

Министерство образования и науки Российской Федерации
ФГБОУ ВПО «ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ» (НИУ)

Факультет «Материаловедение и металлургические технологии»
Кафедра «Машины и технологии обработки материалов давлением»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой, степень, звание

/В.Г. Шеркунов, д.т.н., проф./

« » 2016 г.

Разработка раздаточной коробки главного привода формовочной
листогибочной машины

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

ЮУрГУ–151000.2016.121421893.ВКР

(номер специальности, год, номер студенческого билета)

Руководитель, должность

Доцент Шеркунов В.Г. д.т.н., проф.
« 15 » 06 2016 г.

Автор

студент группы МиМТ-

Еремич А.Ю! Ермисс. I
« 15 » 06 2016 г.

Челябинск 2016

Факультет «Материаловедение и металлургические технологии»
Кафедра «Машины и технологии обработки материалов давлением»
Направление 151000 «Технологические машины и оборудование»

УТВЕРЖДАЮ:

Зав. кафедрой МиТОМД



Шеркунов В.Г.

« » _____ 2016 г.

ЗАДАНИЕ на выпускную квалификационную работу студента

Еремина Александра Юрьевича

(фамилия, имя, отчество написать полностью)

Группа МиМТ-486

1. Тема работы: Разработка раздаточной коробки главного привода формовочной листогиб -
очной машины.

утверждена приказом по университету от 15.09 2016 г. № 667

2. Срок сдачи студентом законченной работы 15.06.2016

3. Исходные данные к работе Технические характеристики:
 $P_1 = P_2 = P_3 = 3 \text{ кВт}$; $n_1 = n_2 = n_3 = 6 \text{ об/мин}$; межсекторно-
вое расстояние: $l_1 = 110 \text{ мм}$; $l_1' = 30 \text{ мм}$; $l_2 = 200 \text{ мм}$; $l_2' = 120 \text{ мм}$
Итературное источников: Губка и травка
на роллинговом станке, Е.Н. Момкин

4. Содержание расчетно-пояснительной записки (перечень подлежащих разработке вопросов)

1. Краткий обзор способов формовки заготовки для прямошовных сварных труб.

2. Описание машины вальцевой формовки.

3. Обоснование и разработка кинематической схемы главного привода.

4. Расчет напряжений и оценка прочностных характеристик валов, шпоночных соединений, шлицевых соединений, зубчатых колес.

5. Выбор материалов и термообработки.

6. Выбор подшипников и уплотнений.

7. Компоновка, разработка конструкции корпуса.

8. Разработка маршрутного технологического процесса изготовления деталей.

5. Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей, плакатов в листах формата А1)

Раздаточная коробка (обычный вид, сечение, разрез) - 3 л.
Детальровка 0,5 л.

Всего 3,5 листов

6. Дата выдачи задания 15.05.2016

Руководитель Ильин В.Г.

Задание принял к исполнению Еремич А.Ю.

АННОТАЦИЯ

Еремин А.Ю. Челябинск: ЮУрГУ, МиМТ-486;

Челябинск 2016 2016, 37 с., 13 ил., библиогр.

список – 3 наименования.

Изложено
Изложено краткий обзор способов формовки заготовки для прямошовных сварных труб.

Разработан главный привод формовочной машины на базе типовых мотор-редукторов для создания необходимого крутящего момента и раздаточной коробки для обеспечения необходимых условий взаимного расположения элементов привода.

Выполнена разработка кинематической схемы раздаточной коробки главного привода формовочной машины. Произведены расчет напряжений и оценка прочностных характеристик валов, шпоночных соединений, зубчатых колес. Составлена компоновка, технологическая последовательность изготовления деталей и разработана конструкция корпуса.

Содержание

Содержание.....	2
Введение.....	4
1. Описание машины вальцевой формовки.....	7
2. Обоснование и разработка кинематической схемы главного привода.....	10
3. Расчет напряжений и оценка прочностных характеристик зубчатых колес.....	11
3.1 Нахождение крутящего момента, создаваемого мотор-редуктором ЗМП-100М.....	11
3.2 Определение геометрических параметров шевронной зубчатой передачи.....	11
3.3 Выбор материалов и термической обработки колес.....	12
3.4 Определение допускаемых контактных напряжений.....	12
3.5 Определение допускаемых напряжений изгиба.....	13
3.6 Определение усилий в зацеплении.....	14
3.7 Проверочный расчет передачи на контактную прочность.....	15
3.8 Проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе.....	16
4. Расчет напряжений и оценка прочностных характеристик валов.....	17
4.1 Материал и геометрические характеристики валов.....	17
4.2 Коэффициент перегрузки.....	18
4.3 Определение касательных напряжений при максимальных нагрузках.....	18
4.4 Осевая сила.....	18
4.5 Моменты сопротивления сечения вала при изгибе и кручении.....	19
4.6 Максимальный крутящий момент.....	19
4.7 Результирующий изгибающий момент.....	19
4.8 Построение эпюр моментов для вала.....	21
4.9 Расчет касательных напряжений.....	23
4.10 Определение коэффициентов запаса прочности.....	23

5. Расчет напряжений и оценка прочностных характеристик шпоночных соединений.....	23
6. Расчет напряжений шлицевых соединений.....	24
7. Выбор подшипников.....	25
8. Выбор уплотнений.....	25
9. Маршрутный технологический процесс изготовления деталей.....	26
9.1 Маршрут изготовления вала.....	26
9.2 Маршрут изготовления зубчатого колеса.....	29
9.3 Маршрут изготовления корпуса.....	32
Заключение.....	38
Список литературы.....	39

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время используются три способа получения трубной заготовки из листа.

- 1) UOE-формовка;
- 2) RBE-формовка (формовка в вальцах);
- 3) JSOE-формовка (шаговая формовка).

Из всех этих способов с точки зрения равномерного распределения остаточных напряжений лучшим является формовка в вальцах. Наиболее неравномерное распределение остаточных напряжений получается по способу UO-формовки.

UOE-формовка

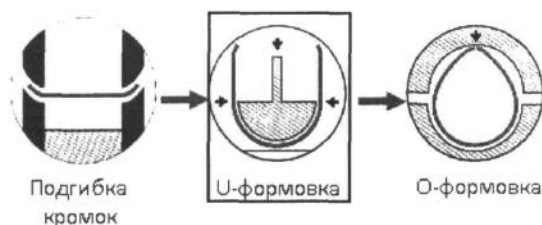


Рисунок 1. Этапы UOE-формовки

При этом типе формовки первым этапом является подгибка кромок. Используют два метода подгибки кромок: с помощью прессы или профильных роликов.

При использовании профильных роликов для подгибки, лист пропускают через одну или несколько пар роликов. Недостатком этого метода является тот факт, что кромки в начале и в конце полосы деформируются лишь частично и, следовательно, получается профиль, отличающийся от профиля на остальной части листа. Это отклонение может привести при последующей сварке к многочисленным дефектам, поэтому распространение получил способ подгибки

кромки на прессе. В этом случае обеим кромкам листа в штампе придают кривизну необходимого радиуса.

После подгибки кромок лист подается на гидравлический пресс предварительной формовки, где ему придается U-образный профиль, радиус которого находится в определенном соотношении с радиусом готовой трубы, а боковые стороны параллельны. Лист укладывают на две опоры пресса и пуансоном продавливают его между ними. Радиус гибки листа определяется, с одной стороны, конструкцией пуансона пресса, а с другой – расстоянием между опорами.

На втором прессе, верхний и нижний столы оснащены инструментом полукруглой формы, длина которого равна длине трубы. Радиус инструмента соответствует радиусу получаемой трубной заготовки.

РВЕ-формовка

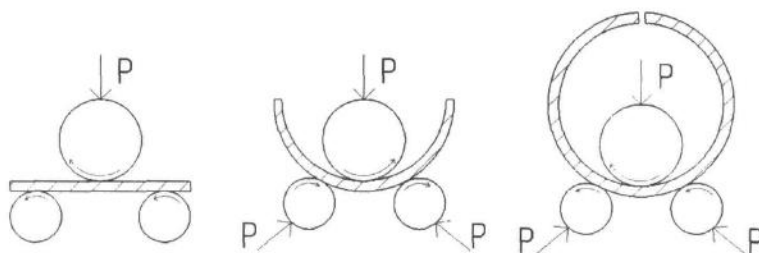


Рисунок 2. Этапы вальцевой формовки

При гибке в вальцах лист изгибается между тремя валками. Установкой верхнего вала относительно нижних регулируется диаметр формируемой заготовки; диаметр верхнего вала определяет минимальный диаметр формируемой заготовки. Лист изгибается в вальцах последовательно несколько раз до получения заданной формы. В России такой способ получения труб используют на Волжском трубном заводе. При формовке в трехвалковых вальцах практически невозможно получать заготовку строго цилиндрической формы, так как края листа на участке, равном половине расстояния между не приводными валками, остаются прямолинейными.

