

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»

Якубов Расул Субихиевич

3D моделирование привода шаровой мельницы

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»

ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой
СМиГМП, PhD
Арымбеков Б.С.
«12» апрель 2019г.



ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

На тему: «3D моделирование привода шаровой мельница»
по специальности: 5B071200 - Машиностроение

Выполнил

Якубов Р.С.

Рецензент
Магистр технических наук
Преподаватель КазАДИ им. А.Б.Гончарова
Шакепова Ж.Н.

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

«19» апрель 2019г.

«19» апрель 2019г.



О.А. Сушкова

Алматы 2019

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет
имени К.И.Сатпаева

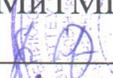
Институт промышленной инженерии имени А.Буркитбаева

Кафедра «Станкостроение, материаловедение и технологии
машиностроительного производства»

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

СМиТМП, PhD, ассоц.проф.

 Арымбеков Б.С.

« 6 » ноября 2018 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломной работы

Обучающемуся: Якубову Расулу Субихиевичу

Тема: 3D моделирование привода шаровой мельницы.

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

Срок сдачи законченной работы

«30» апреля 2019 г.

Исходные данные к дипломной работе: компьютерное моделирование привода шаровой мельницы.

Краткое содержание дипломной работы:

а) Описание и принцип работы шаровых мельниц

б) Моделирование привода шаровой мельницы

в) Исследование вала на перемещение, напряжение и деформацию

Перечень графического материала:

представлены 15 слайдов презентации работы

Рекомендуемая основная литература: из 5 наименований

а) Байсоголов В.Г. Механическое и транспортное оборудование заводов огнеупорной промышленности. - М.: Металлургия, 1984. - 294с.

б) Ильевич А.П. Машины и оборудование для заводов по производству керамики и огнеупоров. - М.: Машиностроение, 1968. - 355с.

в) Сапожников М.Я. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций. - М.: Высшая школа, 1971. - 382с.

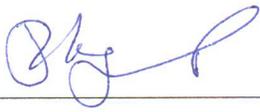
г) Леонова Л. М., Чигрик Н. Н., Татаурова В. П. Зубчатые передачи. Элементы

ГРАФИК
подготовки дипломной работы

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления руководителю	Примечание
Поиск информации Обзор литературы	5.02.19 – 28.02.19	Выполнил
Общие сведения о шаровых мельницах Устройство шаровой мельницы	1.03.2019 – 15.04.19	Выполнил
Построение 3D модели привода шаровой мельницы	17.04.19 – 20.04.19	Выполнил
Статический расчет вала привода шаровой мельницы	21.04.19 – 25.04.19	Выполнил

Подпись

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	27.04.2019	

Научный руководитель _____  Сушкова О.А.

Задание принял к исполнению обучающийся _____  Якубов Р.С.

Дата _____ "6" ноября 2018 г.

расчета и конструирования: Методические указания. — Омск: Изд-во ОмГТУ, 2005. - 45 с.

д) Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В трёх томах. - М.: Машиностроение, 2001.

е) Сызранцев В.Н., Сызранцева К.В. Расчет напряженно-деформированного состояния деталей методами конечных и граничных элементов: Монография.- Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2000. - 111с.

АННОТАЦИЯ

Тема дипломной работы: «3D моделирование привода шаровой мельницы».

В введение изложено краткое описание шаровых мельниц, как они классифицируются по конструкции барабан, по принципу работы, по виду футеровки мелющих тел. Так же в введении обосновывается актуальность выбранной темы.

В первой части дипломной работы говорится о устройстве шаровой мельницы, так же описывается принцип работы и показаны рисунки барабанных мельниц. Так же рассматривается подробно конструкция шаровых мельниц.

Чертежи в 2D формате были созданы в программе КОМПАС-3D.

Создание 3D модели привода шаровой мельницы создавалось в программе «SolidWorks», сначала были созданы все детали по отдельности, а уже после была произведена сборка редуктора.

Расчет вала на напряжение, перемещение и деформацию так же производились через программу «SolidWorks». По расчету можно сделать небольшой вывод, напряжение и деформация возникают в зонах крепления, при этом силы воздействия не такие высокие и поэтому они не будут влиять на дальнейшую работу вала. Относительно расчета на перемещение, можно сделать вывод, что перемещение возникает в зонах зацепления зубьев.

АҢДАТПА

Дипломдық жұмыс тақырыбы: "шар диірменінің жетегін 3D модельдеу". Кіріспе шар диірмендерінің қысқаша сипаттамасы, олар барабанның конструкциясы бойынша, жұмыс принципі бойынша, денелердің шегендеу түрі бойынша жіктеледі.

Дипломдық жұмыстың бірінші бөлімінде шар диірменінің құрылысы туралы айтылады, сондай-ақ барабанды диірмендердің жұмыс істеу принципі сипатталған және суреттері көрсетілген. Сондай-ақ, шарлы конструкциясы егжей-тегжейлі қарастырылады.

2D форматтағы сызбалар КОМПАС-3D бағдарламасында жасалды.

Шарлы диірмен жетегінің 3D моделін жасау "SolidWorks" бағдарламасында құрылды, алдымен бөлек-бөлек барлық бөлшектер жасалды, ал кейін редуктор құрастырылды.

Кернеуге, орын ауыстыруға және деформацияға арналған біліктің есебі "SolidWorks" бағдарламасы арқылы жүргізілді. Есептеу бойынша аз қорытынды жасауға болады, кернеу мен деформация бекіту аймақтарында пайда болады, бұл ретте әсер ету күші жоғары емес, сондықтан олар біліктің одан әрі жұмысына әсер етпейді. Қозғалуға есептеуге қатысты, тістің іліну аймағында орын алады деген қорытынды жасауға болады.

ANNOTATION

Thesis: "3D modeling of ball mill drive".

The introduction gives a brief description of the ball mills, as they classified according to the design of the drum, on the principle of operation, by the type of lining of grinding media. It also talks about conduct of the relevance of the chosen topic.

In the first part of the thesis refers to the device ball mill, also describes the principle of operation and shows pictures of drum mills. In addition, it discusses in detail the design of ball stranded-SIC.

Drawings in 2D format created in COMPASS-3D.

Creating a 3D model of the ball mill drive was created in the program "SolidWorks", first all the parts were created separately, and only after the reducer was assembled.

Calculation of the shaft stress, displacement and deformation also made through the program "SolidWorks". According to the calculation, a small conclusion can made, stress and deformation occur in the areas of fastening, while the forces of influence are not so high and therefore they will not affect the further operation of the shaft. Regarding the calculation of the change, it can be concluded that the movement occurs in the

СОДЕРЖАНИЕ

	Введение	10
1	Общие сведения о шаровых мельницах	11
1.1	Устройство шаровой мельницы	11
1.2	Принцип работы шаровых мельниц	12
2	Расчет привода шаровой мельницы	16
3	Построение 3D модели привода шаровой мельницы	28
4	Статический расчет вала привода шаровой мельницы	31
	Заключение	35
	Список использованной литературы	36
	Приложение А	
	Приложение Б	
	Приложение В	
	Приложение Г	
	Приложение Д	
	Приложение Е	
	Приложение Ж	
	Приложение З	

ВВЕДЕНИЕ

Шаровые мельницы широко применяют для грубого и тонкого помола материалов. Принцип действия шаровых мельниц состоит в измельчении материала ударом и частично истиранием свободно падающих мелющих тел во вращающемся барабане.

В зависимости от скорости вращения барабана мельницы различают два основных режима работы мелющих тел: при малой скорости - каскадный, при большой – водопадный.

Шаровые мельницы могут быть классифицированы по следующим основным признакам:

- по конструкции барабана и наличию перегородок:
 - 1) цилиндрические однокамерные и многокамерные;
 - 2) конические;
- по принципу работы:
 - 1) периодического действия;
 - 2) непрерывного действия - с периферической разгрузкой и с разгрузкой через полую цапфу;
- по роду футеровки и характеру мелющих тел:
 - 1) с неметаллической футеровкой и металлическими, мелющими телами;
 - 2) с металлической футеровкой и металлическими мелющими телами - шарами, короткими цилиндрами или стержнями;
- по конструкции привода:
 - 1) с периферийным (шестеренчатым) приводом;
 - 2) с центральным приводом.

Мельницы могут работать в открытом или замкнутом цикле при условии непрерывного действия. В них можно размалывать материал, как сухим, так и мокрым способом [1].

1 Общие сведения о шаровых мельницах

1.1 Устройство шаровой мельницы

Шаровая мельница представляет собой барабан с пустой внутренностью, закрытый загрузочной и разгрузочной торцевыми крышками, заполненный телами, что вращается вокруг своей оси. Барабан шаровой мельницы, рисунок 1, представляет собой стальной цилиндр с пустотой, выложенный внутри броневыми футеровочными плитами, предохраняющими его от ударного и трущего воздействия шаров, и измельчающего материала. Форма футеровки барабана мельницы оказывает заметное влияние на ее работу. Футеровки барабанов шаровых мельниц, работающих на крупном исходном материале, имеют ребра. Для мельниц, работающих на мелком материале, применяются футеровки с мелкими ребрами или совсем гладкие. Высота, взаимное расположение и форма ребер определяют силу сцепления дробящей среды с барабаном и результаты работы мельницы. Поэтому важно, чтобы при изнашивании футеровки характер ее поверхности резко не изменялся [1].



