление металла в состоянии твердом, как правило происходит в шаровых мельницах, рисунок 1, вибромельницах, рисунки 1 и 1, мельницах планетарно-центробежного разлома и вихревых мельницах[6].

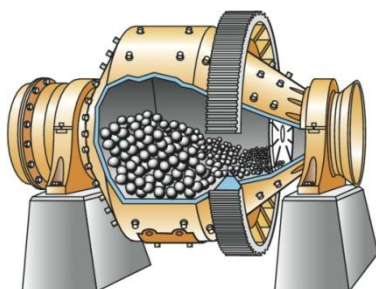


Рисунок 1 - Барабанная шаровая мельница [6]

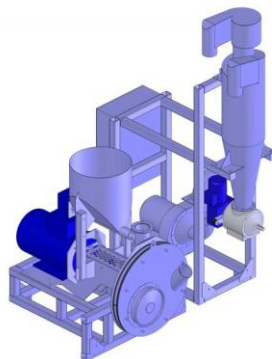


Рисунок 1 - Роторная вихревая мельница [6]



Рисунок 1 - Вихревая мельница [6]

Во всех перечисленных мельницах (за исключением вихревых), дробление происходит за счет измельчения в специальных вращающихся или вибрирующих барабанах между дробящими телами, которыми чаще являются стальные шары. Однако, из-за наличия этих самых шаров, конечный продукт в виде порошка оказывается загрязнен частицами дробящих тел или же футеровки [6].

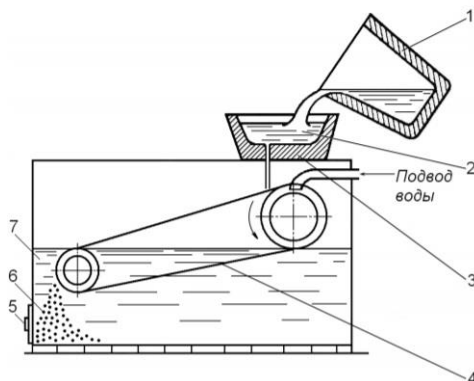
Указанный выше недостаток отсутствует у вихревых мельниц, так как в них дробление металла достигается за счет измельчения в специальной рабочей камере в вихревом потоке, который создается вращающимися в разные стороны, пропеллерами.

Недостаток свойственный всем способам дробления(измельчения) в твердом состоянии - это малая эффективность.

Производство порошков из жидкого металла. Простейшим из способов преобразования металлического расплава выступает - грануляция. При этом способе, тонкая струя расплавленного металла, рассеивается об транспортную ленту и охлаждается, рисунок 1.4. В данном случае, получаемые порошки будут иметь форму капли или сферы.

Вторым способом является - распыление.

Отличается оно от грануляции высокой эффективностью и производительностью [7].



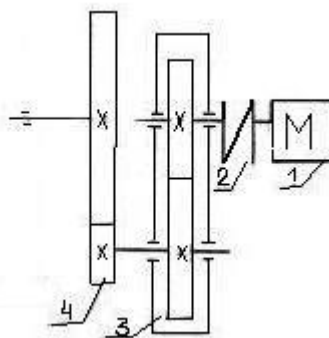
1—ковш; 2 — расплавленный металл; 3 — промежуточный ковш; 4 — лента; 5 —разгрузочный люк; 6 — порошок; 7 — вода

Рисунок 1.4 - Схема грануляции [7]

## 2 Расчеты привода шаровой мельницы

### 2.1 Кинематический расчет привода шаровой мельницы и определение подходящего электродвигателя

В данной работе, перед проведением 3D моделирования будет проводиться расчет привода, и основное проектирование шаровой мельницы.



1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – закрытая зубчатая цилиндрическая передача

Рисунок 2 - Схема привода шаровой мельницы

Таблица 1 - Основные параметры привода

$P_{\text{вых}}$ , кВт	9.8
$n$ , об/мин	190
Цилиндрич. передача	Прямая
Цилиндрич. Передача (закр)	Прямая
Корпус	Литой
Рама	Сварная
Муфта	Управляемая
Срок службы в годах при двухсменной работе	8 лет

Задачи кинематического расчета

1. Выбор электродвигателя по обозначенной частоте вращения ведущего вала и мощности;
2. Найти общее передаточное число привода и его ступеней;

3. Найти:

- мощность – P;
- частоту вращения – n;
- угловую скорость -  $\omega$ ;
- вращающий момент – T навсех валах.

Данные необходимые расчета

1. Необходимая мощность на валу (рабочем)  $P_{\text{необ.}}=11,1$  кВт;

2. Частота вращения вала (рабочего)  $n_{\text{общ.}}= 0,88$

Условия расчета

Для бесперебойной работы привода следует соблюдать следующие условия[1]:

- номинальная (расчетная) мощность расчетного электродвигателя не должна превышать мощности стандартного электродвигателя[1].

$$P_{\text{необ}} \leq P_{\text{дв}}, \text{ кВт}; \quad (2.1.1)$$

Допускаемое отклонение [1]:

$$P_{\text{необ}} \geq P_{\text{дв}} \text{ превышение не более } 5 \% \quad (2.1.2)$$

$$P_{\text{необ}} \leq P_{\text{дв}} \text{ отклонение не более } 10\% \quad (2.1.3)$$

Кинематический расчет привода

Двигатель представляет один из главных элементов шаровой мельницы. Мощность и частота вращения вала влияют на конструктивные и эксплуатационные характеристики шаровой мельницы и её привода. Вычисляем общий коэффициент КПД привода по формуле[1]:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{н.п.}} \cdot \eta_{\text{з.п.}} \cdot \eta_{\text{п.п.}} \cdot \eta_{\text{о.з.п.}} \quad (2.1.4)$$

где  $\eta_{\text{н.п.}} = 0,99$ -КПД пар подшипников;

$\eta_{\text{з.п.}} = 0,96$  – КПД зубчатого зацепления;

$\eta_{\text{о.з.п.}} = 0,93$  - КПД открытого зубчатого зацепления [1].

$$\eta_{\text{общ}} = 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,93 = 0,88$$

Определяем необходимую (номинальную) мощность двигателя  $P_{\text{необ}}$  [1]:

$$P_{\text{необ.}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ.}}}, \text{ кВт} \quad (2.1.5)$$

где  $P_{\text{вых}}$  - выходная мощность двигателя(на барабан), кВт;

$\eta_{\text{общ}}$  - общий коэффициент полезного действия привода [1].

$$P_{\text{необ.}} = \frac{9,8}{0,88} = 11,1 \text{ кВт}$$

Для расчета берется асинхронный двигатель из серии 4АМ у которого номинальная мощность составляет  $P_{\text{дв}} = 11 \text{ кВт}$  [1].

Выбран двигатель:

4АМ132L4У3 номинальная частота вращения которого равна [1]:

$$n = n_1 = 1460 \text{ мин}^{-1} \quad (2.1.6)$$

Расчет передаточного числа привода и его компонентов:

Передаточное число привода выражается отношением номинальной частоты вращения электродвигателя к частоте вращения на выходном валу шаровой мельницы и равно произведению передаточных чисел открытой зубчатой передачи и редуктора [1].

$$U = n_{\text{дв}}/n_{\text{вых}} = 1460/190 = 7,68 \text{ кВт}^{-1} \quad (2.1.7)$$

Передаточное число цилиндрического редуктора выбираем из ряда номинальных передаточных чисел данных ISO 2185 – 66

Выбираем значение передаточного числа редуктора  $U_{\text{редук}} = 3$

Зная  $U_{\text{редук}}$  вычисляем значение передаточного числа закрытой зубчатой передачи [1].

$$U_{\text{О.Зуб}} = U/U_{\text{редук}} = 7.68/3 = 2,56 \quad (2.1.8)$$

Вычисление кинематических и силовых параметров привода[1]:

Кинематические (угловая скорость и частота вращения) и силовые (вращающий момент и мощность) параметры привода вычисляются на валах основываясь на необходимой (расчетной) мощности двигателя  $P_{\text{двиг.}}$  и его

необходимой частоты вращения  $n_{\text{необ}}$ . Вычисляем мощность на всех вращающихся компонентах привода [1]:

$$P_1 = P_{\text{двиг}} \cdot \eta_{\text{н.л.}} = 11 \cdot 0,99 = 10,89 \text{ кВт}; \quad (2.1.9)$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{з.н.}} \cdot \eta_{\text{н.л.}} = 10,89 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 10,35 \text{ кВт}; \quad (2.1.10)$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{з.з.н.}} = 10,35 \cdot 0,93 = 9,63 \text{ кВт}. \quad (2.1.11)$$

Высчитываем частоту вращения всех валов и барабана[1]:

$$n_1 = n_{\text{двиг.}} = 1460 \text{ мин}^{-1}; \quad (2.1.12)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{\text{ред.}}} = \frac{1460}{3} = 486,6 \text{ мин}^{-1}; \quad (2.1.13)$$

$$n_3 = \frac{n_2}{U_{\text{ззн}}} = \frac{486,6}{2,56} = 190 \text{ мин}^{-1}.$$