КСОЕ-формовка

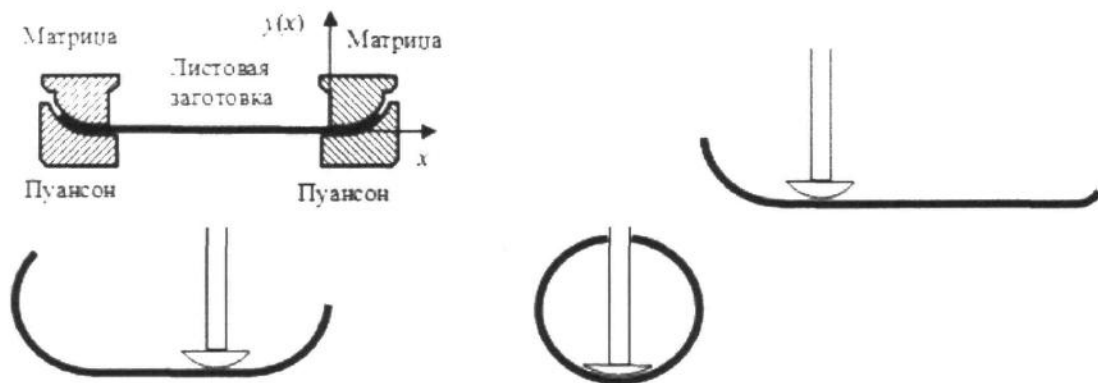


Рисунок 3. Этапы пошаговой формовки

Процесс шаговой формовки осуществляется следующим образом. После формовки на кромкогибочном прессе лист с предварительно обработанными и загнутыми кромками устанавливается манипуляторами в положение гибки на трубоформовочном прессе и подвергается процессу поэтапной формовки по всей длине с помощью пуансона, размеры которого выбираются в соответствии с размерами готовой трубы.

На первом этапе лист загибается только с одной стороны, в результате чего получается сечение J-образной формы, затем лист перемещается на другую сторону, и второй манипулятор устанавливает его для гибки другой стороны, после которой листовая заготовка получает С-образный профиль и на последней стадии – О-образный профиль сформованной трубы с открытым швом; труба имеет достаточно круглую форму с плоскопараллельными кромками.

Процесс пошаговой формовки труб выделяется особенной гибкостью в отношении диаметра и толщины стенки труб.

1. Описание машины вальцевой формовки

Первый критерий при выборе 3х валковой листогибочной машины (ЛГМ) - это геометрия позиционирования ее валков. Разрабатываемая ЛГМ обеспечивает независимое горизонтальное движение обоих нижних валков и вертикальное движение верхнего валка. Все 3 валка оснащены автономным приводом вращательного движения и каждый может быть индивидуально настроен для конусной гибки. По сравнению с другими решениями данная концепция создает ряд преимуществ относительно уменьшения длины прямых концов, улучшения точности гибки и удобства обращения с заготовкой. Помимо этого обеспечивается максимальная гибкость геометрических настроек, и ЛГМ может быть оптимально подготовлена для работы с геометрическими особенностями конкретной заготовки.



Рисунок 4. Валки листогибочной машины

Обычно симметричная установка верхнего валка позволяет производить гибку листов со значительной толщиной стенки, но длина прямого конца увеличивается. В то время как более ассиметричное положение способно сократить длину прямого участка. Для гибки листа с максимальной толщиной стенки нижние валки должны быть расположены абсолютно симметрично.

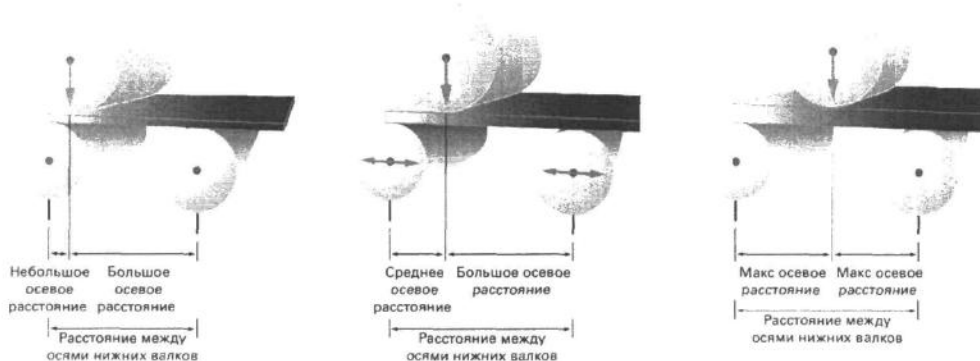


Рисунок 5. Расположение валков

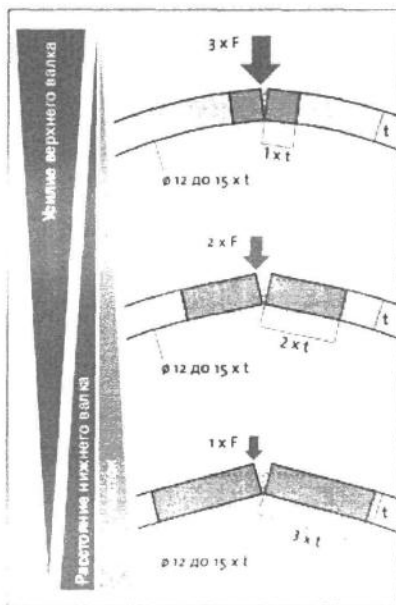


Рисунок 6. Форма сварочного стыка в зависимости от профиля концевых участков

После установки настроек нижнего валка, при помощи настроек верхнего валка определяется окончательный диаметр гибки. Максимальная установленная сила верхнего валка определяет максимальную толщину стенки и допускаемую длину прямого участка. Чем больше установленная сила, тем меньше длина прямого участка и значительно толще толщина стенки заготовки.

Мощность ЛГМ во многом зависит от таких характеристик как усилие верхнего валка и возможная длина прямого участка. Еще одним важным параметром является диаметр верхнего валка, от которого зависит минимальный диаметр гибки и прогиб валка под нагрузкой. Чем меньше валок, тем меньше диаметр гибки, но прогиб валка при этом увеличивается. Стандартные валки проектируются с учетом необходимости обеспечить оптимальное соотношение двух данных параметров.

Области применения 3х валковых листогибочных машин разнообразны. Они включают в себя:

1) Электростанции.

Ведущие строители электростанций и их поставщики приобретают листогибочные установки для реализации подавляющей части работ, связанных с валковой формовкой листа, вплоть до строительства реакторов.

2) Морские и сухопутные трубопроводы.

Резервуары высокого давления/теплообменники, резервуары хранилища/котлы, стальные конструкции для платформ/сваи, нефтепроводы и газопроводы.

3) Судостроение.

Листогибочные установки используются в судостроении дополнительно к специальным судостроительным листогибочным установкам для решения особых технических задач в данной области, вплоть до производства корпусов подводных лодок.

2. Обоснование и разработка кинематической схемы главного привода.

В ходе разработки формовочной листогибочной машины, была выбрана схема, в которой каждому валку передается крутящий момент независимым мотор-редуктором, так как при проходе через валки, металл изгибается и наружный слой заготовки увеличивается в длине ($l \cdot (1 + \varepsilon)$). Внутренний слой при этом уменьшается в длине ($l \cdot (1 - \varepsilon)$), тем самым соблюдая закон постоянства объема. Из за разницы в длине, слои имеют разную скорость перемещения.

В процессе разработки раздаточной коробки формовочной листогибочной машины выбрано межосевое расстояние зубчатого зацепления равное 320мм. Такое расстояние обеспечит угол наклона шпинделя, соединяемого с выходным валом, в пределах восьми градусов.

Кинематическая схема главного привода:

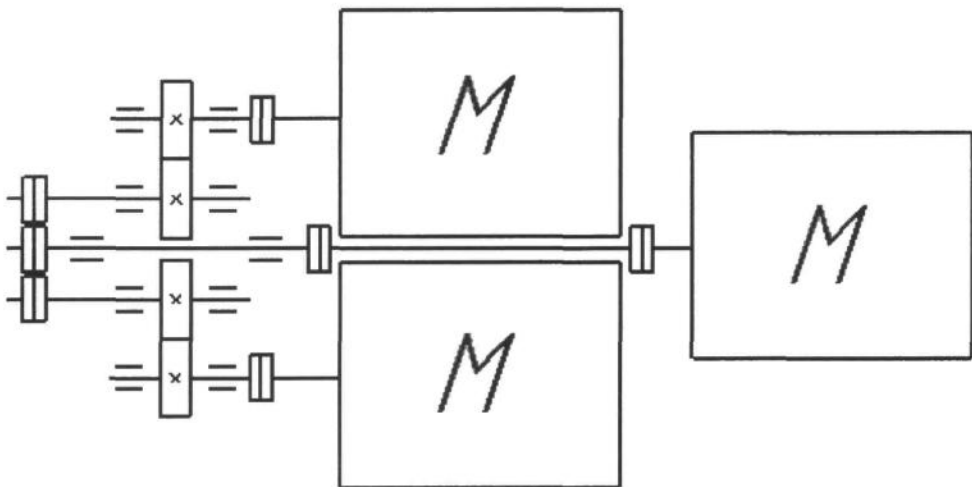


Рисунок 7 . Кинематическая схема привода ЛГМ

3. Расчет напряжений и оценка прочностных характеристик зубчатых колес

3.1 Нахождение крутящего момента, создаваемого мотор-редуктором ЗМП-100М

Дано:

$n = 6$ об/мин.

$P = 3$ кВт.