Рисунок 1 - Барабан шаровой мельницы [1]

В зависимости от способа разгрузки измельченного продукта различают мельницы с центральной разгрузкой и разгрузкой через решетку. У мельниц с центральной разгрузкой измельченный продукт удаляется свободным сливом через пустотелую разгрузочную цапфу. Для этого необходимо, чтобы уровень пульпы в барабане был выше уровня нижней образующей разгрузочной цапфы. Поэтому мельницы с центральной разгрузкой называют иногда мельницами сливного типа или мельницами с высоким уровнем пульпы. Разгрузочная горловина (воронка) имеет несколько больший диаметр, чем загрузочная, для создания уклона и поддержания высокого уровня пульпы в мельнице [1].

У мельниц с разгрузкой через решетку имеется подъемное устройство, принудительно разгружающее измельченный продукт. Поэтому в мельницах такого типа уровень пульпы может быть ниже уровня разгрузочной цапфы. Мельницы с разгрузкой через решетку иногда называют мельницами с принудительной разгрузкой или мельницами с низким уровнем пульпы. Данный тип шаровой мельницы имеет в разгрузочном конце барабана решетку с отверстиями для раз-

грузки измельченного материала. На стороне, обращенной к торцевой разгрузочной крышке, решетка имеет радиальные ребра-лифтеры, делящие пространство между решеткой и торцевой крышкой на секторные камеры, открытые в цапфу. При вращении барабана ребра действуют как элеваторное колесо и поднимают пульпу до уровня разгрузочной цапфы. Такое устройство позволяет поддерживать низкий уровень пульпы в мельнице и сокращает время нахождения в ней материала вследствие уменьшения объема пульпы. Шаровые мельницы широко применяют для грубого и тонкого помола материалов. Принцип действия шаровых мельниц состоит в измельчении материала ударом и частично истиранием свободно падающих мелющих тел во вращающемся барабане [1].

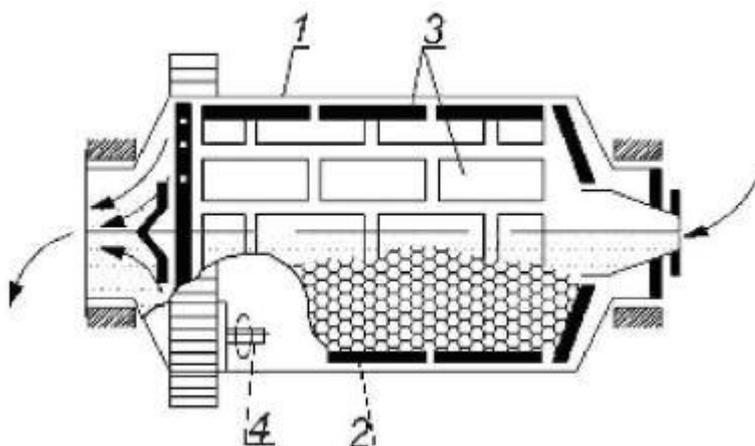
Шаровые мельницы отличаются большим разнообразием конструкций: с коротким и длинным барабаном, без перегородок и с перегородками, с разными мелющими телами и т. д.

Достоинства шаровых мельниц: получение высокой и постоянной тонкости помола и регулирование ее; возможность подсушки материала в самой мельнице; простота конструкции; надежность в эксплуатации; возможность измельчения пород различной твердости.

Недостатки: значительный расход энергии; большая масса и размеры; большой пусковой момент [2].

1.2 Принцип работы шаровых мельниц

Шаровая мельница – это полый вращающийся вокруг горизонтальной оси барабан, который примерно наполовину заполнен дробящими шариками (ударными элементами) [3].



1 – корпус; 2- мелющие тела; 3 - футеровочные плиты;4 – привод

Рисунок 2 – Схема барабанной шаровой мельницы [3]

В результате вращения шарики, находясь на внутренней поверхности барабана, поднимаются, а затем под действием силы тяжести падают вниз. Через одну из цапф постоянно поступает исходный материал. Частицы сырья путем раздавливания, стирания и удара измельчаются. Через другую цапфу происходит разгрузка барабана.

Если мельница предназначена для сухого помола, то обработанное сырье выводится с помощью воздушного потока. Воздух возникает при отсасывании его из барабана. Если происходит мокрое измельчение, то материал уводится потоком воды.

С ростом частоты вращения производительность барабанной мельницы сначала растет. Это связано с тем, что шары сначала начинают подниматься на большую высоту. Однако, в скором времени, если скорость продолжает увеличиваться, шары начинают «прилипать» к внутренней поверхности барабана. В этом случае происходит резкое снижение производительности дробильной установки.

В течение некоторого периода функционирования мельницы ее рабочие элементы (шары) изнашиваются. В этом случае их просто добавляют в барабан вместе с исходным материалом. Максимальный уровень загрузки ударных элементов располагается на 50 мм ниже, чем окружность входного патрубка, рисунок 3 [3].

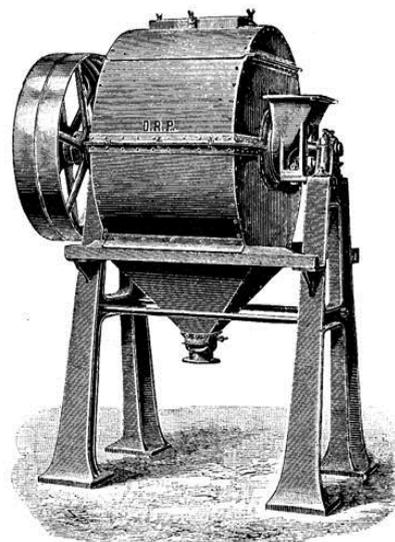


Рисунок 3 – Шаровая мельница для измельчения кварцевого песка [3]

Рассмотрим подробнее конструкцию, а также схему измельчения материала в шаровой барабанной мельнице.

Барабан современной шаровой мельницы представляет собой сварную конструкцию из листовой стали, внутренняя поверхность, которой футерована съемными броневыми листами.

Рабочими частями (мельющими телами) шаровой мельницы могут служить шары, стержни и другие тела, которые поднимаются вращающимся барабаном

до некоторой высоты, а затем падают и, таким образом, производят работу по измельчению материала ударным методом. Также вращение корпуса барабана вызывает движение шаров, которые, перемещаясь, истирают обрабатываемый сыпучий материал, рисунок 4 [3].

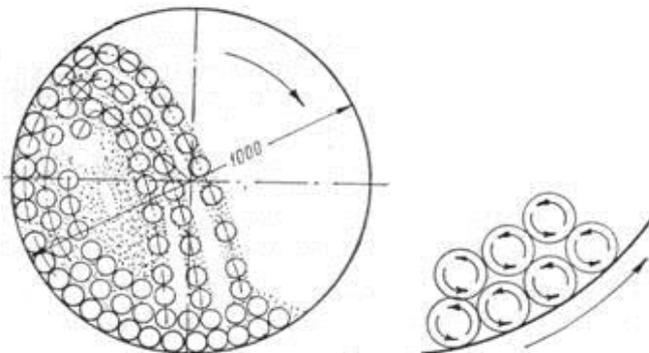


Рисунок 4 - Движение шаров в барабанной шаровой мельнице [3]

В зависимости от конструкции шаровой барабанной мельницы, скорости вращения барабана, загрузки корпуса мелющими телами, свойств обрабатываемого материала ударное либо истирающее воздействие на обрабатываемый материал становится преобладающим. Так при загрузке корпуса барабанной мельницы мелющими телами на 60% объема барабана истирающее воздействие на обрабатываемый материал усиливается [4].

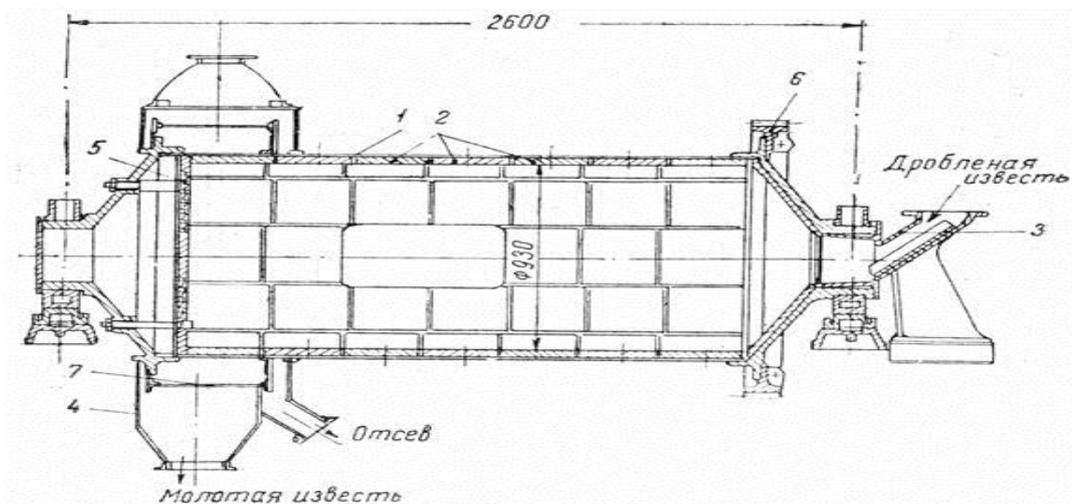
В целом по характеру разрушения материалов шаровые барабанные мельницы – это агрегаты измельчения истирающе-ударного действия. Современные шаровые барабанные мельницы классифицируются по следующим признакам [8]:

- режиму работы: мельницы циклического и непрерывного действия;
- способу помола: мельницы сухого или мокрого помола материалов;
- способу загрузки и выгрузки материала: загрузка и выгрузка материала через люки, через полые цапфы, либо разгрузочно-загрузочные устройства других типов.