Высчитываем угловые скорости всех валов и барабана[1]:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1460}{30} = 153 \text{ с}^{-1}; \quad (2.1.14)$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 486,6}{30} = 50,9 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{\pi n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 190}{30} = 19,8 \text{ с}^{-1}.$$

Высчитываем вращающие моменты всех валов и барабана[1]:

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1} = \frac{10,89 \cdot 10^3}{153} = 49 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2.1.15)$$

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2} = \frac{10,35 \cdot 10^3}{50,9} = 203,33 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3 = \frac{P_3 \cdot 10^3}{\omega_3} = \frac{9,63 \cdot 10^3}{19,8} = 486,36 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Полученные данные вводим в таблицу 2

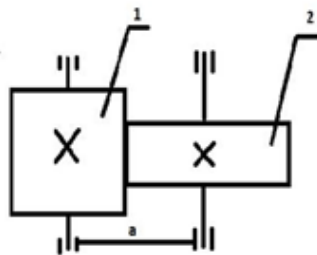
Таблица 2 – Силовые и кинематические параметры привода

Элемент	Мощность Р, кВт	Частота вращения $n, \text{ мин}^{-1}$	Угловая скорость $\omega, \text{ с}^{-1}$	Вращающий момент Т, Н·м
1	10,89	1460	153	49
2	10,35	486,6	50,9	203,33
3	9,63	190	19,8	486,36

Закключение: Силовой и кинематический анализ расчетных параметров, показанных в таблице 2 доказывает, что проектируемый привод соответствует значениям заданных выходных параметров,  $P_{\text{вых}}$  и  $n_{\text{вых}}$ .

## 2.2 Расчет редуктора, цилиндрической передачи с прямыми зубьями

Вторым этапом расчета является расчет редуктора в приводе.



1 – шестерня; 2 - колеса

Рисунок 2 - Схема закрытой цилиндрической передачи

Данные необходимые для проведения расчета:

Первичными данными для выполнения расчета - это силовые и кинематические данные о передаче, показанные в таблице 3 [1].



Таблица 3 - Основные параметры редуктора

Вал	Мощность P, кВт	Частота вращения n, мин <sup>-1</sup>	Угловая скорость $\omega$ , с <sup>-1</sup>	Вращающий момент T, Н·м
1	10,89	1460	153	49
2	10,35	365	50,9	203,33

Бесперебойная работа зубчатой передачи редуктора обеспечивается лишь соблюдением поставленных условий прочности по напряжениям изгиба и контактным напряжениям [1].

$$\sigma_{F,расч} \leq [\sigma]_F, \quad \sigma_{H,расч} \leq [\sigma]_H \quad (2.2.1)$$

где  $\sigma_{F,расч}$  и  $\sigma_{H,расч}$  - расчетные изгибные и контактные напряжения проектируемой передачи;

$[\sigma]_F$  и  $[\sigma]_H$  - допускаемые изгибное и контактное напряжения материалов колес [1].

Допустимая недогрузка передачи [1]:

$$\sigma_{H,расч} \leq [\sigma]_H \text{ менее } 10\% \quad (2.2.2)$$

Допустимая перегрузка [1]:

$$\sigma_n > [\sigma]_n \text{ не более } 5\%; \quad (2.2.3)$$

$$0,9[\sigma]_H \leq \sigma_{H,расч} \leq 1,05[\sigma]_H.$$

#### Расчет зубчатой передачи

В условиях единичного и мелкосерийного производства, в малонагруженных, средненагруженных и в открытых передачах применяют зубчатые колеса с твердостью  $\leq 350$  НВ (сталь). При этом выполняется чистовая нарезка зубьев, следующая за термообработкой. Обеспечивается высокая точность изготовления и прирабатываемость зубьев [1].

Для улучшения нагрузочной способности передачи, а так же снижения ее габаритов, выбирается твердость шестерни НВ<sub>1</sub> больше твердости колеса НВ<sub>2</sub> [1].

$$HB_1 = HB_2 + (20-50) \quad (2.2.4)$$

Определение материалов для выполнения зубчатых колес.

Поскольку мощность привода меньше 10 кВт, то согласно рекомендациям принимаем для изготовления зубчатых колес редуктора стальные зубчатые колеса с твердостью  $\leq 350HB$ [1].

Определяем материал для колеса [2]:

- сталь 40Х;
- термообработка – улучшение;
- твердость на поверхности – 261НВ;
- твердость сердцевины – 235НВ.

$$HB_{cp.} = (235 + 261) / 2 = 248$$

Определяем материал для шестерни [2]:

- сталь 40Х;
- термообработка – улучшение;
- твердость на поверхности – 302НВ;
- твердость сердцевины – 268НВ.

$$HB_{cp.} = (268 + 302) / 2 = 285;$$

$$HB_1 = 285 > HB_2 = 248.$$

Разница составляет 37 единиц, условие (2.4) выполняется.

Расчет допускаемых контактных напряжений  $[\sigma]_H$  и допускаемых напряжений изгиба  $[\sigma]_F$ .

Расчет величин допускаемых напряжений  $[\sigma]_H$ , зависящих от твердости [1]:

$$[\sigma]_{HO} = 1,8HB_{cp} + 67, \text{ Н/мм}^2 \quad (2.2.5)$$

С учетом того, что условный срок службы привода, 8 лет, определяем коэффициент долговечности  $K_{HL} = 1$ , итог [1]:

$$[\sigma]_{H1} = K_{HL} \cdot [\sigma]_{HO1cp} = 1 \cdot (1,8 \cdot 285 + 67) = 580 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = K_{HL} \cdot [\sigma]_{HO2cp} = 1 \cdot (1,8 \cdot 248 + 67) = 514 \text{ Мпа.}$$

В качестве расчетных допускаемых напряжений принимаем:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}); \quad (2.2.6)$$

$$[\sigma]_H = 0,45(580 + 514) = 493, \text{ Н/мм}^2.$$

Рассчитываем допускаемое напряжение изгиба зависящий от  $HB_{cp}$  [1]:

$$[\sigma]_{FO} = 1,03 HB_{cp} \quad (2.2.7)$$

С учетом того, что условный срок службы привода 8 лет, определяем коэффициент долговечности  $K_{FL}=1$ , итог [1]:

$$[\sigma]_{F1} = K_{FL} \cdot 1,03 \cdot HB_{cp1} = 1 \cdot 1,03 \cdot 285 = 294 \text{ Н/мм}^2; \quad (2.2.8)$$

$$[\sigma]_{F2} = K_{FL} \cdot 1,03 \cdot HB_{cp2} = 1 \cdot 1,03 \cdot 248 = 256 \text{ Н/мм}^2.$$

Рассчитываем межосевое расстояние редуктора

$$a_{\theta} = K_a \cdot (U + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{HB}}{\varphi_{ba} \cdot U^2 \cdot [\sigma]_H^2}} \quad (2.2.9)$$

где  $K_a=49,5$  - вспомогательный коэффициент для прямозубой передачи;

$\varphi_{ba} = \frac{2 \cdot \varphi_{bd}}{(U + 1)}$  - коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния,  $\varphi_{ba} = 0,2$ .

$K_{HB}$  - коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба,  $K_{HB} = 1,0$ ;

$T_2$  - крутящий момент на колесе,  $T_2 = 272$ [1];

$$U_{ред}=4;$$

$$[\sigma]_H = 493, \text{ Н/мм}^2;$$

$$a_w = 49,5 \cdot (4 + 1) \cdot 3 \sqrt{\frac{203,33 \cdot 1,0}{0,2 \cdot (493)^2 \cdot (3)^2}} = 134,98 \text{ мм.}$$

Рассчитанное значение округляем до ближнего значения ISO 6636-69 и окончательно определяем  $a_w = 140$ .

Рассчитываем нормальный модуль зацепления [1].

$$m = (0,01 \div 0,02) \cdot a_w = (0,01 \div 0,02) \cdot 140 = 1,4 \div 2,8 \quad (2.2.10)$$

Выбираем стандартное значение, равное 2,5 мм [2].

$$m = 2,5 \text{ мм}$$

Рассчитываем число зубьев шестерни  $z_1$  [1].