Находим момент по формуле [2]:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{9,554 \cdot P}{n} = \frac{9,554 \cdot 3000}{6} = 4777 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (1)$$

3.2 Определение геометрических параметров цилиндрической шевронной зубчатой передачи

Для обеспечения минимально возможного угла наклона шпинделя, принято межосевое расстояние шевронной передачи $a_w = 160$ мм.

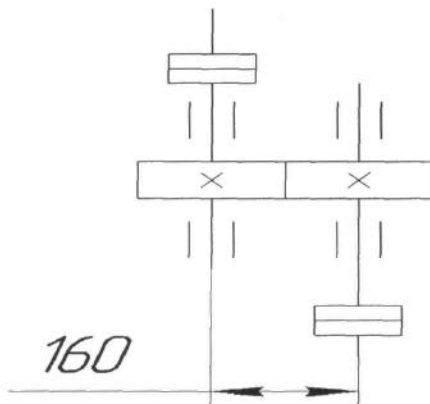


Рисунок 8. Межосевое расстояние передачи

Число зубьев колеса принято равным 20.

Модуль зубчатого колеса определяется по формуле [1]:

$$m = \frac{a_w}{z} = \frac{160}{20} = 8 \text{ мм.} \quad (2)$$

Угол наклона зубьев α передачи принят равным $\alpha = 20^\circ$.

Угол наклона зубьев β передачи принят равным $\beta = 20^\circ$.

Ширина венца $b = 150$ мм.

3.3 Выбор материалов и термической обработки колес

Для изготовления колес выбрана легированная улучшенная сталь 40Х.

Термообработка - закалка ТВЧ с отпуском, твердость сердцевины - 174-217 НВ, твердость поверхности зубьев - 42...45 HRC.

3.4 Определение допускаемых контактных напряжений

Определение допустимых контактных напряжений производится по формуле [1]:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} \cdot Z_N}{S_H}, \text{ МПа.} \quad (3)$$

где $\sigma_{H \text{ lim}}$ - предел контактной выносливости при базовом числе циклов напряжений N_{HO} (табл.1).

S_H - коэффициент запаса прочности (табл.1).

Z_N - коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагружения передачи;

Учитывая условия работы передачи, коэффициент долговечности Z_N принят равным 1.

Таблица 1 - Пределы контактной выносливости $\sigma_{H \text{ lim}}$ и коэффициенты запаса прочности S_H

Способы термической обработки зубьев	Средняя твердость поверхности зубьев	Сталь	$\sigma_{H \text{ lim}}$, МПа	S_H
Нормализация, улучшение	$\leq 350\text{HB}$	Углеродистая и легированная (40,45,40X,40XH, 35XM)	$2 \text{ HB}_0 + 70$	1,1
Поверхностная закалка ТВЧ	42...45 HRC		$17 \text{ HRC}_0 + 200$	1,2

$$[\sigma]_H = \frac{(17 \cdot 45 + 200) \cdot 1}{1,2} = \frac{965}{1,2} = 804 \text{ МПа.}$$

3.5 Определение допускаемых напряжений изгиба

Допускаемые напряжения изгиба определяются по формуле [1]:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} \cdot Y_R \cdot Y_Z \cdot Y_A \cdot Y_N}{S_F}, \text{ МПа.} \quad (4)$$

где $\sigma_{F \text{ lim}}$ - предел выносливости зубьев при изгибе (табл. 2).

S_F - коэффициент запаса прочности (табл.2).

Таблица 2 - Пределы выносливости $\sigma_{F \text{ lim}}$ и коэффициенты запаса прочности S_F

Способы термической обработки зубьев	Средняя твердость поверхности зубьев	Сталь	$\sigma_{F \text{ lim}}$, МПа	S_H
Нормализация, улучшение	$\leq 350\text{HB}$	Углеродистая и легированная (40,45,40X,40XH, 35XM)	$1,75 \cdot \text{HB}_0$	1,7
Поверхностная закалка ТВЧ	42...45 HRC		600 - 700	1,7

Y_R - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности между зубьями. При шлифовании и зубофрезеровании с параметром шероховатости $Rz \leq 40$ мкм $Y_R = 1$.

Y_Z - коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса. Для поковок и штамповок $Y_Z = 1$, для проката $Y_Z = 0,9$, для литых заготовок $Y_Z = 0,8$.

Y_A - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки. При одностороннем приложении нагрузки (передача неревверсивная) $Y_A = 1$. При двустороннем приложении нагрузки для нормализованных и улучшенных сталей $Y_A = 0,65$.

Y_N - коэффициент долговечности при расчете зубьев на изгиб[1]:

$$Y_N = \sqrt[6]{4 \cdot \frac{10^6}{N_K}} \geq 1. \quad (5)$$

где N_K - расчетное число циклов за весь срок службы передачи.
 $N_K = 5 \cdot 365 \cdot 3 \cdot 60 \cdot 6 = 1971000$ циклов.

$$Y_N = \sqrt[6]{4 \cdot \frac{10^6}{1971000}} = 1,13.$$

$$[\sigma]_F = \frac{700 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,65 \cdot 1,13}{1,7} = 302,5 \text{ МПа.}$$

3.6 Определение усилий в зацеплении

Окружная сила [1]:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \frac{T}{d} = 59,7 \cdot 10^3 \text{ Н.} \quad (6)$$

Радиальная сила [1]:

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 23,1 \cdot 10^3 \text{ Н.} \quad (7)$$

Осевая сила отсутствует в шевронной передаче.

3.7 Проверочный расчет передачи на контактную прочность

Расчетное значение контактного напряжения [1]:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u \pm 1)}{d_1 \cdot b_2 \cdot u}} \leq [\sigma]_H, \text{ МПа.} \quad (8)$$

где Z_E - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, $\text{МПа}^{1/2}$. Для стальных колес $Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2}$.

Z_ε - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий. Для косозубых и шевронных передач [1]:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = 0,82. \quad (9)$$

ε_α - коэффициент торцевого перекрытия [1]:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = 1,47. \quad (10)$$

Z_H - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления. Для косозубых цилиндрических передач $Z_H = 2,1$.

K_H - коэффициент нагрузки [1]:

$$K_H = K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1,12. \quad (11)$$

где коэффициент динамической нагрузки принят $K_{Hv} = 1,01$.

Значение $K_{H\beta}$ принято равным 1,05.

Коэффициент распределения нагрузки между зубьями для шевронной передачи принят $K_{H\alpha} = 1,06$.

$$\sigma_H = 190 \cdot 0,82 \cdot 2,1 \cdot \sqrt{\frac{59700 \cdot 1,12 \cdot (1 \pm 1)}{160 \cdot 150 \cdot 1}} = 327,18 \cdot \sqrt{\frac{133728}{24000}} = 771,7 \text{ МПа.}$$

$$804 > 771,7 \text{ МПа,} \quad [\sigma]_H > \sigma_H.$$

Допускаемая недогрузка передачи не более 15 % и перегрузка не более 5 % [1]. Так как недогрузка передачи составила 5 %, то условие прочности выполнено.

3.8 Проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе

Расчетное напряжение изгиба определяется по формуле [1]:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b \cdot m} \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \leq [\sigma_F], \text{ МПа.} \quad (12)$$

где K_F - коэффициент нагрузки [1]:

$$K_F = K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1,2. \quad (13)$$

Y_{FS} - коэффициент, учитывающий форму зуба.

Для колес с наружными зубьями [1]:

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_V} - 27,9 \cdot \frac{X}{Z_V} + 0,092 \cdot X^2 = 3,47 + 0,55 = 4,02. \quad (14)$$

X - смещение исходного контура. Принято $X = 0$.

Z_V - эквивалентное число зубьев [1]:

$$Z_V = \frac{Z}{\cos^3 \beta} = 24. \quad (15)$$

Y_β - коэффициент, учитывающий наклон зуба для косозубых и шевронных колес [1]:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{120} = 0,83. \quad (16)$$

Y_ε - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев [1]:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = 0,68. \quad (17)$$

$$\sigma_F = \frac{59700 \cdot 1,2}{150 \cdot 8} \cdot 4,02 \cdot 0,83 \cdot 0,68 = \frac{71640}{1200} \cdot 2,26 = 135 \text{ МПа.}$$

$$302,5 > 135 \text{ МПа,} \quad [\sigma]_F > \sigma_F.$$

Условие прочности выполнено.

При проверочном расчете напряжения изгиба σ_F могут быть значительно меньше допускаемых $[\sigma]_F$, так как нагрузочная способность большинства закрытых зубчатых передач ограничивается контактной прочностью [1].

4. Расчет валов на прочность

4.1 Материал и геометрические характеристики валов

Для изготовления валов выбрана сталь 40Х, термообработка - улучшение 229...265 НВ.

Геометрические характеристики:

Диаметр вала выбирают исходя из формулы [2]:

$$0,2 \cdot D^3 \geq \frac{M_{кр}}{[\tau]} \quad (18)$$

$$D \geq 25 \text{ мм.}$$

С учетом коэффициента запаса прочности, принят диаметр вала $D_1 = 50$ мм.

$L_1 = 100$ мм, $L_2 = 135$ мм, $L_3 = 290$ мм, $L_4 = 25$ мм, $L_5 = 320$ мм, $D_2 = D_4 = 55$ мм, $D_3 = 60$ мм.