На рисунке 5 показана схема шаровой барабанной мельницы непрерывного действия, применяемой для тонкого помола негашеной извести. Молотая негашеная известь, прошедшая обработку на шаровой барабанной мельнице, использовалась в производстве силикатных и пеносиликатных изделий. Именно шаровые мельницы непрерывного действия указанной конструкции наиболее часто используются на предприятиях различных отраслей промышленности, где имеется потребность в больших объемах тонкодисперсных материалов [4].

Для интенсификации процесса размола его проводят в жидкой среде, что препятствует распылению материала. Кроме того, проникая в микротрещины ча-

стиц, жидкость создает большое капиллярное давление, способствуя измельчению. Жидкость также уменьшает трение как между размольными телами, так и между частицами обрабатываемого материала.

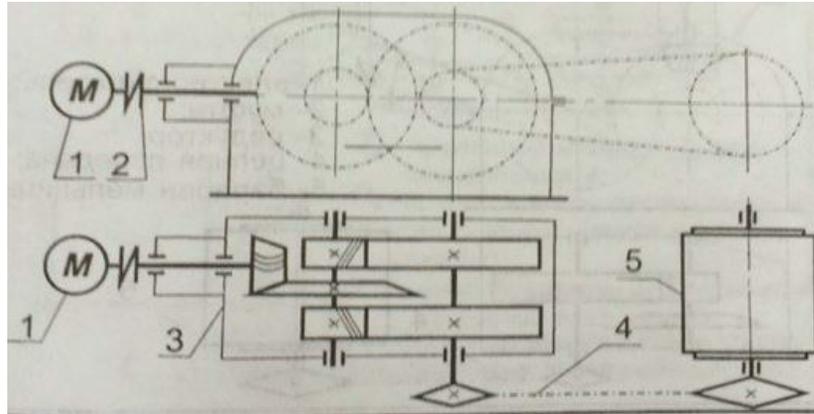


1 – корпус; 2 – бронеплиты; 3 – загрузочная течка; 4 – выгрузочная течка;
5 – перфорированная стенка; 6 – зубчатое колесо; 7 – сито

Рисунок 5 - Схема шаровой мельницы непрерывного действия
фирмы «Zemag-Zeitz» [4]

2 Расчет привода шаровой мельницы

Для расчета привода шаровой мельницы нужно для начала подобрать основные параметры: $T_5 = 4,1$ кН; $n_5 = 17$ мин⁻¹; $h = 6$ лет; $k_r/k_c = 0,75/0,3$; $a/b = 0,6/0,2$ [9].



1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – редуктор;
4 - цепная передача; 5 – конвейер

Рисунок 6 – Привод шаровой мельницы [5]

Выбор электродвигателя и кинематический расчет [5].

Принимаем КПД [5]:

- коэффициент, учитывающий потери в закрытой зубчатой передаче $\eta_{з.п.} = 0,97$;
- коэффициент, учитывающий потери в муфтовой передаче, $\eta_{м.п.} = 0,98$;
- коэффициент, учитывающий потери в подшипниках качения, $\eta_{п.к.} = 0,99$;
- коэффициент, учитывающий потери в опорах валов, $\eta_{оп.} = 0,99$.
- коэффициент, учитывающий потери в закрытой конической зубчатой передаче, $\eta_{к.з.п.} = 0,96$;
- коэффициент, учитывающий потери в цепной передаче, $\eta_{ц.п.} = 0,9$.

Общий КПД привода [5]:

$$\eta_{пр} = \eta_{м.п.} \cdot \eta_{з.п.}^2 \cdot \eta_{п.к.}^4 \cdot \eta_{оп.} \cdot \eta_{к.з.п.} \cdot \eta_{ц.п.},$$

$$\eta_{пр} = 0,98 \cdot 0,97^2 \cdot 0,99^4 \cdot 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,9 = 0,973.$$

Требуемая мощность электродвигателя [5]:

$$N_{тр} = \frac{T_5 \cdot \omega_5}{\eta_{пр}} = \frac{7295}{0,973} = 9,629 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 9,629 \text{ кВт}.$$

По каталогу принимаем электродвигатель 4А132М2, для которого $N_{дв} = 11$ кВт и $n_{дв} = 3000$ об/мин, диаметр конца вала двигателя $d_{дв} = 38$ мм. Угловая скорость вала двигателя [6]:

$$\omega_{дв} = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = \frac{\pi \cdot 3000}{30} = 306,778 \text{ рад/с.}$$

Общее передаточное отношение привода [6]:

$$i_{общ} = \frac{n_{ном}}{n_5} = \frac{2931}{17} = 172,4.$$

Распределение передаточного числа привода по ступеням [6]:

- передаточное отношение редуктора:

$$U_P = U_{общ} / U_{ц.п.} = \frac{172,4}{3} = 57,47;$$

- передаточное отношение тихоходной передачи:

$$U_T = 0,63 \cdot \sqrt[3]{U_P^2} = 9,382;$$

- передаточное отношение быстроходной ступени:

$$U_B = \frac{U_{общ}}{U_T} = \frac{172,4}{9,382} = 18,37.$$

Определение частот вращения, угловых скоростей, мощностей и вращающих моментов по валам привод.

Вал двигателя [6]:

- требуемая мощность двигателя:

$$N_{дв.тр} = 9,63 \text{ кВт,}$$

- частота вращения:

$$n_{дв} = 2931 \text{ мин}^{-1},$$

- угловая скорость двигателя:

$$\omega_{дв} = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = 307 \text{ рад/с,}$$

- момент на валу двигателя:

$$T_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{дв.тр.}}}{\omega_{\text{дв}}} = 31, \text{ Н} \cdot \text{ м}.$$

Ведущий вал редуктора [6]:

- частота вращения:

$$n_{\text{дв}} = n_1 = 2931 \text{ мин}^{-1}$$

- угловая скорость:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 2931}{30} = 306,778 \text{ рад/с}$$

- мощность:

$$N_1 = N_{\text{дв.тр.}} \cdot \eta_{\text{МП}} \cdot \eta_{\text{ПК}} = 9,25 \text{ кВт}$$

- момент на валу:

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{9,25 \cdot 10^3}{306,778} = 30,15 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

Промежуточный вал редуктора [6]:

- частота вращения:

$$n_2 = \frac{П_1}{У_Б} = 478,492 \text{ мин}^{-1}$$

- угловая скорость вала:

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = 50,08 \text{ рад/с}$$

- мощность:

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{\text{ПК}} \cdot \eta_{\text{ЗП}} = 8,89 \text{ кВт}$$

- момент на валу:

$$T_2 = \frac{N_2}{\omega_2} = \frac{3,55 \cdot 10^3}{33,26} = 177,55 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

Ведомый вал редуктора [8]:

- частота вращения вала:

$$n_3 = \frac{n_2}{U_T} = 53 \text{ мин}^{-1}$$

- угловая скорость вала:

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = 5,34 \text{ рад/с}$$

- мощность:

$$N_3 = N_2 \cdot \eta_{ПК} \cdot \eta_{зп} = 8,53 \text{ кВт}$$

- момент на валу:

$$T_3 = \frac{N_3}{\omega_3} = 1598 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Вал звездочки [8]:

- частота вращения вала звездочки:

$$n_4 = \frac{n_3}{U_{ц.п.}} = 17 \text{ мин}^{-1}$$

- угловая скорость вала звездочки:

$$\omega_4 = \frac{\pi \cdot n_4}{30} = 1,78 \text{ рад/с}$$

- мощность на звездочке:

$$N_4 = N_3 \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{мп} = 7,59 \text{ кВт}$$

- момент на валу:

$$T_4 = \frac{N_4}{\omega_4} = 4271 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Расчет зубчатых колес редуктора [7].

Расчет быстроходной ступени [7].

Выберем материалы со средними механическими характеристиками. Примем для шестерен сталь 35 с термообработкой - улучшением с твердость

$HV_1=170$; для колес сталь 45 с термообработкой – улучшением с твердость $HV_2=195$.

Рассчитаем предел контактной выносливости при базовом числе циклов:

$$1 \sigma_{H \lim b} = 2HV_1 + 70 = 410,$$

$$2 \sigma_{H \lim b} = 2HV_2 + 70 = 460.$$

Допускаемые контактные напряжения при проектном расчете [8]:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL}}{[n]_H},$$

- коэффициент долговечности при длительной эксплуатации редуктора $K_{HL} = 1$, т.к. число циклов нагружения каждого зуба колеса больше базового;

- коэффициент запаса прочности $[n]_H=1,1$.

Шестерня:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{410 \cdot 1}{1,1} = 356,5 \text{ МПа.}$$

Колесо:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{470 \cdot 1}{1,1} = 408,7 \text{ МПа.}$$

Принимаем значения коэффициента нагрузки для случая несимметричного расположения колес: $K_{H\beta} = 1,25$.

Расчетное допускаемое контактное напряжение [8]:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 0,45(356,5 + 408,7) = 340,43 \text{ МПа;}$$

Коэффициенты ширины венцов по межосевому расстоянию для тихоходной $\psi_{баГ} = 0,285$, $K_d = 86$;

Внешний делительный диаметр колеса [9]:

Принимаем $d_{e2} = 450$ мм.

Принимаем число зубьев для шестерни $z_1 = 25$. Число зубьев колеса $z_2 = z_1 \cdot i_B = 153,25$.