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w}{m(u + 1)} = \frac{2 \cdot 140 \cdot 0,98}{2,5(3 + 1)} = 28; \quad (2.2.11)$$

$$z_2 = z_1 \cdot U = 28 \cdot 3 = 84. \quad (2.2.12)$$

Повторный расчет передаточное число [1]:

$$U_{\text{фак}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{84}{28} = 3 \quad (2.2.13)$$

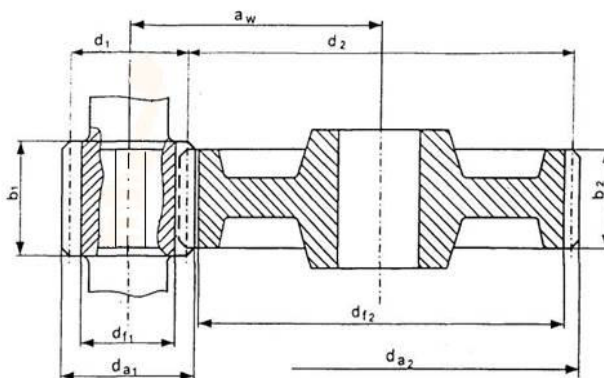


Рисунок 3 - Параметры зубчатого зацепления [2]

Рассчитываем геометрические параметры шестерни и колеса [1]:

- расчет делительного диаметра [1]:

$$d_1 = mz_1 = 2,5 \cdot 28 = 70 \text{ мм}; \quad (2.2.14)$$

$$d_2 = mz_2 = 2,5 \cdot 84 = 210 \text{ мм}. \quad (2.2.15)$$

- расчет диаметра окружности по вершинам зубьев [1]:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 70 + 2 \cdot 2,5 = 75 \text{ мм}; \quad (2.2.16)$$

$$d_{a2} = d_2 - 2m = 210 - 5 = 205 \text{ мм}. \quad (2.2.17)$$

- расчет диаметра окружности до впадин зубьев [1]:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 70 - 6,25 = 63,75 \text{ мм}; \quad (2.2.18)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 210 - 6,25 = 203,75 \text{ мм}.$$

- расчет ширины венца шестерни [1]:

$$b_1 = b_2 (5 \div 10) = 40 \text{ мм} \quad (2.2.19)$$

- расчет ширины венца колеса [1]:

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w = 0,2 \cdot 140 = 30 \text{ мм} \quad (2.2.20)$$

- повторный расчет межосевого расстояния [1]:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{70 + 210}{2} = 140 \text{ мм} \quad (2.2.21)$$

Полученные значения вводим в таблицу геометрических параметров всей передачи.

Таблица 4 - Геометрические параметры зубчатого зацепления.

Параметр	шестерня	Колесо
Межосевое расстояние, $a_w$ , мм	140	
Модуль зацепления, $m$	2,5	
Число зубьев, $z$	28	84
Делительный диаметр, $d$ , мм	70	210
Диаметр вершин зубьев, $d_a$ , мм	75	215
Диаметр впадин зубьев, $d_f$ , мм	66	280
Ширина венца, $b$ , мм	40	30

Рассчитываем окружную скорость колес [1]:

$$v = \frac{w_2 \cdot d_2}{2000} = \frac{50,9 \cdot 210}{2000} = 5,34 \text{ м/с} \quad (2.2.22)$$

Расчет силовых параметров зацепления [4]:

На рисунке 4 показана схема сил в зацеплении зубчатой передачи редуктора.

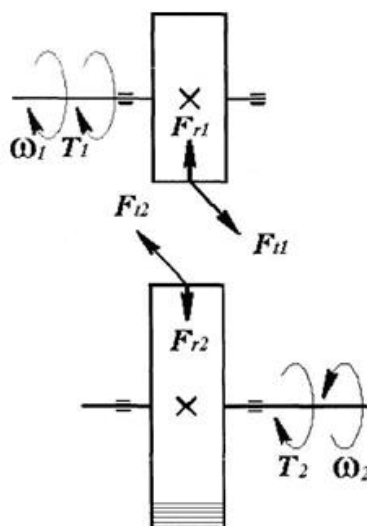


Рисунок 4 – Схема сил в зацеплении зубчатой передачи редуктора [4]

В полюсе зацепления зубчатых колёс редуктора действуют силы [4]:

Окружная сила:

$$F_t = 2T_1 / d_1 = 2 \cdot 49 \cdot 10^3 / 70 = 1400 \text{ Н} \quad (2.2.23)$$

Радиальная сила:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 1400 \cdot 0,364 = 509,6 \text{ Н} \quad (2.2.24)$$

где  $\alpha = 20^\circ$ ,  $\operatorname{tg} \alpha = 0,364$  [4]

Повторный расчет привода по контактным напряжениям,  $\sigma_H$ .

Расчет контактного напряжения по формуле [4]:

$$\sigma_H = K \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (U_{\text{Факт}} + 1) \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}}{d_2 \cdot b_2}} \leq [\sigma]_H \quad (2.2.25)$$

где  $K$  - это вспомогательный коэффициент. Для прямозубых передач  $K = 436$ ;

$K_{H\alpha} = 1,09$  - коэффициент, который учитывает неравномерность распределения нагрузки при контакте между зубьями;

$K_{H\beta} = 1$  - коэффициент, который учитывает неравномерное распределения нагрузки по длине контактной линии самого зуба;

$K_{H\nu} = 1,15$  - коэффициент, который учитывает влияние нагрузки динамической [4].

$$\sigma_H = 436 \cdot \sqrt{\frac{1400 \cdot (3 + 1) \cdot 1,09 \cdot 1,0 \cdot 1,15}{210 \cdot 30}} = 460 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H < [\sigma]_H = 493 \text{ МПа}$$

$$\Delta = \frac{|\sigma_H - [\sigma]_H|}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{|460 - 493|}{493} \cdot 100\% = 6,7\%$$

Расчет показал, что недогруз в пределах допустимого.

Повторный расчет передачи по напряжениям изгиба,  $\sigma_F$  [4]

$$\sigma_{f2} = Y_{f2} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{F_t}{b_2 \cdot m} \cdot K_{f\alpha} \cdot K_{f\beta} \cdot K_{fv} \leq [\sigma]_{f2}; \quad (2.2.26)$$

$$\sigma_{f1} = \frac{\sigma_{f2} \cdot Y_{f1}}{Y_{f2}} \leq [\sigma]_{f1}. \quad (2.2.27)$$

где  $K_{F\alpha} = 1,1$  - коэффициент, который учитывает неравномерность распределения нагрузки при контакте между зубьями;

$K_{F\beta} = 0,9$  - коэффициент, который учитывает неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии самого зуба;

$K_{Fv} = 1,06$  - коэффициент, который учитывает влияние динамической нагрузки на зуб;

$Y_f$  - коэффициент формы зуба, принимается по эквивалентному числу зубьев;

$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140^\circ} = 1$  - коэффициент, который учитывает влияние угла наклона зуба [4].

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (2.2.28)$$

- для шестерни:

$$z_{v1} = \frac{28}{1} = 28;$$

- для колеса:

$$z_{v2} = \frac{84}{1} = 84.$$

Выбираем значения [4]:  $Y_{f1} = 3,81$ .  $Y_{f2} = 3,60$ .

Подставляем полученные числовые данные по формулам (2.2.26) и (2.2.27), итог:



$$\sigma_{f2} = 3,60 \cdot 1 \cdot \frac{1400}{28 \cdot 2,5} \cdot 0,9 \cdot 1,06 = 53,3, \text{ МПа}$$

$$\sigma_{f1} = \frac{53,3 \cdot 3,81}{3,60} = 56,4, \text{ МПа}$$

$$56,4 < 294 \text{ МПа};$$

$$53,3 < 256 \text{ МПа}.$$

Условия (2.2.26) и (2.2.27) выполнены.

Заключение: результатами проверочных и повторных расчетов по напряжениям изгиба и контактным напряжениям доказывают, что рассчитанные геометрические параметры зубчатой передачи выполняют заданные условия.

### 2.3 Расчет закрытой зубчатой передачи

Определение материала для зубчатых колес [2]

Поскольку передача открытая и параметры ее не ограничиваются, выбираем для шестерни Ст45 улучшенную до твердости средней 208 НВ, для колеса также выбираем Ст45, улучшенную до твердости средней 186 НВ.

Допустимые напряжения изгиба, МПа [2]

$$[\sigma]_{Fi} = \sigma_{0F \lim b} \cdot K_{LF} \cdot K_{Fq} \cdot K_{Fd} \cdot K_{Fc} / S_F, \quad (2.3.1)$$

где  $\sigma_{0f \lim b}$  - предел выносливости зубов при изгибе при числе циклов в перемене напряжений;

$K_{fl}$  - коэффициент долговечности, так как в открытых передачах повышен износ принимается  $K_{fl}=1$ ;

$K_{fq}$  - коэффициент, который учитывает влияние шлифовки на поверхности зубов, для зубьев без шлифовки переходной поверхности зуба  $K_{fq}=1$ ;

$K_{fd}$  - коэффициент, который учитывает влияние упрочнения деформационного и электрохимического, при их отсутствии  $K_{fd}=1$ ;

$K_{Fc}$  - коэффициент, который учитывает приложения нагрузки с двух сторон зуба, при приложении нагрузки с одной стороны  $K_{fc}=1$ ;

$S_f$  - коэффициент безопасности [2].