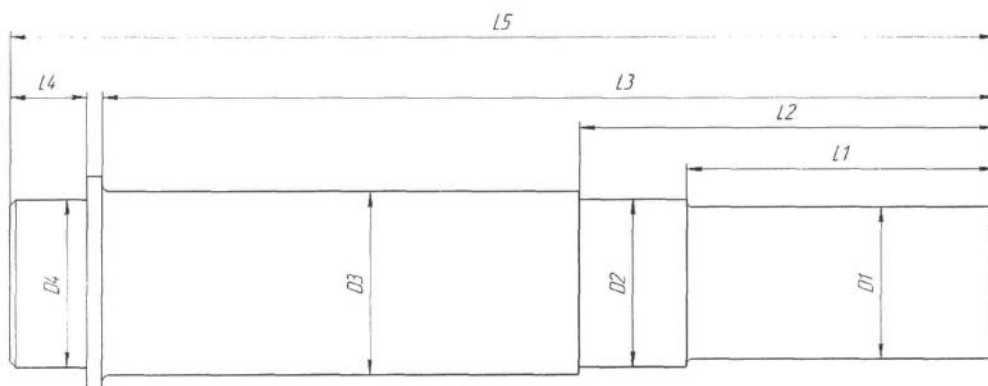


Рисунок 9. Размеры валов

4.2 Коэффициент перегрузки

Проверку вала на статическую прочность выполняют для предупреждения появления пластических деформаций в период кратковременных перегрузок (например, при пуске, разгоне, реверсировании, срабатывании предохранительного устройства).

Величина перегрузки зависит от конструкции передачи. Так, при наличии предохранительной муфты перегрузка определяется моментом, при котором эта муфта срабатывает. При отсутствии предохранительной муфты возможную перегрузку принимают равной перегрузке при пуске приводного электродвигателя.

В расчетах используют коэффициент перегрузки [2]:

$$K_{II} = \frac{T_{max}}{T} = 1,2. \quad (19)$$

4.3 Определение касательных напряжений при максимальных нагрузках

Для определения касательных напряжений используют формулы [2]:

$$\sigma = 10^3 \cdot \frac{M_{max}}{W_X} + \frac{F_{max}}{A}, \quad \tau = 10^3 \cdot \frac{T_{max}}{W_K}. \quad (20, 21)$$

где M_{max} - результирующий изгибающий момент, Н · м.

T_{max} - крутящий момент, Н · м.

F_{max} - осевая сила, Н (в задачи отсутствует).

W_X, W_K - моменты сопротивления сечения вала при изгибе и кручении, $мм^3$.

A - площадь поперечного сечения вала, $мм^2$.

4.4 Осевая сила

$F_{max} = 0$, так как используется шевронная передача, компенсирующая осевую нагрузку.

4.5 Моменты сопротивления сечения вала при изгибе и кручении

Моменты сопротивления сечения вала находятся по формулам [2]:

$$W_X = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 216000}{32} = 21195 \text{ мм}^3. \quad (22)$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 216000}{16} = 42390 \text{ мм}^3. \quad (23)$$

4.6 Максимальный крутящий момент

Максимальный крутящий момент находится по формуле [2]:

$$T_{\max} = K_{\Pi} \cdot T = 1,2 \cdot 4777 = 5732,4 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (24)$$

4.7 Результирующий изгибающий момент

Результирующий изгибающий момент находится по формуле [2]:

$$M_{\max} = K_{\Pi} \cdot \sqrt{M_x^2 + M_y^2}. \quad (25)$$

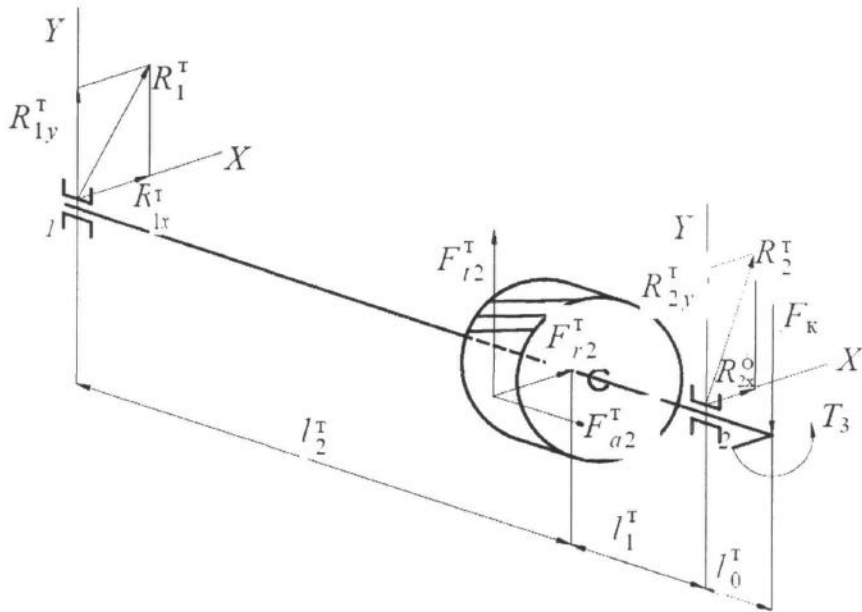


Рисунок 10. Расчетная схема вала

Из условия равенства нулю моментов сил в опорах 1 и 2 по рис. 10 имеем [2]:
 - в плоскости XOZ:

$$\sum M_1 = 0. \quad (26)$$

$$R_{2x} \cdot (l_1 + l_2) + F_{r2} \cdot l_2 = 0. \quad (27)$$

$$R_{2x} = \frac{-F_{r2} \cdot l_2}{l_1 + l_2} = \frac{-23100 \cdot 90}{90 + 90} = \frac{-2079000}{180} = -11550 \text{ Н.}$$

$$R_{2x} = R_{1x}, \text{ так как } l_1 = l_2 = 90 \text{ мм.}$$

- в плоскости YOZ:

$$R_{2y} \cdot (l_1 + l_2) + F_{t2} \cdot l_2 = 0. \quad (28)$$

$$R_{2y} = \frac{-F_{t2} \cdot l_2}{l_1 + l_2} = \frac{-59700 \cdot 90}{90 + 90} = \frac{-537300}{180} = -29850 \text{ Н.}$$

$$R_{2y} = R_{1y}, \text{ так как } l_1 = l_2 = 90 \text{ мм.}$$

Моменты M_x и M_y находят по формулам [2]:

$$M_x = R_{1x} \cdot l_2 = -11550 \cdot 90 = -1039500 \text{ Н} \cdot \text{мм.} \quad (29)$$

$$M_y = R_{1y} \cdot l_2 = -29850 \cdot 90 = -2686500 \text{ Н} \cdot \text{мм.} \quad (30)$$

$$M_{\max} = 1,2 \cdot \sqrt{-1039500^2 + (-2686500^2)} = 1,2 \cdot 2880597,6 = 3456717 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

4.8 Построение эюр моментов для вала

Строим эюру по M_x :

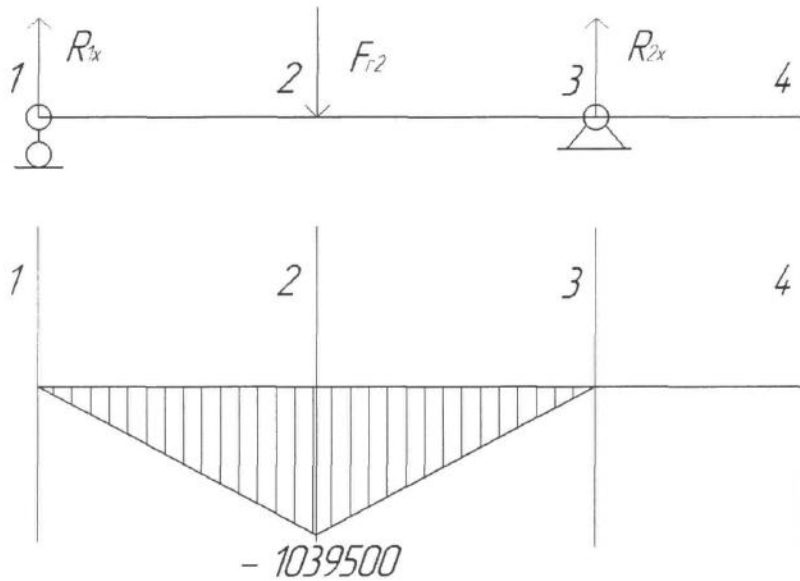


Рисунок 11. Эюра M_x

Строим эюру по M_y :