Внешний окружной модуль [9]:

$$m_{те} = \frac{d_{e2}}{z_2} = 2,941.$$

Угол делительных конусов [8]:

$$\operatorname{ctg} \delta_1 = i_B; \delta_1 = 7^\circ 24'; \delta_2 = 90 - \delta_1 = 82^\circ 36'.$$

Внешнее конусное расстояние [8] :

$$R_e = 0.5 m_{\text{те}} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 227,98 \text{ мм.}$$

Ширина венца b [8]:

$$b = \psi_{\text{е}} b_{\text{Re}}.$$

Внешний делительный диаметр шестерни [8]:

$$d_{e1} = m_{\text{те}} z_1 = 73,53 \text{ мм.}$$

Средний делительный диаметр шестерни [8]:

$$d_1 = 2(R_e - 0.5b) \sin \delta_1 = 70 \text{ мм.}$$

Средний окружной и средний нормальный модули зубьев [8]:

$$m = \frac{d_1}{z_1} = 14,453;$$

$$m_n = m \cos \beta_n = 11,85.$$

Коэффициент ширины шестерни по диаметру [8]:

$$\psi_{\text{bdБ}} = \frac{b_1}{d_1} = 0,252.$$

Окружная скорость колес быстроходной ступени и степень точности передачи [8]:

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = 55,45 \text{ м/с.}$$

Назначаем 8-ю степень точности.

Коэффициент нагрузки $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\nu}$; принимаем $K_{H\beta} = 1,09$, $K_{H\alpha} = 1,07$, $K_{H\nu} = 1$, тогда $K_H = 1,09 \cdot 1,07 \cdot 1 = 1,29$.

Проверяем контактные напряжения [9]:

$$\sigma_H = \frac{325}{R_e - 0.5 \cdot b} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot \sqrt{(i_B^2 + 1)^3}}{b_2 \cdot i_B^2}} = 225,445 < [\sigma]_H.$$

Окружная сила в зацеплении [9]:

$$P_B = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = 167 \text{ Н}.$$

Проверка зубьев быстроходной ступени на выносливость по напряжениям изгиба [8]:

$$\sigma_F = \frac{P_B \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b \cdot m_{нБ}} \leq [\sigma]_F.$$

Коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$; принимаем $K_{F\beta} = 1,18$, $K_{Fv} = 1,1$, тогда $K_F = 1,18 \cdot 1,1 = 1,298$.

Коэффициент прочности зуба по местным напряжениям Y_F в зависимости от эквивалентных чисел зубьев [10]:

$$Z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = 377,8, Y_{F1} = 3,60;$$

$$Z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{108}{0,99^3} = 280,29, Y_{F2} = 3,60.$$

Допускаемые напряжения и отношения $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$: [10]

- для шестерни:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{351}{1,75} = 200,58 \text{ Н/мм}^2, \frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{200,58}{3,60} = 55,72 \text{ Н/мм}^2;$$

- для колеса:

$$[\sigma]_{F2} = \frac{270}{1,75} = 154,29 \text{ Н/мм}^2, \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{154,29}{3,60} = 42,85 \text{ Н/мм}^2.$$

Дальнейшую проверку проводим для колеса, т.к. для него $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$ меньше. Повышение прочности косых зубьев учитываем коэффициентом [10]:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{8,1^\circ}{140} = 0,942.$$

Коэффициент $K_{F\alpha} = 0,75$.

Проверяем зуб колеса [9]:

$$\sigma_{F2} = \frac{167 \cdot 1,18 \cdot 3,6 \cdot 0,75 \cdot 0,884}{91 \cdot 11,85} = 0,436 < [\sigma]_{F2}.$$

Расчет тихоходной ступени [9].

Выберем материалы со средними механическими характеристиками. Примем для шестерен: сталь 45 с термообработкой - улучшением с твердостью $HV_1=230$; для колес: сталь 45 с термообработкой – улучшением с твердостью $HV_2=200$ [10].

Допускаемые контактные напряжения при проектном расчете [10]:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL}}{[n]_H}.$$

- коэффициент долговечности при длительной эксплуатации редуктора $K_{HL} = 1$, т.к. число циклов нагружения каждого зуба колеса больше базового;
- коэффициент запаса прочности $[n]_H=1,1$.

Шестерня:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{530 \cdot 1}{1,1} = 481,1 \text{ МПа.}$$

Колесо:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{470 \cdot 1}{1,1} = 427,3 \text{ МПа.}$$

Принимаем значения коэффициента нагрузки для случая несимметричного расположения колес: $K_{H\beta} = 1,25$.

Расчетное допускаемое контактное напряжение [10]:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 0,45(481,1 + 427,3) = 410 \text{ МПа.}$$

Коэффициенты ширины венцов по межосевому расстоянию для тихоходной $\psi_{baT} = 0,25$.

Межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев [10]:

$$a_{\omega T} = K_a (i_T + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot 0,55}{\sigma^2 i_T^2 \cdot \psi_{baT}}} = 43(9,38 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{177 \cdot 10^3 \cdot 1,25 \cdot 0,55}{410^2 \cdot 9,38^2 \cdot 0,25}} = 297,93 \text{ мм.}$$

Примем предварительно угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$ и определим числа зубьев шестерни и колеса [10]:

$$z_3 = \frac{2 \cdot a_{\omega T} \cdot \cos \beta}{(i_T + 1) \cdot m_{nT}} = 22,61.$$

Принимаем $z_3 = 23$.

Тогда

$$z_4 = z_3 \cdot i_T = 23 \cdot 9,38 = 215,89.$$

Принимаем $z_4 = 216$.

Уточняем значение угла β [10]:

$$\cos \beta_T = \frac{(z_3 + z_4) m_{nT}}{2 a_{\omega T}} = \frac{(23 + 216) \cdot 2,5}{2 \cdot 297,93} = 0,98;$$

$$\beta = 12^\circ 50'.$$

Основные размеры шестерни и колеса [7]:

- диаметры делительные:

$$d_3 = \frac{m_{nT}}{\cos \beta_T} \cdot z_3 = 58,38 \text{ мм},$$

$$d_4 = \frac{m_{nT}}{\cos \beta_T} \cdot z_4 = 548,22 \text{ мм}.$$

Проверка [7]:

$$a_{\omega T} = \frac{d_3 + d_4}{2} = 280 \text{ мм}$$

- диаметры вершин зубьев:

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m_{nT} = 63,37 \text{ мм},$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m_{nT} = 553,22 \text{ мм};$$

- ширина колеса:

$$b_4 = \psi_{baT} \cdot a_{\omega T} = 74,48 \text{ мм};$$

- ширина шестерни:

$$b_3 = b_4 + (5 \div 10) = 79,48 \text{ мм.}$$

Определяем коэффициент ширины шестерни по диаметру [7]:

$$\psi_{bdT} = \frac{b_3}{d_3} = 1,36.$$

Окружная скорость колес тихоходной ступени [7]:

$$v = \frac{\omega_3 \cdot d_3}{2} = 8,954 \text{ м/с.}$$

При данной скорости назначаем 8-ю степень точности.

Коэффициент нагрузки для проверки контактных напряжений [7]:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV}.$$

При $\psi_{bdT} = 1,36$ коэффициенты $K_{H\beta} \approx 1,16$, $K_{H\alpha} = 1,06$, $K_{HV} = 1,0$, тогда $K_H = 1,156$.

Проверим контактные напряжения [8]:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_{\omega T}} \cdot \sqrt{\frac{T_3 \cdot K_H \cdot (i_T + 1)^3 \cdot 0,55}{b_4 i_T^2}} = \frac{270}{279,9} \cdot \sqrt{\frac{177,55 \cdot 10^3 \cdot 1,156 \cdot (9,39 + 1)^3 \cdot 0,55}{74,48 \cdot 9,39^2}} = 377,36 \text{ Н/мм}^2.$$

Силы, действующие в зацеплении тихоходной ступени [8]:

- окружная:

$$F_T = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 0,55}{d_3} = 3346 \text{ Н;}$$

- радиальная:

$$F_{rT} = P_T \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta_T} = 3346 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{0,943} = 1241,68 \text{ Н;}$$

- осевая:

$$F_{aT} = P_T \cdot \operatorname{tg} \beta_T = 741,71 \text{ Н.}$$

Проверка зубьев тихоходной ступени на выносливость по напряжениям изгиба [8]:

$$\sigma_F = \frac{P_T \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_B \cdot K_{F\alpha}}{b m_{nT}} \leq [\sigma]_F.$$

Коэффициент нагрузки [8]:

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$$

При $\psi_{bdT} = 1,36$, принимаем $K_{F\beta} = 1,35$.

При скорости $v = \frac{8,954M}{c}$, выбираем $K_{Fv} = 1,1$, тогда $K_F = 1,35 \cdot 1,1 = 1,58$.

Выберем коэффициент прочности зуба по местным напряжениям Y_F в зависимости от эквивалентных чисел зубьев [8]:

- для шестерни:

$$Z_{V3} = \frac{z_3}{\cos^3 \beta} = \frac{23}{0,943^3} \approx 25 \Rightarrow Y_{F3} = 3,9;$$

- для колеса:

$$Z_{V4} = \frac{z_4}{\cos^3 \beta} = \frac{216}{0,943^3} \approx 233 \Rightarrow Y_{F4} = 3,6.$$

Допускаемое напряжение [8]:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F\lim b}^0}{[n]_F}; \text{ где } \sigma_{F\lim b}^0 = 1,8\text{HB};$$

- для шестерни:

$$\sigma_{F\lim b3}^0 = 1,8 \cdot 230 = 415\text{Н/мм}^2,$$

- для колеса:

$$\sigma_{F\lim b4}^0 = 1,8 \cdot 200 = 360\text{Н/мм}^2.$$

Коэффициент запаса прочности $[n]_F = [n]_F' \cdot [n]_F''$, где $[n]_F' = 1,75$, а $[n]_F'' = 1,0$, тогда $[n]_F = 1,75 \cdot 1 = 1,75$.