Поскольку это Ст45, то  $\sigma_{0flimb}=1,8$  НВ и  $S_F=1,76$ , отсюда, предел выносливости [2]:

- для шестерни:

$$\sigma_{0f1limb}=1,8 \cdot 208=376 \text{ МПа} \quad (2.3.2)$$

- для колеса:

$$\sigma_{0f2limb}=1,8 \cdot 186=335 \text{ МПа}$$

тогда:

$$[\sigma]_{F1}=376 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,76 = 214, \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{F2}=335 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,76 = 190, \text{ МПа}$$

Определяем число зубьев на шестерне по рекомендациям, размеры передачи не ограничиваются,  $Z_1=20$ , отсюда число зубьев колеса [2]:

$$Z_2 = Z_1 \cdot U = 20 \cdot 3,03 = 61 \quad (2.3.3)$$

Расчет коэффициентов форм зубьев [2]:

- для шестерни:

$$Y_1 = 4,07 \text{ при } z_1 = 20;$$

- для колеса:

$$Y_2 = 3,62 \text{ при } z_2 = 61.$$

Оценка по прочности шестерни и колеса на изгибе [2]:

- для шестерни:

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_1} = \frac{214}{4,07} = 52,3, \text{МПа} \quad (2.3.4)$$

- для колеса:

$$\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_2} = \frac{190}{3,62} = 52,5, \text{МПа}$$

Поскольку  $\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_1} > \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_2}$ , то следует рассчитывать колесо как звено более слабое [2].

Изначально определяем [2]:

- коэффициент венца колеса при консольном расположении зубчатых колес:

$$\Psi_{bd} = 1,0;$$

- коэффициент неравномерности нагрузки:

$$K_{F\beta} = 1,04.$$

Рассчитываем модуль зацепления основываясь на прочностной характеристике шестерни [2].

$$m \geq K_m \cdot \sqrt[3]{Y_1 \cdot T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot \gamma / (\Psi_{bd} \cdot z_1^2 \cdot [\sigma]_{F1})}, \text{ м} \quad (2.3.5)$$

где T- это момент крутящий на валу шестерни, Н·м;

$\gamma$  - коэффициент, который учитывает понижение момента сопротивления опасного сечения зуба в следствии износа;

$\gamma = 1,25$ , поскольку привод шаровой мельницы работает без особых динамических нагрузок и степень износа неограничивается [2].

$$[\sigma]_{F1} = 213 \cdot 10^6, \text{ Па}$$

Отсюда, модуль звеньев передачи определяется:

$$m = 1,4 \cdot \sqrt[3]{4,07 \cdot 203,33 \cdot 1,04 \cdot 1,25 / (1,0 \cdot 20^2 \cdot 213 \cdot 10^6)} = 0,0032, \text{ м}$$

Определяем стандартное значение модуля по СТ СЕВ 310-76 из 1-ого ряда:

$$m = 4 \text{ мм.}$$

Расчет диаметров делительных окружностей, мм[2]:

$$d = m \cdot z \quad (2.3.6)$$

- для шестерни:

$$d_1 = 4 \cdot 20 = 80, \text{ мм}$$

- для колеса:

$$d_2 = 4 \cdot 61 = 244, \text{ мм}$$

Рассчитываем межосевое расстояние передачи [2]:

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = (80 + 244) / 2 = 162, \text{ мм} \quad (2.3.7)$$

Расчетное значение округляем до ближнего значения ISO 6636-96 и в последствии принимаем  $a_w = 170$  [2].

Уточняем числа зубьев шестерни и колеса [2]:

$$z_{\Sigma} = 2 \cdot a_w / m = 2 \cdot 170 / 4 = 85; \quad (2.3.8)$$

$$z_1 = z_{\Sigma} / (U + 1) = 85 / (2 + 1) = 28; \quad (2.3.9)$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 85 - 28 = 57 \quad (2.3.10)$$

Рассчитываем передаточное отношение [2]:

$$U_{\text{фак}} = z_2 / z_1 = 57 / 28 = 2,03 \quad (2.3.11)$$

Определяем отклонение [2]:

$$\Delta U = \frac{|i - i_{\text{ф}}|}{i} \cdot 100\% = \frac{|2 - 2,03|}{2} \cdot 100\% = 1,5\% \quad (2.3.12)$$

Отклонение составило менее 4%.

Повторно рассчитываем базовые геометрические размеры шестерни и колеса:

Диаметры делительных окружностей, мм [2]:

$$d = m \cdot z \quad (2.3.13)$$

- шестерня:

$$d_1 = 4 \cdot 28 = 112, \text{ мм}$$

- колесо:

$$d_2 = 4 \cdot 57 = 228, \text{ мм}$$

Диаметры окружностей вершин зубьев, мм [2]:

$$d_a = d + 2 \cdot m \quad (2.3.14)$$

- шестерня:

$$d_{a1} = 112 + 8 = 120, \text{ мм};$$

- колесо:

$$d_{a2} = 228 + 8 = 236, \text{ мм};$$

Диаметры окружностей впадин зубьев, мм [2]:

$$d_f = d - 2,5 \cdot m \quad (2.3.15)$$

- шестерня:

$$d_{f1} = 112 - 2,5 \cdot 4 = 102, \text{ мм};$$

- колесо:

$$d_{f2} = 228 - 2,5 \cdot 4 = 218, \text{ мм};$$

Ширина венца, мм [2]:

- колесо:

$$b_2 = \Psi_{bd} \cdot d_1 = 1,0 \cdot 112 = 112, \text{ мм} \quad (2.3.16)$$

- шестерня:

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 5) = 112 + 3 = 115, \text{ мм} \quad (2.3.17)$$

Рассчитываем окружную скорость зубчатых колес [2]:

$$v = \omega_1 \cdot d_1 / 2, \text{ м/с} \quad (2.3.18)$$

где  $d_1 = 0,112, \text{ м}$

$$\omega_2 = 50,9, \text{ с}^{-1}$$

$$v = 50,9 \cdot 0,112 / 2 = 2,8, \text{ м/с}$$

Определение силы, действующей в самом зацеплении [2]:

- окружная сила:

$$F_t = P_1 / v, \text{ Н} \quad (2.3.19)$$

$$P_1 = 7,06 \cdot 10^3, \text{ Вт}$$

$$v = 2,8, \text{ м/с}$$

$$F_t = 7,06 \cdot 10^3 / 2,8 = 2521, \text{ Н}$$

- радиальная сила:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2521 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 917,3, \text{ Н} \quad (2.3.20)$$

Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба.

Определяем расчетные напряжения изгиба в основании зубьев как шестерни, так и колеса, потому что при относительно меньшей прочности сечения зуба шестерни он длиннее зуба колеса. Следовательно, сравнить прочность зубьев шестерни и колеса сразу сложно [2].

$$\sigma_{Fi} = K_{\sigma F} \cdot Y_{Fi} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot F_t / (b_i \cdot m), \quad (2.3.21)$$

где  $K_{\sigma F}$  - коэффициент напряжения изгиба,  $K_{\sigma F} = 1$ ;

$K_{Fv}$  - коэффициент динамической нагрузки,  $K_{Fv} = 1,06$ ;

$b$  - длина зуба, м;

$m$  - модуль зацепления, м [2];

$$Y_1 = 4,025 \text{ при } z_1 = 112;$$

$$Y_1 = 3,66 \text{ при } z_1 = 228;$$

- для шестерни [2]:

$$\sigma_{F1} = K_{\sigma F} \cdot Y_{Fi} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot F_t / (b_i \cdot m) \quad (2.3.22)$$

$$\sigma_{F1} = 1 \cdot 4,025 \cdot 1,04 \cdot 1,06 \cdot 1,25 \cdot 2521 / (67 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 10^{-3}) = 69,5, \text{ МПа}$$

- для колеса [2]:

$$\sigma_{F2} = K_{\sigma F} \cdot Y_{Fi} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot F_t / (b_i \cdot m) \quad (2.3.23)$$

$$= 1 \cdot 3,66 \cdot 1,04 \cdot 1,06 \cdot 1,25 \cdot 2521 / (63 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 10^{-3}) = 67,2, \text{ МПа}$$

Сопоставляем с допускаемым напряжениям [2]:

$$\sigma_{F1} < [\sigma]_{F1} = 214, \text{ МПа} \quad (2.3.24)$$

$$\sigma_{F2} < [\sigma]_{F2} = 190, \text{ МПа}$$

Поставленные условия выполнены.

## 2.4 Расчет выходного вала

На вал редуктора воздействуют два основных вида деформаций. А именно – изгиб и кручение. Кручение в вале появляется от действия вращательных моментов от двигателя и самой рабочей машины. Изгиб вала появляется под воздействием радиальной и осевой силы в зубчатом зацеплении передачи [1].

Рассчитываем диаметр выходного конца вала, диаметр вала на подшипниках и на зубчатом колесе.

Вращательный момент на ведомом валу  $T_2 = 203,33$ , Нм;

Расчет ведется по допустимому напряжению кручения, и воздействие изгиба учитываем их уменьшением [1].

Определяем диаметр выходного конца вала [1]:

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{203,33 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 34,4, \text{ мм} \quad (2.4.1)$$

Расчетное значение повышаем на 10%, с учетом ослабления шпоночным пазом:

$$d_{e2} = 1,1 \cdot 34 = 37,84, \text{ мм} \quad (2.4.2)$$

Выбираем ближайшее большее значение по ISO 6636-96 [1]:

$$d_{e2} = 40, \text{ мм}$$



Диаметр вала на подшипнике [1]:

$$d_n = 40 + 10 = 50, \text{ мм} \quad (2.4.3)$$

Диаметр вала на колесе [1]:

$$d_k = d_n + (5 - 8) = 50 + 5 = 55, \text{ мм} \quad (2.4.4)$$

Диаметр буртика для упора колеса [1]:

$$d_o = d_k + (5 - 10) = 55 + 5 = 60, \text{ мм} \quad (2.4.5)$$

### 3 Моделирование и расчет в «APM WinMachine»

Построение модели и её создание было проведено в программе «SolidWorks».