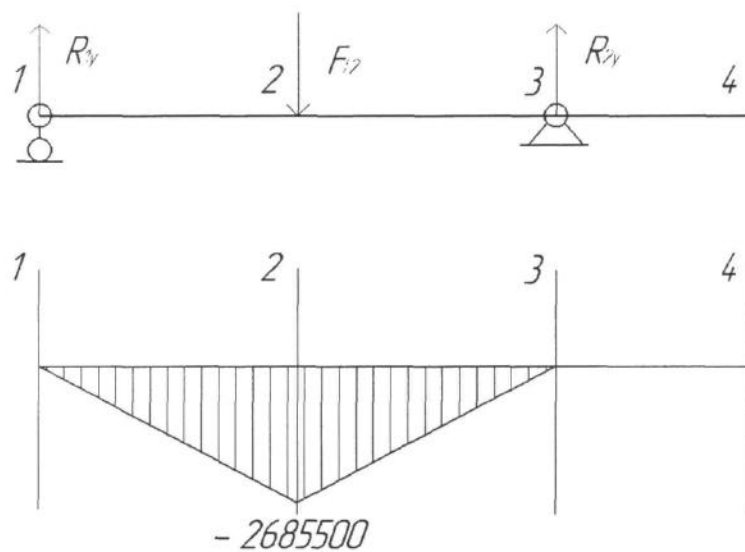


Рисунок 12. Эюра M_y

Строим эюру по $M_{кр}$:

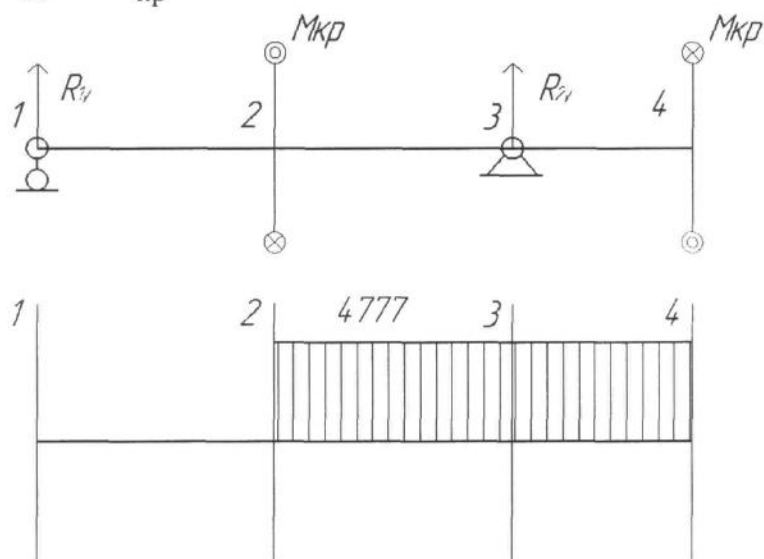


Рисунок 13. Эюра $M_{кр}$

4.9 Расчет касательных напряжений

$$\sigma = 10^3 \cdot \frac{M_{\max}}{W_X} + \frac{F_{\max}}{A} = \frac{3456717 \text{ Н} \cdot \text{мм}}{21195 \text{ мм}^3} = 163 \text{ МПа.}$$

$$\tau = 10^3 \cdot \frac{T_{\max}}{W_K} = \frac{5732400 \text{ Н} \cdot \text{мм}}{42390 \text{ мм}^3} = 135,2 \text{ МПа.}$$

4.10 Определение коэффициентов запаса прочности

Для стали 40Х: $\sigma_T = 640 \text{ МПа}$, $\tau_T = 380 \text{ МПа}$.

Частные коэффициенты запаса [2]:

$$S_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma} = \frac{640}{163} = 3,93. \quad (31)$$

$$S_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau} = \frac{380}{135,2} = 2,81. \quad (32)$$

Общий коэффициент запаса [2]:

$$S_T = \frac{S_{T\sigma} \cdot S_{T\tau}}{\sqrt{S_{T\sigma}^2 + S_{T\tau}^2}} = \frac{3,93 \cdot 2,81}{\sqrt{3,93^2 + 2,81^2}} = \frac{11,04}{4,83} = 2,29. \quad (33)$$

5. Расчет шпоночных соединений

Основным критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность. Шпонки выбирают по таблицам ГОСТов в зависимости от диаметра вала, а затем соединения проверяют на прочность. Размеры шпонок и пазов подобраны так, что прочность их на срез и изгиб обеспечивается, если выполняется условие прочности на смятие, поэтому основной расчет шпоночных

соединений — расчет на смятие. Проверку шпонок на срез в большинстве случаев не проводят.

Расчет шпонки на смятие [2]:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d \cdot (h-t) \cdot l_p} \leq [\sigma]_{\text{см}} \cdot \quad (34)$$

$$[\sigma]_{\text{см}} = 130 \dots 200 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{9554 \cdot 10^3}{60 \cdot (11-4) \cdot 124} = 183,4 \text{ Н/мм}^2.$$

$$183,4 \leq 200 \text{ Н/мм}^2, \quad \sigma_{\text{см}} \leq [\sigma]_{\text{см}}.$$

Условие прочности выполнено.

6. Расчет шлицевых соединений

Шлицевое соединение условно можно рассматривать как многошпоночное, у которого шпонки выполнены за одно целое с валом. Преимуществом шлицевого соединения является его способность передавать большие моменты.

Формула расчета шлицевого соединения на смятие [2]:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T}{d_m \cdot z \cdot l \cdot h \cdot \varepsilon} \leq [\sigma]_{\text{см}} \cdot$$

где $z = 8$ - число зубьев.

$h = 2$ мм - высота зубьев.

$l = 80$ мм - длина шлицевого соединения.

$d_m = 48$ мм - средний диаметр шлицевого соединения.

$\varepsilon = 0,7-0,8$ - коэффициент, учитывающий концентрацию контактных давлений на краях соединения.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{9554000}{48 \cdot 8 \cdot 80 \cdot 2 \cdot 0,8} = \frac{9554000}{49152} = 194 \text{ Н/мм}^2.$$

$$194 \leq 200 \text{ Н/мм}^2, \sigma_{\text{см}} \leq [\sigma]_{\text{см}}.$$

Условие прочности выполнено.

7. Выбор подшипников

Так как валы вращаются со скоростью $w = 0,628 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$, то подшипники будем выбирать по статической грузоподъемности (C_0).

Радиальная сила, действующая в зацеплении, равна $F_r = 23100 \text{ Н}$.

Используемые подшипники - ГОСТ 8338-75, подшипник шариковый радиальный однорядный 211, легкая серия диаметров 2, узкая серия ширины 0, $C = 43600 \text{ Н}$, $C_0 = 25000 \text{ Н}$.

8. Выбор уплотнений

Уплотнение - устройство для предотвращения вытекания жидкостей и защиты от попадания пыли.

Учитывая диаметр вала $d = 55 \text{ мм}$, применяется: манжета 1.1-55x80-1 ГОСТ 8752-79.

9. Маршрутный технологический процесс изготовления деталей

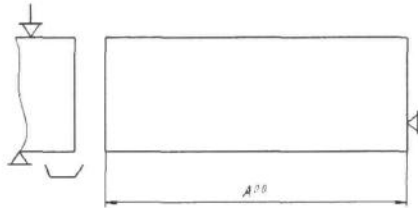
9.1 Маршрут изготовления вала

В качестве заготовки использован прокат круглый $\varnothing 62$ мм по ГОСТ 2590-88.

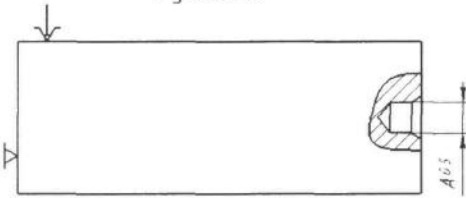
Таблица 3 – Маршрутный технологический процесс изготовления детали вала.

№ операции	Название операции	Стадия
00	Отрезная	–
05	Подготовка технологических баз (2 установка)	Чистовая
10	Токарная с ЧПУ (2 установка)	Черновая
15	Токарная с ЧПУ (2 установка)	Чистовая
20	Фрезерная с ЧПУ	Чистовая
25	Шлицефрезерная	Чистовая
30	Термическая	–
35	Шлифовальная	Чистовая
40	Контрольная с ЧПУ	–

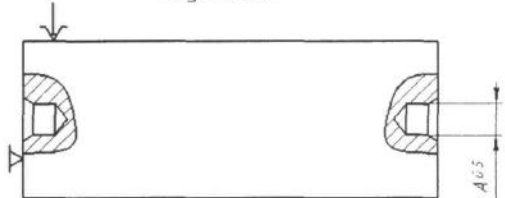
00 Отрезная



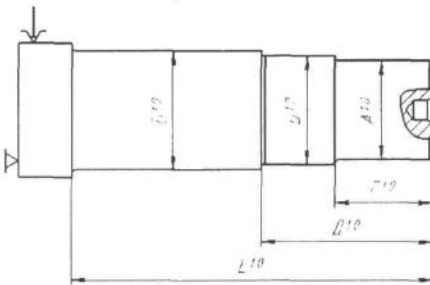
05 Подготовка технологических баз
1 установ



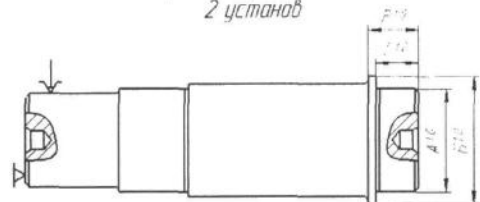
05 Подготовка технологических баз
2 установ