Допускаемые напряжения и отношения $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$ [8]:

- для шестерни:

$$[\sigma]_{F3} = \frac{\sigma_{F\lim b3}^0}{[n]_F} = 237\text{Н/мм}^2, \frac{[\sigma]_{F3}}{Y_{F3}} = 60,77\text{Н/мм}^2;$$

- для колеса:

$$[\sigma]_{F4} = \frac{\sigma_{F4limb4}^0}{[n]_F} = 206 \text{Н/мм}^2, \frac{[\sigma]_{F4}}{Y_{F4}} = 57,5 \text{Н/мм}^2.$$

Найденное отношение меньше для колеса.

Определяем коэффициент, учитывающий повышение прочности косых зубьев по сравнению с прямыми [8]:

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{12^{\circ}8}{140} = 0,91;$$

где β - угол наклона линии зуба.

Коэффициент $K_{F\alpha} = 0,92$.

Проверяем зуб колеса [8]:

$$\sigma_{F4} = \frac{3345,64 \cdot 1,582 \cdot 3,60 \cdot 0,91 \cdot 0,92}{74,48 \cdot 2,5} = 98 \text{Н/мм}^2 < [\sigma]_{F4}.$$

3 Построение 3D модели привода шаровой мельницы

Для построения 3D модели привода шаровой мельницы была использована программа «SolidWorks». С помощью этой программы была создана каждая деталь.

«SolidWorks» - это компьютерная программа для моделирования твердого тела (CAD) и компьютерного проектирования (CAE), которая работает в Microsoft Windows. SolidWorks был создан компанией Dassault Systèmes. SolidWorks является твердотельным моделистом и использует параметрический подход на основе функций, который был первоначально разработан PTC (Creo/Pro-Engineer) для создания моделей и сборок [7].

Для начала будут показаны детали по отдельности, а уже после будет полная сборка редуктора.

На рисунке 7 показана одна из разновидностей вала, который будет использоваться для сборки редуктора.



Рисунок 7 – Вал 1

На рисунке 8 показан другая разновидность вала, который будет использоваться для сборки редуктора.

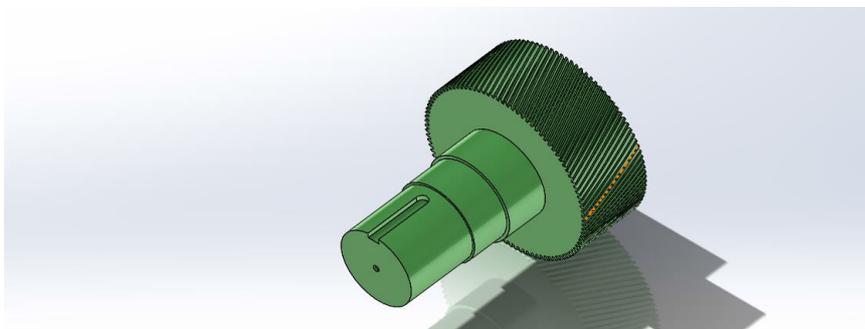


Рисунок 8 – Вал 2

На рисунке 9 показан подшипник, который будет вставлен на вал.

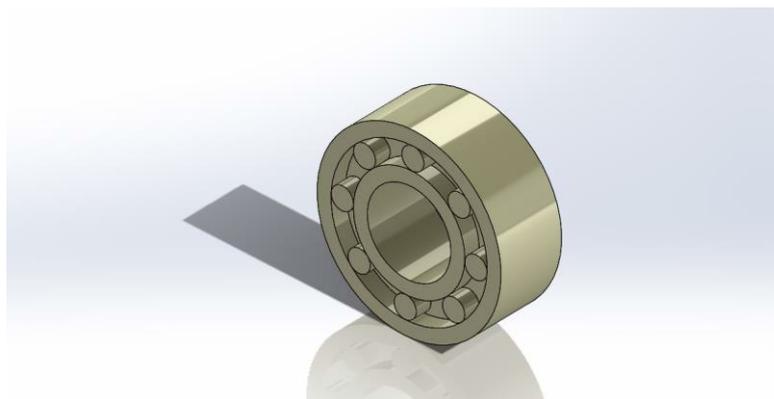


Рисунок 9 – Подшипник

Далее приступаем к сборке редуктора. Открываем все детали по отдельности и производим полную сборку редуктора, все болты и гайки взяли из самой программы и подобрали по стандартам ИСО, рисунок 10.

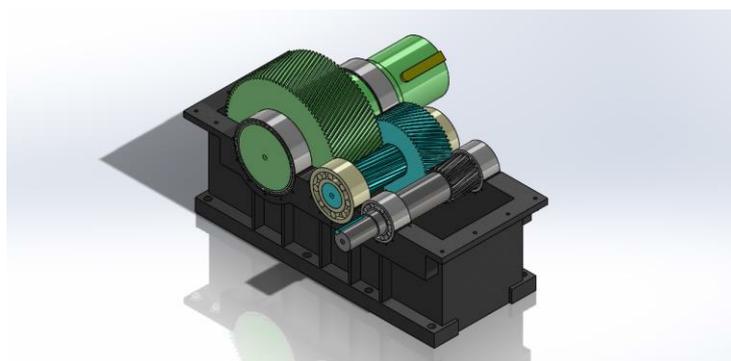


Рисунок 10 – Сборка редуктора без крышки

На рисунке 11 показан редуктор в сборке с крышкой.

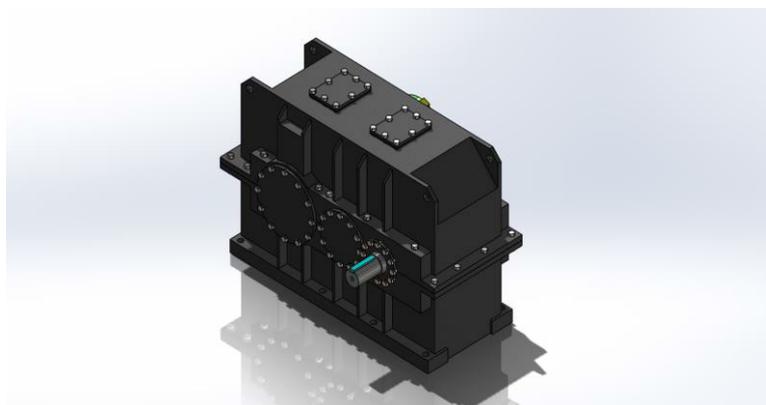


Рисунок 11 – Редуктор

На рисунках 12 и 13 показаны вид сверху и вид сбоку сборки редуктора.

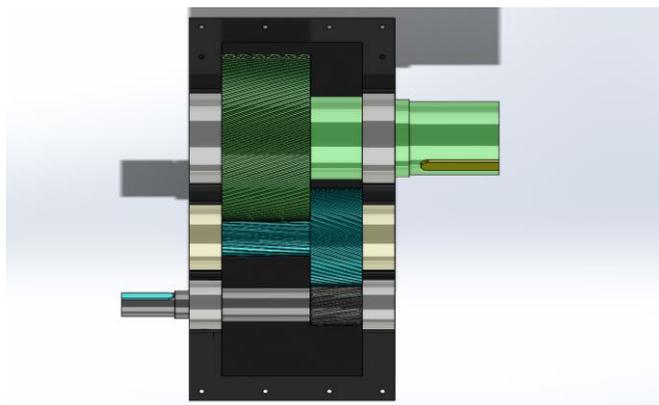


Рисунок 12 – Вид редуктора сверху

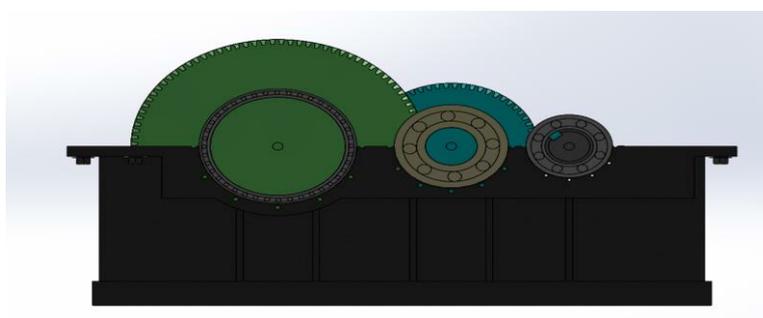


Рисунок 13 – Вид редуктора слева

Конечная модель привода шаровой мельницы изображена на рисунке 14, на нем показан сам редуктор, который был смоделирован в работе выше, а также электродвигатель и та часть, куда будет подсоединяться к самой шаровой мельницы для работы.

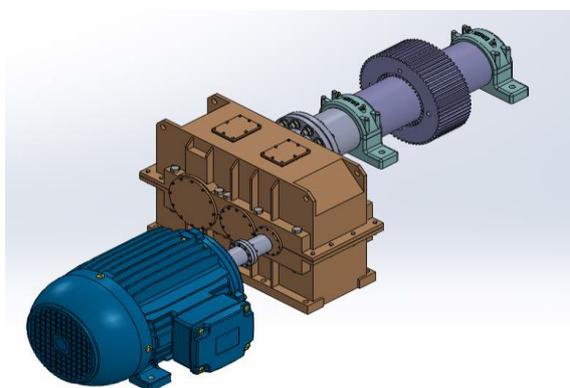


Рисунок 14 – Модель привода шаровой мельницы

4 Статический расчет вала привода шаровой мельницы

Для расчета использовалась программа «Solidworks». Программное обеспечение «Solidworks» позволяет производить множество расчетов, включая и статический анализ любых твердотельных деталей. Статистический анализ вала позволит определить наиболее подверженные места к напряжению, перемещению, а также деформации [8].