Программа «SolidWorks» дает возможность удобно моделировать отдельные детали и при сборке всей модели использовать привязки механического типа, которые отличаются от стандартных привязок тем, что заранее включают в себя принцип механических зацеплений.

В первую очередь была сделана модель самого барабана, а в последствии самих частей привода, которые были рассчитаны ранее[4].

Применялись основные команды:

- повернутая бобышка/основание;
- вытянутая бобышка/основание;
- отверстие под крепеж;
- линейный и круговой массив;
- вытянутый вырез;
- скругление/фаска;
- ребра;

После чего, было произведено монтирование всех деталей в сборку, с использованием таких команд привязок(спряжений), как:

- совпадение, команда производящая совпадение двух параллельных плоскостей;

- центричность, команда обеспечивающая совпадение осей двух и более выбранных окружностей или цилиндров;

- зубчатая передача, отдельная команда механического спряжения, которая обеспечивает вращение одного вала и передачу механического вращения на второй вал;

После чего были использованы стандартные элементы закрепления, которые можно было подобрать в библиотеке элементов «SolidWorks». В данной задаче активно применялась команда «круговой массив» [4].

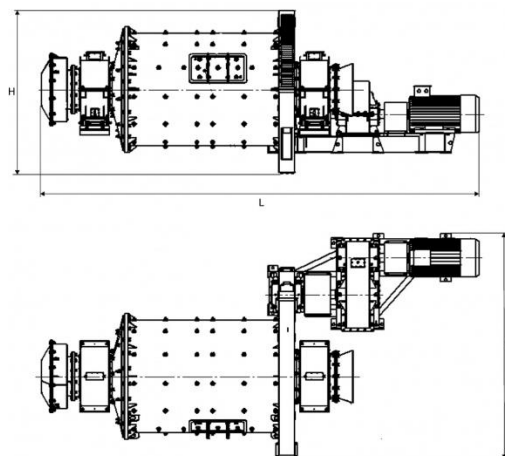


Рисунок 7 – Упрощенная схема шаровой мельницы

После выполнения задач по сборке модели, были выполнены графические поправки, с помощью которых, была произведена замена цветовой гаммы элементов сборочной единицы. Для наглядности были выбраны два цвета – синий и желтый.

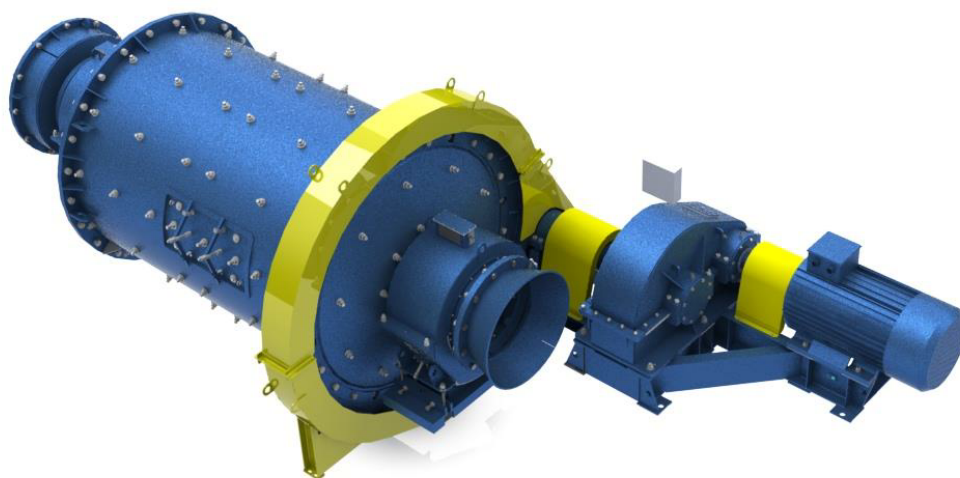


Рисунок 8 - Модель составленная в «SolidWorks»

Далее были проведены расчеты, которые должны были подтвердить или опровергнуть работоспособность данного привода. Расчет были проведены в специализированной программе «APM Drive», предназначенной непосредственно для расчетов и проектирования приводов.

Программа интуитивно понятная и просто в управлении.

Для начала была выполнена схема валов и цилиндрической прямозубой передачи. Далее, для проектирования и проведения расчета в самой программе, достаточно ввести исходные данные, рисунок 9.

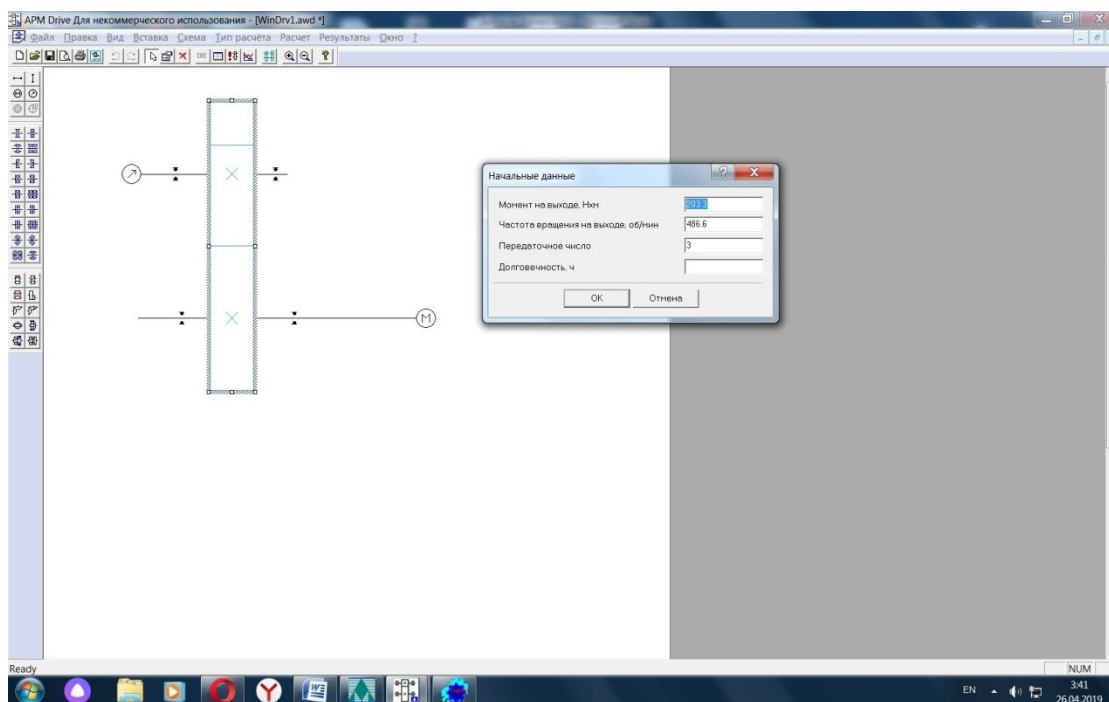


Рисунок 9 - Схема привода и ввод начальных данных

После чего программа производит самостоятельное проектирование и расчет валов и зубчатых колес. От пользователя требуется ввести материал и дополнительные условия работы.

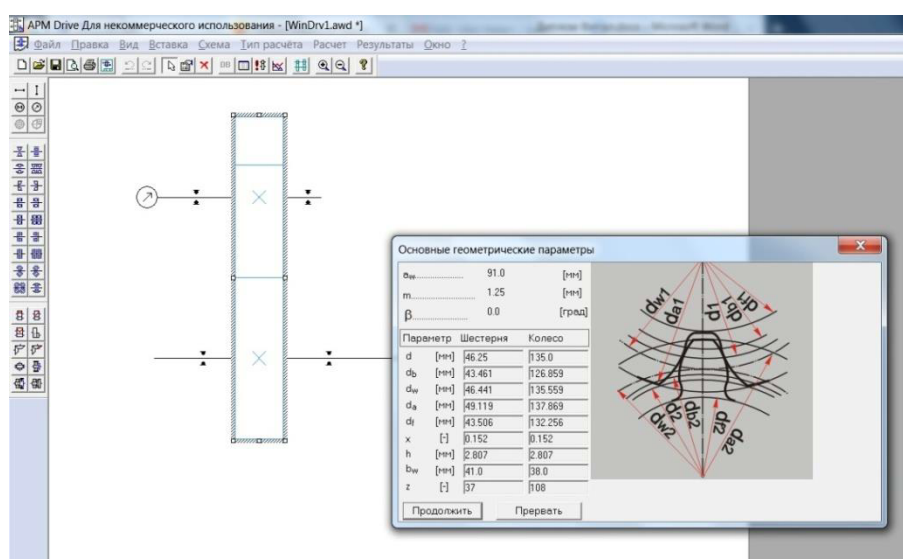


Рисунок 10 - Основные геометрические параметры зуба

После выполнения расчетов, программа «APM WinMachine» основные данные по геометрическим параметрам зубчатого колеса привода, в данном случае на выходном валу, рисунок 10