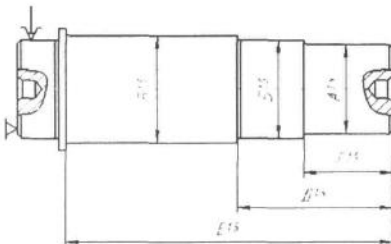
10 Токарная операция с ЧПУ
1 установ



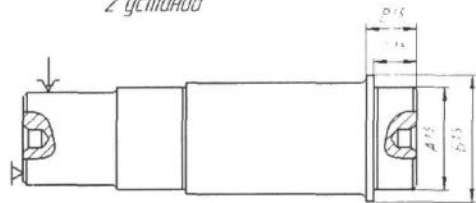
10 Токарная операция с ЧПУ
2 установ



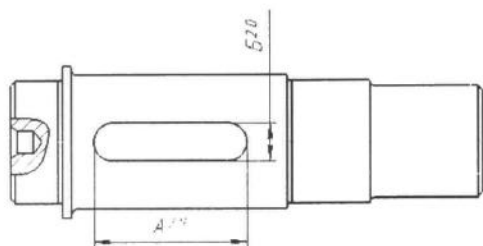
15 Токарная операция с ЧПУ (чистовая)
1 установ



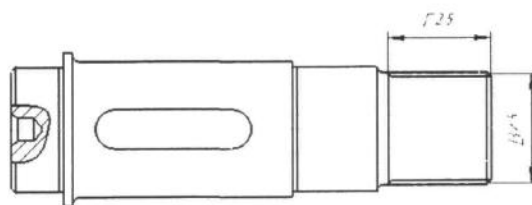
15 Токарная операция с ЧПУ (чистовая)
2 установ



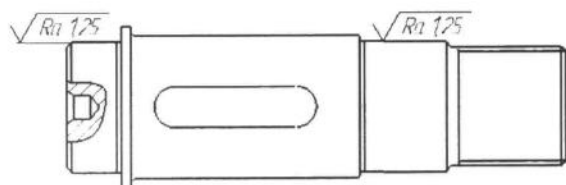
20 Фрезерная с ЧПУ



25 Шлицефрезерная с ЧПУ



35 Шлифовальная



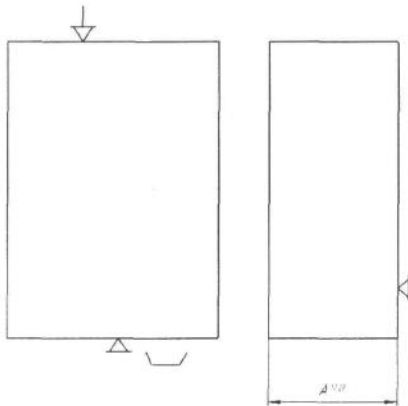
9.2 Маршрут изготовления зубчатого колеса

В качестве заготовки использован прокат круглый $\varnothing 180$ мм по ГОСТ 2590-88.

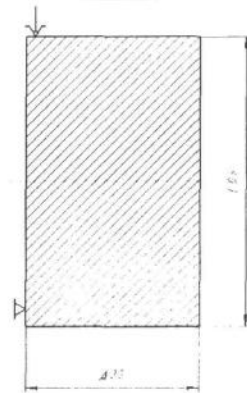
Таблица 4 – Маршрутный технологический процесс изготовления детали зубчатое колесо

№ операции	Название операции	Стадия
00	Отрезная	–
05	Токарная с ЧПУ (2 установка)	Черновая
10	Сверлильная с ЧПУ	Черновая
15	Токарная с ЧПУ (2 установка)	Чистовая
20	Долбление	Чистовая
25	Зубофрезерная с ЧПУ	Черновая
30	Термическая	–
35	Зубошлифовальная с ЧПУ	Чистовая
40	Контрольная с ЧПУ	–