Открываем в программе необходимый для расчета вал, выбираем «Статический расчет». Следующее действие – это выбор материала вала, в моем случае я выбрал легированную сталь.



Рисунок 15 – Модель вала с выбранным материалом

Далее прикладываем необходимые нагрузки на вал. Прикладываем крутящий момент в зону зацепления зубьев.

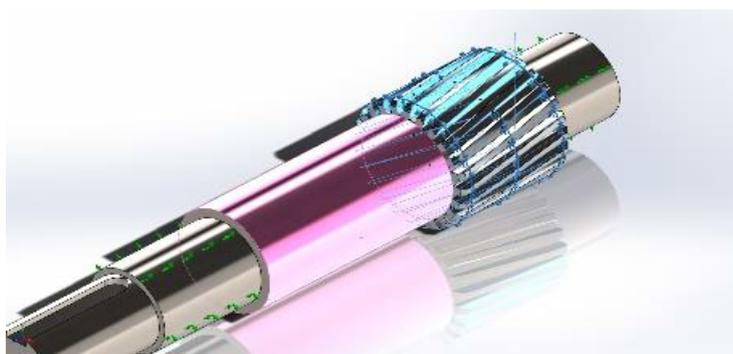


Рисунок 16 – Вал с приложенным крутящим моментом

После приложение крутящего момента, прикладываем в зоны зацепления подшипников крепления.



Рисунок 17 – Вал с креплениями в зоне зацепления подшипников

На рисунке 18 показан вал со всеми установленными силами и креплениями для успешного расчета.

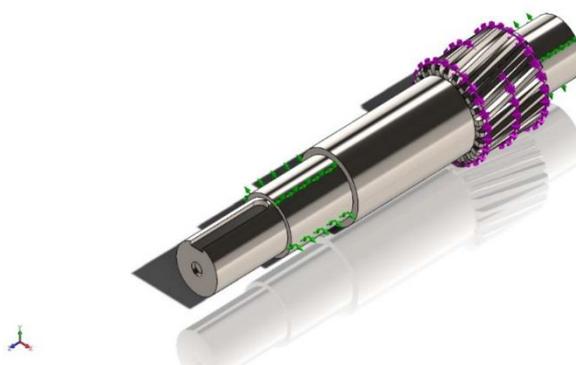


Рисунок 18 – Вал со всеми приложенными силами

Следующим этапом является установка сетки. Нажимаем на иконку «Сетка» и выбираем необходимую плотность сетки, рисунок 19

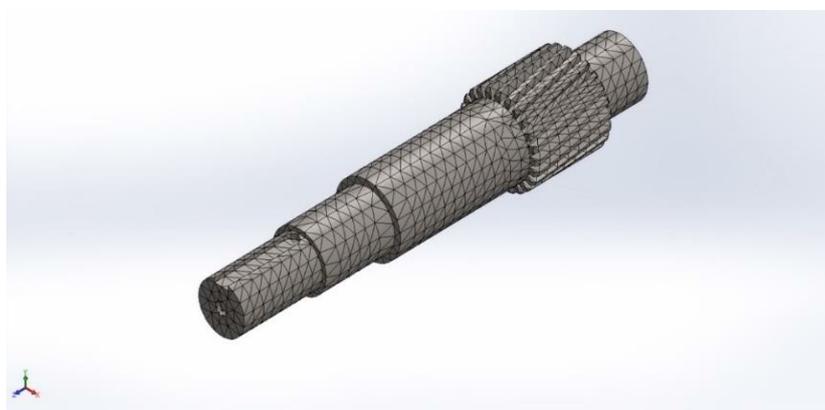


Рисунок 19 – Вал с выбранной плотностью сетки

Заключительным этапом является сам расчет вала. Нажимаем на кнопку «Запуск» и наш расчет запустился. В конечном итоге будет дан результат на три вида нагрузок, это расчет на напряжение, перемещение и деформацию.

Теперь по каждому расчету можно сделать небольшой вывод.

На рисунке 20 показан расчет вала на напряжение. Можно сделать вывод, что в зонах закрепления возникают небольшие напряжения, а это означает, что каких-либо изменений не произойдет и на дальнейшую работу вала влиять не будет.

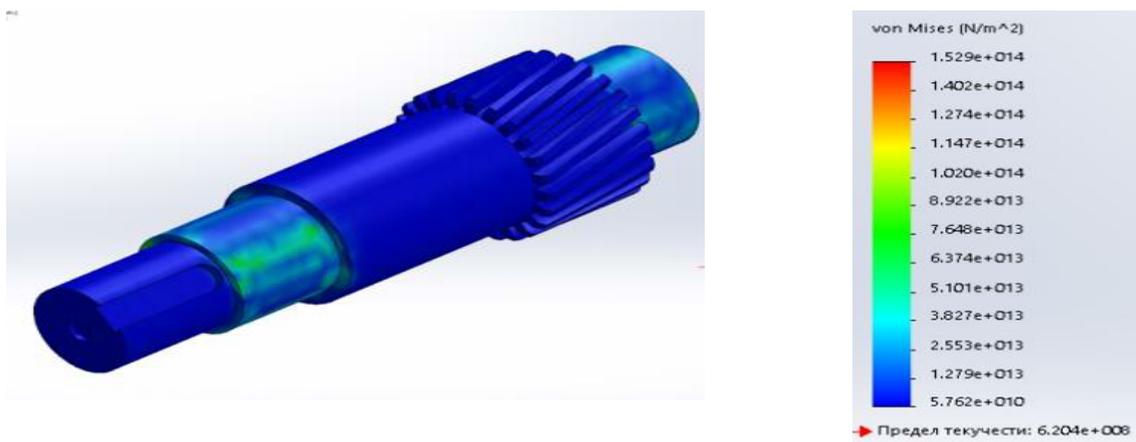


Рисунок 20 – Расчет вала на напряжение

Следующий вид, это расчет вала на перемещение. На рисунке 21 можно видеть, что самое большое перемещение происходит в зоне зацепления зубьев, по графику можно определить на сколько оно большое.

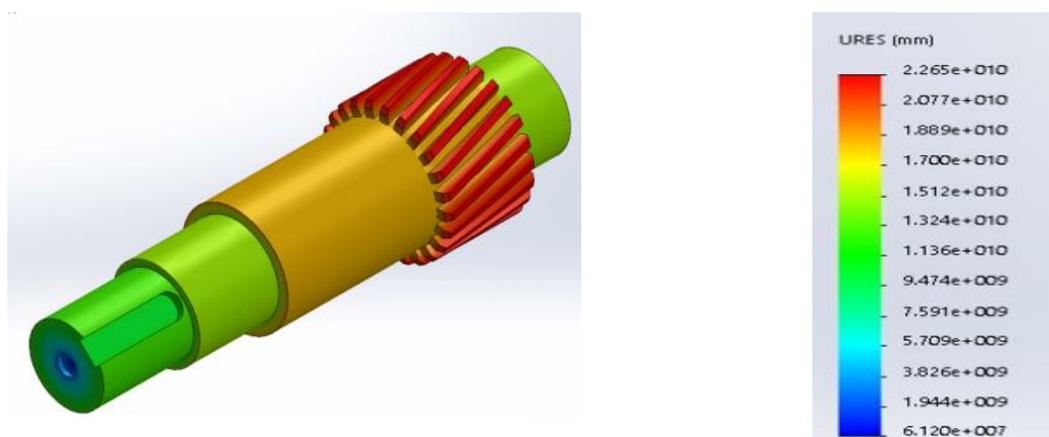


Рисунок 21 – Расчет вала на перемещение

Последний расчет - это расчет на деформацию. По рисунку 22 можно определить, что деформация происходит в зонах закрепления. Вывод следующий, деформация возникает небольшая, а, значит, что на дальнейшую работу влиять не будет.