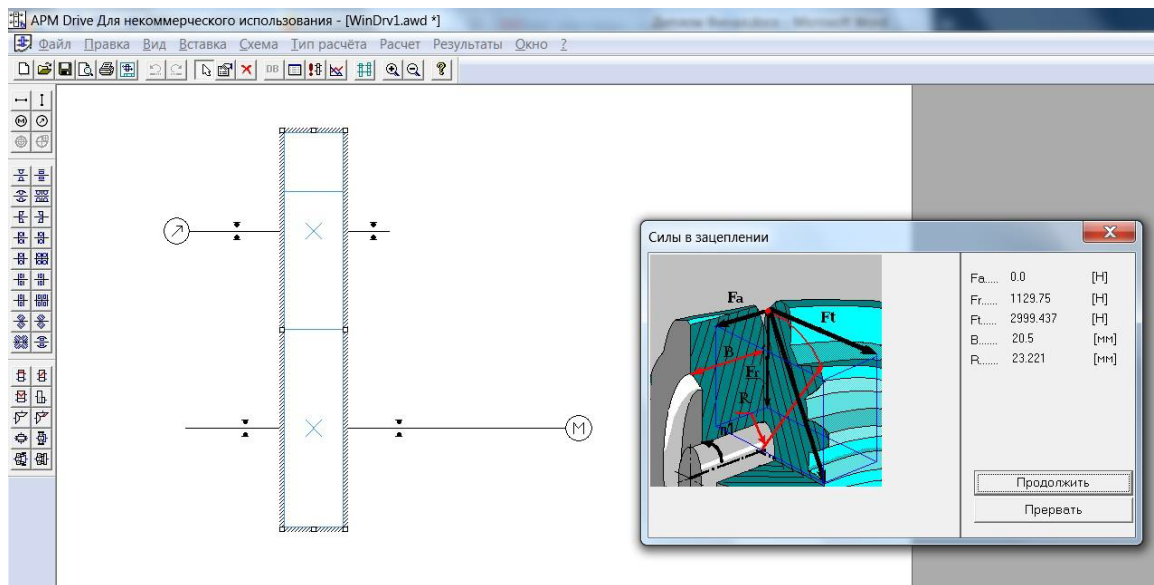


Рисунок 11 - Расчет сил в зацеплении

«APM WinMachine» графически и модульно выдает значения и параметры сил действующих в зацеплении, рисунок 11.

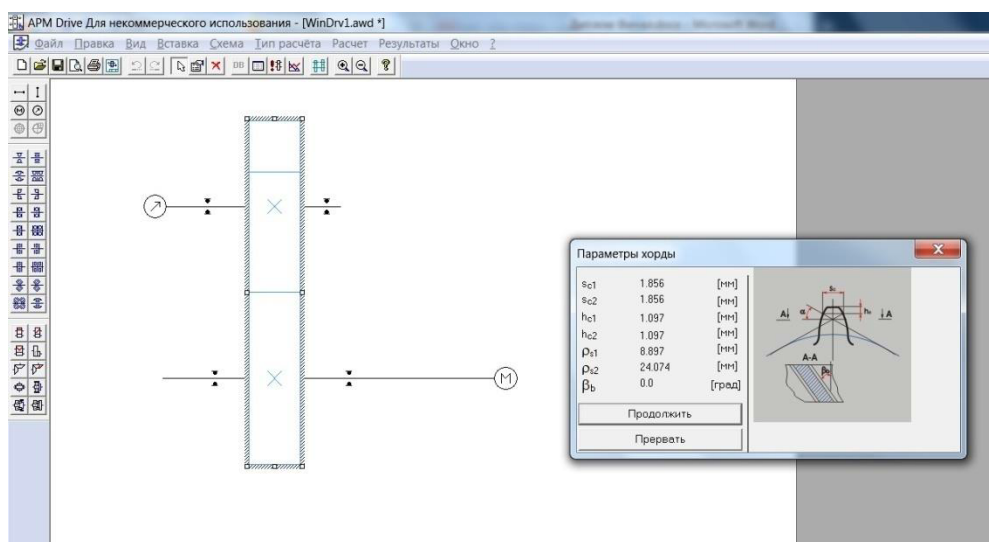


Рисунок 12 - Параметры хорды

Так же, рассчитываются параметры хорды зуба, рисунок 12

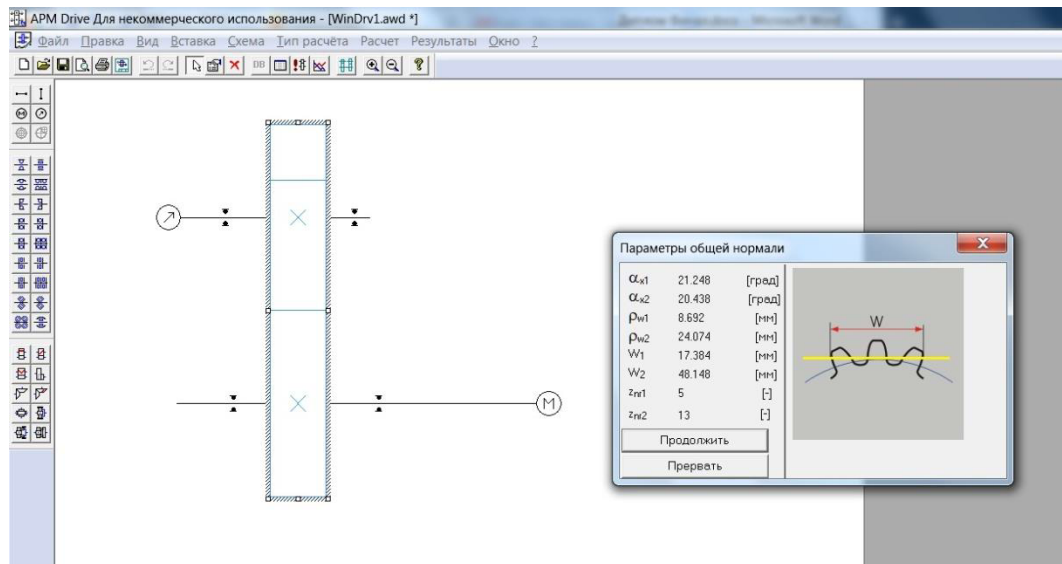


Рисунок 13 - Параметры общей нормали

Выдаются параметры общей нормали зуба, рисунок 13.

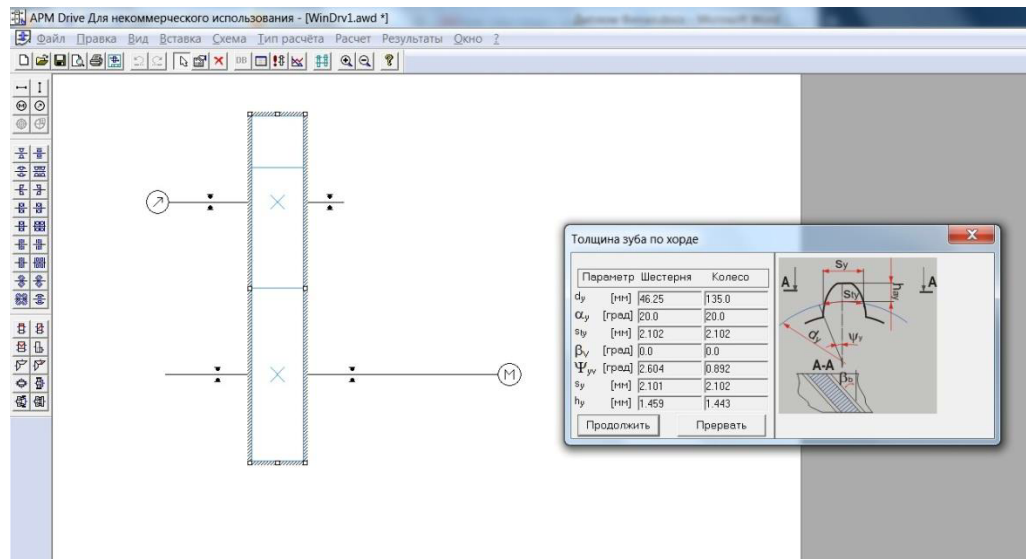


Рисунок 14 - Толщина зуба по хорде

При необходимости, в расчетах можно получить и толщину зуба по хорде, рисунок 14.