00 Отрезная операция с ЧПУ

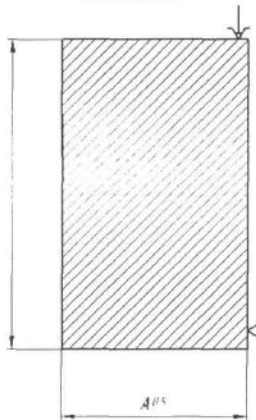


05 Токарная операция с ЧПУ
Установ 1

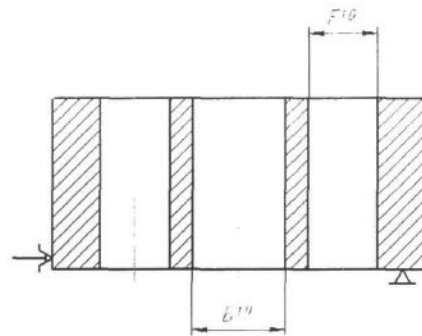


05 Токарная операция с ЧПУ

Установ 2

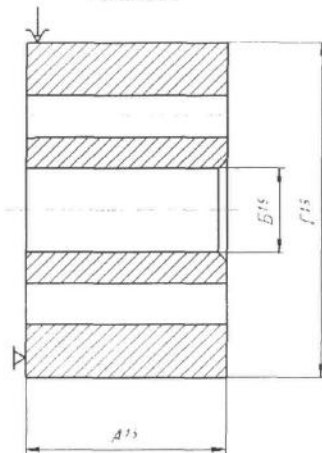


10 Сверлильная операция с ЧПУ



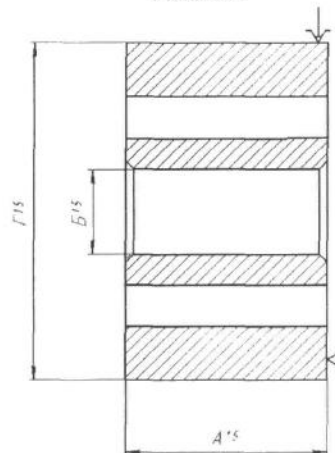
15 Токарная операция с ЧПУ

Установ 1

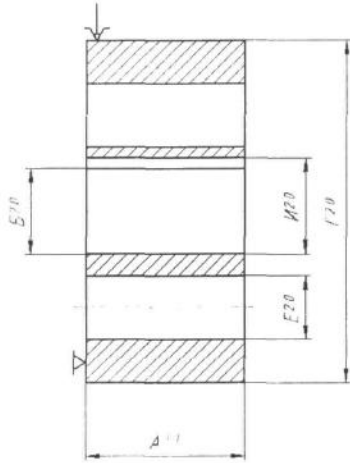


15 Токарная операция с ЧПУ

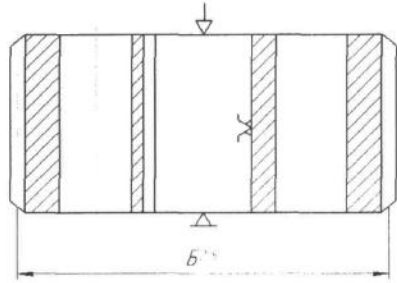
Установ 2



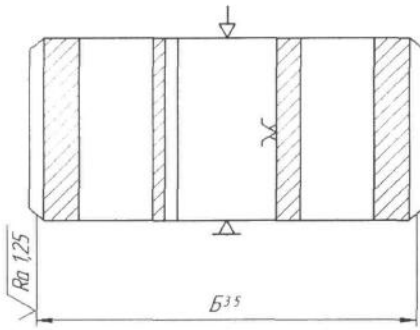
20 Долбление



25 Зубофрезерная



35 Зубошлифовальная

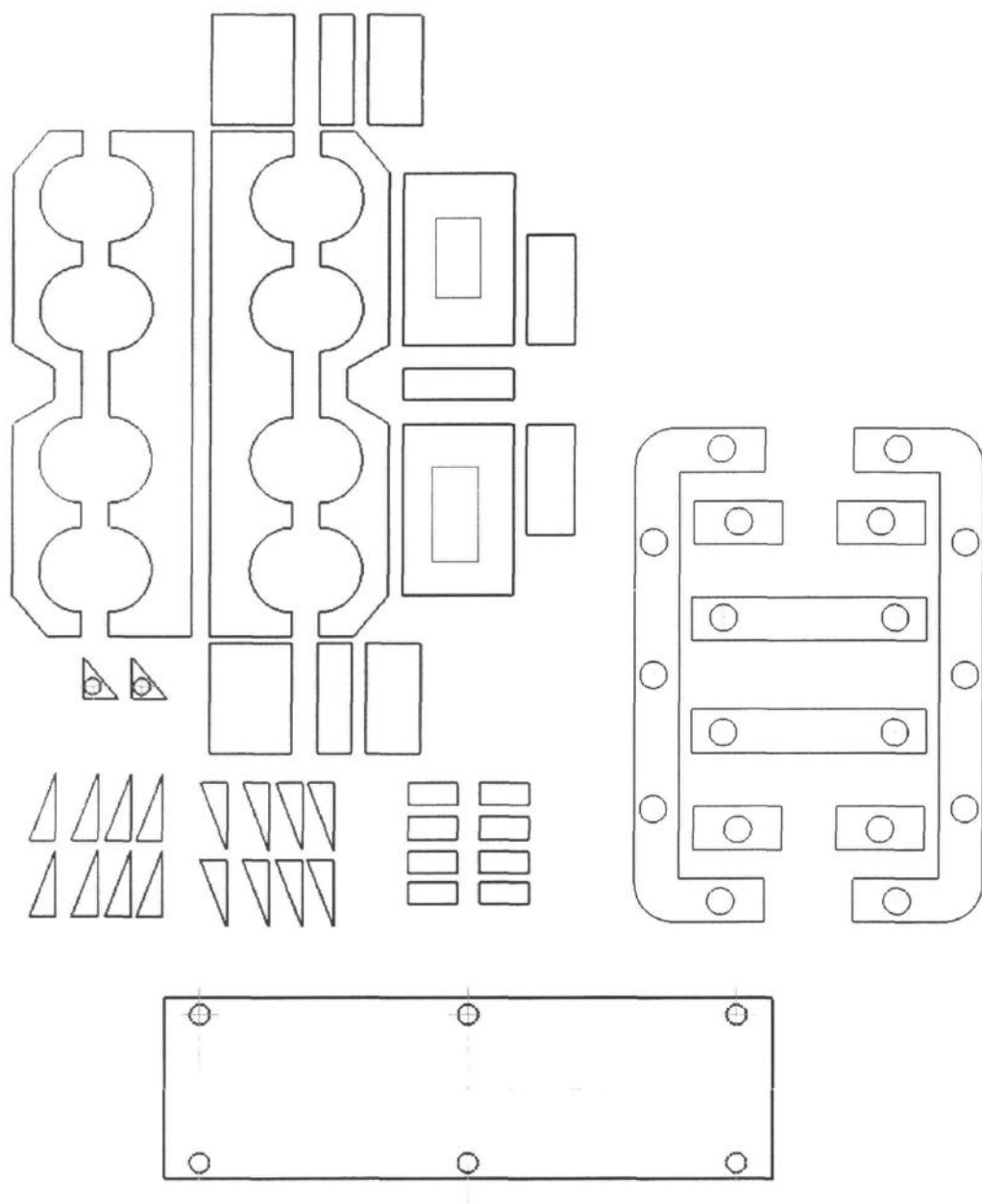


9.3 Маршрут изготовления корпуса

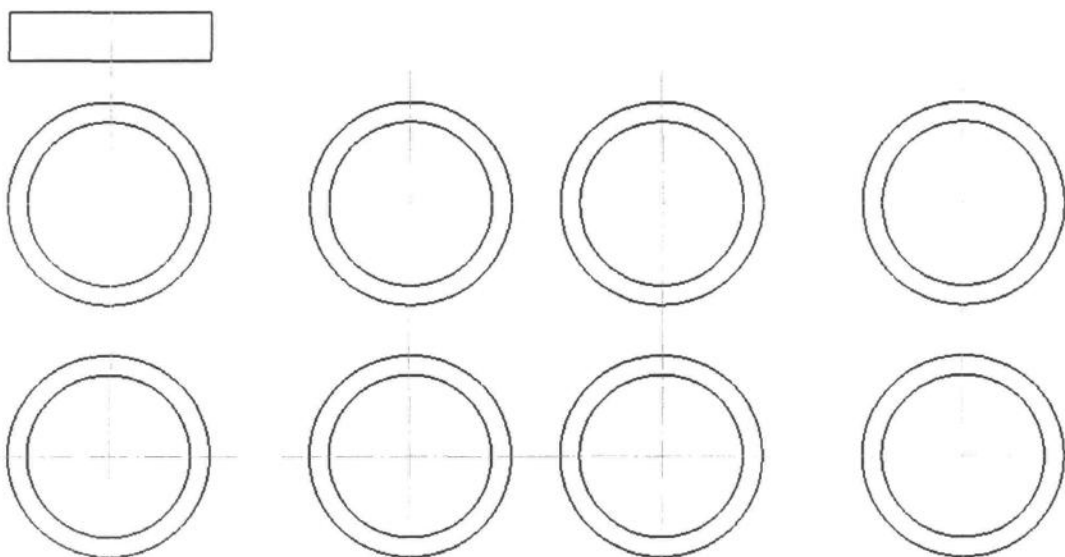
Таблица 5 – Маршрутный технологический процесс изготовления корпуса раздаточной коробки.

№ операции	Название операции	Стадия
00	Резка металла на лазерном станке с ЧПУ	–
05	Изготовление втулок	–
10	Разрезание (втулки)	–
15	Сваривание	–
20	Фрезерование (плоскость базовая)	Чистовая
25	Фрезерование (фланцы)	Чистовая
30	Растачивание (втулки)	Чистовая
35	Сверление (нарезка резьбы в крепежных отверстиях)	Чистовая

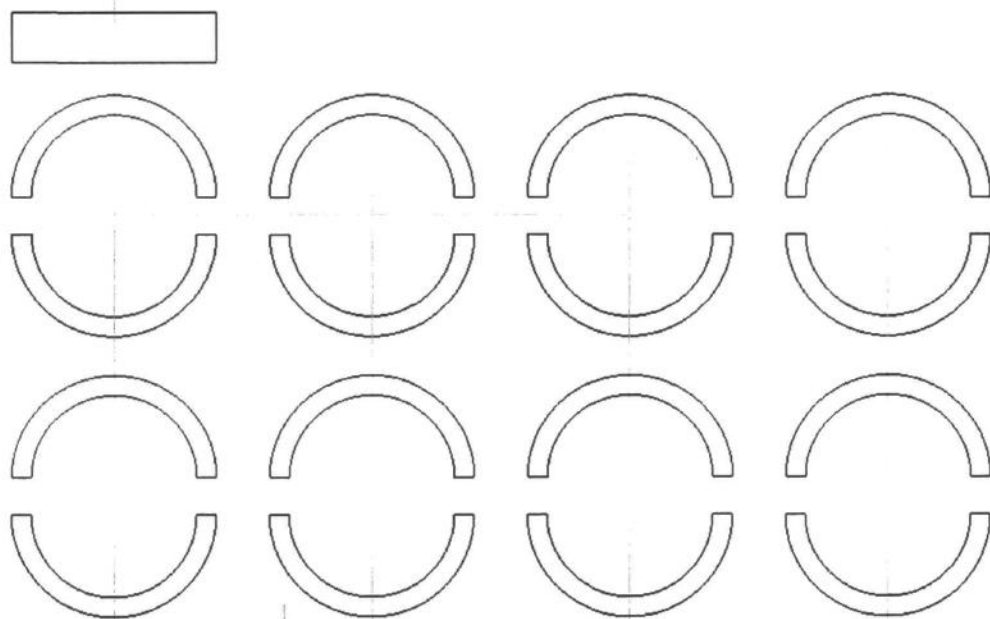
00 Резка металла



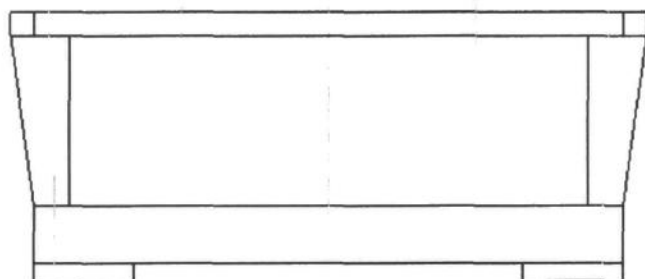
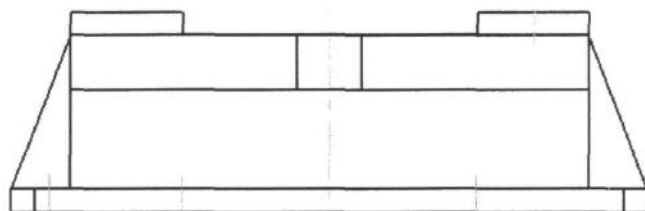
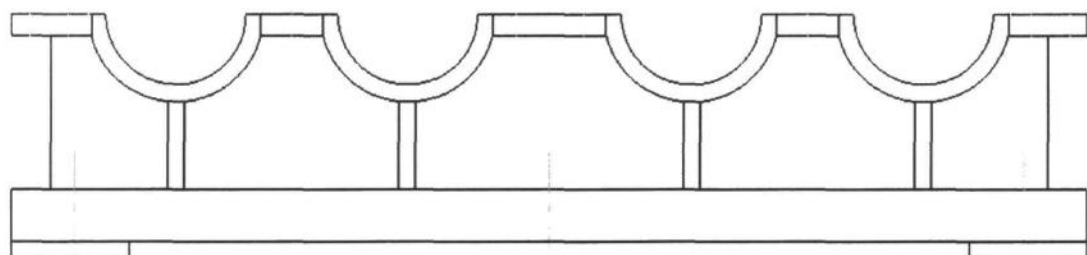
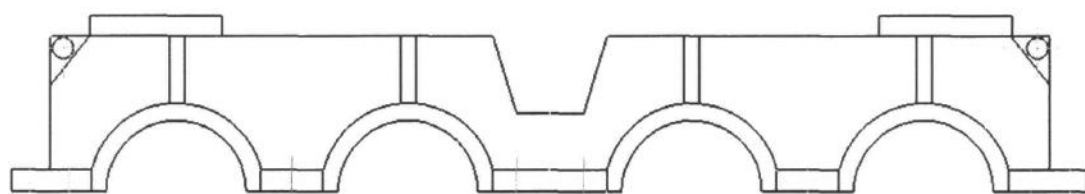
05 Изготовление втулок