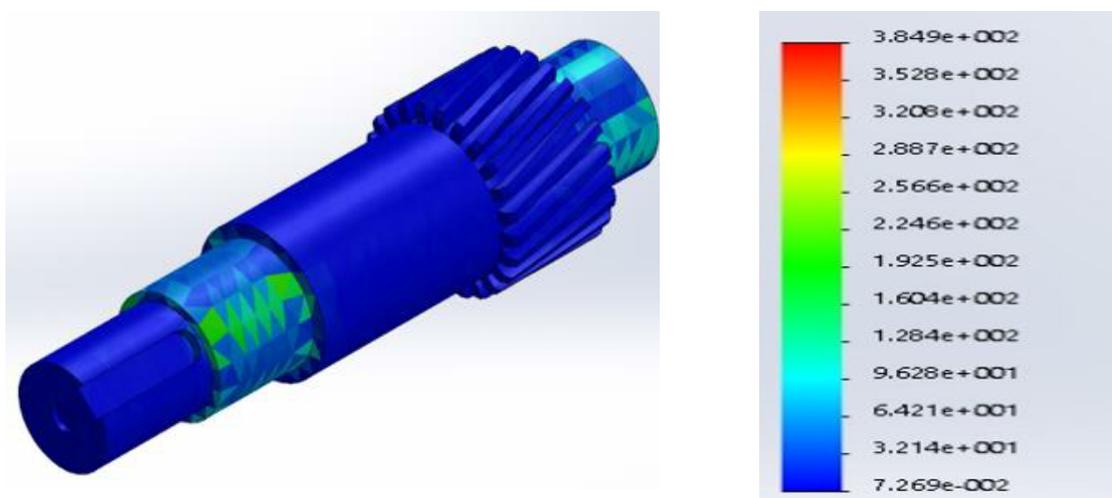


Рисунок 22 – Расчет вала на деформацию

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

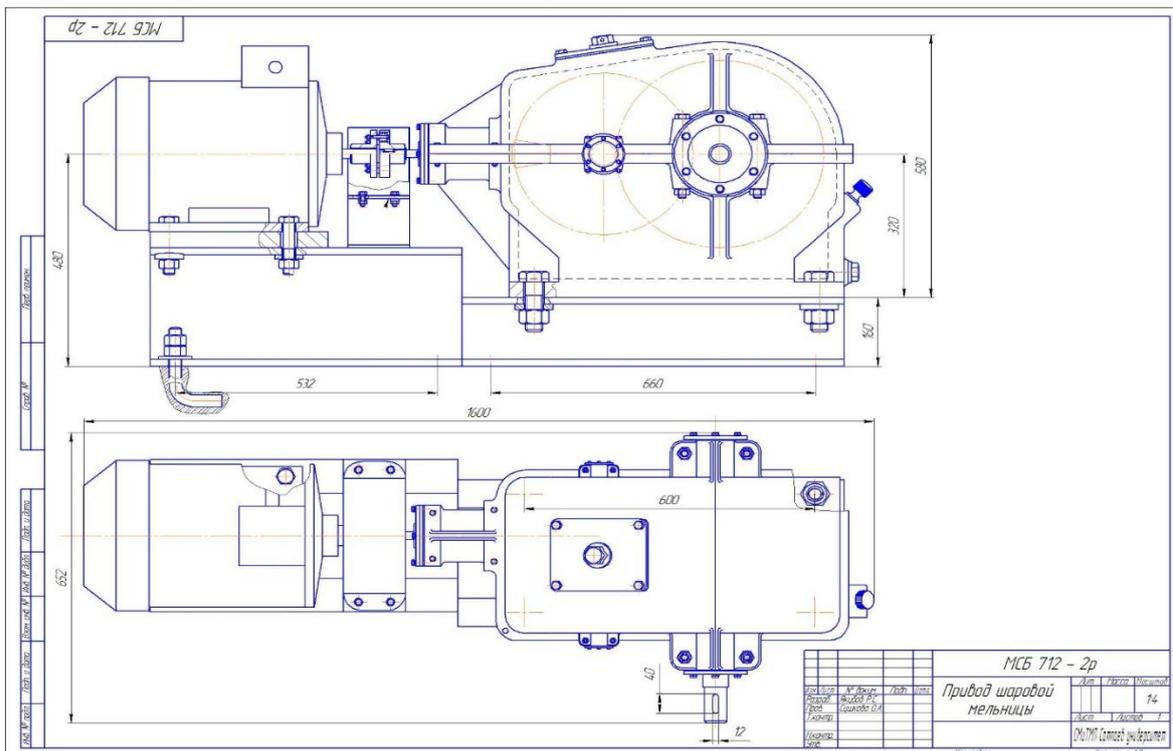
Итак, шаровые мельницы - машины измельчения истирающего и ударного действия. Шаровые барабанные мельницы позволяют производить грубый, средний и тонкий помол твердых, сыпучих материалов. Несмотря на относительно слабое воздействие на обрабатываемый материал, громоздкость и высокое энергопотребление, шаровые барабанные мельницы получили широкое распространение в различных областях производственной деятельности и продолжают использоваться в наши дни. Основная масса сыпучих материалов различного происхождения перемалывается именно на шаровых барабанных мельницах.

Также можно сделать небольшой вывод относительно проведенных расчетов вала на напряжение, перемещение и деформацию в программе «SolidWorks». При расчете вала на напряжение, в зонах где закреплены подшипники, напряжение возникало незначительное, это доказывает шкала напряжений сбоку вала. Расчет на перемещение, относительно этого расчета можно сказать, что самые большие перемещения возникали в зонах зацепления зубьев. И последний расчет, это расчет на деформацию, из расчета можно сделать вывод, что небольшая деформация возникает в зонах закрепления, это видно по графику рядом с валом.

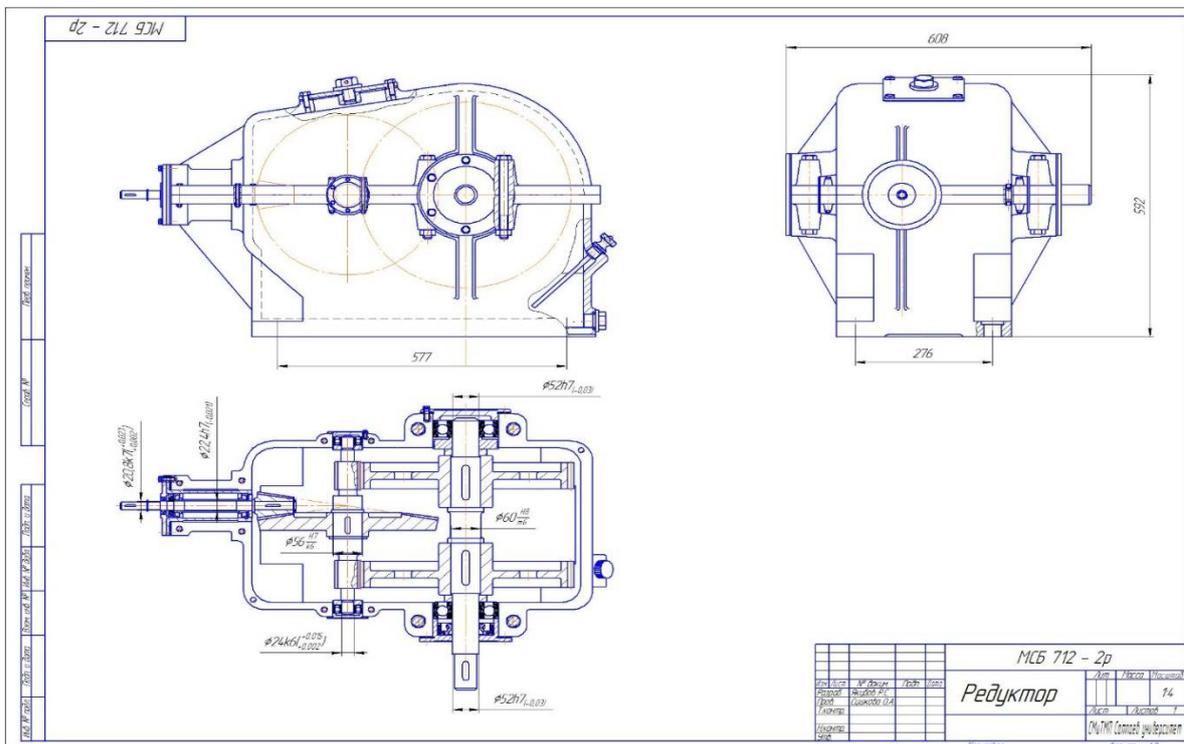
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Байсоголов В.Г. Механическое и транспортное оборудование заводов огнеупорной промышленности. - М.: Металлургия, 1984. - 294с.
- 2 Ильевич А.П. Машины и оборудование для заводов по производству керамики и огнеупоров. - М.: Машиностроение, 1968. - 355с. 3
- Сапожников М.Я. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций. - М.: Высшая школа, 1971. - 382с.
- 4 Андреев С.Е., Зверевич В.В., Перов В.А. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых - М.: Недра, 1980. - 415 с.
- 5 Леонова Л. М., Чигрик Н. Н., Татаурова В. П. Зубчатые передачи. Элементы расчета и конструирования: Методические указания. — Омск: Изд-во ОмГТУ, 2005. - 45 с.
- 6 Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В трёх томах. - М.: Машиностроение, 2001.
- 7 Болотовская Т., Болотовский И., Бочаров Г. и др.: Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. И. Болотовского. – М.: Машгиз, 1962
- 8 Гутин Я. Применение программы «Информационные технологии в эскизном проектировании и оптимизации параметров зубчатых цилиндрических редукторов» для дисциплин завершающих общеинженерную подготовку Материалы международной конференции «Информационные технологии в открытом образовании». – Россия, Москва, 11-12 октября 2001.
- 9 Руководства по моделированию, построению геометрии и динамике в Ansys. - Екатеринбург, 2005.
- 10 Чигарев А.В., Кравчук А.С., Смалюк А.Ф. ANSYS для инженеров: Справ. пособие. - М.: Машиностроение-1, 2004. - 512 с.
- 11 Сызранцев В.Н., Сызранцева К.В. Расчет напряженно-деформированного состояния деталей методами конечных и граничных элементов: Монография.- Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2000. - 111с.