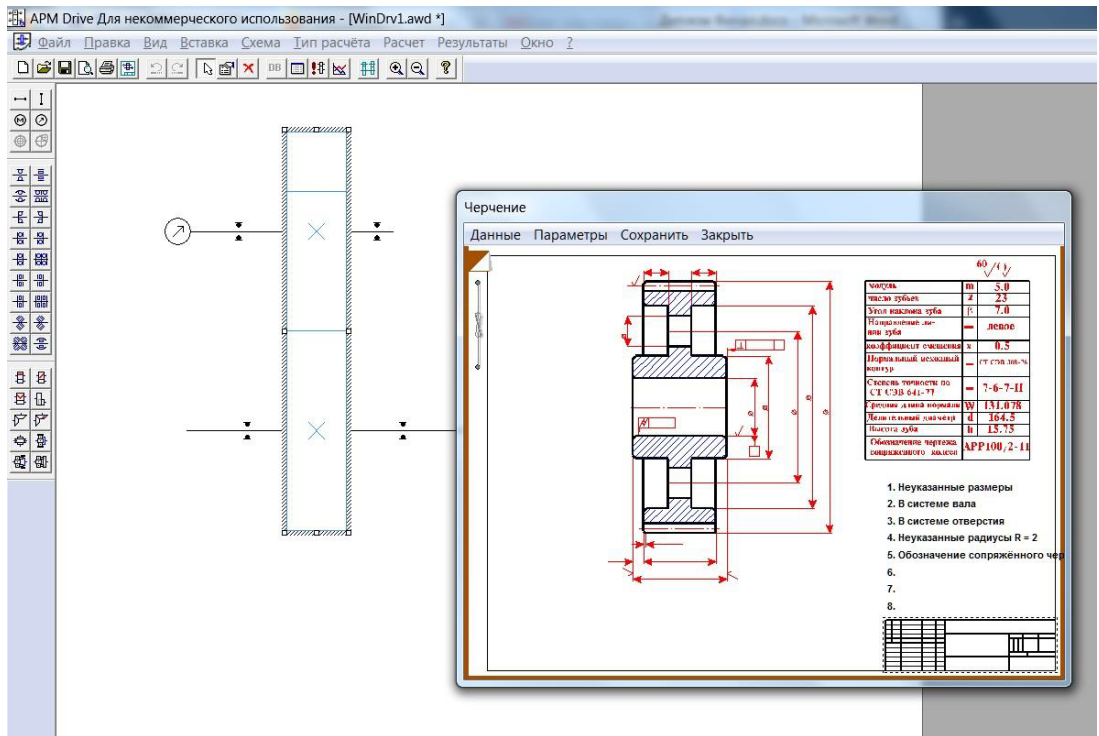


Рисунок 15 - Зарисовка шестерни редуктора на ведомом валу

В виде конечного результата, «APM WinMachine» предлагает создать чертёж зубчатого колеса. При необходимости на графическом примере можно задать параметры чертёжа, рисунок 15.

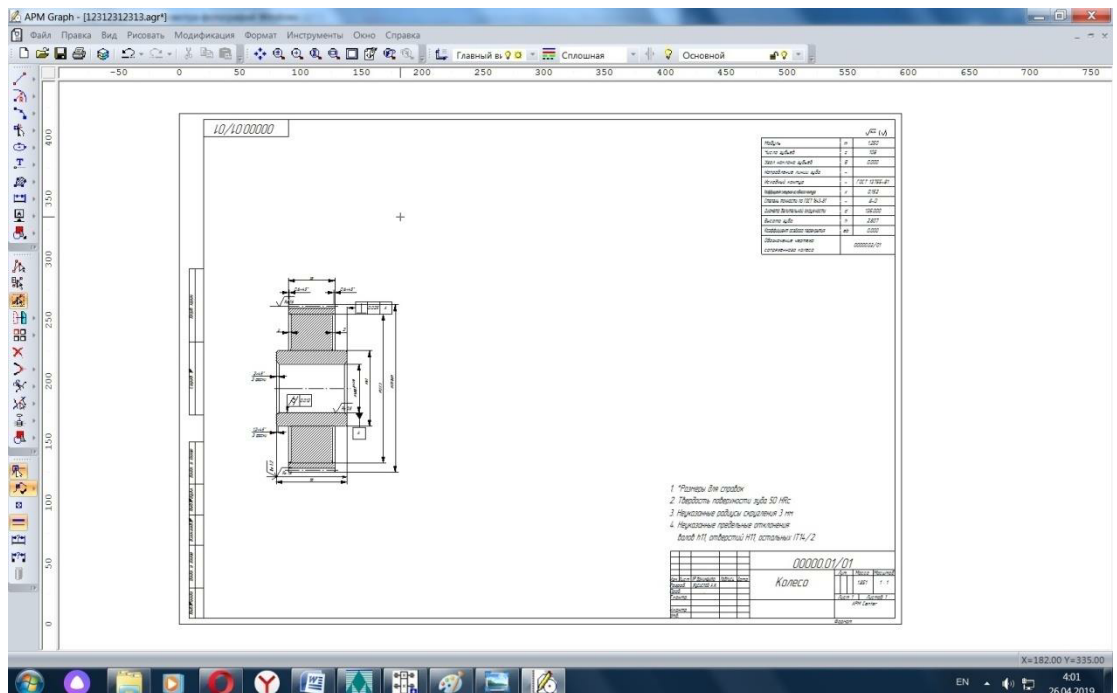


Рисунок 16 - Готовая зарисовка чертёжа рассчитанного зубчатого колеса

После задания «APM WinMachine» команды создания чертежа, программа создает полный чертеж с указанными данными и размерами детали в виде 2D чертежа, рисунок 16.

После выполнения проектировочной части, можно приступать к статистическим расчетам и получением графиков, которые необходимы пользователю.

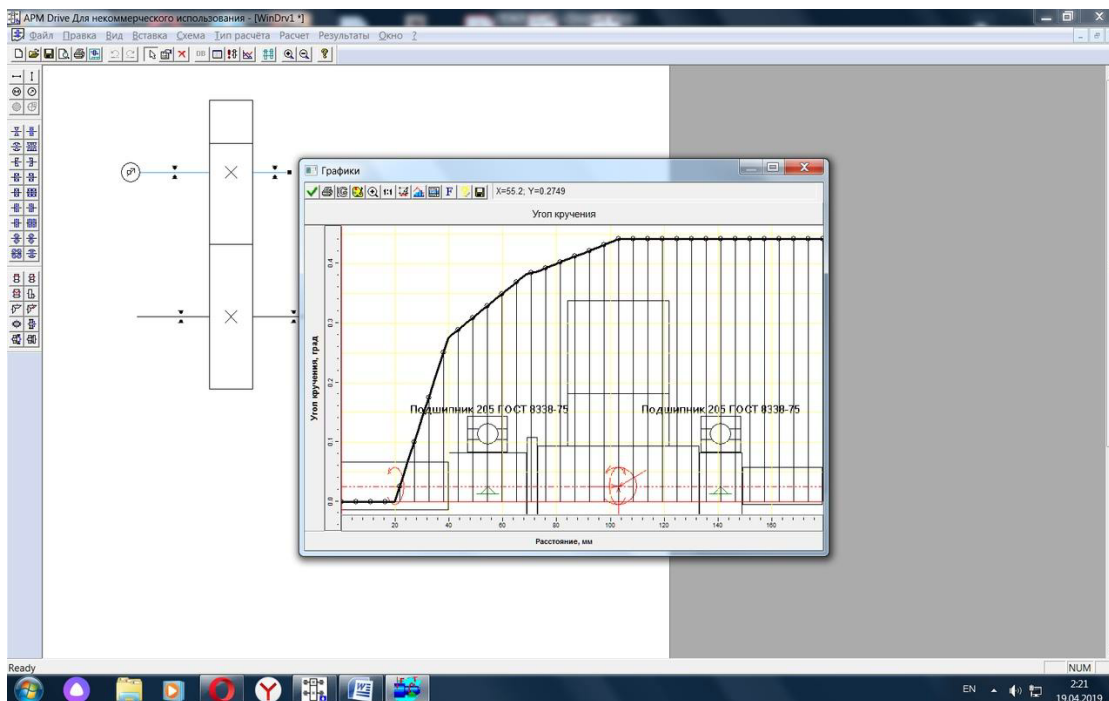


Рисунок 17 - График угла кручения на валу

Графически получен расчет угла кручения на ведомом валу редуктора, рисунок 17.