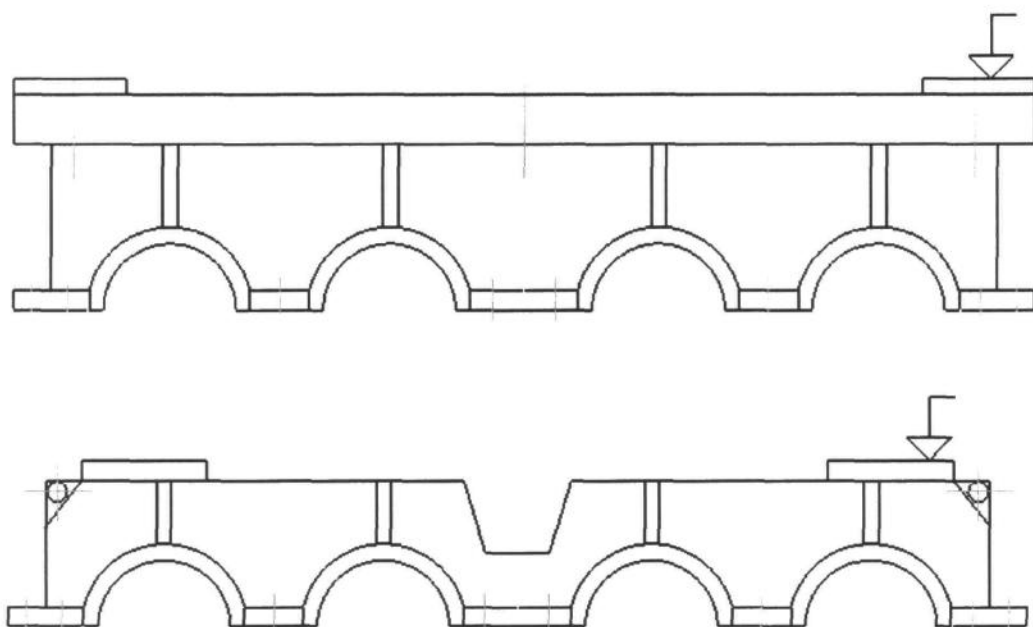
10 Разрезание (втулки)



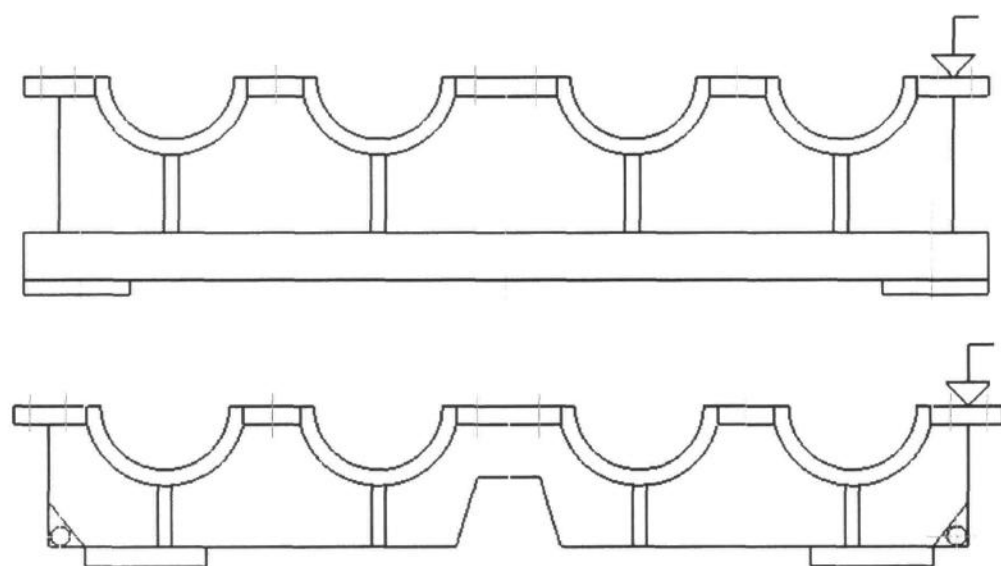
10 Сварка



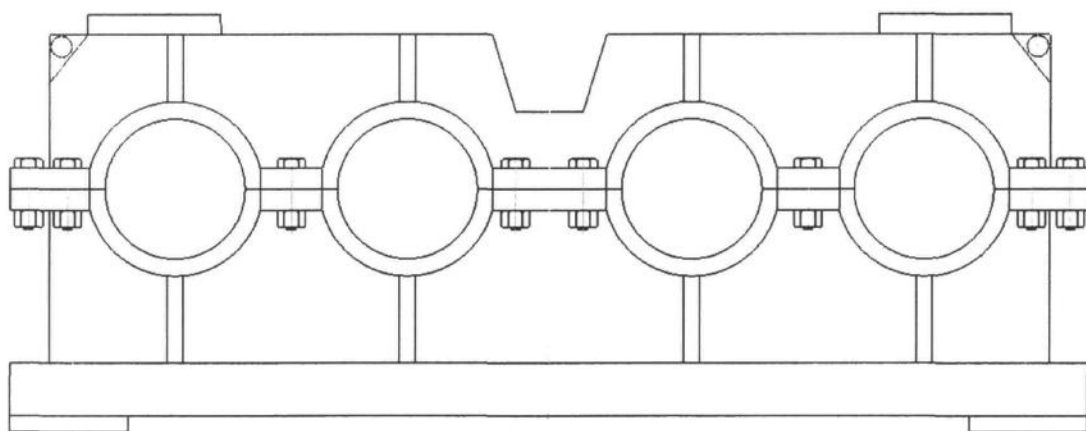
15 Фрезерная (плоскость базовая)



20 Фрезерная (фланцы)



25 Расточная (втулки)



10. Заключение

В ходе дипломной работы была разработана кинематическая схема привода. Спроектирована раздаточная коробка главного привода, выполнены расчеты, сборочные и детальные чертежи.

11. БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Расчет цилиндрических зубчатых передач: методические указания/ сост. М.В. Аввакумов, А.Б. Коновалов; СПб ГТУРП. - СПб., 2012. - 45с.
2. Глухих В.Н., Прилуцкий А.А. Расчет и проектирование валов: учебное пособие. - СПб.: СПбГУ - НИПТ, 2010. - 76с. э
3. Типовые технологические процессы изготовления деталей машин : учебное пособие / А.Г. Ткачев, И.Н. Шубин. – 2-е изд., стер. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2007. – 112 с.

Инв. № подл.	Н.контр. Угб.	Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Формат	Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	Инд. № подл.	Взам. инв. №	Инв. №	Лл.	Подп. и дата	Перв. примен.	
																			Лит.
										<u>Документация</u>									
		A1	МиМТ-486.151000.2016.03.00СБ	Сборочный чертёж															
										<u>Сборочные единицы</u>									
			3	МиМТ-486.151000.2016.03.00.03	Картер						1								
			27	МиМТ-486.151000.2016.03.00.27	Крышка						1								
										<u>Детали</u>									
			1	МиМТ-486.151000.2016.03.00.01	Вал						4								
			2	МиМТ-486.151000.2016.03.00.02	Колеса зубчатое						4								
			5	МиМТ-486.151000.2016.03.00.05	Крышка						4								
			7	МиМТ-486.151000.2016.03.00.07	Крышка						4								
			9	МиМТ-486.151000.2016.03.00.09	Крышка						4								
			10	МиМТ-486.151000.2016.03.00.10	Втулка						4								
			14	МиМТ-486.151000.2016.03.00.14	Крышка						2								
			15	МиМТ-486.151000.2016.03.00.15	Манжета						2								
			19	МиМТ-486.151000.2016.03.00.19	Крышка						2								
			23	МиМТ-486.151000.2016.03.00.23	Щуп						1								
			24	МиМТ-486.151000.2016.03.00.24	Крышка щупа						1								
			25	МиМТ-486.151000.2016.03.00.25	Кольцо уплотнительное						1								
										МиМТ-486.151000.2016.03.00.00									
										Коробка раздаточная									
										Лит. 1 Листов 2									
										ЮУрГУ МиМТОМД									

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Стандартные изделия		
		4		Прокладка Б-100-1-А ГОСТ 15180-86	8	
		6		Подшипник 211 ГОСТ 8338-75	8	
		8		Манжета 1.1-55x80-1 ГОСТ 8752-79	4	
		11		Болт М6x28 ГОСТ 15590-70	66	
		12		Шайба А 4.37 ГОСТ 10450-78	32	
		13		Болт В М4x10-10.9 ГОСТ 52854-2007	32	
		16		Гайка М10x1-6Н ГОСТ 15521-70	4	
		17		Шпилька 3-М6-8рх30.ХНЗ5ВТ ОСТ 26-2039-96	4	
		18		Втулка ИСО 4379-2006-F 55 x 60 x 40 Y-CuAl10Fe5Ni5	2	
		20		Болт М16x60 ГОСТ 15590-70	6	
		21		Шайба А 9.47 ГОСТ 10450-78	1	
		22		Болт М18x20 ГОСТ 15590-70	1	
		26		Гайка М6-6Н ГОСТ 15524-70	22	

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. №	Л. л.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	МШМТ-486.151000.2016.03.00.00	Лист
						2