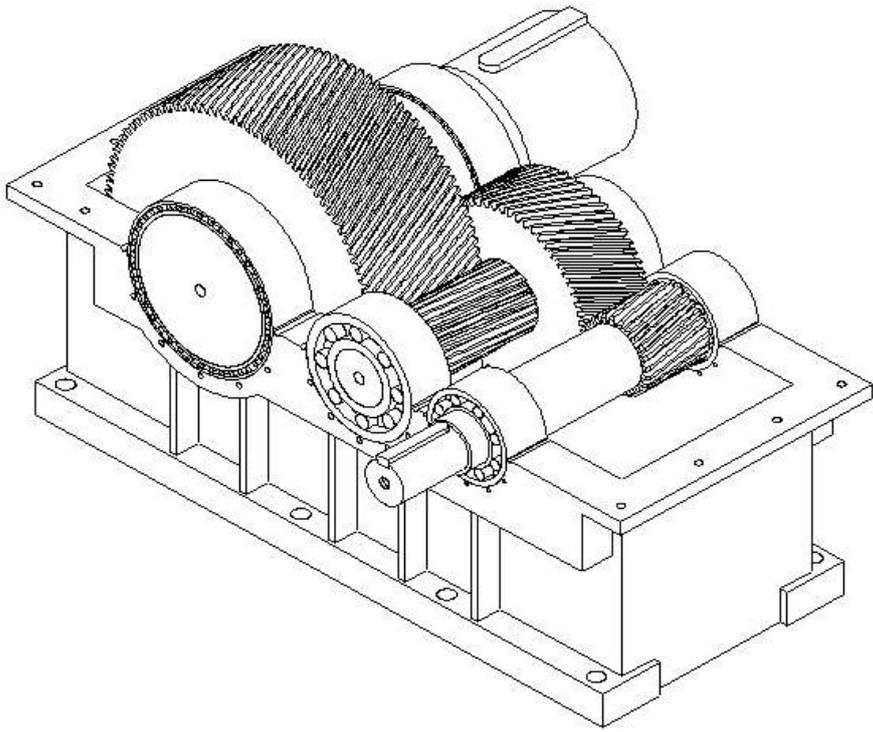
Приложение Б



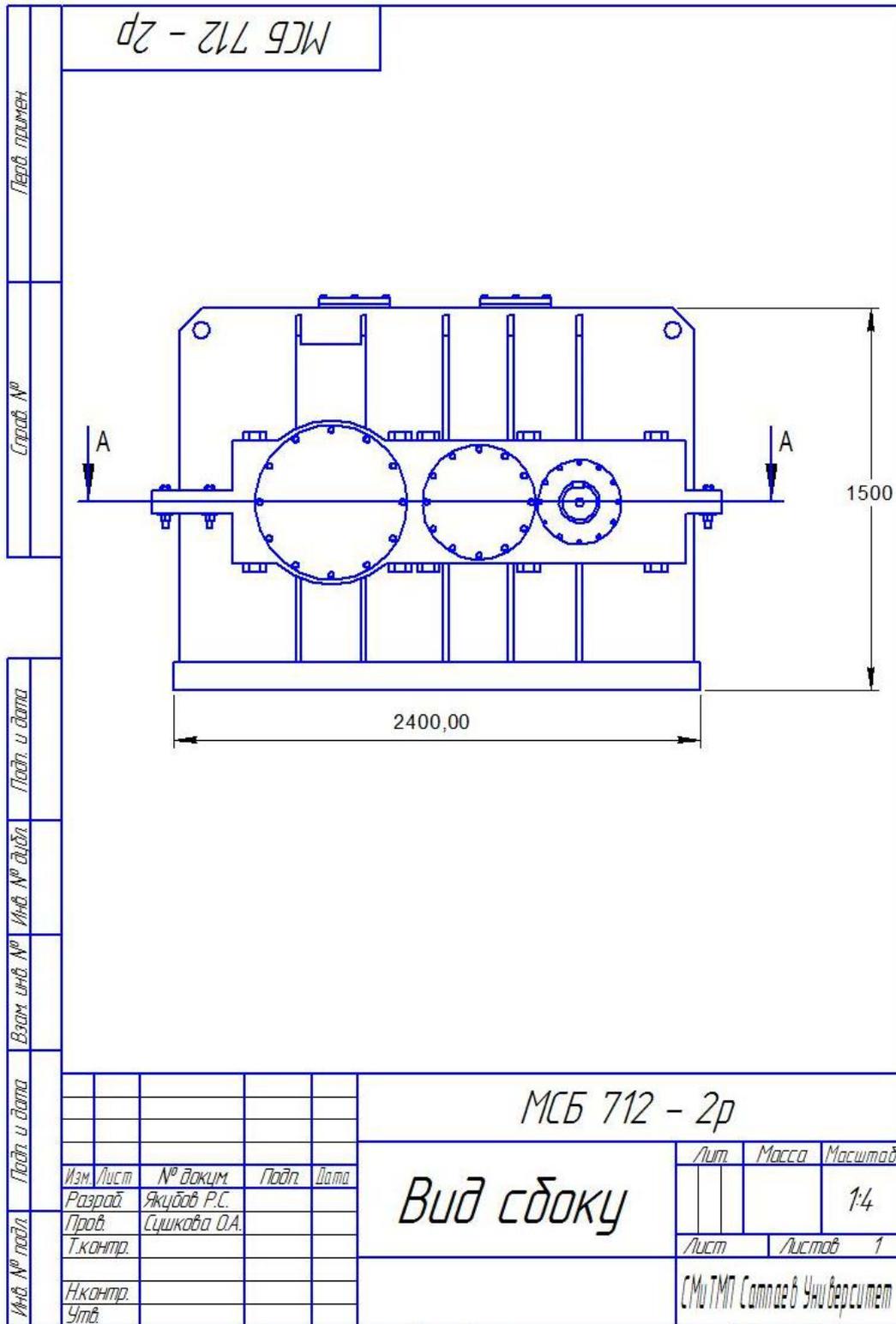
Приложение В



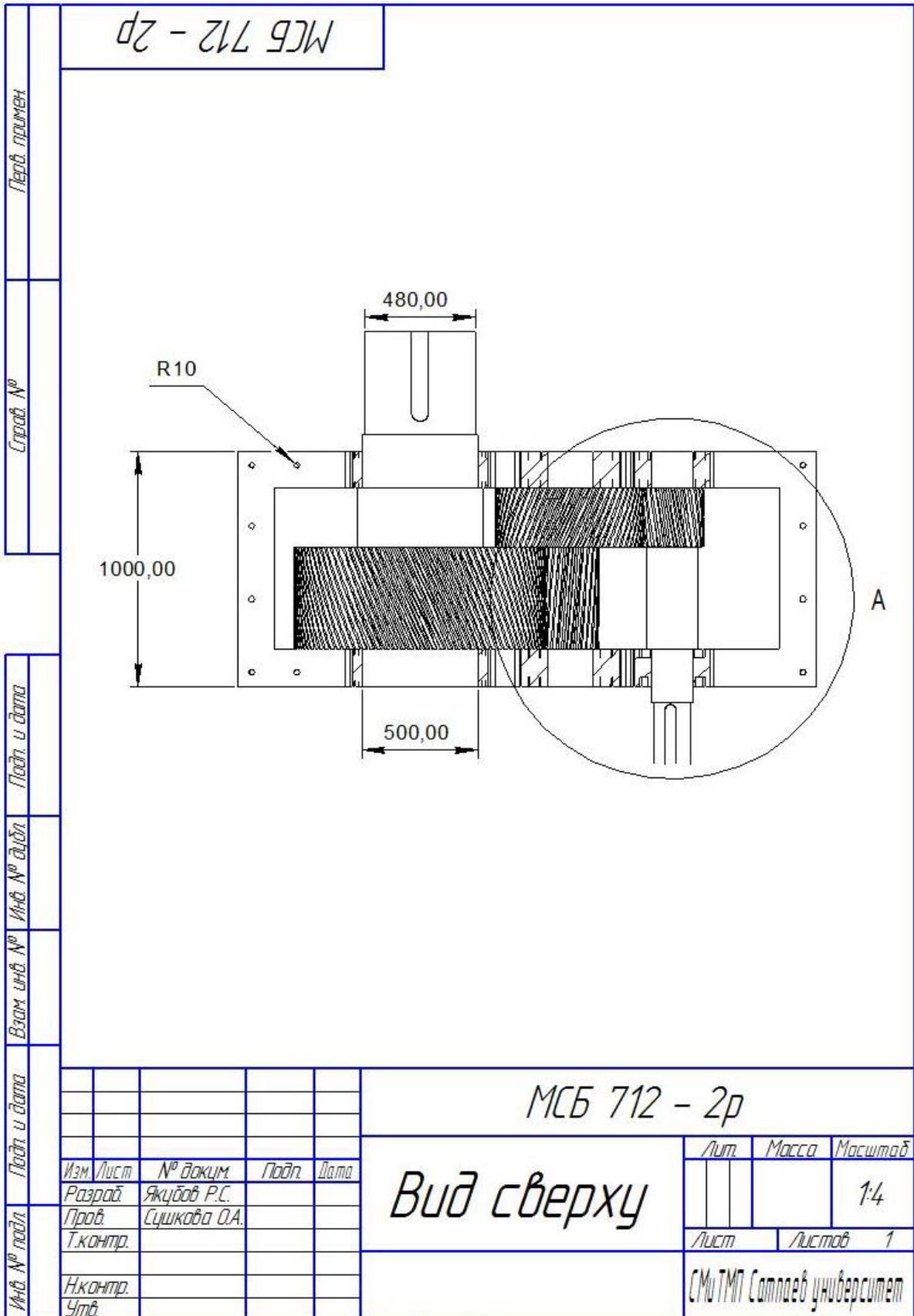
Приложение Г

Перв. примен.	МСБ 712-2р	
Строч. №		
Подп. и дата	Инв. № дробл.	Взам инв. №
Подп. и дата	МСБ 712 -2р	
Инв. № подл.	Изм. Лист	№ докум.
	Разраб.	Якубов Р.С.
	Проб.	Сцикова О.А.
	Т.контр.	
	Н.контр.	
	Утв.	
	Подп.	Дата
	Редуктор без крышки	
	Лист	Масса
	Листов	Масштаб
	1	1:4
	СМиТМп Самара в Университет	

Приложение Е



Приложение Ж



Приложение 3