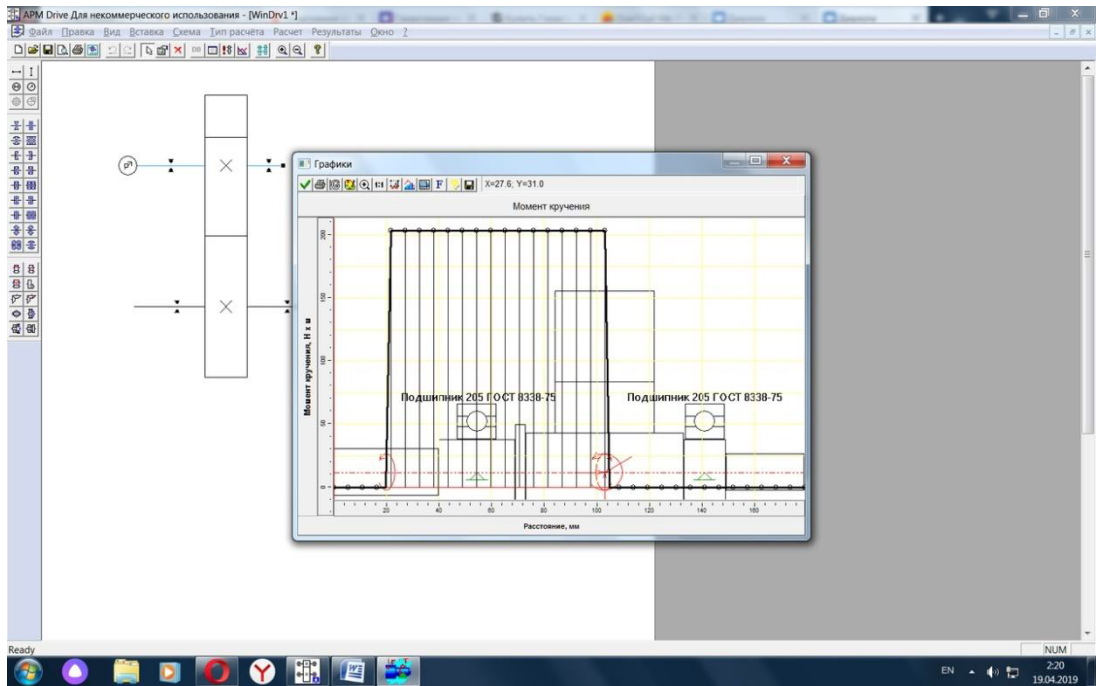


Рисунок 18 - График момента кручения

Так же был произведен расчет и графически показан момент кручения на ведомом валу редуктора, рисунок 18.

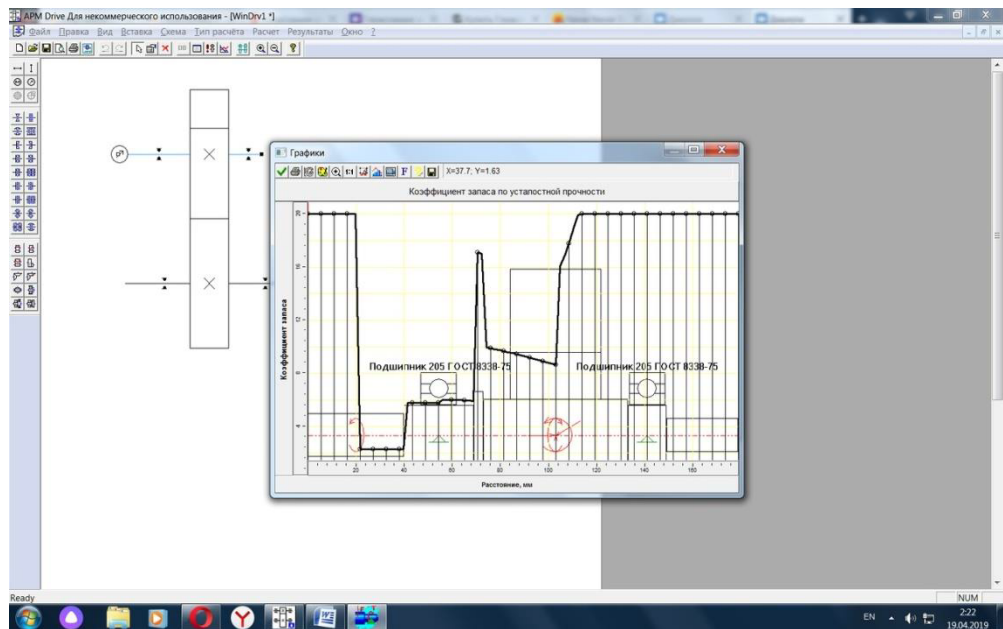


Рисунок 19 - График коэффициента запаса по усталостной прочности

График запаса по усталостной прочности, довольно точно указывает «слабые» места ведомого вала редуктора, рисунок 19.

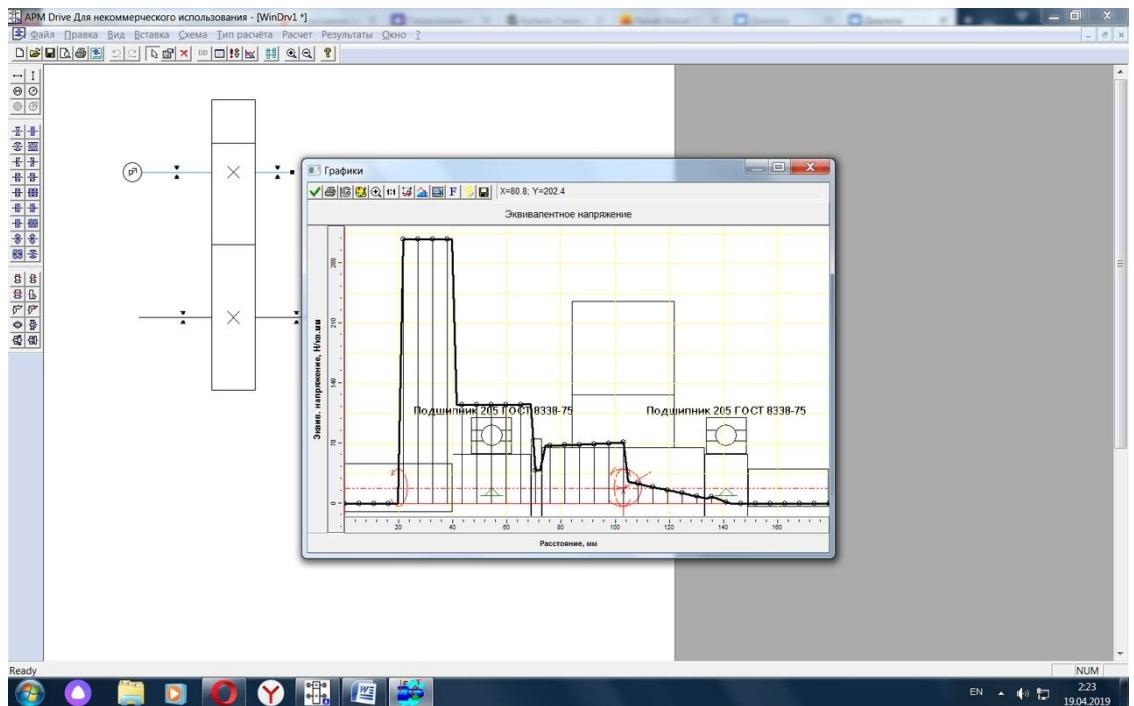


Рисунок 20 - График эквивалентного напряжения

И последним расчетом является график эквивалентного напряжения, который зависит от диаметра вала и действующих на него сил и моментов, рисунок 20.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Аддитивные технологии и порошковая металлургия в целом, относятся к весьма перспективным путям развития промышленных технологий. Внедрение технологий такого рода, должно выполнять задачу образования и обновления основных фондов, предназначенных для развития производства и повышения эффективности промышленного комплекса.

Особое внимание в этой связи должно отводиться оснащению областей промышленного комплекса передовой техникой и образованию изучения на этой основе машин и оборудования, значительно повышающих технический уровень промышленности, позволяя резко сократить использование расход сырья.

Взятые, в качестве примера в этой работе, шаровые мельницы, являются одними из самых распространенных и в то же время простейших видов оборудования по производству порошкового сырья.

В данной работе были выполнены:

- Изучение основных видов производства порошковых материалов;
- Рассчитан привод шаровой мельницы
- Произведен автоматизированный расчет привода в «APMWinMachine»
- Выполнена упрощенная 3D модель в программе «SolidWorks»

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1 Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие/ С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.. Ицкович, В.П. Козинцов – 3-е изд., стереотипное. Перепечатка с издания 1987 г. –М: ООО ТИД «Альянс» 2005.

2 Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие/ С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.. Ицкович, В.П. Козинцов – 3-е изд., стереотипное. Перепечатка с издания 1987 г. –М: ООО ТИД «Альянс» 2005.

3 Бруштейн Б.Е., Дементьев В.И. Токарное дело. Учебник для проф.-техн. училищ. Изд. 6-е, переработ, и доп. - М.: «Высшая школа», 1967. - 448 с. с илл.

4 Зиновьев Д. Проектирование в «SolidWorks». – М.: Издательские решения, 2015

5 Шелофаст В., Стайнова Е., Замрий А. АРМ WinMachine. Руководство пользователя. Электронное пособие. – Самара, 2015

6 Оборудование для переработки сыпучих материалов : учебное пособие / В.Я. Борщев, Ю.И. Гусев, М.А. Промтов, А.С. Тимонин. – М. : «Издательство Машиностроение-1», 2006. – 208 с. – 400 экз. – ISBN 594275-298-2.

7 Оборудование для измельчения материалов: дробилки и мельницы: учебное пособие, Тамбов: издательство Тамбовского Государственного Технического Университета, 2004. 75с.

8 Порошковые материалы:учебное пособие / ВШТЭ СПбГУПТД. - СПб., 2017. -74 с.